



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní
Ústav energetiky

Analýza zapojení energetického oběhu pro jaderný reaktor 30 MWt
A study of an energy cycle for the Small Modular Reactor 30 MWt

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetika

Vedoucí práce: Ing. Ondřej Bartoš, Ph. D.

Miroslav Gleitz

Praha 2018

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

V Praze, dne:

Podpis:

Anotační list

Jméno autora	Miroslav Gleitz
Název BP/DP	Analýza zapojení energetického oběhu pro jaderný reaktor 30MWt
Anglický název:	A study of an energy cycle for the Small Modular Reactor 30MWt
Akademický rok:	2017/2018
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky/Energetika
Vedoucí BP/DP:	Ing. Ondřej Bartoš, Ph.D.
Konzultant:	
Bibliografické údaje:	Počet stran: 104 Počet obrázků: 56 Počet tabulek: 31 Počet příloh: 0
Klíčová slova:	SMR, MSR, sCO ₂ , reaktor
Keyword:	SMR, MSR, sCO ₂ , reactor
Anotace:	Studie se zabývá možným energetickým oběhem pro malý modulární reaktor s tepelným výkonem 30MWt. Díličními cíli jsou: 1. Detailní rešerše současného stavu vývoje malých modulárních reaktorů (SMR). 2. Rešerše použití energetických oběhů na vyvedení výkonu pro SMR. 3. Vytvoření matematického modelu pro různé zapojení en. oběhu. 4. Návrh optimální varianty en. oběhu pro uvažovaný reaktor
Abstract:	The study explores the possible energy circuit for a small modular reactor with a thermal output 30 MWt. The partial goals are: 1. Detailed research of the state of development of small modular reactors (SMR). 2. Research on the use of energy cycles for the delivery of SMR power. 3. Create a mathematical model for different connections. circulation. 4. Design of the optimal variant of the energy circuit for the considered reactor

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Ondřeji Bartošovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce, připomínky a věnovaný čas při řešení problémů týkajících se zpracování této práce.

Obsah

Seznam použitých obrázků	3
Seznam použitých tabulek	5
Seznam příloh	Chyba! Záložka není definována.
Seznam použitých znaků, zkratk a indexů	6
Úvod	7
1. Přehled SMR ve světě	8
1.1 Tlakovodní reaktory.....	10
1.1.1 CAREM	10
1.1.2 KLT-40S.....	11
1.1.3 RITM-200	12
1.1.4 NuScale	12
1.1.5 SMART	13
1.1.6 mPower.....	14
1.2 Tekutými kovy chlazené reaktory	14
1.2.1 4S.....	15
1.2.2 SVBR-100	16
1.3 Héliem chlazené reaktory.....	16
1.3.1 HTR-PM.....	16
2. Solné reaktory (MSR)	18
2.1 Energy Well.....	18
2.2 IMSR	19
2.3 SmAHTR	20
2.4 MK1 PB-FHR	22
2.5 MSTW	23
2.6 TMSR - Čína	24
2.6.1 TMSR-LF2	25
2.6.2 TMSR-SF2.....	26
2.7 FUJI.....	27
2.8 Stable Salt Reactor (SSR)	28
2.9 LFTR	30
2.10 MSFR.....	31
2.11 Urychlovačem řízené transmutační technologie	32
2.12 Závěry z kapitoly	32
3. Energetické oběhy vhodné pro vyvedení výkonu z SMR	35
3.1 Výběr vhodné pracovní látky	35
3.2 Rankin–Clausiusův kondenzační oběh.....	40
3.3 Ericsson-Braytnův plynový oběh	41
3.4 Alternativní využití	41
3.4.1 Příprava pitné vody	42
3.4.2 Výroba vodíku	42
3.4.3 Teplárenství	43
3.5 Současná situace sCO ₂	43
3.5.1 Experimentální smyčky	43
3.5.2 Základní komponenty terciálního oběhu	44
4. Matematický model vybraných energetických oběhů	47
4.1 Vybrané energetické oběhy	48
4.2 Výpočet jednotlivých zařízení.....	49

4.2.1	Kompresor	49
4.2.2	Vnitřní výměna tepla (VVT).....	50
4.2.3	Ohřívák	51
4.2.4	Turbína.....	51
4.2.5	Chladič	53
4.3	Popis vybraných energetických oběhů.....	56
4.3.1	Jednoduchý E-B.....	56
4.3.2	Jednoduchý E-B s vnitřní výměnou tepla (EBVVT)	57
4.3.3	E-B s dělenou kompresí a VVT (EBDKVVT)	58
4.3.4	Rekompresní E-B s VVT (EBREVVT).....	60
4.3.5	E-B s přehříváním a VVT (EBPVVT).....	61
4.3.6	Rekompresní E-B s přehříváním a VVT (EBREPVVT)	62
4.3.7	Oběhy s úplnou nebo částečnou kondenzací (EBCK).....	63
4.4	Srovnání jednotlivých oběhů	64
5.	Detailní návrh optimální varianty energetického oběhu	72
5.1	Jednoduchý E-B s VVT	72
5.1.1	Turbína.....	73
5.1.2	Kompresor	74
5.1.3	VVT NT	76
5.1.4	Chladič	76
5.1.5	VVT VT	77
5.1.6	Topný výměník (ohřívák)	78
5.1.7	Souhrn	79
5.2	Rekompresní E-B s VVT	80
5.2.1	Turbína.....	81
5.2.2	Kompresor č. 1.....	82
5.2.3	Rozdělovač proudu	84
5.2.4	Chladič	84
5.2.5	Kompresor č. 2.....	85
5.2.6	VVT2 VT	86
5.2.7	VVT2 NT	87
5.2.8	Slučovač proudu	88
5.2.9	VVT1 NT	89
5.2.10	VVT1 VT	89
5.2.11	Topný výměník (ohřívák)	90
5.2.12	Souhrn	91
5.3	Závěr z kapitoly	92
6.	Závěr.....	94
7.	Použité zdroje	97

Seznam použitých obrázků

Obr. 1-1 Seřazení typů reaktorů podle dosahovaného elektrického výkonu [6]	9
Obr. 1-2 Carem [9].....	10
Obr. 1-3 KLT-40S v řezu [10]	11
Obr. 1-4 KLT-40S primární okruh [11]	11
Obr. 1-5 Plovoucí elektrárna s reaktorem KLT-40S [10]	11
Obr. 1-6 Ledoborec s reaktorem RITM-200 [8]	12
Obr. 1-7 RITM-200 [8]	12
Obr. 1-8 Nu-Scale [9] [13].....	13
Obr. 1-9 SMART [11].....	13
Obr. 1-10 mPower [9]	14
Obr. 1-11 Řez elektrárnou 4S [9].....	15
Obr. 1-12 SVBR-100 – řez reaktorem [7]	16
Obr. 1-13 HTR-PM [7]	17
Obr. 2-1 Energy Well [12].....	18
Obr. 2-2 IMSR smyčkové uspořádání [7]	19
Obr. 2-3 SmAHTR [7]	20
Obr. 2-4: Znárodnění průběhu výstavby elektrárny MK1 PB-FHR [13].....	22
Obr. 2-5: Schématické složení elektrárny MK1 PB-FHR [13].....	23
Obr. 2-6 MSTW pohled v řezu [7].....	24
Obr. 2-7 TMSR-LF2 schéma zapojení jednotlivých okruhů [14].....	25
Obr. 2-8 TMSR-SF2 schéma zapojení jednotlivých okruhů [14]	26
Obr. 2-9 FUJI schéma zapojení jednotlivých okruhů [7].....	27
Obr. 2-10 Stable salt reactor (SSR) [15].....	29
Obr. 2-11 LFTR schéma uspořádání jednotlivých okruhů	30
Obr. 2-12 MSFR schéma zapojení okruhů [16].....	31
Obr. 2-13 MSFR řez reaktorem [16]	31
Obr. 3-1 Závislost měrné tepelné kapacity na teplotě	37
Obr. 3-2 Závislost hustoty na tlaku	38
Obr. 3-3 Závislost změny hustoty na stlačení.....	38
Obr. 3-4 Závislost hustoty na tlaku pro 600 °C a 40 °C.....	39
Obr. 3-5 Oblasti využití tepla podle dosahovaných teplot [15]	41
Obr. 3-6 Závislost potřeby energie na teplotě pro elektrolýzu vody [34].....	43
Obr. 3-7: Grafické znázornění sCO ₂ smyčkovy společnosti UJV Řež [22].....	44
Obr. 3-8: Pracovní oblasti hlavních druhů plynových kompresorů [34]	45
Obr. 3-9: Porovnání rozměrů jednotlivých typů turbín [2]	45

Obr. 3-10: Model sCO ₂ turbíny společnosti GE vytvořený pomocí 3D tiskárny [34]	46
Obr. 4-1 Schéma zapojení konceptu Energy Well [12].....	47
Obr. 4-2 Jednoduchý E-B oběh	57
Obr. 4-3 T-s diagram pro jednoduchá EB s VVT	57
Obr. 4-4 T-s diagram pro EB s dělenou kompresí a VVT	58
Obr. 4-5 Dělená komprese 10 MPa na sání	59
Obr. 4-6 Dělená komprese 7,25 MPa na sání	59
Obr. 4-7 Vliv mezitlaku na účinnost	59
Obr. 4-8 T-s diagram pro rekompresní EB s VVT	60
Obr. 4-9 Vliv rozdělení proudů a teploty na reálné účinnosti oběhu	61
Obr. 4-10 Vliv tlaku dělené expanze na reálné účinnosti oběhu	62
Obr. 4-11 T-s diagram Rekompresního EB s VVT	63
Obr. 4-12 Závislost účinnosti na rozdělení proudů ω	63
Obr. 4-13 T-s diagram pro kondenzační oběh s VVT	64
Obr. 4-14 Vliv teploty na sání na reálnou účinnost u plyných oběhů.....	66
Obr. 4-15 Vliv teploty na sání na reálnou účinnost u kondenzačních oběhů.....	66
Obr. 4-16 Závislost reálné účinnosti na kompresním poměru při 7,8 MPa na sání	67
Obr. 4-17 Vliv kompresního poměru na reálné účinnosti při 20 °C a 5,8 MPa na sání ...	68
Obr. 4-18 Normogram pro odečtení tlaků v závislosti na tlakovém poměru	68
Obr. 4-19 Závislost termické účinnosti na tlaku na sání při 21,61 MPa na výtlaku.....	69
Obr. 6-1 Závislost reálné účinnosti na kompresním poměru u plyných oběhů	95

Seznam použitých tabulek

Tab. 0-1 Energy Information Administration, tis. \$ /kWe [3]	7
Tab. 1-1: Přehled SMR s vysokou pravděpodobností realizace v nejbližších letech [1]....	8
Tab. 2-1 Energy Well parametry [12].....	19
Tab. 2-2 IMSR parametry [1], [7]	20
Tab. 2-3 SmAHTR parametry [1], [7].....	21
Tab. 2-4 tabulka uvažovaných materiálů pro vysokoteplotní pracovní látky [7]	21
Tab. 2-5 MK1 PB-FHR parametry [7], [13]	23
Tab. 2-6 MSTW parametry [1], [7]	24
Tab. 2-7 TMSR-LF2 parametry [14]	25
Tab. 2-8 TMSR-SF2 parametry [14]	26
Tab. 2-9 FUJI parametry [1], [7]	28
Tab. 2-10 Stable salt reactor (SSR) parametry [15]	29
Tab. 2-11 LFTR parametry [7]	30
Tab. 2-12 MSFR parametry [16].....	32
Tab. 2-13: Přehled technologie solných reaktorů	34
Tab. 3-1 Přehled fluoridových solí a jejich vlastností při 700 °C [19].....	35
Tab. 3-2 Přehled chladiv a jejich nadkritické parametry [2]	36
Tab. 4-1 Seznam použitých zařízení jednotlivých oběhů	48
Tab. 4-2 Vstupní parametry jednotlivých oběhů	56
Tab. 4-3 parametry společné všem uvažovaným oběhům	65
Tab. 4-4 Specifické parametry.....	65
Tab. 4-5 Shrnutí výsledných parametrů uvažovaných oběhů	70
Tab. 4-6 Shrnutí výsledných parametrů všech uvažovaných oběhů	70
Tab. 5-1 Vstupní parametry jednoduchého oběhu s VVT	73
Tab. 5-2 Výstupní výkony jednotlivých zařízení	79
Tab. 5-3 Vstupní parametry pro rekompresní oběh s VVT	80
Tab. 5-4 Výsledné parametry jednotlivých zařízení.....	91
Tab. 5-5 Výsledné tepelné výkony pro jednotlivá zařízení	93
Tab. 5-6 Výsledné tepelné a elektrické výkony pro jednotlivá zařízení	93
Tab. 6-1 Výsledné parametry všech uvažovaných oběhů	95
Tab. 6-2 Výsledné tepelné a elektrické výkony pro jednotlivá zařízení	96

Seznam použitých znaků, zkratek a indexů

Symbol	Popis	Jednotka
SMR	Malý modulární reaktor (Small modular reactor)	
MSR	Solný reaktor (Molten salt reactor)	
sCO ₂	Nadkritický oxid uhličitý (supercritical CO ₂)	
MW _t	Megawat tepelných	
MW _e	Megawat elektrických	
PL	Pracovní látka	
EB	Ericsson Brytonův oběh	
VVT	Vnitřní výměna tepla	
VT	Vysokotlaký	
NT	Nízkotlaký	
t	Teplota	
p	Tlak	
h	Měrná entalpie	
s	Měrná entropie	
m	Hmotnostní průtok	
c_p	Měrná tepelná konstanta	
q	měrný tepelný tok nebo výkon	
Q	Tepelný výkon	
η	Účinnost	
1	index 1 značící na vstupu do zařízení	
2	index 2 značící na výstupu ze zařízení	
v	index v značí vnitřní výměnu tepla	
k	index k značí kompresor	
t	index t značí turbínu	
o	index o značí ohřívák	
ch	index ch značí chladič	
s	index s značí slučovač proudu	
r	index r značí rozdělovač proudu	

Úvod

Práce se zabývá rešerší současného stavu prací a používaných technologií v oblasti malých (modulárních) jaderných reaktorů, se zaměřením především na solné reaktory s nadkritickým CO₂ oběhem (sCO₂) v terciální smyčce. Součástí práce je porovnání jednotlivých řešení a základní tepelně bilanční výpočet, včetně stručného popisu základních zařízení terciálního oběhu.

Malé modulární reaktory (nebo taky SMR, z angl. Small Modular Reactor) jsou reaktory, které se vyznačují především nižšími výkony oproti klasickým jaderným blokům, dále značnou modularitou, dlouhými palivovými cykly a důrazem na snížení potřebné obsluhy zařízení, případně úplným bezobslužným provozem. Podle International Atomic Energy Agency se malý reaktor definuje jako reaktor o výkonu menším než 300MWe, ale obecně toto označení nosí všechny reaktory o výkonu do 500 MWe.

Důvodem, proč se posledními roky opětovně zvyšuje zájem o SMR, je zpřísnování vypouštěných emisí klasických elektráren a tepláren, a z nich rostoucí vliv na cenu nutných protipatření. Pro názornost je zde uvedena tabulka investičních nákladů v dolarech na instalovaný kW.

Tab. 0-1 Energy Information Administration, tis. \$ /kWe [3]

Typ elektrárny	Klasická	Kombinovaná	Se záchytem CO ₂
Uhelná	2694	-	4600
Plynová	-	931	1800
Jaderná	4700	-	-

Kapitola 1 Přehled SMR ve světě se věnuje krátkému popisu reaktorů s vysokou pravděpodobností realizace v nejbližších letech, reaktorům na bázi tekutých solí je věnována zvlášť kapitola 2. Energetickými oběhy vhodnými k vyvedení výkonu solného SMR o výkonu 30 MWt se zabývá kapitola Energetické oběhy vhodné pro vyvedení výkonu z SMR, doplněná o současnou situaci kolem sCO₂. Kapitola Matematický model vybraných energetických oběhů se zabývá matematickým modelem oběhů pracujících s sCO₂ a jejich vyhodnocením. Kapitola Detailní návrh optimální varianty energetického oběhu detailním výpočtem krok za krokem dvou vybraných variant z kapitoly Matematický model vybraných energetických oběhů.

1. Přehled SMR ve světě

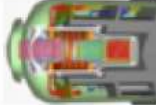



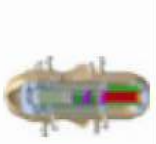



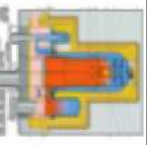


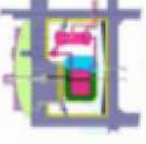








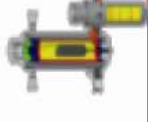













V Tab. 1-1 jsou vypsány reaktory s vysokou pravděpodobností realizace v nejbližších letech, z nichž je většina tlakovodních, a tedy pracující s relativně zvládnutou technologií. Na konci tabulky se nachází jeden heliem chlazený a druhý je chlazený olovo – bizmutovým chladičem. Koncepty solných reaktorů jsou uvedeny zvlášť v kapitole 4. Solné reaktory (MSR).

Tab. 1-1: Přehled SMR s vysokou pravděpodobností realizace v nejbližších letech [1]

Název reaktoru	Typ	Výkon (MWe)	Výkon (MWt)	Společnost	Stát	Tisíc \$ /kWe]	Stav
VBER-300	PWR	325	917	OKBM Afrikantov	Rusko	-	licencování
mPower	PWR	180	500	Babcock & Wilcox	USA	5	licencování
SMART	PWR	100	330	KAERI	Korea	5	licencován
NuScale	PWR	45	165	NuScale Power Inc.	USA	5	licencování
RITM-200	PWR	45	175	OKBM Afrikantov	Rusko	-	výstavba
KLT-40S	PWR	35	150	OKBM Afrikantov	Rusko	3,5-4	výstavba
CAREM	PWR	27	100	CNEA, INVAP	Argentina	-	výstavba
4S	FNR	10	30	Toshiba	Japonsko	2,5-3	Výstavba
HTR-PM	HTGR	211	500	INET, HSSNPC	Čína	2,4	výstavba
SVBR-100	LFR	100	280	OKB Hidropress	Rusko	4-4,5	licencování

Všechny zmíněné reaktory se zaměřují především na zlepšení pasivních bezpečnostních systémů a zjednodušení systémů navazujících. Toho lze dosáhnout například pomocí integrace parogenerátorů, oběžných čerpadel a jiných zařízení přímo do nádoby reaktoru, případně zajištění přirozeného proudění chladiwa jádrem reaktoru. Touto integrací se kupříkladu předchází LOCA havárii. Dále se zaměřují na zvýšenou modularitu, kdy může být výměna paliva zajištěna výměnou bloku s palivem, případně výměnou celé reaktorové nádoby. Škálování výkonu může být dosahováno pomocí paralelního zapojení více nádob (NuScale, SVBR-100, mPower). Většina projektů také uvažuje vedle výroby energie a tepla jako alternativní využití odsolování mořské vody (NuScale, KLT-40S, SMART, SVBR-100). Reaktor VBER 300 nabízí škálování pomocí navyšování smyček parogenerátorů, od dvou do šesti, vždy po 150 MWe. Členění jednotlivých typů podle elektrického výkonu nabízí obrázek níže.

ANNEX II
Summary of SMR Designs Based on Power Range

Power Range MW(e)	←					→
> 301						<ul style="list-style-type: none"> • IMR • AHWR-300 • VBER-300 • GTHTR300 • IRIS
251-300						<ul style="list-style-type: none"> • DMS • GT-MHR • EM² • BREST-OD-300 • SC-HTGR
201-250						<ul style="list-style-type: none"> • Westinghouse SMR • FUJI • MHR-T • ThorCon • LFTR
151-200						<ul style="list-style-type: none"> • mPower • SMR-160 • PBMR-400 • IMSR • Flexblue
101-150						<ul style="list-style-type: none"> • CAP150 • HTR-PM • MSTW • Mk1 PB-FHR • SmAHTR
51-100						<ul style="list-style-type: none"> • ACP100 • SMART • MHR-100 • SVBR100 • ACPRS0S
0-50						<ul style="list-style-type: none"> • CAREM25 • NuScale • KLT-40S • HTMR-100 • G4M

Reactor Designs

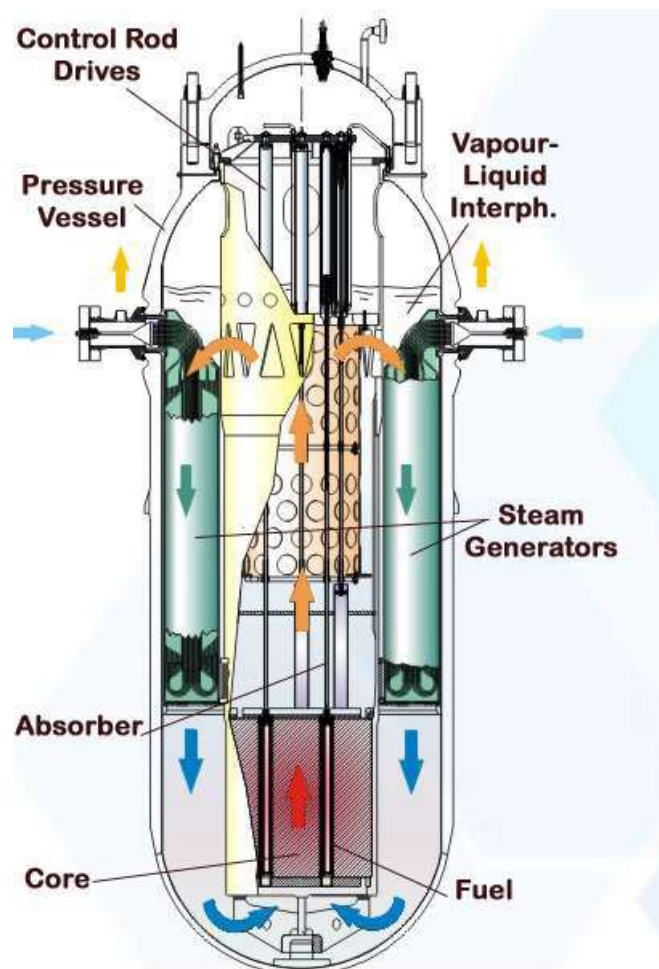
Obr. 1-1 Seřazení typů reaktorů podle dosahovaného elektrického výkonu [6]

1.1 Tlakovodní reaktory

Díky dlouhému období, kdy se lidstvo věnuje provozu tlakovodních reaktorů, je tato technologie poměrně dobře známá a zvládnutá. Hlavní nevýhodou jsou poměrně nízké teploty páry, a tedy i omezená účinnost elektráren. Zároveň je kladen požadavek na vysoký tlak v nádobě reaktoru, což zvyšuje finanční i technickou náročnost tohoto řešení.

1.1.1 CAREM

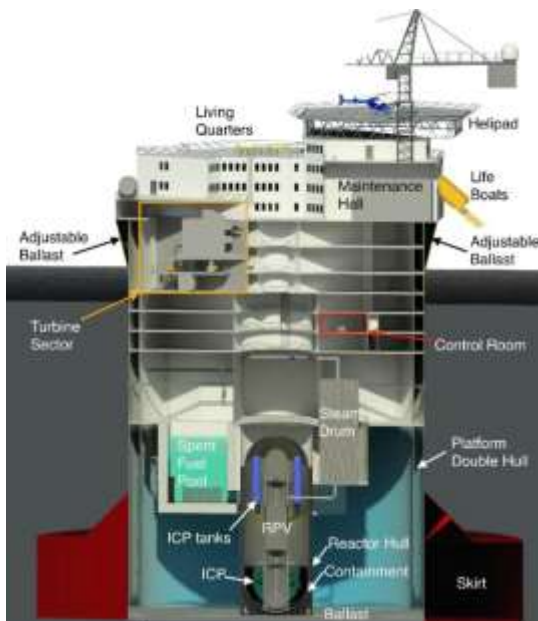
CAREM (Central Argentina de Elementos) je projektem Modulares Argentina's National Atomic Energy Commission (CNEA). V současné době je ve výstavbě elektrárna o výkonu 25 MWe ve městě Zárate (Buenos Aires), jež bude obsahovat prototyp reaktoru. Dokončení výstavby je naplánováno na konec roku 2018. Po úspěšném otestování a uvedení do provozu je následně v plánu postavit další elektrárnu ve Formosa Province (Argentina), tentokrát o výkonu 100-200 MWe. Parogenerátory a kompenzátory objemu jsou uloženy vevnitř tlakové nádoby a pod 150MWe nabízí přirozené proudění primárního okruhu. Palivový cyklus je stanoven na 14 měsíců [1] [4].



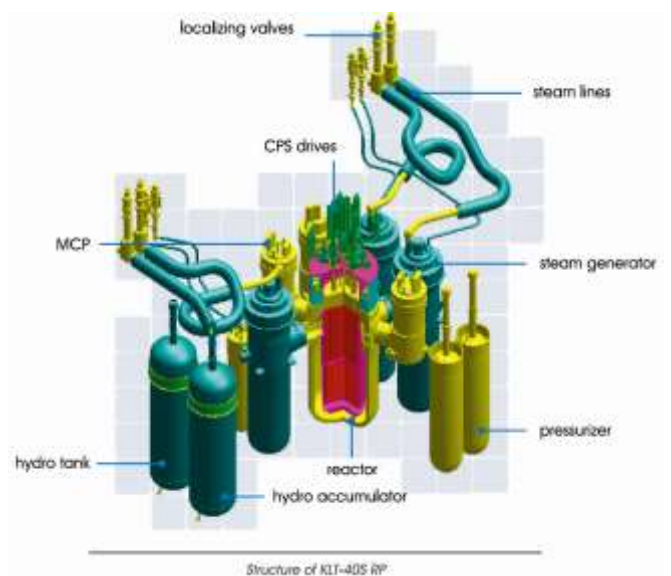
Obr. 1-2 Carem [9]

1.1.2 KLT-40S

S reaktorem KLT-40S společnosti Afrikantov OKBM se počítá především v nasazení při pobřeží v „plovoucí elektrárně“, kdy vlastní elektrárna je plně soustředěna v trupu lodi. Jedná se o nástupce reaktoru KLT-40, využívaného na ledoborcích a ruské obchodní lodi Sevmoput. Rozměry elektrárny činí 140×30×10 m, s minimálním ponorem 2,5 m. Dále se počítá se s nasazením dvou reaktorů a dvou turbín, jednu pro každý reaktor. Parogenerátory jsou vně tlakové nádoby. Materiálem trubek parogenerátoru je titanová slitina, plášť z nízkolegované oceli. Palivový cyklus je 28 měsíců. Rozměry kontejneru jsou 12×17,2×12 m. Ochranné pásmo kolem elektrárny je plánováno na jeden kilometr [1], [5], [6], [7].



Obr. 1-3 KLT-40S v řezu [10]



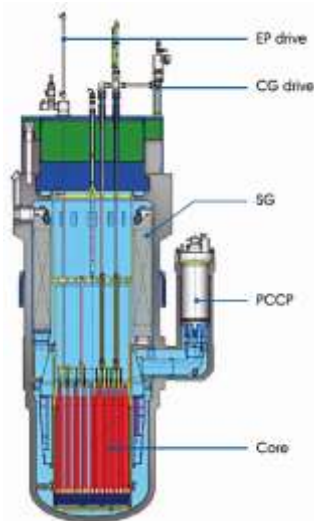
Obr. 1-4 KLT-40S primární okruh [11]



Obr. 1-5 Plovoucí elektrárna s reaktorem KLT-40S [10]

1.1.3 RITM-200

Jedná se o reaktor ruské společnosti OKBM Afrikantov, který má nahradit starší reaktory KLT-40. Hlavní oblastí nasazení jsou ledoborce, ale uvažuje se i o využití v pobřežních oblastech jako o „plovoucí elektrárně“ nebo zdroj energie pro různé těžební plošiny. V rámci akce Projekt 22220 týkající se výstavby tří nových ledoborců třídy LK-60YA, byl těmito reaktory v roce 2016 osazen ledoborec Arktika, jehož dostavba a uvedení v provoz je naplánováno na rok 2017. Dále je v plánu osazení v ledoborcích Sibiř a Ural, jejichž vstup do služby je v současnosti stanoven rok 2019, respektive 2020. Každé plavidlo bude poháněno dvěma reaktory. Parogenerátory jsou integrované v nádobě generátoru, oběžná čerpadla jsou uchycena vně nádoby. Rozměry kontejneru jsou 6×13,2×15,5 m o váze 1100 tun [1], [8].



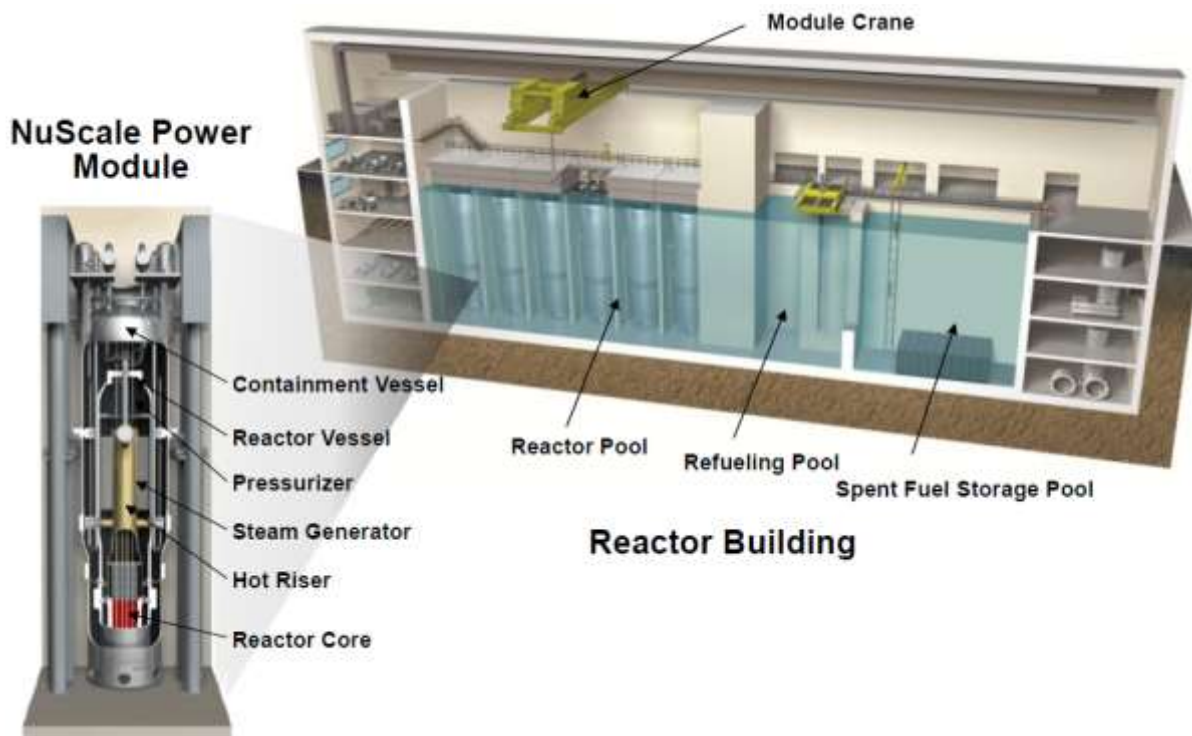
Obr. 1-7 RITM-200 [8]



Obr. 1-6 Ledoborec s reaktorem RITM-200 [8]

1.1.4 NuScale

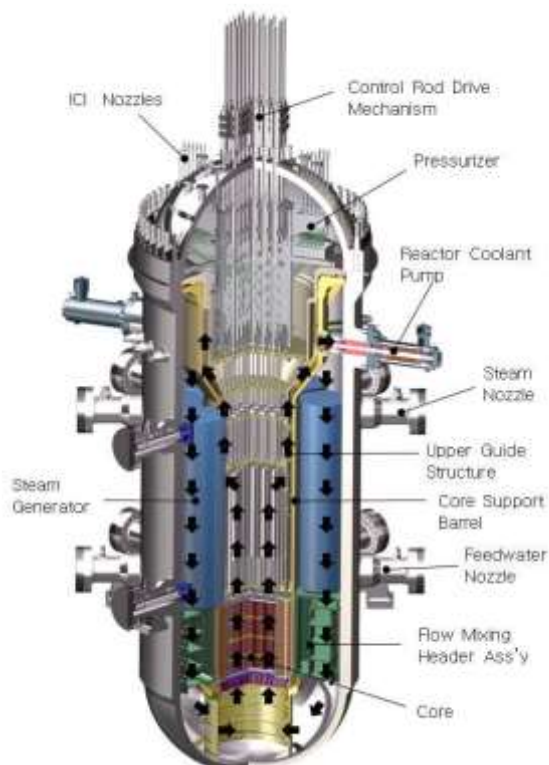
Reaktor NuScale je vyvíjen soukromou společností NuScale Power, založené právě kvůli vývoji NuScale reaktoru. Nabízí paralelní zapojení až dvanácti modulů, parogenerátory a kompenzátor objemu jsou již integrovány v tlakové nádobě. Díky přirozenému proudění nejsou oběhová čerpadla zapotřebí ani v sekundárním oběhu. Každý modul je umístěn ve vodním bazénu v betonové vaně s ocelovou vystýlkou, což dále zlepšuje bezpečnost provozu. NuScale dále uvádí, že reaktor bude schopný uchládit i pasivně pouze vzduchem. Podle Department of Energy bude reaktor komerčně dostupný v roce 2025. Výstavba první komerční elektrárny je pak plánována v Idaho National Laboratory. V květnu roku 2017 byl uveden do provozu druhý simulátor reaktoru [1], [9], [7], [10], [7].



Obr. 1-8 Nu-Scale [9] [13]

1.1.5 SMART

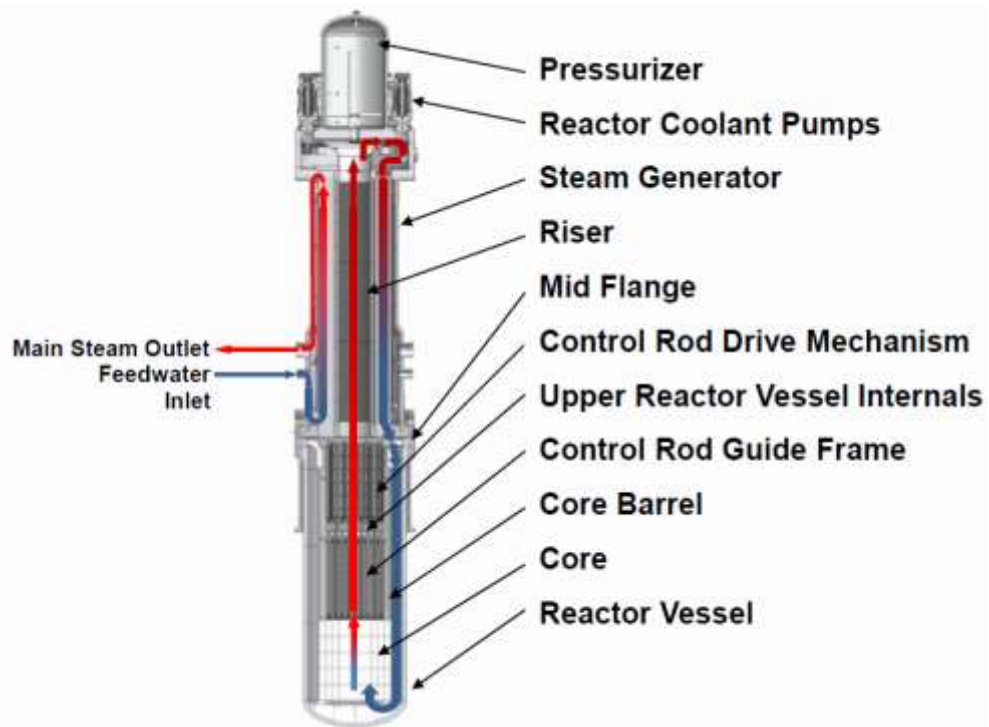
SMART (System-integrated Modular Advanced Reactor) je reaktor vyvíjený pod záštitou KAERI a od roku 1997 se těší i podpory korejské vlády. Parogenerátory i kompenzátor objemu jsou již obsaženy uvnitř tlakové nádoby, oběhová čerpadla jsou umístěna vně. Doba výstavby je projektována na 3 roky [1], [11], [7].



Obr. 1-9 SMART [11]

1.1.6 mPower

Reaktor mPower byl představen v červnu roku 2009 společností Babcock and Wilcox, ke které se v červnu roku 2010 připojila ke spolupráci společnost Bechtel. Ve stejném roce se také rozhodlo o umístění testovacího zázemí do Center for Advanced Engineering and Research in Bedford County, Virginia. A však v březnu roku 2017 společnost Bechtel odstoupila ze spolupráce kvůli nedostatečně rychlému postupu prací, a tak i návratnosti investice. V tlakové nádobě jsou integrované parogenerátory, kompenzátor objemu i oběhová čerpadla. Díky integrovaným oběhovým čerpadlům je prakticky nemožná velká LOCA havárie, což má velice příznivý dopad na celkovou bezpečnost reaktoru. V nabídce bude možnost paralelního zapojení jedné až deseti jednotek, palivový cyklus je stanoven na 4 roky. Celková životnost reaktoru je 60 let. Jako bezpečná zóna <40 akrů [1], [7].



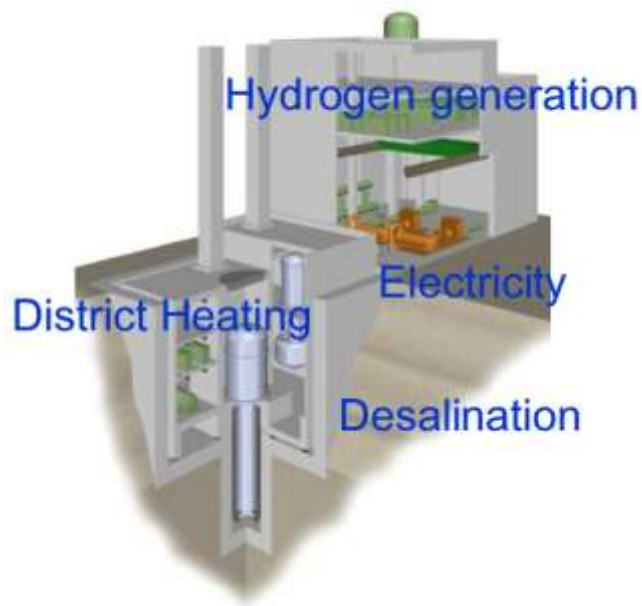
Obr. 1-10 mPower [9]

1.2 Tekutými kovy chlazené reaktory

Reaktory chlazené tekutými kovy fungují na bázi rychlých neutronů, což dává nové možnosti na poli využitelných paliv. Výhodou je dosahování mnohem vyšších teplot než, je tomu u reaktorů tlakovodních a taky díky kovu jako chladivu i vysoká tepelná vodivost. Další velkou výhodou je možnost použití téměř atmosférických tlaků. Na straně druhé je nevýhoda ve velké reaktivitě kovů s prostředím, což vede ke zvýšeným nárokům na použité materiály a těsnost spojů. Ve stručnosti jsou zde popsány dva zástupci – japonský 4S a ruský SVBR-100.

1.2.1 4S

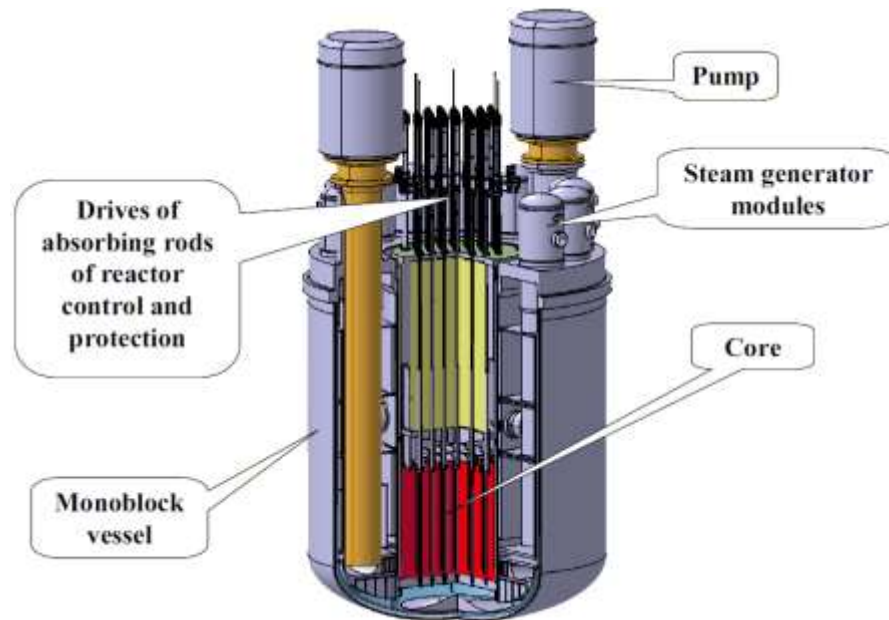
Japonský, sodíkem chlazený reaktor 4S je vyvíjený společností Toshiba za spolupráce Central Research Institute of Electric Power Industry (CRIEPI). Elektrárna založená na tomto reaktoru je zajímavá taky tím, že by její rozměry činily pouhých 22 × 16 × 11 metrů při výkonu 10MWe. Kampaň paliva je 10 let, životnost elektrárny je stanovena na 30 let. Výstavba by neměla trvat déle než 19 měsíců a bezpečná zóna činí 800 metrů. Díky použití kovu jako chladiva jsou využívána elektromagnetická čerpadla. Všechna zařízení primárního okruhu jsou instalována uvnitř tlakové nádoby reaktoru. Sodíková smyčka byla demonstrována v dubnu roku 2010 [1] [7].



Obr. 1-11 Řez elektrárnou 4S [9]

1.2.2 SVBR-100

Druhým sledovaným reaktorem je SVBR-100 ruské společnosti OKB Hidropress, pracující s olovo-bismutovým chladičem. Kampaňová výměna paliva je 7-8 let, projektovaná životnost 60 let. Reaktor může pracovat s palivy na bázi UO_2 nebo MOX. Vzdálenost od obydlených oblastí se uvádí menší než 1 km [1], [7].



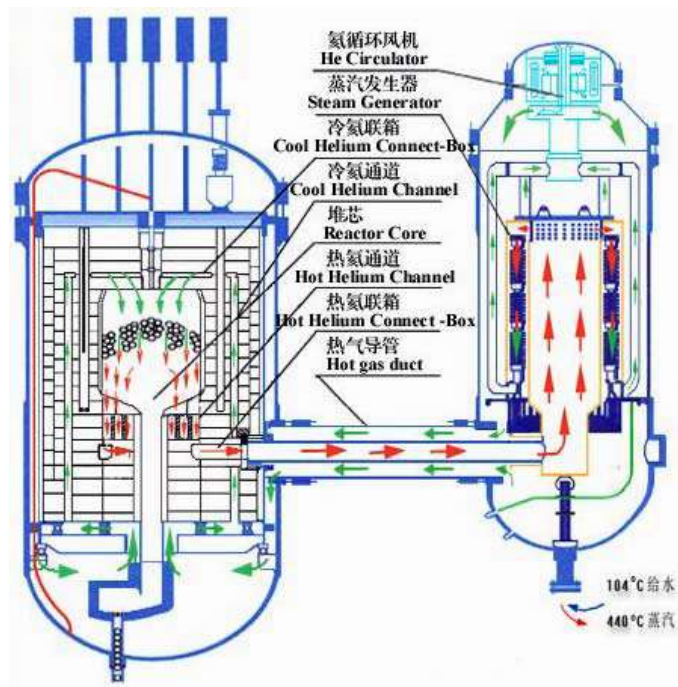
Obr. 1-12 SVBR-100 – řez reaktorem [7]

1.3 Héliem chlazené reaktory

1.3.1 HTR-PM

Tento héliem chlazený reaktor čínského původu, který zaujme především nízkými náklady za instalovaný kW_e a v rámci projektu Rongcheng Nuclear Power Industrial Park i s poměrně velkými plány výstavby elektráren s využitím až 19-ti těchto reaktorů v nejbližších letech. Jde o reaktor moderovaný grafitem a chlazený héliem, palivem je UO_2 ve formě kuliček s průměrem 6 cm. Sekundární okruh už je klasicky parní, jedna turbína je poháněna teplem ze dvou reaktorů. Touto kombinací lze reaktor provozovat v rozsahu 40-60% beze ztráty reálné účinnosti. Reaktor je postaven na základech podstatně menšího reaktoru HTR-10, který ale slouží pouze k demonstračním a výzkumným účelům. HTR-10 má výkon 10 MW_t a od roku 2000 je osazen a využíván v institutu Nuclear & New Energy Technology (INET) v Tsinghua University. Jeho další komerční využití se neplánuje. V současné době je pod názvem Shidaowan ve výstavbě demonstrační elektrárna o výkonu 200MW_e postavená na HTR-PM. Elektrárna je situována ve městě Weihai, provincie Shandon a první spuštění se plánuje v roce 2017, komerční využití pak v roce 2018. Na základě konstrukce HTR-PM se následně

plánuje postavit 600 MWe jednotka poblíž města Ruijin v čínské provincii Jiangxi. Ten prošel v roce 2015 předběžnými studiemi proveditelnosti a k síti by měl být připojen roku 2021 [1], [7].



Obr. 1-13 HTR-PM [7]

2. Solné reaktory (MSR)

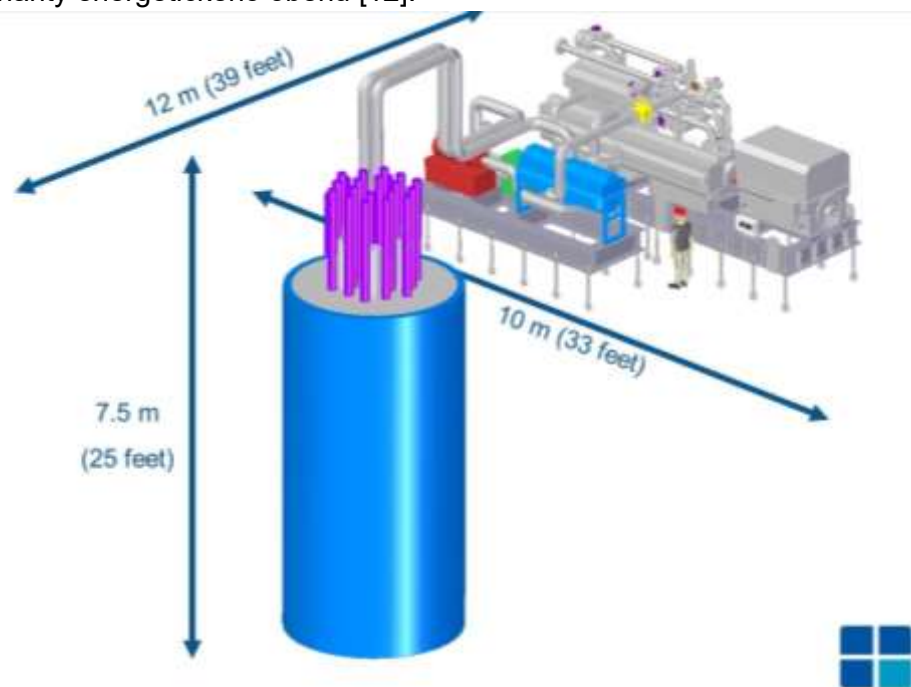
Solné reaktory MSR (Molten Salt Reactor) využívají jako teplotonosnou látku tekuté soli, jež jsou využívány díky výhodným chemickým a fyzikálním vlastnostem, jako je tepelná kapacita, vysoký bod varu, dobrá rozpustnost aktinidů a radiační stabilita. Zvláště zajímavé je i jejich využití jako transmutor v reaktorech určených pro spalování vyhořelého jaderného paliva nebo v systémech s thoriovým palivovým cyklem. Dále je uvedený rychlý přehled jednotlivých typů, seřazených podle dosahovaného výkonu.

2.1 Energy Well

Tento koncept skupiny UJV Řež vedený CVŘ patří k perspektivním hlavně díky unikátního spojení zkušeností jak s jadernými reaktory, tavenými solemi, tak i sCO₂. Koncept elektrárny o výkonu 20 MWt je teprve na začátku, avšak právě díky zkušenostem se dá očekávat smysluplné řešení elektrárny. Elektrárna cílí hlavně do odlehlých a nedostupných oblastí, kdy by měla být celá přepravitelná ve standardních lodních kontejnerech.

Uspořádání je třísmyčkové, cirkulace v primárním oběhu nucená, použity mají být palivové koule TRISO. Každá ze smyček (modulů) má být schopna přepravy odděleně ve svém samostatném kontejneru, případně výměny podle požadavků zákazníka. Uspořádání terciálního oběhu počítá s nasazením jednoduchého plynového E-B s vnitřní výměnou tepla (VVT), případně oběh rekompresní. Délka palivového cyklu je stanovená na 7 let.

Koncept Energy Well bude v příštích kapitolách brán jako hlavní inspirací pro výběr optimální varianty energetického oběhu [12].



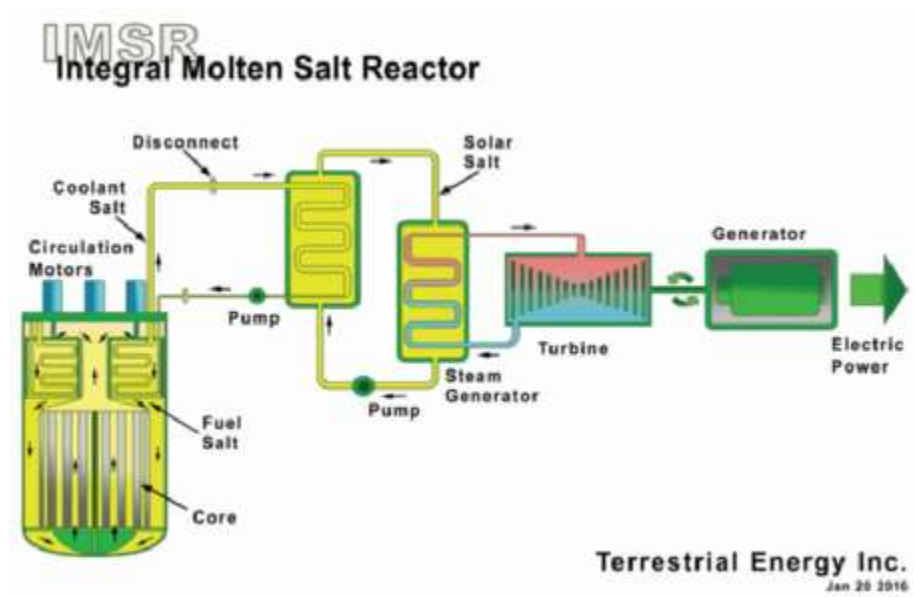
Obr. 2-1 Energy Well [12]

Tab. 2-1 Energy Well parametry [12]

Výkon	20 MWt, 8,4 MWe
Využití	Elektřina, odsolování, výroba vodíku, výroba páry
Palivo	15% U235 (TRISO)
Moderátor	Grafitový
Sůl v primárním okruhu	FLiBe
Teploty v primárním okruhu	650/700 °C
Teplota tavení	459 °C
Typ proudění	Nucené
Sůl v sekundárním okruhu	NaFNaB
Teploty v sekundárním okruhu	500/635 °C
Teplonosná látka a typ pracovního okruhu	sCO ₂ , plynový s VVT, rekompresní s VVT
Teploty v pracovním okruhu	505/621 °C
Materiály	-
Další	Tlak v primárním okruhu je atmosférický, Kontejnerové uspořádání

2.2 IMSR

Reaktor celým názvem Integral molten salt reactor vyvíjený v Kanadě ve společnosti Terrestrial Energy Inc. Uvažuje se o třech výkonnostních verzích - 80, 300, 600 MWt respektive 33, 141, 291 MWe. Reaktor se těší rostoucího zapojování do vývoje od dalších univerzit, laboratoří i průmyslových partnerů. V roce 2020 by mělo být dokončené licencování a hned poté by měla být uvedena do provozu i první komerční jednotka [1], [7].



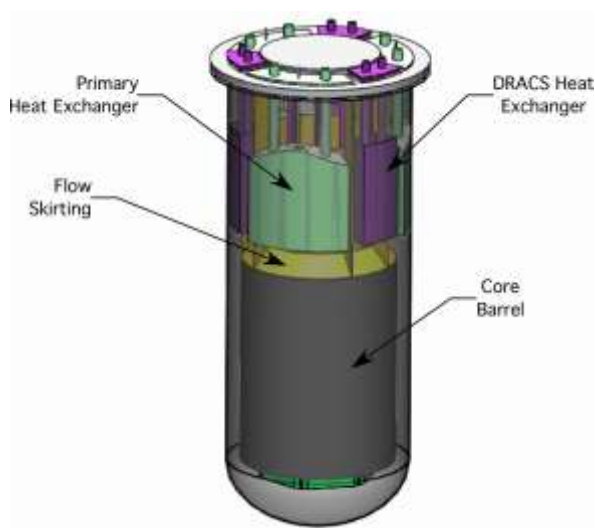
Obr. 2-2 IMSR smyčkové uspořádání [7]

Tab. 2-2 IMSR parametry [1], [7]

Výkon	80 - 600 MWt, 33 - 291 MWe
Využití	Elektřina, odsolování, výroba vodíku, výroba páry
Palivo	Thorium
Moderátor	Grafitový
Řízení reaktivity	Řídící tyče
Sůl v primárním okruhu	-
Teploty v primárním okruhu	625(660)/670(700) °C
Teplota tavení	-
Typ proudění	Nucené
Sůl v sekundárním okruhu	-
Teploty v sekundárním okruhu	-
Teplonosná látka a typ pracovního okruhu	Nadkritická pára
Teploty v pracovním okruhu	-
Materiály	-
Další	Výměnné jádro, 7 let kampaň, dvě vnitřní smyčky

2.3 SmAHTR

Reaktor je vyvíjen v Oak Ridge National Laboratory, USA a vývoj je i podporován i US Department of Energy (DOE) Office of Nuclear Energy's Advanced Reactor Technologies Program. V současné době jde pouze o studii a komerční zatím nemá daný termín. V budoucnu se uvažuje o navyšování výstupní teploty z reaktoru 700/850/1000 °C, přičemž uvažované materiály jsou uvedeny v Tab. 2-4 [1], [7].



Obr. 2-3 SmAHTR [7]

Tab. 2-3 SmAHTR parametry [1], [7]

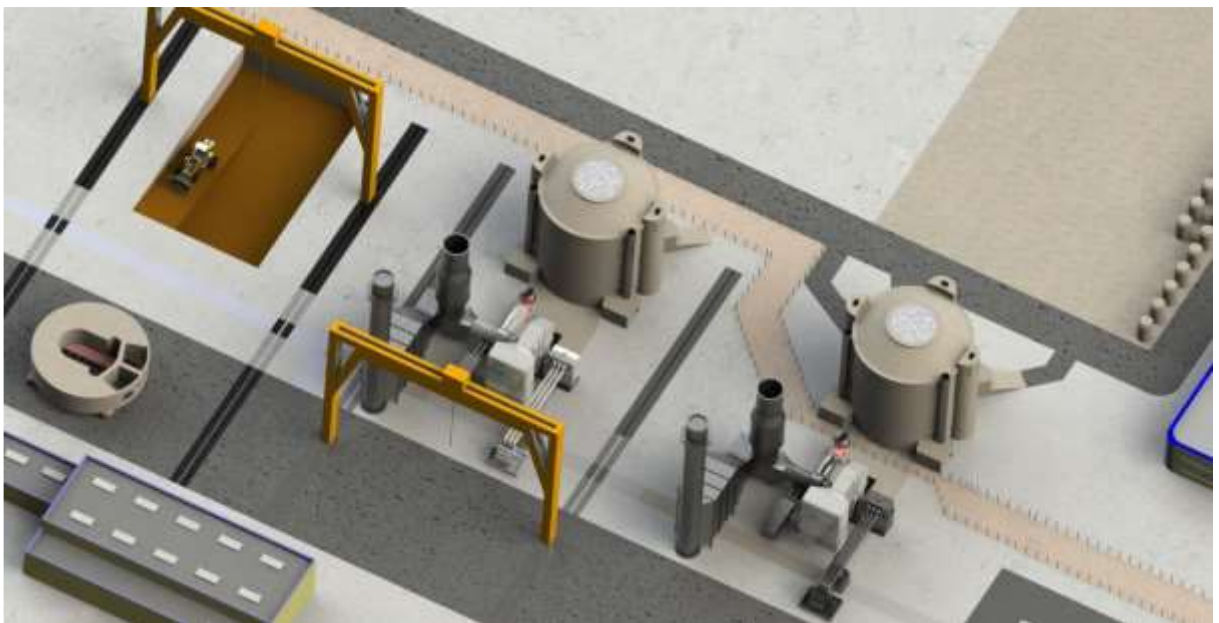
Výkon	125 MWt, 50 MWe
Využití	Elektřina, odsolování, výroba vodíku, výroba páry
Palivo	U235, Triso (Pebble bed)
Moderátor	Grafitový
Řízení reaktivity	Řídící tyče, střík kyseliny borité
Sůl v primárním okruhu	LiF-BeF ₂
Teploty v primárním okruhu	670/700 °C
Teplota tavení	-
Typ proudění	Nucené
Sůl v sekundárním okruhu	LiF-NaF-KF
Teploty v sekundárním okruhu	-
Teplonosná látka a typ pracovního okruhu	Otevřený Brytonův vzduchový
Teploty v pracovním okruhu	-
Materiály	-
Další	Tlak v primárním okruhu ~1 bar Pasivní chlazení odpadního tepla

Tab. 2-4 tabulka uvažovaných materiálů pro vysokoteplotní pracovní látky [7]

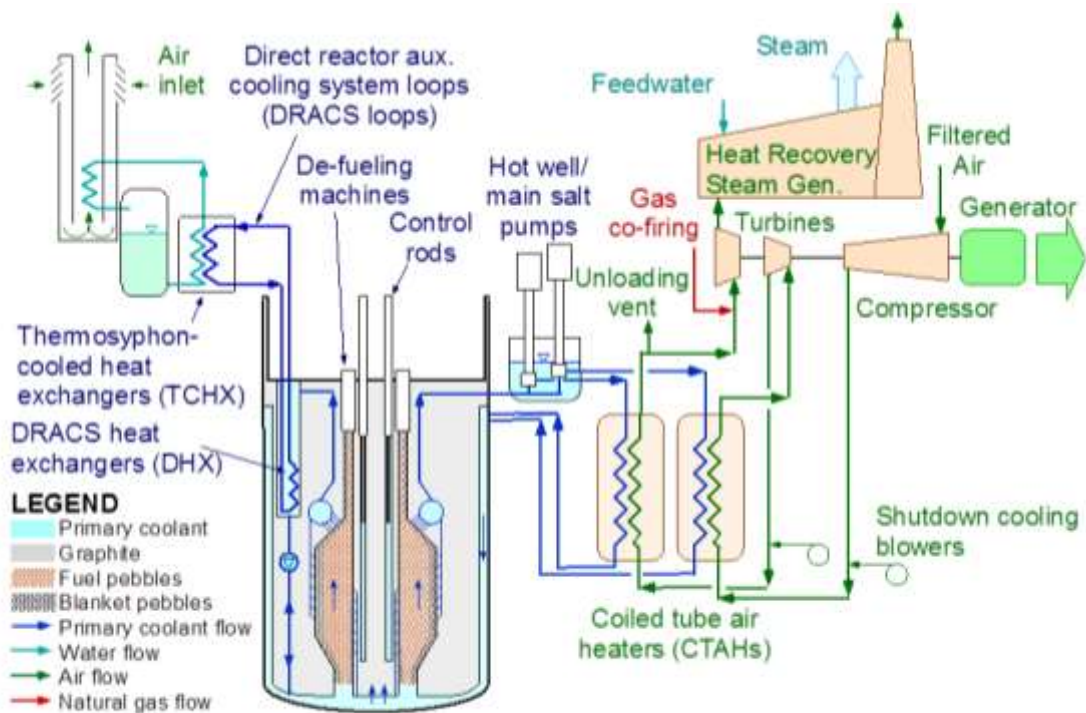
System Element	@ 700 °C	@ 850 °C	@ 1000 °C
Graphite Internals	Toyo Tanso IG110 or 430	Toyo Tanso IG110 or 430	Toyo Tanso IG110 or 430
Reactor Vessel	Hastelloy-N	<ul style="list-style-type: none"> •Ni-weld overlay on 800H •Insulated low-alloy steel •New Ni-based alloy 	<ul style="list-style-type: none"> • Interior-insulated low-alloy steel
Core barrel & other internals	Hastelloy-N	<ul style="list-style-type: none"> •C-C composite •New Ni-based alloy 	<ul style="list-style-type: none"> •C-C composite •SiC-SiC composite •New refractory metal
Control rods and internal drives	<ul style="list-style-type: none"> •C-C composites •Hastelloy-N •Nb-1Zr 	<ul style="list-style-type: none"> •C-C composites •Nb-1Zr 	<ul style="list-style-type: none"> •C-C composites •Nb-1Zr
PHX & DRACS	Hastelloy-N	<ul style="list-style-type: none"> •New Ni-based alloy •Double-sided Ni cladding on 617 or 230 	<ul style="list-style-type: none"> •C-C composite •SiC-SiC composite •Monolithic SiC
Secondary (salt-to-gas) HX	Coaxial extruded 800H tubes with Ni-based layer	<ul style="list-style-type: none"> •New Ni-based alloy •Coaxial extruded 800H tubes with Ni-based layer 	?

2.4 MK1 PB-FHR

Předběžný koncept tohoto modulárního reaktoru byl dokončen v roce 2014, reaktor má pracovat s 236 MWt výkonem. Schématické vyobrazení jednotlivých smyček a zařízení je na Obr. 2-5. Palivo je dodáváno ve formě palivových koulí, sekundárním okruhem v uzavřené smyčce proudí skrz plynovou turbínu vzduch. Celý blok elektrárny je složen z deseti modulů a už při návrhu je kladen důraz na co nejjednodušší výstavbu, jak dokazuje Obr. 2-4. Dále se počítá s možností podpory plynovým hořákem, jež zvedne výkon až na 242 MWe. Cena za instalovaný výkon se podle počtu jednotek pohybuje v rozmezí \$1,870-2,133/kW pro jednu, respektive dvanáct jednotek. Cena vyrobené elektřiny \$0,081/kWh - \$0,0398/kWh [7], [13].



Obr. 2-4: Znárodnění průběhu výstavby elektrárny MK1 PB-FHR [13]



_Obr. 2-5: Schématické složení elektrárny MK1 PB-FHR [13]

Tab. 2-5 MK1 PB-FHR parametry [7], [13]

Výkon	236 MWt, 100 MWe
Využití	Elektřina, odsolování, výroba vodíku a páry
Palivo	19,9% P235 (TRISO)
Moderátor	Grafit
Sůl v primárním okruhu	Li ₂ BeF ₄
Teploty v primárním okruhu	600/700 °C
Teplota tavení	
Sůl v sekundárním okruhu	
Teploty v sekundárním okruhu	
Teplonosná látka a typ pracovního okruhu	Vzduchový Brytonův oběh
Teploty v pracovním okruhu	
Materiály	
Další	Pasivní chlazení odpadního tepla

2.5 MSTW

Dánský reaktor s celým názvem Molten Salt Waste-burner je zaměřený i na spalování vyhořelého paliva v kombinaci s thoriem. Dále umožňuje využívat poměrně vysokých teplot, pro výrobu vodíku až 900 °C nebo pro procesní využití až 850 °C. Výměna modulu jádra je stanovená na 7 let, životnost na 60 let. V současné době je reaktor v rané fázi vývoje [1], [7].



Obr. 2-6 MSTW pohled v řezu [7]

Tab. 2-6 MSTW parametry [1], [7]

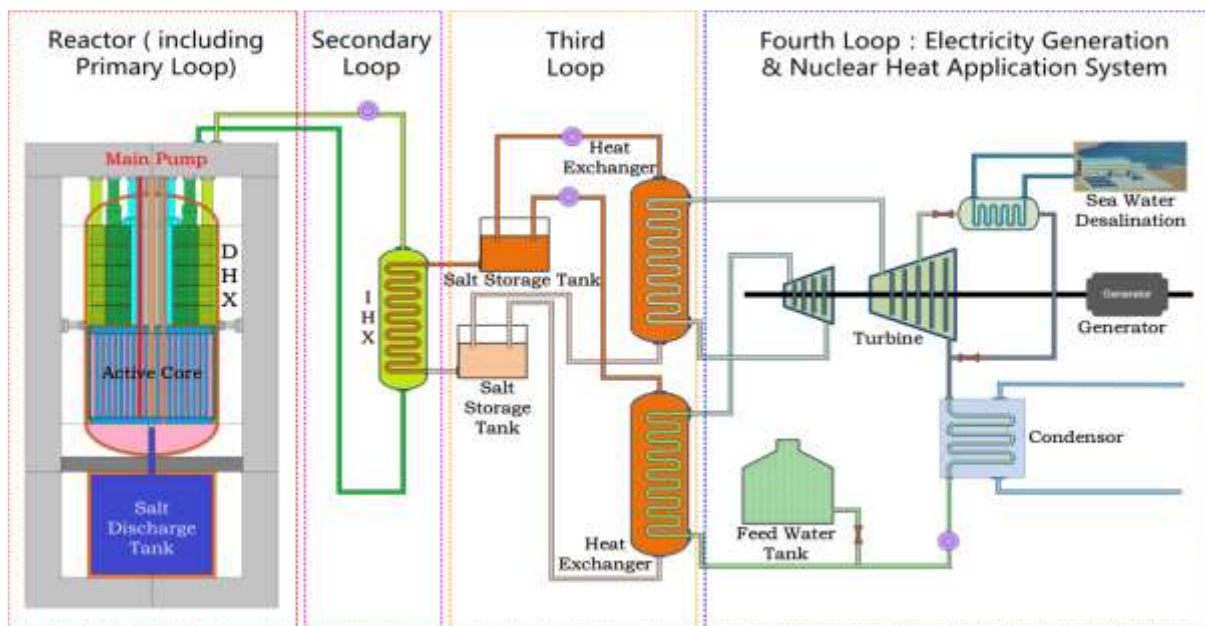
Výkon	270 MWt, 100(115) MWe
Využití	Elektřina, odsolování, výroba vodíku, výroba páry
Palivo	Uran, Thorium + vyhořelé palivo
Moderátor	Grafitový
Řízení reaktivity	Řídící tyče, průtok soli
Sůl v primárním okruhu	Na-Rb nebo Na-Zn-F
Teploty v primárním okruhu	600/700 °C, 700/900 °C ve vysokoteplotním režimu
Teplota tavení	-
Typ proudění	-
Sůl v sekundárním okruhu	-
Teploty v sekundárním okruhu	-
Teplonosná látka a typ pracovního okruhu	Pára
Teploty v pracovním okruhu	550 °C
Materiály	-
Další	Tlak v primárním okruhu ~atmosférický

2.6 TMSR - Čína

V roce 1970 započala Čína program pod názvem NPP Project, jehož cílem měl být 25 MWe thoriový reaktor pracující s tekutými solemi (TMSR). Roku 1971 byl postaven reaktor s nulovým výkonem a uveden do provozu. Po ukončení provozu ještě téhož roku, byl program přeorientován na projekt Qinshan NPP-1, tedy s elektrárnou PWR reaktorem a výkonem 300

MWe. Ten běžel až do roku 1991. Od roku 2011 byl projekt TMSR opět vzkříšen v Chinese Academy of Sciences, rokem 2013 se stal jedním z projektů podporovým Chinese National Energy Administration (CNEA). TMSR se uvažuje ve dvou variantách – TMSR-SF s pevným uranovým palivem, TMSR-LF s tekutým thoriovým palivem. V roce 2017 se očekává dokončení simulátoru reaktoru TMSR-SF0, roku 2020 vzorky LF1 a SF1 určené k testování, v roce 2025 první demonstrační jednotka a roku 2030 komerční využití [14], [1].

2.6.1 TMSR-LF2

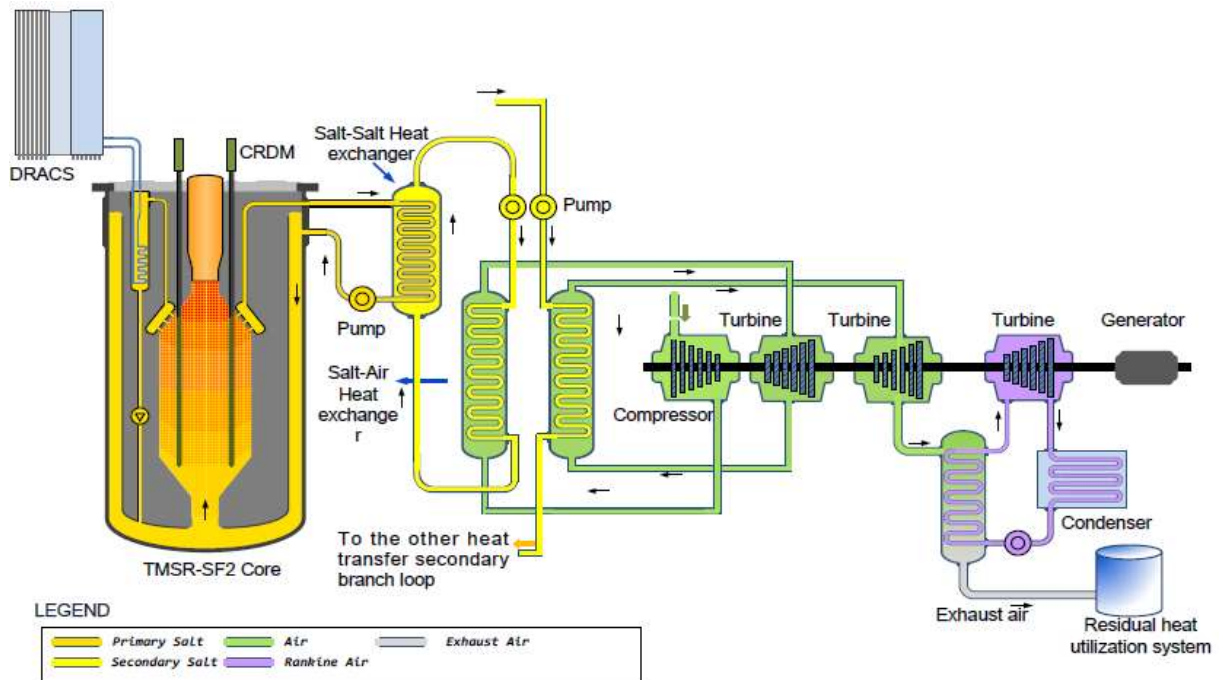


Obr. 2-7 TMSR-LF2 schéma zapojení jednotlivých okruhů [14]

Tab. 2-7 TMSR-LF2 parametry [14]

Výkon	373 MWt, 168 MWe
Využití	Elektřina, odsolování, výroba vodíku a methanolu, výroba páry
Palivo	19.75% U-235, Thorium
Moderátor	Grafitový
Sůl v primárním okruhu	LiF-BeF ₂ -UF ₄ -ThF ₄
Teploty v primárním okruhu	600/700 °C
Teplota tavení	
Sůl v sekundárním okruhu	-
Teploty v sekundárním okruhu	-
Teplonosná látka a typ pracovního okruhu	Otevřený Brytonův vzduchový nebo uzavřený Brytonův sCO ₂
Teploty v pracovním okruhu	-
Materiály	Nikl, nerezová ocel
Další	Odstraňování Xe, ke, T online, pevných produktů off-line, Pasivní chlazení odpadního tepla

2.6.2 TMSR-SF2



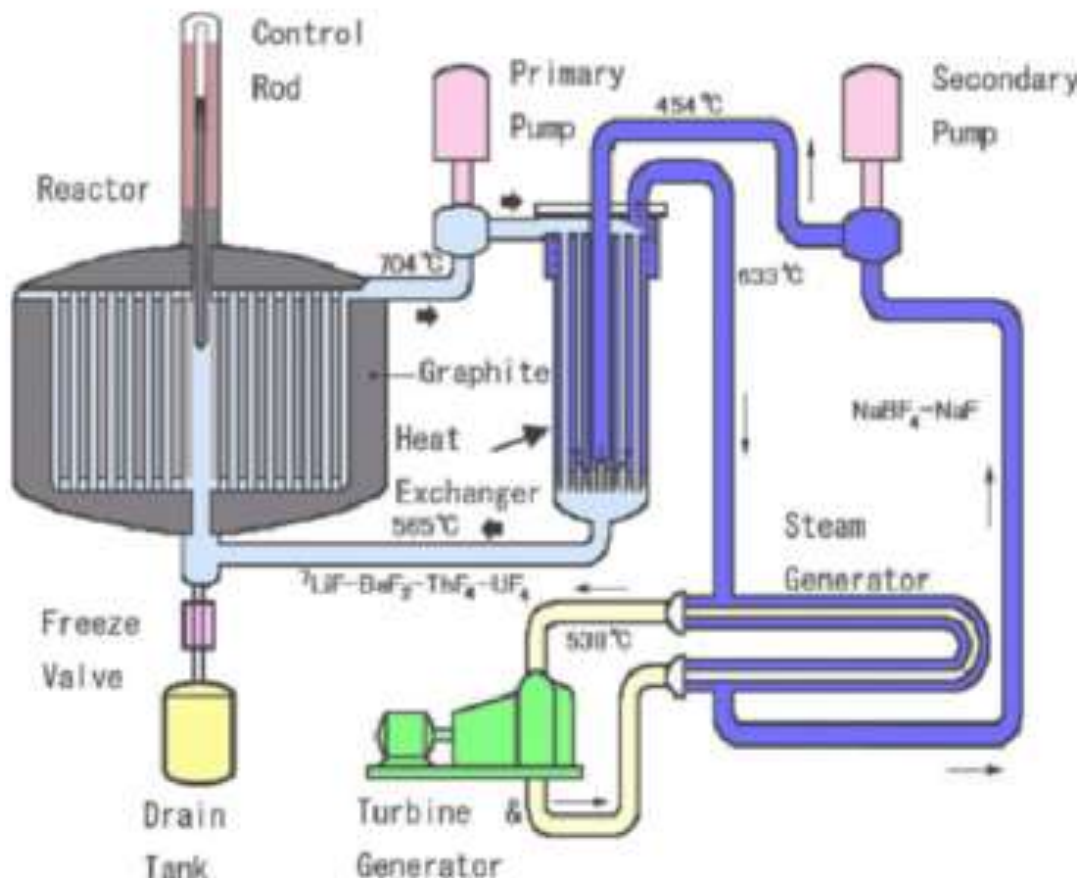
Obr. 2-8 TMSR-SF2 schéma zapojení jednotlivých okruhů [14]

Tab. 2-8 TMSR-SF2 parametry [14]

Výkon	384 MWt, 168 MWe
Využití	Elektřina, odsolování, výroba vodíku a methanolu, výroba páry
Palivo	40 mm Triso (Pebble bed)
Moderátor	Grafitový
Sůl v primárním okruhu	FLiBe (99.995% Li-7)
Teploty v primárním okruhu	600/700 °C
Teplota tavení	
Sůl v sekundárním okruhu	-
Teploty v sekundárním okruhu	-
Teplonosná látka a typ pracovního okruhu	Otevřený Brytonův vzduchový
Teploty v pracovním okruhu	-
Materiály	Nikl, nerezová ocel
Další	Pasivní chlazení odpadního tepla

2.7 FUJI

Japonský reaktor FUJI je ve vývoji od roku 1980, momentálně pod křídly International Thorium Molten-Salt Forum: ITMSF. Současnou variantou je model FUJI-U3 o výkonu 450 MWt, respektive 200 MWe. Experimentálně byly zkonstruovány již tři reaktory, z nichž jeden byl provozován čtyři roky bez vážnějších problémů. Hlavní řízení reaktivity probíhá pomocí řídicích tyčí, změnou výkonu čerpadel anebo změnou koncentrace paliva. V případě havárie je systém chlazený odvádět veškeré zbytkové teplo zcela pasivně, tj. bez potřeby elektrické energie. Plánovaná životnost je 30 let. V případě 1000 MWe varianty vychází investiční náklady na 2000\$/kWe a provozní náklady na 0,03 \$/kWh [1], [7].



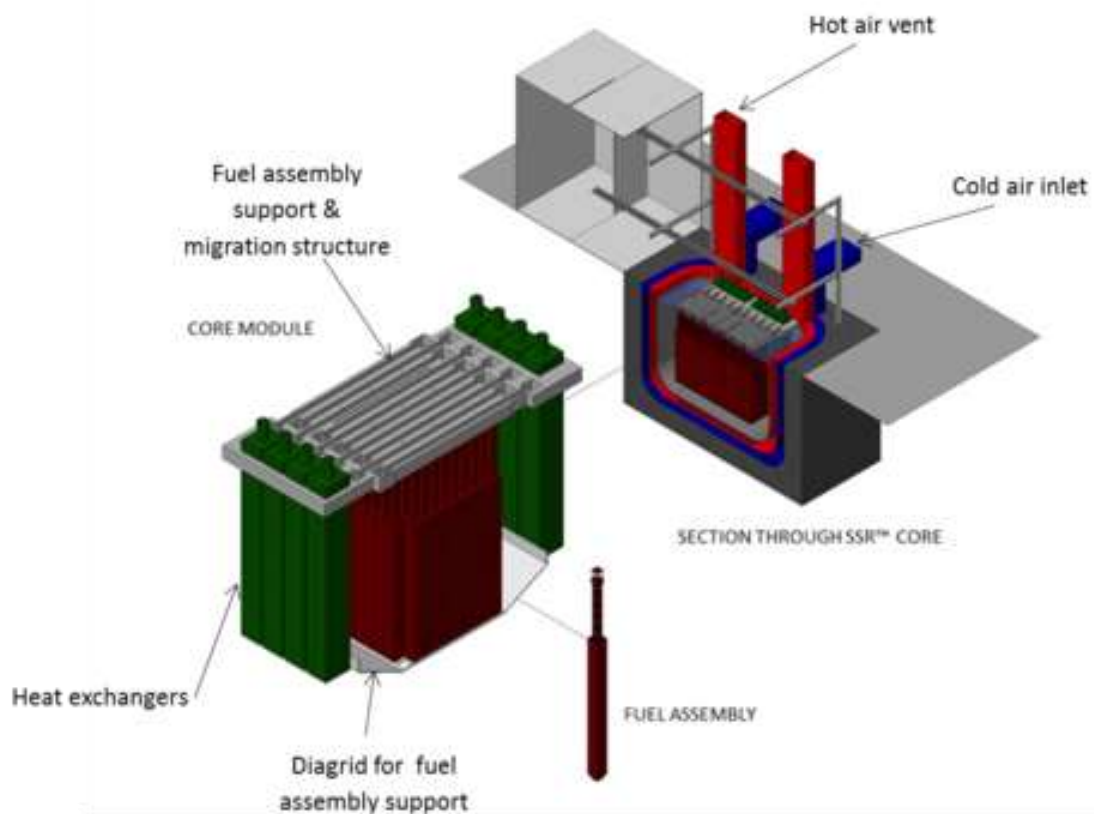
Obr. 2-9 FUJI schéma zapojení jednotlivých okruhů [7]

Tab. 2-9 FUJI parametry [1], [7]

Výkon	400 MWt, 200 MWe
Využití	Elektřina, odsolování, výroba vodíku, výroba páry
Palivo	Uran, Thorium
Moderátor	Grafitový
Řízení reaktivity	Řídící tyče, průtok soli, koncentrace paliva
Sůl v primárním okruhu	LiF-BeF ₂
Teploty v primárním okruhu	564/704 °C
Teplota tavení	499 °C
Typ proudění	Nucené
Sůl v sekundárním okruhu	NaBF ₄ -NaF
Teploty v sekundárním okruhu	-
Teplonosná látka a typ pracovního okruhu	Nadkritická pára
Teploty v pracovním okruhu	538 °C
Materiály	-
Další	Tlak v primárním okruhu 5 bar, doporučená výměna palivové soli 7 let, tloušťka stěny reaktorové nádoby 50 mm, v sekundárním okruhu odstředivé čerpadlo

2.8 Stable Salt Reactor (SSR)

Anglický reaktor společnosti Moltex Energy se zpracovává ve dvou variantách – jako tepelný a jako rychlý. V současné době je zpracován pouze koncept a připravuje se licencování. Díky použití vodní páry je zde riziko zatuhnutí soli sekundárního okruhu. Toto riziko se řeší předehřátím páry v malém výměníku sůl/pára, až poté pára pokračuje do hlavního parogenerátoru. V případě vypadnutí hlavních cirkulačních čerpadel v primárním okruhu probíhá přirozené proudění a teplo je odváděno pláštěm nádoby. Plánovaná životnost je 60 let, doba výstavby 31 měsíců. Počítá se s nasazením parní turbíny Siemens SST5-5000, a to ve variantách 1x 450 MWe nebo 300 MWe a 150 MWe podle požadavků. Cena za instalovaný výkon 1000 MWe varianty se pohybuje kolem 1071\$/kWe pro rychlý reaktor, 2838\$/kWe pro tepelný. Ceny jsou uvažovány bez započítání úspor daných modularitou [15].



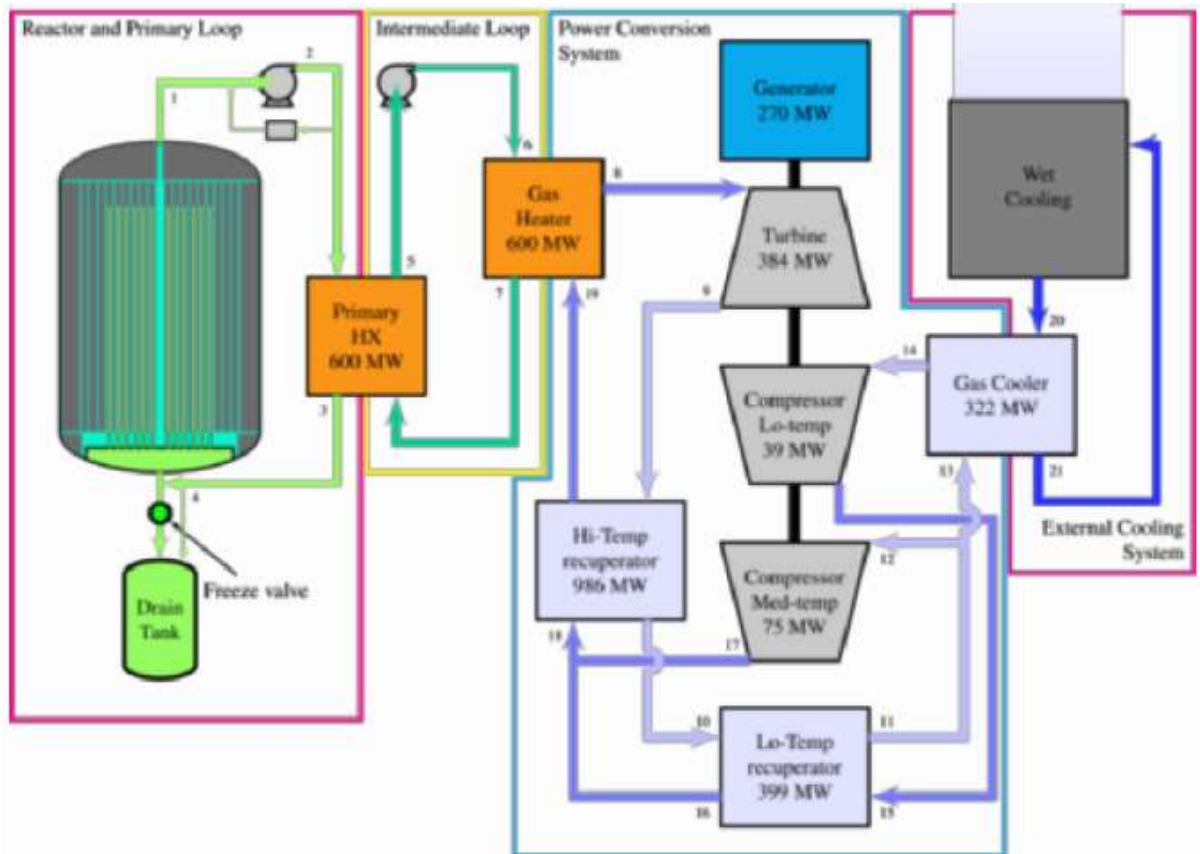
Obr. 2-10 Stable salt reactor (SSR) [15]

Tab. 2-10 Stable salt reactor (SSR) parametry [15]

Výkon	400 MWt, 200 MWe
Využití	Elektrina, odsolování, výroba vodíku, výroba páry
Palivo	Uran, Thorium
Moderátor	Grafitový
Řízení reaktivity	Řídící tyče, průtok soli, koncentrace paliva
Sůl v primárním okruhu	NaF-RbF-UF ₄
Teploty v primárním okruhu	500/700 °C
Teplota tavení	535 °C
Typ proudění	Nucené
Sůl v sekundárním okruhu	-
Teploty v sekundárním okruhu	-
Teplota tavení	385 °C
Teplonosná látka a typ pracovního okruhu	Nadkritická pára
Teploty v pracovním okruhu	600 °C
Materiály	-
Další	Tlak v primárním okruhu je atmosférický

2.9 LFTR

Reaktro s celým názvem Liquid Fluoride Thorium Reactor je vyvíjený společností Flibe energy, USA a zatím se nachází ve stádiu konceptu. Pracovní látkou terciálního okruhu se uvažuje nadkritické CO₂. Variantou oběhu se volí rekompresní, čtyřmi tepelnými výměníky – ohřivací, chladící a dva regenerační – vysoko a nízko teplotní. Společnost se taky zabývá menším reaktorem o výkonu 50 MWt, respektive 25 MWe určeném pro vojenské účely [7]



Obr. 2-11 LFTR schéma uspořádání jednotlivých okruhů

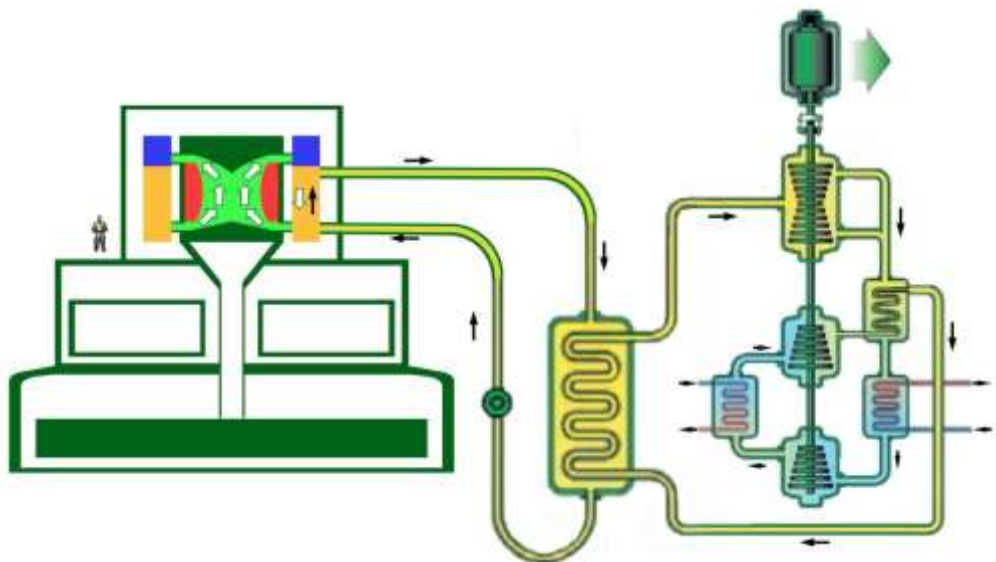
Tab. 2-11 LFTR parametry [7]

Výkon	600 MWt, 250 MWe
Využití	Elektřina, odsolování, výroba vodíku, výroba páry
Palivo	Uran, Thorium
Moderátor	Grafitový
Řízení reaktivity	Řídící tyče, průtok soli
Sůl v primárním okruhu	LiF-BeF ₂ -UF ₄
Teploty v primárním okruhu	500/700 °C
Teplota tavení	535 °C
Typ proudění	Nucené

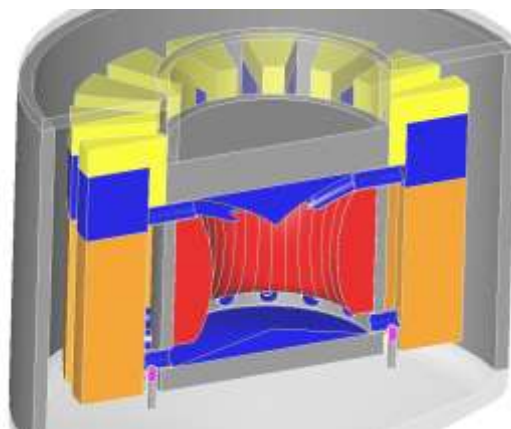
Sůl v sekundárním okruhu	-
Teploty v sekundárním okruhu	-
Teplota tavení	385 °C
Teplonosná látka a typ pracovního okruhu	sCO ₂
Teploty v pracovním okruhu	600 °C
Materiály	-
Další	Tlak v primárním okruhu je atmosférický

2.10 MSFR

Koncept zpracováváný od roku 2004 ve francouzském National Centre for Scientific Research, podporovaný Euroatmoem v rámci projektu EVOL. Od roku 2008 se jedná o jeden z referenčních GEN IV reaktorů vybraných GIF fórem. Reaktor se vyznačuje třismyčkovým provedením a výkonu 3000 MWt, respektive 1500 MWe. Výstavba první jednotky je naplánována až na rok 2050 [16].



Obr. 2-12 MSFR schéma zapojení okruhů [16]



Obr. 2-13 MSFR řez reaktorem [16]

Tab. 2-12 MSFR parametry [16]

Výkon	3000 MWt, 1500 MWe
Využití	Elektřina, odsolování, výroba vodíku, výroba páry
Palivo	Uran
Moderátor	Grafitový
Sůl v primárním okruhu	LiF-F3-ThF4
Teploty v primárním okruhu	700/800 °C
Teplota tavení	565 °C
Typ proudění	Nucené
Sůl v sekundárním okruhu	LiF-ThF4
Teploty v sekundárním okruhu	-
Teplonosná látka a typ pracovního okruhu	Otevřený Brytonův vzduchový
Teploty v pracovním okruhu	-
Materiály	-
Další	-

2.11 Urychlovačem řízené transmutační technologie

Urychlovačem řízené transmutační technologie nebo také ADTT (Accelerator-Driven Transmutation Technology), ATW (Accelerator Transmutation of Waste), ADS (Accelerator-driven Systems) jsou technologie, které umožňují řízený rozpad jader pomocí urychlovačem získaného proudu neutronů. V minulosti byla této technologii věnována větší pozornost než dnes, podrobněji se jejímu využití věnují práce [17] a [18], kdy mělo pod záštitou Škoda JS dojít i k postavení první demonstrační jednotky. K samotné stavbě však prozatím nedošlo. Dnes se touto technologií dál zabývá pouze z pohledu výzkumu, žádná další demonstrační jednotka se momentálně neplánuje [17].

2.12 Závěry z kapitoly

Většina projektů se soustředí na tři smyčkové uspořádání, v případě 2.6 se uvažuje nad uspořádáním čtyřsmyčkovým. Primární a sekundární smyčkou proudí soli většinou odlišného složení, terciální nadkritická pára, vzduch nebo nadkritické CO₂.

Nejčastěji obsazenou solí primární smyčky je LiF-BeF₂ v kombinaci s UF₄ nebo THF₄, teploty se pak uvádějí 700 °C na výstupu z reaktoru, 600°C na vstupu, a v případě MSTW se pro vysokoteplotní účely uvažuje až 900/700°C či MSFR 800/700 °C.

V sekundární smyčce je obsažení solí různorodější, volí se s vlastnostmi výhodnými pro smyčku terciální.

Pracovní látkou terciální smyčky se ve většině případů a se stejným zastoupením uvažuje nadkritická pára nebo vzduch, ve dvou případech (TMSR-LF2 , LFTR) nadkritický CO₂. Pro nadkritickou páru mluví dnes v podstatě už zvládnutá a spolehlivá technologie, na druhou stranu je zde z nutnosti opatření proti zatuhnutí solí kladen požadavek na vysokou teplotu napájecí vody a tím nutnost vložení další ohřívací smyčky a vyšší počet vysokotlakých ohříváků. V případě vzduchu je technologie díky jednoduchosti z technické náročnosti, a tedy i ceny nejméně výhodnější, naopak nevýhodou jsou velké objemové toky a jejich závislost na teplotě. S tím se podstatně mění tlakové ztráty i výsledná účinnost. Nadkritický CO₂ se jeví z termofyzikálních vlastností jako neoptimálnější, avšak stále se jedná o komerčně nevyužívanou a neznámou technologii, bez dostatečných zkušeností. Proto se z pohledu zákazníka i vývojáře z hlediska návratnosti jeví jako varianta nejrizikovější. Pokud se ale podaří protlačit nadkritické CO₂ do reálného využití a nevyvstanou větší problémy, po dostatečném získání zkušeností má reálnou šanci se prosadit jako varianta nejlepší. Vzduchový a CO₂ oběh mají díky poměrně velkému ohřátí plynu v kompresoru a následné vnitřní výměně tepla výhodu v tom, že prakticky odpadá složitá problematika zajištění dostatečné vstupní teploty plynu do výměníku sůl/plyn.

Palivem se stává obohacený uran, často v kombinaci s thoriem v poměru ~80/20 %. Obohacení uranu se pohybuje řádově od 5 do 20 %. Některé studie počítají s nasazením TRISO koulí. Ve všech případech je uvažován grafitový moderátor. Taktéž se ve všech případech počítá s řízením reaktivity pomocí řídicích tyčí, dále se většina zmiňuje o řízení pomocí změny koncentrace kyseliny borité a změnou průtoku primární soli.

Z výčtu jednotlivých reaktorů lze vyčíst, že uvažované technologie (typ soli, pracovní látka terciálního oběhu, ...) a parametry (teplota, ...) nejsou vůbec závislé na velikosti výkonu. Dále se pracuje hlavně s modulárním konceptem, což by mělo značně odlehčit proces licencování, technický návrh a tím i urychlit výstavbu, z čehož lze očekávat i pozitivní vliv na konečnou cenu instalovaného výkonu. Ve spojitosti „malé reaktory“ se mluví o výkonech do 500 MW, o skutečně malých, jak by se dalo chápat z pohledu klasické energetiky, se mluví jako o mikro reaktorech.

Reaktor chlazený tekutými solemi se jeví jako další perspektivní varianta s reálnou šancí nasazení i v komerční sféře, o čemž svědčí i opětovný zájem ze strany výzkumných center a investorů. Ovšem oproti reaktorům tlakovodním, mají ještě stále dlouhou cestu před sebou.

Tab. 2-13: Přehled technologie solných reaktorů

	CAREM	KLT-40S	RITM-200	NuScale	SMART	mPower	4S	SVBR-100	HTR-PM	Energy Well	IMSR	SmAHTR	MK1 PB-FHR	MSTW	TMSR-LF2	TMSR-SF2	FUJI	SSR	LFTR	MSFR
Tepelný výkon [MW]	100	150	165	165	330	500	30	280	500	20	80	125	236	270	373	384	400	400	600	3000
Elektrický výkon [MW]	27	35	45	45	100	180	10	100	211	8,4	33	50	100	115	168	168	200	200	250	1500
Tlakovodní	X	X	X	X	X	X														
Tekuté kovy							X	X												
Héliový									X											
Tekuté soli										X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Parní	X	X	X	X	X	X	X	X												
Parní nadkritický											X			X			X	X		
Vzduch												X	X		X	X				X
CO2										X					X				X	
Thorium								X			X		X	X	X		X	X	X	X
Uran	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		X	X	X	X	X	X			X
5 % obohacení	X			X	X	X					X			X			X			
10 % Obohacení									X			X								
20 % obohacení		X	X				X	X		X			X		X					X

3. Energetické oběhy vhodné pro vyvedení výkonu z SMR

Výběr vhodného energetického oběhu pro vyvedení výkonu z reaktoru je dán samotným typem reaktoru, respektive použitým typem chladiva a parametry, s jakými primární okruh pracuje. Jiné budou v případě použití tlakovodního reaktoru proti rychlému reaktoru chlazeném tekutým kovem nebo tekutými solemi. Pro úvahy této práce je stěžejní typ reaktoru chlazený tekutými solemi. Jak již bylo popsáno v kapitole 2, tekuté soli mají přes nesporně výhodné termodynamické vlastnosti i nevýhodu ve formě poměrně vysoké teploty tavení – řádově stovky stupňů. Teploty tání vybraných solí ukazuje tabulka Výběr vhodné pracovní látky. Za předpokladu nutné teplotní rezervy ze strany chladící PL a dostatečného teplotního gradientu pro přenos tepla, vyplývá nejnižší teplota chladící PL cca 400 °C. Dalším a neméně důležitým měřítkem je cena samotného chladiva, která v případě průsaků chladiva mimo oběh může zastupovat nezanedbatelnou částku v ekonomice provozu zařízení. Např. u helia je tato situace natolik významná, že brání většímu rozšíření tohoto jinak téměř ideálního chladiva.

Tab. 3-1 Přehled fluoridových solí a jejich vlastností při 700 °C [19]

Sůl	Složení [molární %]	Molární hmotnost [g/mol]	T tavení [°C]	Hustota [g/cm ³]	Objemová tepelná kapacita [kJ/m ³ /K]	Tepelná vodivost [W/m/K]
LiF – BeF ₂	67-33	33,0	460	1,94	4 690	1,00
LiF – NaF – BeF ₂	31-31-38	38,9	315	2,00	4 100	0,97
LiF – NaF – ZrF ₂	26-37-37	84,2	436	2,79	3 520	0,53
LiF – NaF – KF	46,5-11,5-42	41,3	454	2,02	3 810	0,92
LiF – NaF – RbF	42-6-52	67,7	435	2,69	2 640	0,62
LiF – ZrF ₂	51-49	95,2	509	3,09	3 770	0,48
NaF – ZrF ₂	59,5-40,5	92,7	500	3,14	3 680	0,49
NaF – BeF ₂	57-43	44,1	340	2,01	4 390	0,87
KF – ZrF ₂	58-42	103,9	390	2,80	2 930	0,45

3.1 Výběr vhodné pracovní látky

Z Carnotova porovnávacího oběhu vyplývá, že reálná účinnost oběhu je přímou úměrou závislá především na maximální dosahované teplotě a následně po expanzi na nejnižší teplotě. Jelikož jsou tyto parametry omezeny současnými možnostmi materiálu a v případě chlazení teplotou prostředí, nelze tímto způsobem příliš navyšovat výslednou účinnost. Dále je reálná účinnost závislá na tlakovém poměru. Zde jsou možnosti omezené především zařízením produkujícím tlakovou energii – kompresory a čerpadla. Jestliže jsou plynové oběhy výhodnější díky své jednoduchosti, na kondenzační naopak ztrácejí v množství práci nutné k dodání tlakové energie – kompresní práci, která je nesrovnatelně větší než u čerpadel. Navíc se vzrůstající kompresí a teplotou tato práce nadále roste a při větším stlačení je nutné

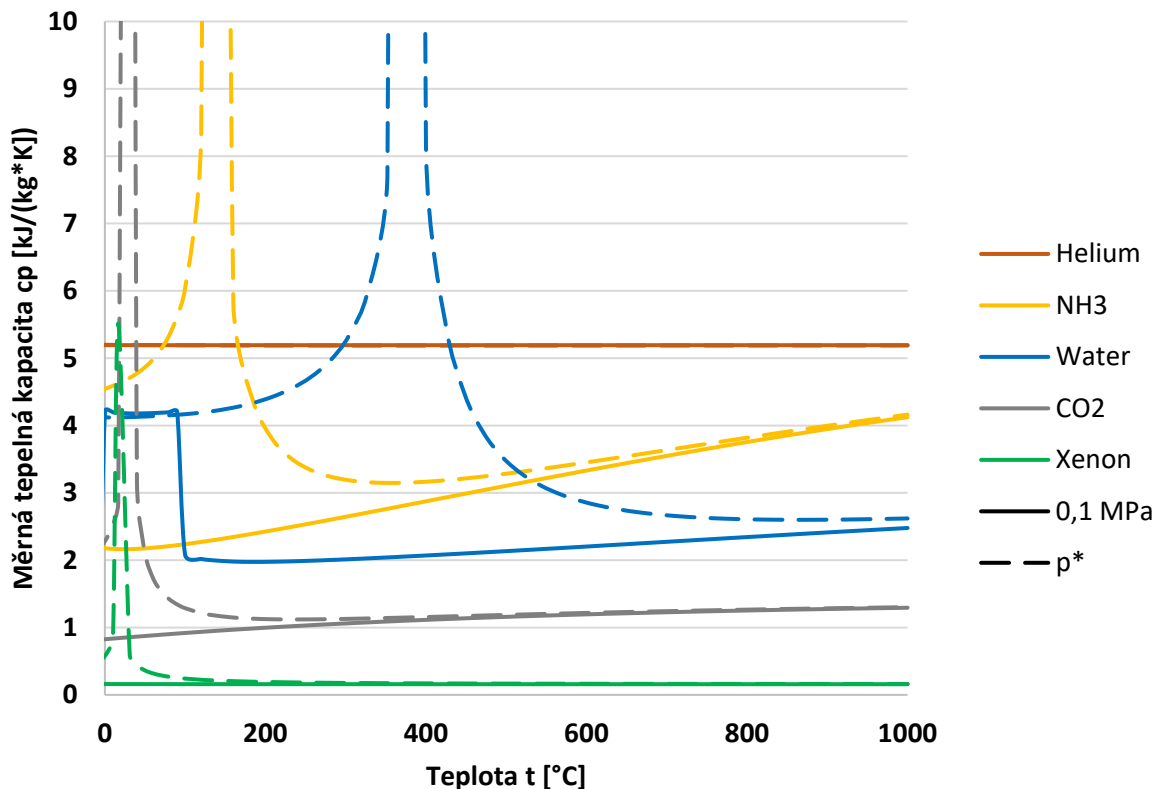
zařazovat mezichlazení. Oproti tomu se kondenzací produkuje značné množství málokdy využitelného nízkopotenciálního tepla. Z hlediska zvyšování účinnosti energetických okruhů se pak užívají, byť zatím sporadicky, nadkritických oběhů. Ty v případě plynových oběhů mají tu výhodu, že v nadkritické oblasti se vysokou hustotou stírají rozdíly mezi kapalinou a plynem, čímž se kompresory svými vlastnostmi, a především účinností kompresní práce čerpadlům vyrovnají. Oproti parním oběhům si ale nadále uchovávají výhodu stále plynové fáze, tj. nedochází ke ztrátě tepla při kondenzaci. Výběr nejběžnějších chladiv pohybující se s nadkritickými parametry v relevantních hodnotách vhodných pro energetiku je ukázán v Tab. 3-2, chladiva jsou seřazena podle kritické teploty od nejnižší.

Tab. 3-2 Přehled chladiv a jejich nadkritické parametry [2]

Název	Vzorec	Kritická teplota (°C)	Kritický tlak (MPa)
Xenon	Xe	16,61	5,88
Oxid uhličitý	CO ₂	30,98	7,38
Fluorid sírový	SF ₆	45,56	3,76
Oktafluorpropan	C ₃ F ₈	71,89	2,68
Amoniak	NH ₃	132,89	11,28
Oxid siřičitý	SO ₂	157,50	7,88
Hexafluorobenzen	C ₆ F ₆	237,78	2,77
Voda	H ₂ O	373,89	22,10

U chladiv je dále důležitá měrná tepelná kapacita, která pro daný výkon určuje potřebný hmotnostní a objemový průtok. Velkost průtoku má následně vliv na hydraulické ztráty v oběhu. Závislost měrné tepelné kapacity vybraných chladiv na teplotě zobrazuje Obr. 3-1.

Závislost měrné tepelné kapacity na teplotě

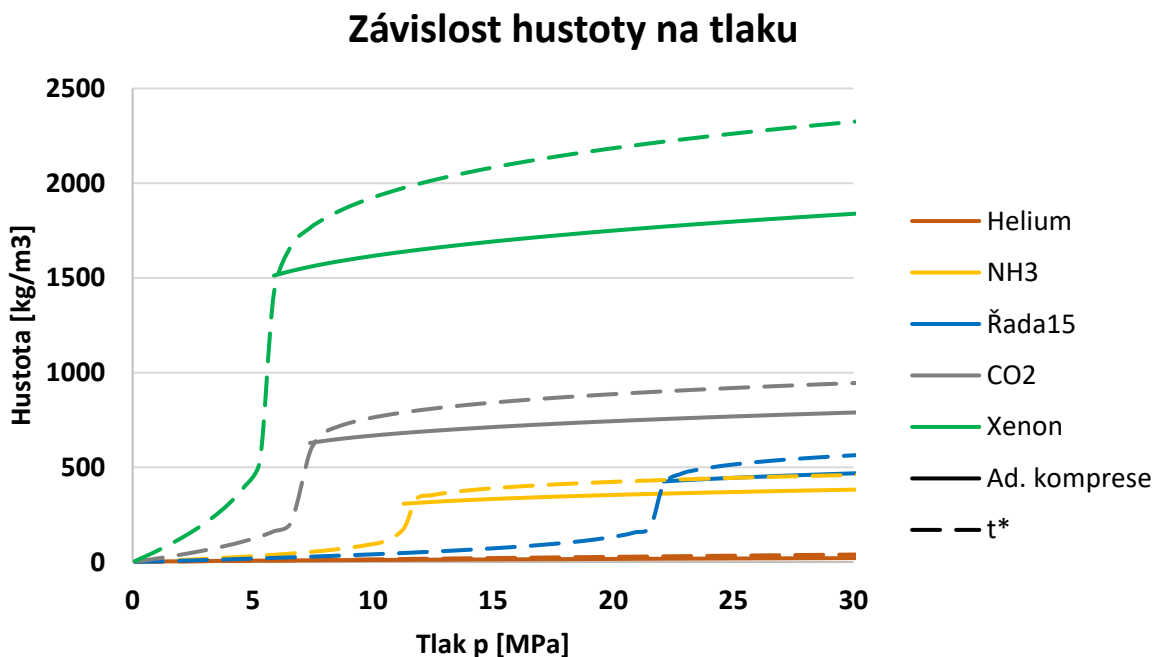


Obr. 3-1 Závislost měrné tepelné kapacity na teplotě

Chladiva fluorid sírový SF6 - $c_p \sim 1,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a oxid siřičitý SO2 - $c_p \sim 0,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ by se na Obr. 3-1 nacházely mírně pod CO2. Z obrázku lze vyčíst, že z hlediska hmotnostního toku je na tom nejlépe Helium, následované čpavkem, vodou, CO2 a xenonem.

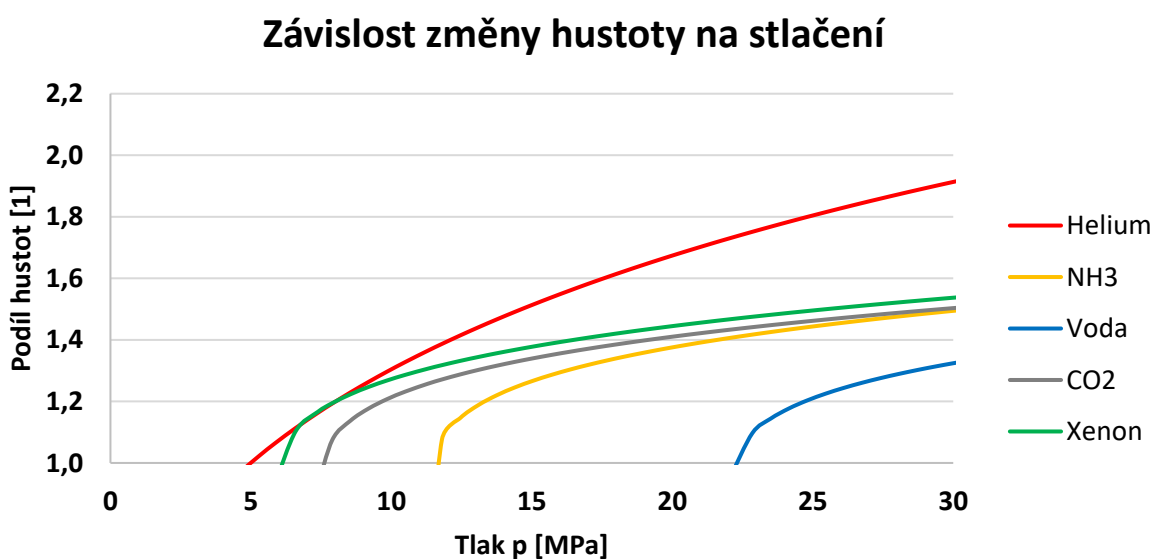
Čerchovaná čára symbolizuje c_p pracovní látky při kritickém tlaku, plná čára c_p při tlaku atmosférickém. Dobrým příkladem je voda, z grafu lze vidět var vody při 100 °C kdy c_p klesá cca na polovinu, při teplotě kritické nejdříve vlivem přechodu prudce vzroste a následně se opět vrací k hodnotám páry tlaku atmosférického. Lze například vidět poloviční c_p u CO2 oproti vodě/páře s tím, že nadkritické CO2 má mnohem vyšší hustotu oproti páře. To je příčinou mnohem menších rozměrů tepelných zařízení. Po přihlédnutí k hustotám pak lze také vidět výhodu v chladícím účinku tlakovodních systémů, která však po přechodu v páru mizí. Tuto závislost lze lépe vidět u Obr. 3-4.

Dalším významným parametrem je změna hustoty v závislosti na stupni komprese. S klesající změnou hustoty roste termodynamická účinnost kompresoru/čerpádky. Tuto závislost ukazuje Obr. 3-2.



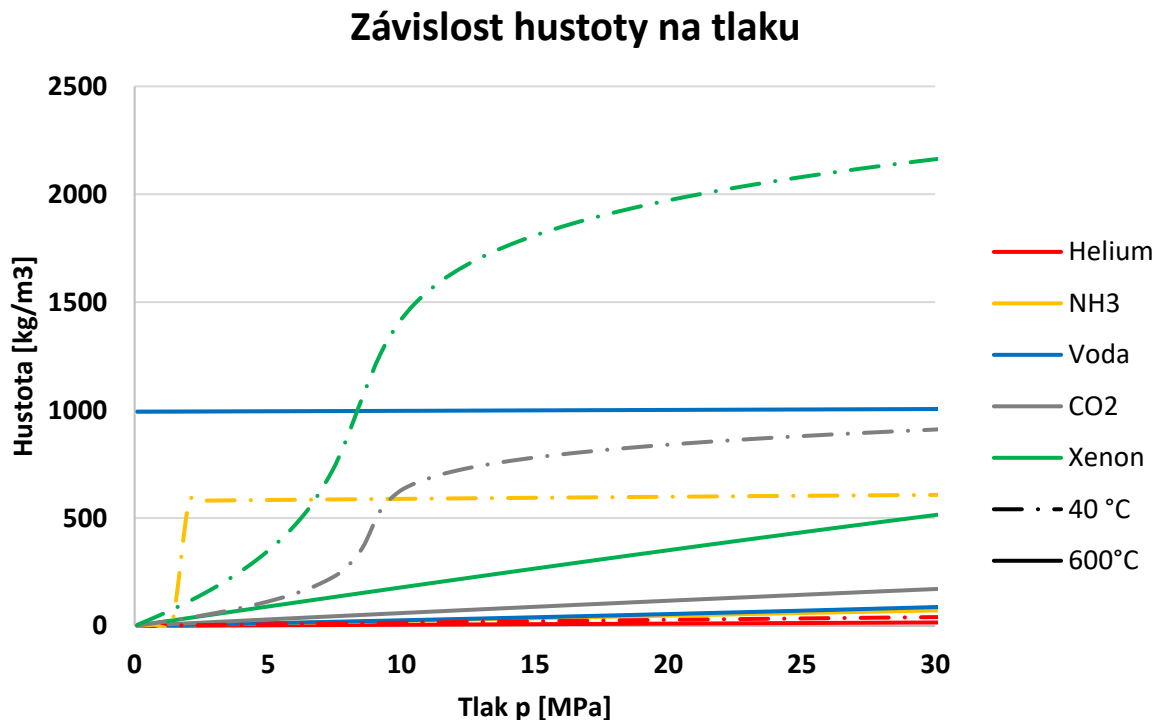
Obr. 3-2 Závislost hustoty na tlaku

Přerušovaná čára značí závislost hustoty na tlaku při kritické teplotě, nepřerušovaná značí hustotu při následné adiabatické kompresi. Z obrázku lze vyčíst malé změny v hustotě při stlačování nadkritického xenonu a CO₂. Také vodní pára prodělává na obrázku kompresi, nutno ale dodat, že vzhledem k vysokým teplotám a tlaku je pro energetické účely vhodnější dodat tlakovou energii čerpadlem v kapalném stavu. V tom případě by se hustota vody podle tlaku prakticky neměnila, $\rho_{voda} \sim 1,0 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Poměr hustot před a po kompresi představuje obrázek Obr. 3-3.



Obr. 3-3 Závislost změny hustoty na stlačení

Obr. 3-4 ukazuje vliv poklesu hustoty na tlaku ze 600 °C na 40 °C, což umožňuje si alespoň přibližně udělat představu chování PL při expanzi v turbíně následovanou vychlazením v chladiči. Křivka vodní páry se pohybuje ve spodní části těsně nad parami NH₃.



Obr. 3-4 Závislost hustoty na tlaku pro 600 °C a 40 °C

Z Obr. 3-1 až Obr. 3-4 lze jasně vyčíst výhoda použití nadkritického CO₂ pro jednotky s požadavkem na vysokou rozměrovou kompaktnost, resp. vysokou hustotu výkonu.

Následující řádky stručně vypíší plusy a mínusy použití sCO₂, vodní páry a helia jako pracovní látky.

- sCO₂

- + výhodné termofyzikální vlastnosti
- + bezproblémová výroba a skladování
- + relativně inertní, teplotně stabilní, zdraví nezávadný
- doposud neodzkoušená technologie
- relativně vysoké tlaky

- Vodní pára

- + nejlépe zvládnutá technologie
- + dostupnost vody
- + inertní, teplotně stabilní, zdraví nezávadná
- pro chlazení solného reaktoru nutnost nadkritických podmínek
- nutnost kondenzace

- rozměrově objemná zařízení a tím i vysoké výrobní náklady
 - Helium
- + technologicky zvládnuté
- + absolutně inertní, stálé termofyzikální vlastnosti, zdravotně nezávadný
- prosakování z oběhu – horší ekonomika provozu
- nemožnost využití výhod přechodu do nadkritického stavu
- vysoký podíl kompresní práce
- cena helia
 - Vzduch
- + nejlevnější, možnost použití otevřených oběhů
- + relativně inertní, stále termofyzikální vlastnosti, zdravotně nezávadný
- + zvládnutá technologie
- horší účinnosti – vysoký podíl kompresní práce
- nemožnost využití výhod přechodu do nadkritického stavu

Oproti páře, plynové oběhy vynikají jednoduchostí, kompaktností a mnohem jednodušším systémem regenerace. U parního oběhu by byla zapotřebí celá soustava vysokotlakých ohříváků pro zabezpečení potřebné teploty, což značně navyšuje investiční náklady a spolehlivost provozu. V případě použití SMR, které by mělo být dopravitelné nákladovými kontejnery, mluví jasně ve prospěch oběh pracujících s sCO₂.

Oběhům pracujícím se solemi a v energetickém oběhu se vzduchem se více zabývá [17], oběhům pracujícím se solí a sCO₂ v energetickém oběhu pak [18]

Výběr základních plynových oběhů bude blíže popsán v následujících kapitole 4.3, srovnání jejich parametrů při daných podmínkách pak v kapitole 4.4.

3.2 Rankin–Clausiusův kondenzační oběh

Mezi hlavní výhody kondenzačního oběhu jistě patří nízký tlak v kondenzátoru (vakuum), který umožňuje i zvýšit pracovní rozsah turbíny, a nízká kompresní práce v čerpadle. Jak již bylo řečeno, snížit kompresní práci je možné i v obězích plynových s použitím nadkritických parametrů. Mezi hlavní představitele patří parní oběhy, u nižších výkonů se používají i jiná chladiva. Jde o tzv. ORC – organický Rankin-Clausiusův cyklus.

Jelikož pára s klesající teplotou a tlakem zažívá významné snížení hustoty, je v posledních stupních turbíny zapotřebí velkých lopatek, dále rostou rozměry kondenzátoru, ohříváků napájecí vody a obecně jde o robustní zařízení. Při použití chladiv, jež nemají tak razantní průběh hustoty, tak lze zmenšit zařízení a tím i investiční náklady. Tato snaha o použití jiných chladiv lze vidět u elektráren malých výkonů.

Pro potřeby odvádění tepelného výkonu z reaktoru je i v případě separovaného oběhu zapotřebí jistá teplotní i chemická stabilita chladiva. Z toho důvodu se seznam použitelných chladiv schopných kondenzace v oběhu zkrátí pouze na vodu a CO₂.

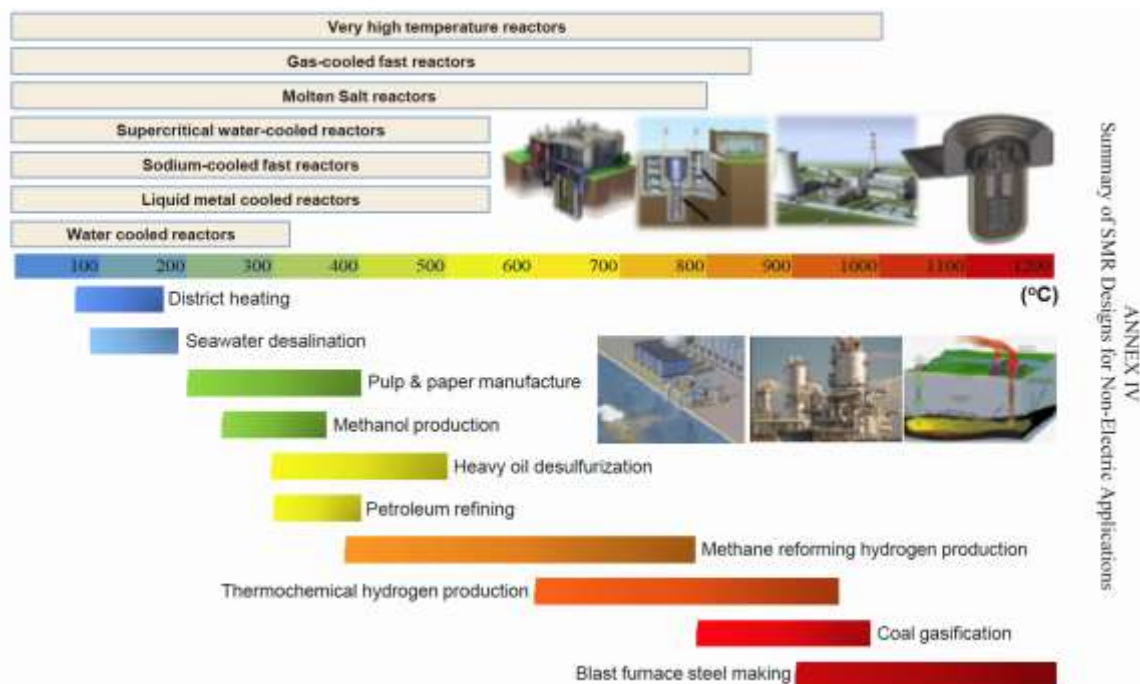
3.3 Ericsson-Braytonův plynový oběh

Ericsson-Braytonův oběh se týká oběhů plynových, kdy nedochází k žádné kondenzaci a přívod tepla probíhá na rozdíl od pístových motorů kontinuálně ve spalovací komoře nebo v topném ohříváku. Spalovací turbíny se v současnosti využívají především otevřené, v budoucnu se dá uvažovat o obězích uzavřených se záchytem spalin (CCS). E-B oběhy mohou být otevřené (vzduch) nebo uzavřené (vzduch, helium, CO₂, ...). V paroplynových obězích lze pak uvažovat kombinace s párou. Ta pracuje buď separovaně, kdy každá PL má svůj vlastní okruh, anebo jejich smísením, kdy dochází ke vstřiku kondenzátu do horkých spalin plynové turbíny, čímž vzroste hmotnostní tok, a tedy i výkon.

Tento oběh vyniká především svojí jednoduchostí, kdy je oproti kondenzačním oběhům zapotřebí menší počet nákladných zařízení.

3.4 Alternativní využití

Protože jaderné zdroje přes své investiční náklady není moc vhodné využívat jako špičkový zdroj, je výhodnější je provozovat o nominálním výkonu a přebytky výkonu využívat pro alternativní užití. Obr. 3-5 ukazuje možné využití SMR v závislosti na dosahovaných teplotách.



Obr. 3-5 Oblasti využití tepla podle dosahovaných teplot [15]

Většina z níže uvedených aplikací jsou vázané na vodní nebo parní oběh, a proto je nutné uvažovat o dalším tepelném výměníku, a tedy vyšších investičních nákladech. Jedná se zejména o:

3.4.1 Příprava pitné vody

Zde existuje řada technologií komerčně využívaných pro přípravu pitné vody, tabulka níže ukazuje základní typy a jejich energetickou náročnost.

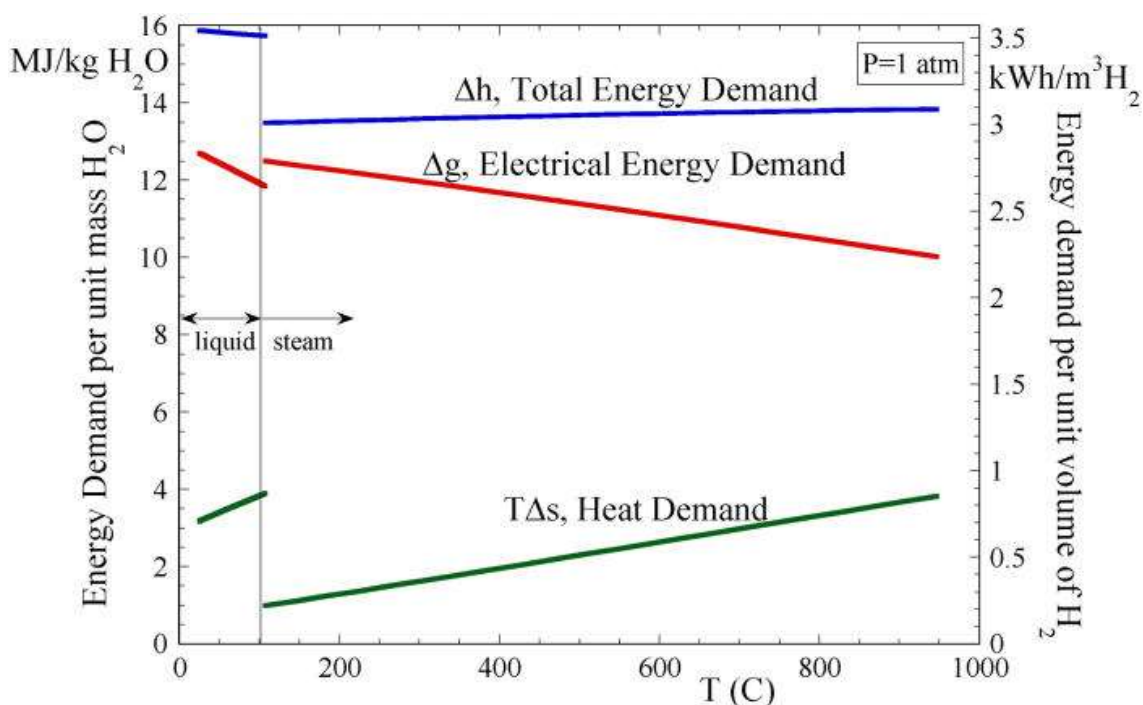
Tab. 1: Porovnání energetických nároků jednotlivých odsolovacích technologií [20]

Energetické nároky na odsolování	
Separáčn í proces	Spotřeba energie [kcal/m ³]
Teoretické minimum	616
Reverzn í osmóza při výtěžnosti 40%	4500
Vymrazování	8000
Elektrodialýza	27692
Vícetupňová destilace	53300

3.4.2 Výroba vodíku

Vodík je velice perspektivní látkou s širokým polem využití. V energetice se jeví perspektivní využití právě ve formě akumulace energie. Naneštěstí nejsou dosud uspokojivě vyřešeny důležité otázky, jako dlouhodobé skladování nebo dostatečná infrastruktura. Dále je otázkou energetická efektivita vodíku v použití jako akumulace energie – je na pováženu, jestli není výhodnější vstupující elektrickou energii uchovávat v bateriových uložíštích, jejichž vývoj v současné době prodělává výrazný skok kupředu. Energeticky nejvýhodnější je získaný vodík využívat v palivových článících SOFC, jimiž se zabývá i CVŘ.

Obr. 3-6 ukazuje energetickou náročnost nízko a vysokoteplotní elektrolýzy.



Obr. 3-6 Závislost potřeby energie na teplotě pro elektrolýzu vody [34]

3.4.3 Teplárství

V případě teplárství by se dalo uvažovat o SMR jako o nástupci klasických uhelných tepláren, jež jsou v současné době vystaveny nátlaku na snižování emisí a také omezování těžby uhlí. Ve světě se úroveň teplárství liší stát od státu a vzhledem k tlaku na emise lze jako hlavní oblast využití považovat střední Evropu. Za použití tavených solí v sekundárním oběhu je problémem poměrně vysoká vstupní teplota na straně vody, což je by bylo nutno řešit větším počtem ohříváků anebo vložením dalšího mezivýměníku.

3.5 Současná situace sCO₂

Tato kapitola si klade za cíl krátké shrnutí současné situace kolem oběhů využívající sCO₂.

3.5.1 Experimentální smyčky

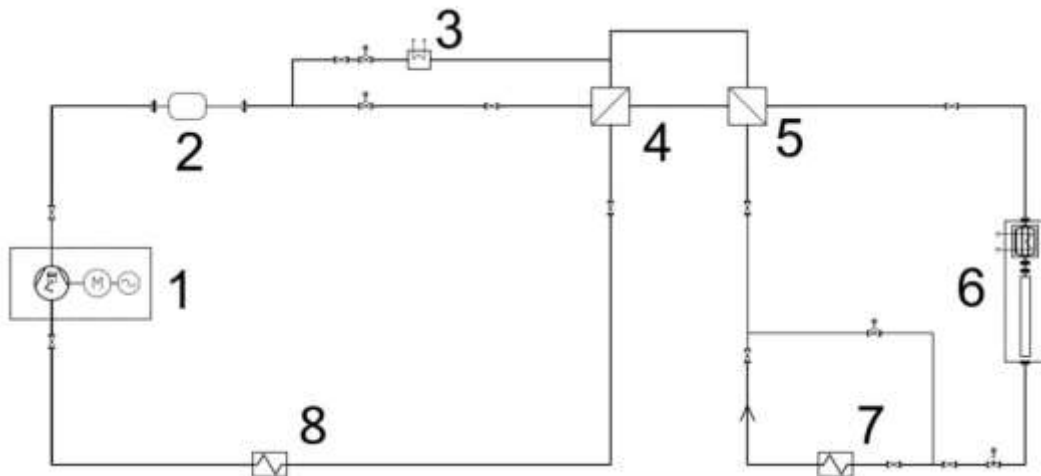
Ve světě existuje řada experimentálních zařízení a smyček pracujících s sCO₂, seznam níže vyjmenovává ta nejznámější:

- Japonsko – Institute of Applied Energy [21]
- USA – Sandia National Lab [21]
- USA – Knolls Atomic Power Lab [21]
- ČR – UJV Řež – VA3 S-CO₂ [22]

Poslední jmenovaná smyčka je budovaná v rámci projektu SUSEN a slouží k testování různých zařízení a provozních podmínek. Schéma zapojení představuje Obr. 3-7.

Provozní parametry:

- maximální přetlak ve smyčce: 25 MPa
- maximální teplota ve smyčce: 550 °C
- maximální průtok ve smyčce: 0,4 kg/s



Obr. 3-7: Grafické znázornění sCO₂ smyčkyspolečnosti UJV Řež [22]

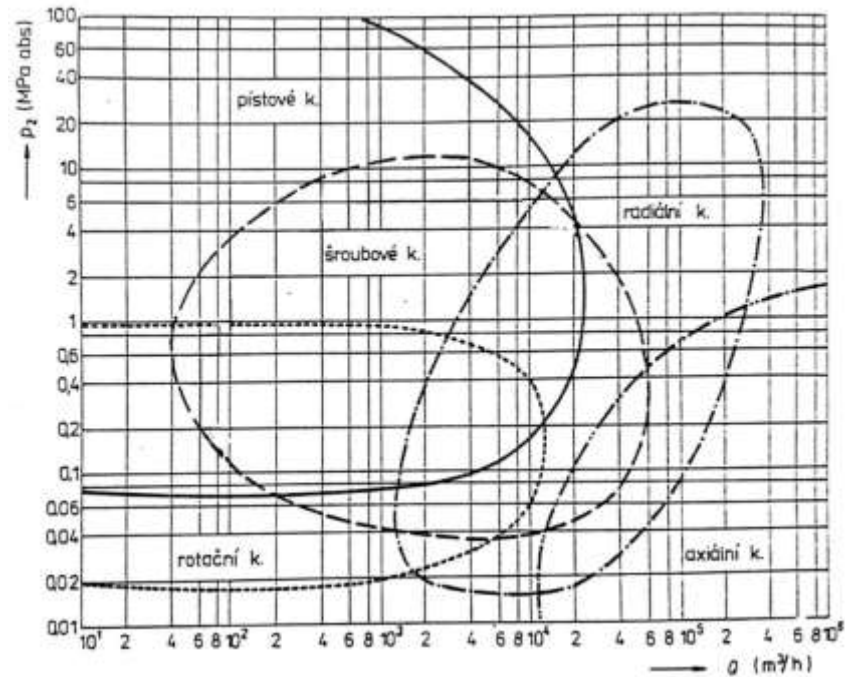
3.5.2 Základní komponenty terciálního oběhu

Veškeré doposud uskutečněné smyčky byly postaveny pouze jako demonstrativní a za účelem dalšího výzkumu. Z toho důvodu výrobci doposud nepřinesli komerčně orientované komponenty využitelné v energetice a jsou spíše ve fázi výzkumu a vývoje. Kapitola se bude dále zabývat kompresorem, turbínou a tepelnými výměníky.

3.5.2.1 Kompresor

Práce kompresoru je u plynových oběhů v pevné vazbě s turbínou, a proto je jeho návrh a výběr naprosto klíčový. Podle Obr. 3-8 [Novák] jsou v oblasti zájmu hlavně radiální turbokompresory, jejichž výběr dokládají i veškeré návrhy a studie zabývající se sCO₂ oběhy v energetice. Jak je ukázáno v kapitole 3.5.2.2, hlavními výhodami sCO₂ soustrojí jsou oproti parnímu i héliovému soustrojí mnohem menší rozměry, a tím i menší výrobní a přepravní náklady. Na stranu druhou, doposud nebyl žádný sCO₂ kompresor určený pro energetické účely komerčně představen, a tedy ještě nebyl žádný návrh ani dostatečně otestován. Jedna ze společností vyvíjející kompresor je Barber-Nichols, která se jím zabývá ve spojení s sCO₂ turbínou. Komerčně mají v nabídce sCO₂ kompresor např. společnosti GE nebo DRESSER-

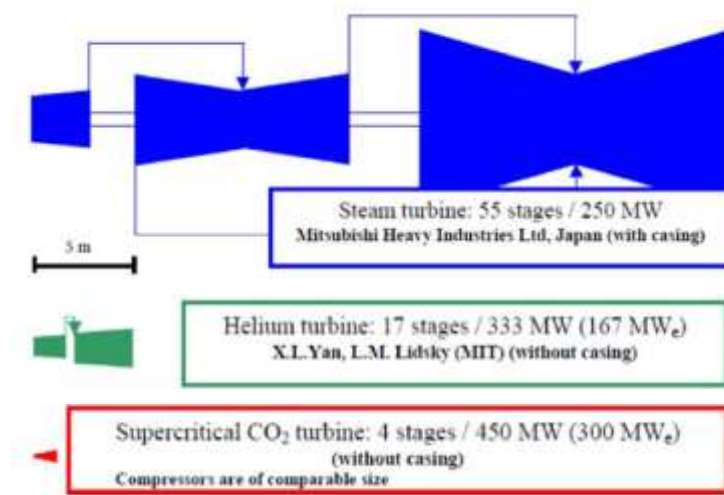
RAND, nutno ale podotknout, že se jedná o řešení zabývající se pouze kompresí pro jiné účely, a tedy nejsou v této podobě pro účel elektrárny vhodná.



Obr. 3-8: Pracovní oblasti hlavních druhů plynových kompresorů [34]

3.5.2.2 Turbína

Hlavní výhodou sCO₂ turbíny jsou její relativně malé rozměry a hmotnost. Porovnání rozměrů s parní a héliovou turbínou je ukázáno na Obr. 3-9. Protože se výrobě těchto turbín zatím věnuje jen málo společností, jejich výčet je uveden níže.



Obr. 3-9: Porovnání rozměrů jednotlivých typů turbín [2]

Předběžný návrh 10MWe turbíny přednesla firma GE Global Research, jejíž vývoj a představení na trh je dle harmonogramu naplánován na rok 2020. Na Obr. 3-10 je ukázán současný model v životní velikosti. Po úspěšném otestování je dále v plánu vyvíjet turbínu většího výkonu.



Obr. 3-10: Model sCO₂ turbíny společnosti GE vytvořený pomocí 3D tiskárny [34]

Dalším výrobcem je Barber-Nichols, jež ve spolupráci se Sandia National Laboratories vyvíjí demonstrační solární elektrárnu, pracující v sekundárním okruhu s sCO₂ okruhem. Ten pracuje o teplotě na vstupu do turbíny 500-800 °C a maximální tlaku 25 MPa [23].

Další řešení přináší společnost Toshiba ve spolupráci s NET Power, Texas [24]. Ta chce v roce 2017 uvést demonstrační jednotku plynové elektrárny s použitím CCS technologie o výkonu 25MWe a 50MWt, do roku 2020 plánuje uvedení jednotky o výkonu až 395MWe [dohledat]. Podobnost v soustrojí mezi čistým CO₂ a používaným u plynových CCS by bylo nutné podrobit dalšímu výzkumu.

3.5.2.3 Tepelné výměníky

Pro potřeby tepelné výměny u sCO₂ a solí byly již vypracovány v rámci diplomové práce předběžné návrhy tepelných výměníků [18]. Práce se zabývala návrhem terciálního sCO₂ okruhu ADTT jednotky. Byly zde propočítány výměníky typu topný – sůl/sCO₂, regenerační – sCO₂/CO₂ a chladič – CO₂/voda. Topný oběh pracoval se solí 8 NaF+92 NaBF₄ a pro jednotlivé výměníky byly zvoleny materiály:

- Topný Sůl/sCO₂ – Hastalloy 625 – 60Ni, 22Cr, 9Mo, 3,5Cb
- Regenerační CO₂/sCO₂ – ČSN 17 248.4
- Chladič CO₂/voda – ČSN 17 246.1

Druhým uváděným příkladem je diplomové práce [17] jež popisuje návrh výměníků pro sůl/vzduch ve variantě oběhu otevřeném i uzavřeném a výměník sůl/hélium.

4. Matematický model vybraných energetických oběhů

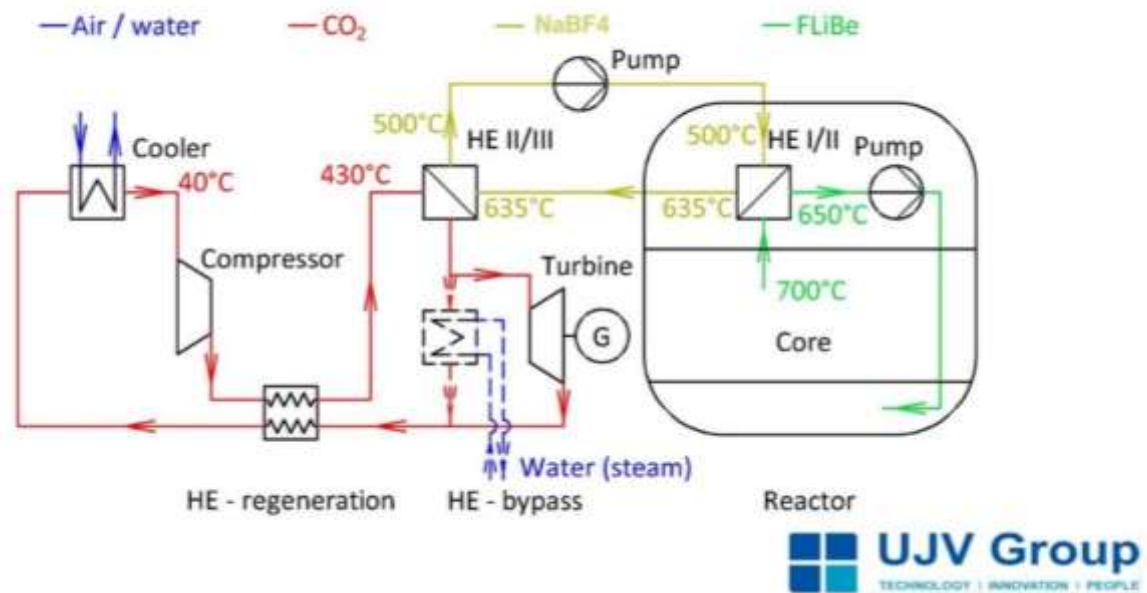
Účelem kapitoly je matematický popis modelu pro jednotlivé typy zapojení terciálního (energetického) okruhu, přičemž se ve všech případech uvažuje použití nadkritického oxidu uhličitého – sCO₂.

Zdrojem tepla je uvažován solný SMR dle konceptu skupiny UJV Řež a.s. pojmenovaný Energy Well, viz. kapitola 2.1. Parametry tohoto reaktoru budou použity jako referenční parametry pro oběhy uvažované v této práci. Jediný rozdíl činí výkon reaktoru, který se v průběhu práce snížil na 20 MWt, v práci však zůstává zachován výkon 30 MWt.

Pro rychlý přepočítání vlastností při reakci na změnu vstupních parametrů a následné srovnání oběhů byl použit program Excel z balíčku Office 365 od společnosti Microsoft, doplněný o knihovny CoolProp verze 6.1.0 pod licencí MIT.

Kapitola 0 vyjmenovává vybrané energetické oběhy včetně v nich použitých zařízení. Kapitola 4.2 představuje obecný postup výpočtu základních použitých zařízení, v kapitole 4.4 je ke každému vybranému oběhu přiřazen T-s diagram a schéma zapojení. Dále se v kapitole popisují bližší specifika jednotlivých oběhů.

V kapitole 4.4 bude provedeno srovnání vlastností vybraných oběhů pracujících na optimálních parametrech, shodujících se s konceptem Energy Well. Na základě srovnání z kapitoly 4.4 bude následně v kapitole 5 proveden detailní výpočet optimální varianty energetického oběhu.



Obr. 4-1 Schéma zapojení konceptu Energy Well [12]

4.1 Vybrané energetické oběhy

Výběr zapojení vybraných oběhů byl pro představu a následné srovnání zvolen podle základních typů plynových oběhů. Jsou to oběhy:

- Jednoduchý
- Jednoduchý s VVT*
- Oběh s dělenou kompresí a VVT
- Rekompresní s VVT
- Přihřívání s dělenou kompresí*
- Kombinace rekompresního s přihřevem, dělenou expanzí a VVT

* Oběhy označeny hvězdičkou budou uvedeny i ve formě kondenzačního oběhu.

Oběhy se liší použitými komponentami, jejich souhrn je uveden níže v Tab. 4-1.

Tab. 4-1 Seznam použitých zařízení jednotlivých oběhů

	Jednoduchý	Jednoduchý s VVT	Dělená komprese s VVT	Rekompresní s VVT	Přihřívání s VVT	Rekompresní s přihříváním a VVT		* Jednoduchý s VVT	* Přihřívání s VVT	* Kompresní s přihříváním a VVT
Kompresor č. 1	X	X	X	X	X	X				
Čerpadlo								X	X	X
Mezichladič			X							
Kompresor č. 2			X	X		X				
VVT VT		X	X	X	X	X		X	X	X
Ohřívák	X	X	X	X	X	X		X	X	X
Turbína č.1	X	X	X	X	X	X		X	X	X
Přihřívák					X	X			X	X
Turbína č.2					X	X			X	X
VVT NT		X	X	X	X	X		X	X	X
Chladič	X	X	X	X	X	X				
Kondenzátor								X	X	X

4.2 Výpočet jednotlivých zařízení

Z důvodu použití sCO₂, tedy reálného plynu, je pro potřeby výpočtu výhodnější počítat s využitím tabulek, jež poskytují měřením získané reálné hodnoty sCO₂ v jednotlivých stavech. Výpočet jednotlivých zařízení bude v této kapitole popsán pouze obecně, konkrétní výpočet proběhne v následné kapitole 0.

4.2.1 Kompresor

Kompresor je zařízení, jenž slouží ke stlačování a dopravě plynů a par. Stlačením dojde ke zvýšení úrovně tlakové energie, která následně turbíně umožní konat práci. Aby byla expanze v turbíně možná, musí se ještě dodat PL teplo v ohřívácích. Stlačovat lze adiabaticky, izotermicky a polytropicky.

Nadále se bude uvažovat změna adiabatická s danou izoentalpickou účinností kompresoru $\eta_{k,ie}$ (někdy nazývána také jako termodynamická účinnost), přičemž pro výpočet kompresoru je vždy znám tlak na sání p_{k1} a na výtlaku p_{k2} . Dále je známa teplota na sání t_{k1} , jež je rovna teplotě na výstupu z chladiče t_{ch2} . Ze znalosti tlaku a teploty PL3 na sání již lze zjistit měrnou entalpii h_{k1} a měrnou entropii s_{k1}

$$h_{k1} = f(p_{k1}, t_{k1}) \quad (4.2.1.1)$$

$$s_{k1} = f(p_{k1}, t_{k1}) \quad (4.2.1.2)$$

Při adiabatickém stlačování se měrná entropie PL3 nemění

$$s_{k2} = s'_{k2} \quad (4.2.1.3)$$

Jelikož je znám tlak i měrná entropie na výtlaku, lze nyní zjistit měrná teoretická entalpie h'_{k2} jako funkce

$$h'_{k2} = f(s'_{k2}, p_{k2}) \quad (4.2.1.4)$$

Ze známosti h'_{k2} a $\eta_{k,ie}$ se skutečná měrná entalpie na výtlaku h_{k2} spočítá ze vztahu:

$$h_{k2} = h_{k1} + \frac{h'_{k2} - h_{k1}}{\eta_{k,ie}} \quad (4.2.1.5)$$

Měrný výkon kompresoru se následně získá rozdílem měrných entalpií na výtlaku a sání

$$q_k = h_{k2} - h_{k1} \quad (4.2.1.6)$$

Příkon kompresoru se získá vynásobením hmotnostním tokem m_{TL3} , jež se podle způsobu řízení výkonu získá požadavkem chlazení reaktoru, a tedy z tepelné bilance ohříváku z kapitoly 4.2.3 nebo požadovaného výkonu turbíny – kapitola 4.2.4, a dalšími účinnostmi danými typem pohonu kompresoru – mechanická η_m , případně účinnost elektromotoru η_{elm} .

$$P = q_k \cdot m_{tl3} \cdot \eta_m (\cdot \eta_{elm}) \quad (4.2.1.7)$$

Pro další výpočty je vhodné zjistit i teplotu PL na výtlaku. Ta je důležitá nejen z hlediska možností použitého materiálu konstrukce, těsnění nebo izolace, ale i pro návrh výměníku sloužícího pro vnitřní výměnu tepla VVT. Při známosti alespoň dvou stavových veličin lze zjistit teplota.

$$t_{k2} = f(h_{k2}, p_{k2}) \quad (4.2.1.8)$$

4.2.2 Vnitřní výměna tepla (VVT)

VVT je v případě plynových oběhů uskutečňována pomocí tepelného výměníku, ve kterém dochází k přenosu tepelné energie ze stálé horkých par PL, které ale v důsledku již nízkého tlaku nemají potenciál dále konat práci v turbíně. Toto teplo se kvůli zachování opakovatelnosti oběhu z PL odvést musí, mimo VVT se dá uvažovat ještě o kombinovaném zapojení (paroplyn, ...), předehřevu pracovních látek, nebo o využití v technologii, případně teplárenství. Jelikož s rostoucím počtem zařízení v okruhu dochází i k růstu investičních nákladů a zároveň snižování spolehlivosti celého oběhu, v případě otevřených oběhů se v energetice VVT příliš neujalo. U uzavřených okruhů je ale situace odlišná – VVT zde slouží jako předehřev před samotným ohřívákem, čímž snižuje množství přivedené energie, respektive dovoluje instalaci výkonnější turbíny. V případě, že teplo do oběhu je předáváno smyčkou pracující s tavenými solemi, zabezpečuje VVT dosažení nutné minimální teploty na vstupu do ohříváku.

Ve výpočtu výměníku vycházíme ze znalosti teploty PL na vstupu z horké strany, tedy teplotě na výstupu z turbíny t_{t2} a teploty vstupu na chladné straně, která se rovná teplotě na výtlaku z kompresoru t_{k2} . Jelikož je cena výměníku přímo úměrná ploše teplosměnné plochy A_{vvt} , je vyvíjen tlak na její co nejmenší plochu při zachování požadovaného výkonu včetně rezervy. Takto omezená plocha společně s dalšími parametry, jako je rychlost a typ proudění, teplotní spád, konstrukční řešení výměníku atd., definuje výkon výměníku. Teplotní spád

$$q_v = h_{t2} - h_{v2h} = h_{v2s} - h_{v1s} + q_{vz} \quad (4.2.2.1)$$

$$h_{v2h} = f(p_{v2h}, t_{v2h})$$

4.2.3 Ohřívák

Ohřívák zde reprezentuje tepelný výměník mezi sekundární a terciální pracovní smyčkou. V případě spalovacích turbín by ohřívák reprezentoval spalovací komoru, v případě čistě plynových pak kotel na odpadní teplo – KNOT.

Jak již bylo několikrát řečeno, v případě tavených solí na jedné straně CO₂ na straně druhé, musí být udržovány teploty vyšší než dané minimální teploty na vstupech, respektive výstupech z výměníku. Je tak hlavně z důvodu opatření před zatuhnutím solí, následované tepelně-mechanickým namáháním konstrukce z hlediska teplotních dilatací a tím i funkčnosti použitého těsnění a ucpávek.

V podkritickém oběhu s kondenzací by se ohřívák dále dělil na výparník a přehřívák, v nadkritickém toto dělení odpadá.

Ohřev probíhá izobaricky podle vzorce

$$q_o = dh_{oTL2} = dh_{oTL3} + q_{oz} \quad (4.2.3.1)$$

kde

dq_o měrný tepelný tok předaný v ohříváku

dh_{oPL2} měrný tepelný tok odebraný PL2

dh_{oPL3} měrný tepelný tok předaný PL3

q_{oz} tepelné ztráty ohříváku

Příčemž ztráty q_{oz} se v tomto případě zanedbají.

$$q_o = dh_{oPL3} = h_{o2} - h_{v2} \quad (4.2.3.2)$$

kde

h_{o2} měrná entalpie PL2 na výstupu z ohříváku

h_{v2s} měrná entalpie PL2 na výstupu z VVT

4.2.4 Turbína

Turbína patří mezi tepelné motory, konkrétně jde o rotační lopatkový stroj přeměňující tepelnou a tlakovou energii v mechanickou práci. Podle charakteru PL je lze dělit na spalovací, parní a plynové. Plynové mají oproti parním tu výhodu, že jejich cyklus nekončí kondenzací, a tedy v nich nedochází k erozi lopatek vlivem tvorby kapiček.

Výpočet se provádí obdobně jako u kompresoru, zatímco kompresor dodával energii do oběhu, turbína ji odvádí přes hřídel ven. Pro výpočet pomocí entalpií je opět nutné znát alespoň dva parametry, zde tlak a teplota.

U plynových uzavřených oběhů platí mezi turbínou a kompresorem přímá závislost tlaku na vstupu a výstupu, přičemž je určuje kompresor. Pro tlak na vstupu do turbíny platí

$$p_{t1} = p_{k2} - \sum \Delta p \quad (4.2.4.1)$$

$$\sum \Delta p = \Delta p_{tv} + \Delta p_p + \Delta p_a$$

kde

p_{t1}	<i>tlak na vstupu do turbíny</i>
p_{k2}	<i>tlak na výtlaku z kompresoru</i>
Δp	<i>tlakové ztráty</i>
Δp_v	<i>tlakové ztráty tepelných výměníků</i>
Δp_p	<i>tlakové ztráty potrubí</i>
Δp_a	<i>tlakové ztráty armatur</i>

Pro tlak na výstupu z turbíny platí obdobně

$$p_{t2} = p_{k1} + \sum \Delta p \quad (4.2.4.2)$$

$$\sum \Delta p = \Delta p_v + \Delta p_p + \Delta p_a$$

kde

p_{t2}	<i>tlak na výstupu z turbíny</i>
p_{k1}	<i>tlak na sání kompresoru</i>

Druhým parametrem je teplota na vstupu, jež je určena teplotou PL na výstupu z ohříváku

$$t_{t1} = t_{o2} \quad (4.2.4.3)$$

Když jsou teplota a tlak známy, zjistí se měrná entalpie h_{t1} a měrná entropie s_{t1} na vstupu do turbíny.

$$h_{t1} = f(p_{t1}, t_{t1}) \quad (4.2.4.4)$$

$$s_{t1} = f(p_{t1}, t_{t1}) \quad (4.2.4.5)$$

Při adiabatickém expanzi se měrná entropie PL nemění

$$s_{t1} = s'_{t2} \quad (4.2.4.6)$$

Jelikož je znám tlak i měrná entropie na výtlaku, lze nyní zjistit měrná teoretická entalpie h'_{k2} jako funkce

$$h'_{k2} = f(s'_{t2}, p_{t2}) \quad (4.2.4.7)$$

Ze známosti h'_{t2} a $\eta_{t,ie}$ se skutečná měrná entalpie na výstupu z turbíny h_{t2} spočítá ze vztahu:

$$h_{t2} = h_{t1} - (h_{t1} - h'_{t2}) \cdot \eta_{t,ie} \quad (4.2.4.8)$$

Měrný výkon turbíny se následně získá rozdílem měrných entalpií na vstupu a výstupu

$$q_t = h_{t2} - h_{t1} \quad (4.2.4.9)$$

Výkon turbíny na hřídeli se získá vynásobením měrného výkonu a průtoku.

$$P = q_t \cdot m_{TL3} \quad (4.2.4.10)$$

Pro návrh VVT je nutné znát teplotu na výstupu z turbíny, která je funkcí entalpie a tlaku na výstupu.

$$t_{t2} = f(h_{t2}, p_{t2}) \quad (4.2.4.11)$$

4.2.5 Chladič

Chladič plní úlohu dochlazení PL po výstupu z VVT, kdy se kvůli nízké teplotě PL již nedá teplo využít pro potřeby samotného oběhu. Toto nízkopotenciální teplo se může využít například k vytápění, předehřevu teplé vody (TV), případně pomocí tepelného čerpadla zvýšit jeho potenciál převedením na vyšší teplotní úroveň, anebo odvádět do prostředí bez užitku. Typy chladiče se volí podle vlastností chladicí látky, přičemž nejběžněji se chladí vodou či vzduchem.

Při návrhu chladicího výměníku plynového oběhu se vychází ze známé teploty PL3 na vstupu do výměníku t_{ch1} , průměrné teploty chladicí látky na vstupu t_{TL41} a teploty PL3 na výstupu z výměníku t_{ch2} , tj. požadované teploty po zchlazení. Teplota na vstupu t_{ch1} se získá z teploty na výstupu z VVT t_{v2} .

$$t_{ch1} = t_{v2} \quad (4.2.5.1)$$

Teplota na výstupu je volena dle požadavku, avšak musí být o Δt_{ch} vyšší než teplota chladicí PL4. Rozdíl Δt_{ch} , je dán konstrukcí chladiče, především pak jeho teplosměnnou plochou, která je přímo úměrná celkové ceně chladiče.

$$t_{ch2} = t_{PL41} + \Delta t_{ch} \quad (4.2.5.2)$$

Tlak p_{ch1} je roven tlaku na výstupu z VVT p_{v2} zmenšený o tlakové ztráty potrubí a armatur

$$p_{ch1} = p_{v2} - \sum \Delta p \quad (4.2.5.3)$$

$$\sum \Delta p = \Delta p_{tv} + \Delta p_p + \Delta p_a \quad (4.2.5.4)$$

kde

p_{ch1}	<i>tlak na vstupu chladiče</i>
p_{v2}	<i>tlak na výstupu z VVT</i>
Δp	<i>tlakové ztráty</i>
Δp_v	<i>tlakové ztráty tepelných výměníků</i>
Δp_p	<i>tlakové ztráty potrubí</i>
Δp_a	<i>tlakové ztráty armatur</i>

Tlak na výstupu z chladiče je roven tlaku na sání kompresoru zmenšeném o ztráty potrubím, armatur a také vlastní tlakovou ztrátou chladiče.

$$p_{ch2} = p_{k1} - \sum \Delta p \quad (4.2.5.5)$$

$$\sum \Delta p = \Delta p_{tv} + \Delta p_p + \Delta p_a \quad (4.2.5.6)$$

kde

p_{ch1}	<i>tlak na vstupu chladiče</i>
p_{v2}	<i>tlak na výstupu z VVT</i>
Δp	<i>tlakové ztráty</i>
Δp_v	<i>tlakové ztráty tepelných výměníků</i>
Δp_p	<i>tlakové ztráty potrubí</i>
Δp_a	<i>tlakové ztráty armatur</i>

Ze znalosti parametrů PL3 na vstupech i výstupech lze zjistit entalpie

$$h_{ch1} = f(p_{ch1}, t_{ch1}) \quad (4.2.5.7)$$

$$h_{ch2} = f(p_{ch2}, t_{ch2}) \quad (4.2.5.8)$$

Rozdíl měrných entalpií je pak roven měrnému teple dq_{ch} předanému chladičem PL4 – měrnému výkonu chladiče

$$q_{ch} = h_{ch1} - h_{ch2} \quad (4.2.5.9)$$

Výkon chladiče se získá vynásobením měrného výkonu chladiče s hmotnostním průtokem

$$P_{ch} = q_{ch} \cdot m_{TL3} \quad (4.2.5.10)$$

Průtok a teplota na výstupu chladicí PL4 a následně i příkon potřebný k zajištění průtoku PL4 se spočítá obdobně jako na straně PL3. V rovnici představující přenos tepla mezi PL3 a PL4 se navíc objevuje člen obsahující tepelné ztráty chladiče ΔQ_{TL4} , kdy se část předávaného tepla předá okolí mimo PL4.

$$P_{ch} = P_{PL4} = q_{PL4} \cdot m_{PL4} + \Delta Q_{PL4} \quad (4.2.5.11)$$

kde

P_{PL4}	<i>tepelný výkon předaný PL4 v chladiči</i>
q_{PL4}	<i>měrný výkon chladiče ze strany PL4</i>
m_{PL4}	<i>hmotnostní průtok PL4</i>
ΔQ_{TL4}	<i>tepelné ztráty chladiče</i>

$$q_{PL4} = h_{PL42} - h_{PL41} \quad (4.2.5.12)$$

kde

h_{PL42}	<i>měrná entalpie PL4 na výstupu z chladiče</i>
h_{PL41}	<i>měrná entalpie PL4 na vstupu do chladiče</i>

Měrná entalpie h_{tL41} se získá ze známé teploty na vstupu t_{TL41} a tlaku p_{TL41} , který se v případě elektrárenského zapojení rovna tlaku atmosférickému p_a , v případě dalšího využití tepla z chladiče se tlak zvolí dle potřeby dané technologie. Teplota na výstupu t_{TL42} bývá z důvodu bezpečnosti nebo použité technologie omezena maximální dovolenou teplotou, v případě chlazení říční vodou pak maximálním ohřátím PL4 o Δt_{TL4} . V případě použití chladicích věží, kde se převážná část tepla předá formou latentního tepla vypařování, teplotou nasycených par.

$$h_{TL41} = f(p_{PL41}, t_{PL41}) \quad (4.2.5.13)$$

$$h_{PL42} = f(p_{PL42}, t_{PL2})$$

Při známých entalpiích h_{TL41} a h_{TL42} a s odhadem tepelných ztrát chladiče ΔQ_{TL4} lze dopočítat průtok PL4 chladičem

$$m_{PL4} = h_{PL42} - h_{PL41} + \Delta Q_{PL4} \quad (4.2.5.14)$$

Podle m_{tL4} se následně navrhne vhodný pohon chladiče ze strany PL4, větrák v případě chlazení vzduchem nucenou konvekcí, čerpadlo v případě chlazení kapalinou.

4.3 Popis vybraných energetických oběhů

Každý z oběhů popsaných v této kapitole byl podroben výpočtu při vstupních parametrech uvedených v Tab. 4-2, pomocí kterého byly sestaveny příslušné diagramy. Následně se provedla analýza závislosti účinnosti na tlakovém poměru pro různé vstupní tlaky, z nichž se v kapitole 4.4 vybrané oběhy srovnají při svých optimálních parametrech.

Tab. 4-2 Vstupní parametry jednotlivých oběhů

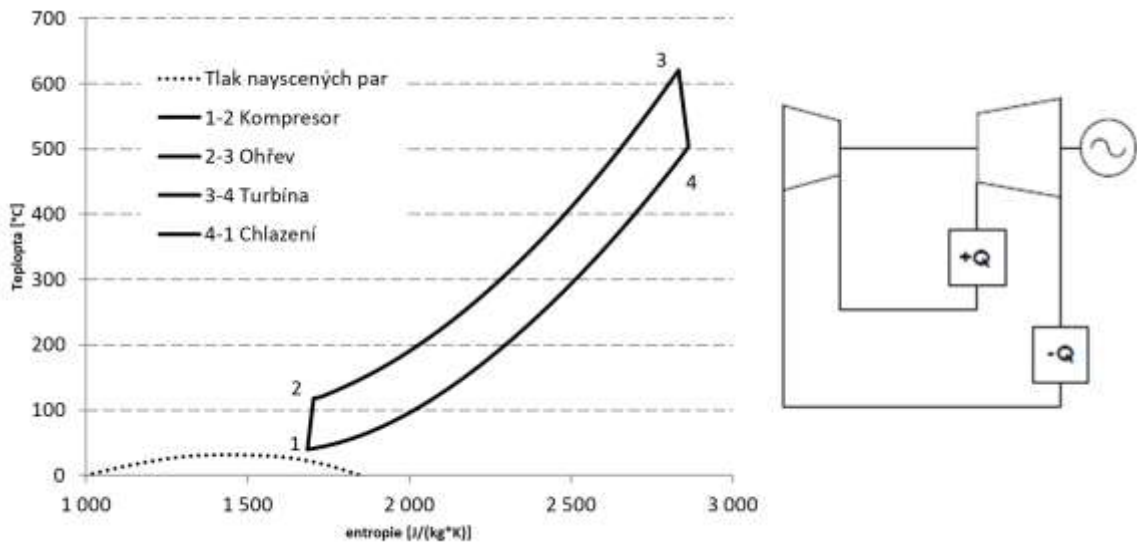
Zařízení	Teplota [°C]	Tlaková ztráta [kPa]	Tlak [MPa]	Reálná účinnost [%]
Kompresor č. 1				82
VVT 2		50		99
Mezichlazení	40,0 (20,0*)	50		100
Kompresor č. 2			21,610	82
VVT 2		50		99
VVT 1		50		99
Ohřev	621,0	320		100
Turbína č. 1				85
Přehřívák	621,0	50		100
Turbína č. 2				85
VVT 1		50		99
Chladič	40,0 (20,0*)	50	7,800 (5,800*)	100

Volba vstupních a výstupních tlaků je učiněna na základě poznatků získaných závislostmi účinnosti na tlakovém poměru, jež jsou dále rozebírány v kapitole 4.4.

4.3.1 Jednoduchý E-B

Jelikož jednoduchý oběh odevzdává veškeré teplo za turbínou v chladiči, nesplňuje oběh nutnou podmínku minimální vstupní teploty do ohříváku se solí, kterou by jinak zajišťovala vnitřní výměna tepla, a tedy by docházelo k jejímu zatuhnutí. Pokud by se i tak měl tento oběh využívat, musel by mu být předřazen další tepelný výměník zajišťující přenos tepla ze soli již při přijatelných teplotách. Pro elektrárenské účely se pak přes nízký výkon turbíny tento oběh nehodí.

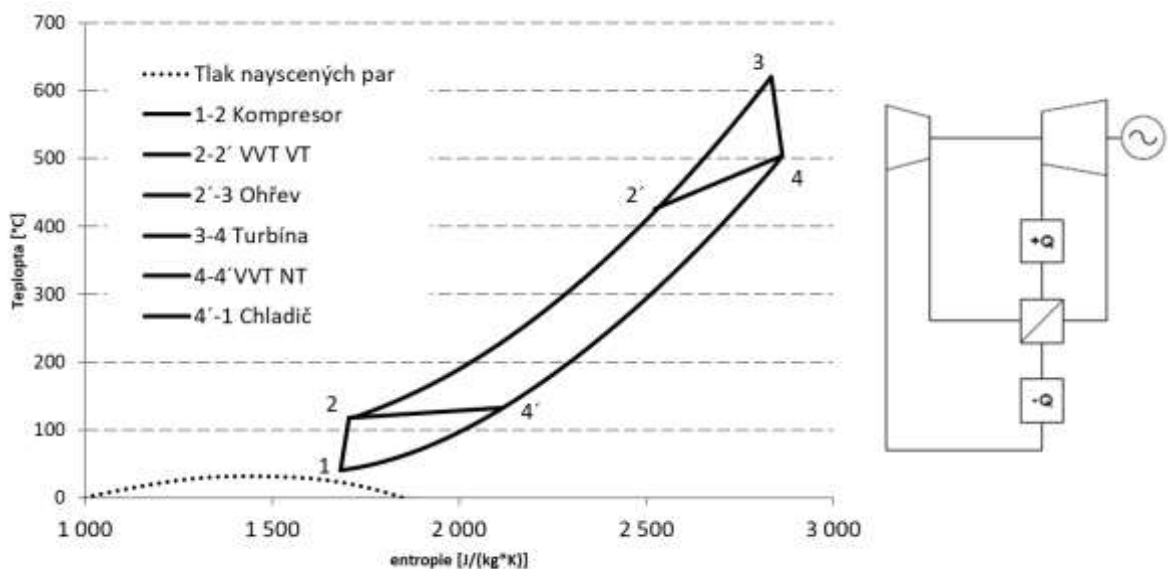
Oběh je zde uveden pouze pro srovnání s ostatními variantami, dále se jím práce nebude zabývat.



Obr. 4-2 Jednoduchý E-B oběh

4.3.2 Jednoduchý E-B s vnitřní výměnou tepla (EBVVT)

Oproti jednoduchému oběhu je zde výhoda vnitřní výměny tepla (VVT), které využívá pro turbínu jinak už nevyužitelnou energii k ohřevu teplotnosné látky za kompresorem. Tím dojde ke snížení spotřeby tepla nutného k ohřátí látky na pracovní teploty před turbínou, a tedy i zvýšení reálné účinnosti oběhu.



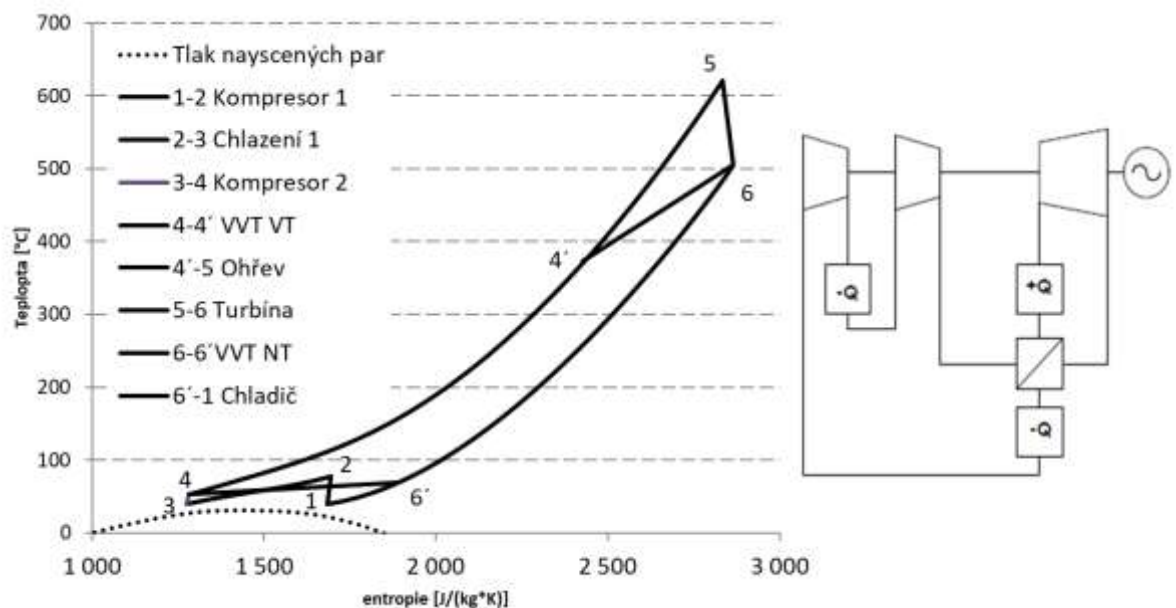
Obr. 4-3 T-s diagram pro jednoduchá EB s VVT

V případě užití tekutých solí k ohřevu pracovní látky plní VVT i druhou úlohu a to sice, aby teplota na vstupu do výměníku sůl / pracovní látka neklesla pod teplotu tuhnutí soli. V případě, že by pracovní látka nedosahovala těchto minimálních teplot, musel by zde být zařazen ještě

jiný systém zajišťující ohřev na dostatečnou teplotu. Podrobným výpočtem se bude zabývat kapitola 5.

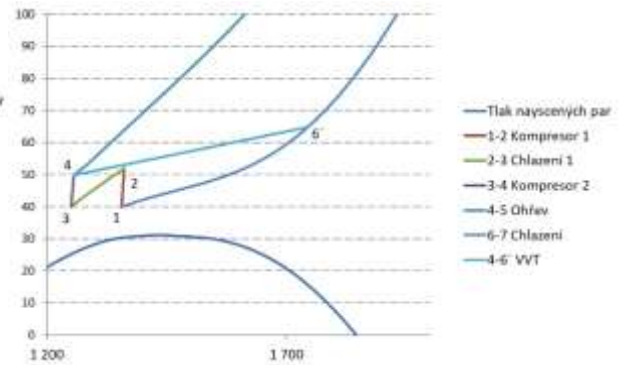
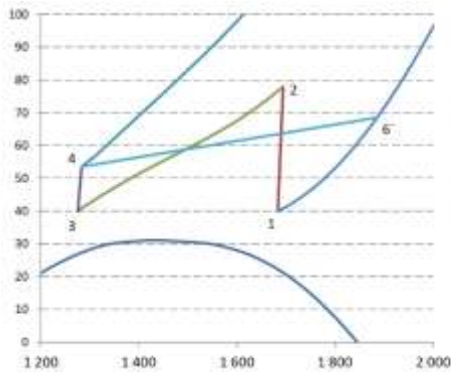
4.3.3 E-B s dělenou kompresí a VVT (EBDKVVT)

Dělená komprese se využívá ke snížení kompresní práce nutné ke stlačení pracovní látky na požadovaný tlak tím, že se svých chováním přibližuje kompresi izotermické. Látka po stlačení ve stupni putuje do chladiče, kde se poklesem teploty dostane do příznivější pozice z hlediska dalšího stlačování a práce k tomu nutné – stlačování probíhá s vyšší termodynamickou účinností.



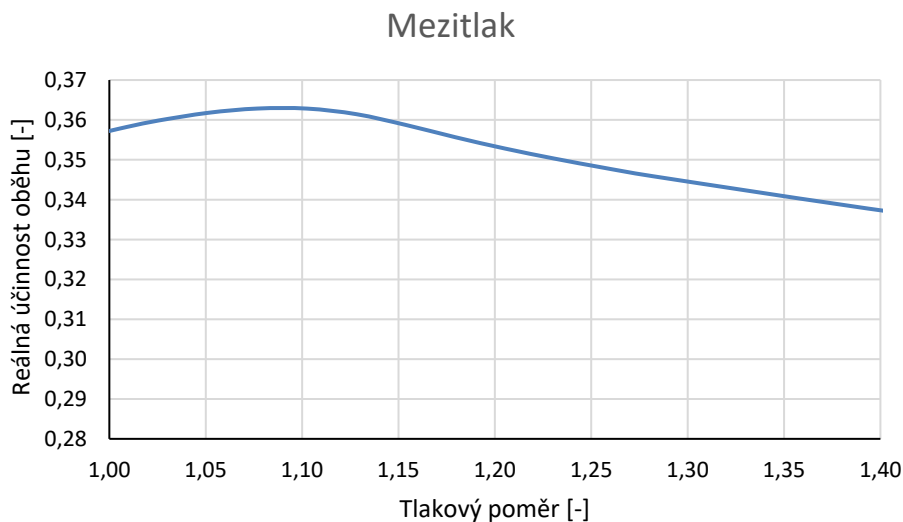
Obr. 4-4T-s diagram pro EB s dělenou kompresí a VVT

Nutno poznamenat, že nižší termodynamická účinnost se promítne do vyšší teploty PL za kompresorem, což v případě, kdy se má PL dále ohřívat v ohřívácích, nemusí být vždy k neprospěchu. Také dojde ke zmaření části energie, která se odvede v mezichlazení. Jestli lze tuto energii využít k ohřevu PL za posledním stupněm kompresoru, je pak otázkou konkrétních parametrů oběhu, ne vždy je však možné toto teplo využít. Příklad je uveden na Obr. 4-6 pro 7,25 MPa na sání a Obr. 4-5. s 10 MPa na sání. Tlak na výtlaku je roven 21,61 MPa, mezitlak pak $p_2 = \sqrt{p_1 \cdot p_4}$



Obr. 4-6 Dělená komprese 7,25 MPa na sání Obr. 4-5 Dělená komprese 10 MPa na sání

Jak lze vidět, v případě 7,25 MPa na sání je teplotní gradient dostatečný k umístění druhého regeneračního ohříváku. V případě 10 MPa na sání už teplota dosahuje gradientu mnohem nižšího, které pro využití při regeneraci nemá žádné opodstatnění. V případě vyššího tlaku se navíc dosahuje i vyššího hmotnostního průtoku a většího tepelného výkonu převedeného regenerací. Tyto změny nutně vedou ke zvětšení rozměrů tepelných výměníků, a tedy i výsledné ceny zařízení. Dalším postřehem může být, že aby dělená komprese nabývala smyslu, musela by se pracovní látka chladit za každým stupněm. Na Obr. 4-7 je ukázána závislost reálné účinnosti oběhu na kompresním poměru mezichlazení, tlak na sání je 7,8 MPa.



Obr. 4-7 Vliv mezitolaku na reálnou účinnost

Z Obr. 4-7 vyplývá, že ideální zařazení mezichlazení se pohybuje kolem kompresního poměru 1,1. Už při zařazení jednoho mezichlazení se účinnost dostává nepatrně nad účinnost jednoduchého oběhu s VVT. Jelikož se uvažuje o výsledném kompresním poměru kolem hodnot 2,7, což odpovídá cca 21 MPa, bylo by v ideálním případě zapotřebí kolem 10 stupňů

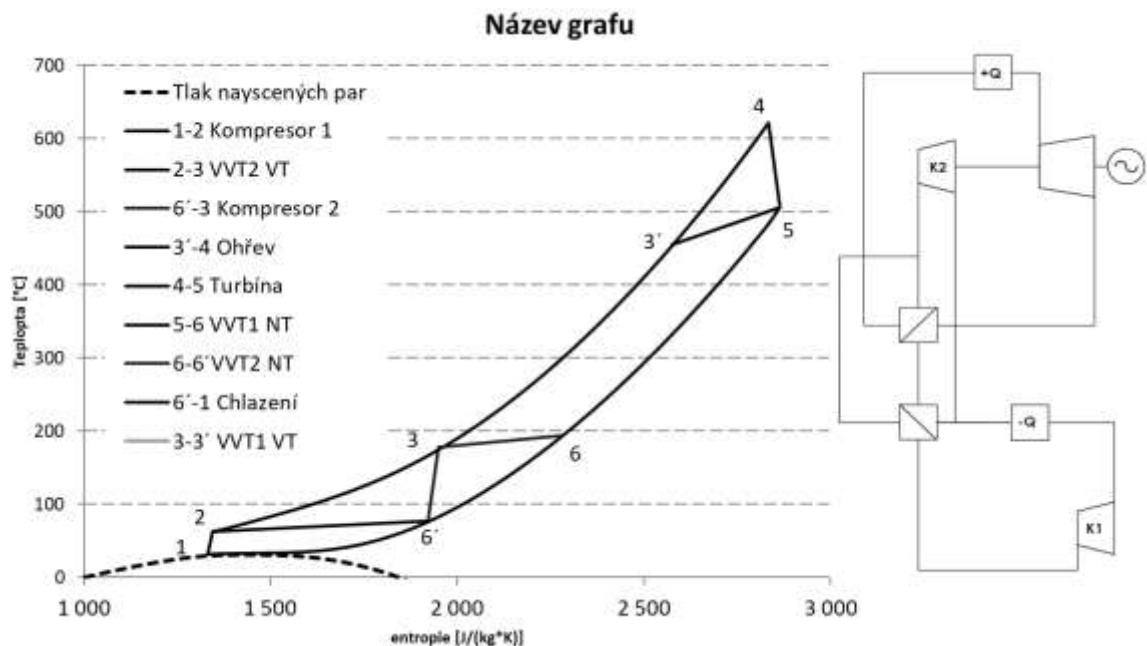
k nejlepší dosahované účinnosti. Vzhledem k tomu, že se kompresor pohybuje při poměrně vysokých tlacích, je zařazování jakéhokoliv tepelného výměníku potenciálním rizikem vzniku netěsností a následného úniku pracovní látky. Z toho důvodu je nasazení tohoto řešení otázkou, jestli výhody převáží přes rizika.

Další metodou chlazení by mohl představovat vstřík zkondenzované a podchlazené PL, jež by teplotu za každým vstříkem snižoval, zároveň by se ale měnil tok kompresorem. Technickou realizovatelností a smysluplností tohoto řešení se však tato práce nezabývá.

Technicky jednodušší řešení umožňující zvyšování účinnosti oběhu představuje druhá zmiňovaná varianta řazení čerpadel – oběh rekompresní.

4.3.4 Rekompresní E-B s VVT (EBREVVT)

Další možností zapojení více kompresorů představuje rekompresní oběh, viz. Obr. 4-8. Pracovní látka po expanzi v turbíně pokračuje přes VVT, za níž dojde k oddělení proudu na dvě větve. První větev pokračuje se zmenšeným průtokem do chladiče a po zchlazení do kompresoru č. 1. Druhá větev s vyšší teplotou pracovní látky putuje rovnou do kompresoru č. 2, čímž dojde ke zmenšení odvedeného tepla z oběhu chladičem a tím i zvýšení celkové účinnosti oběhu. Následující závislosti bylo pro názornost počítány s teplotou PL na vstupu do kompresoru č.1 $t_{1k1} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$.



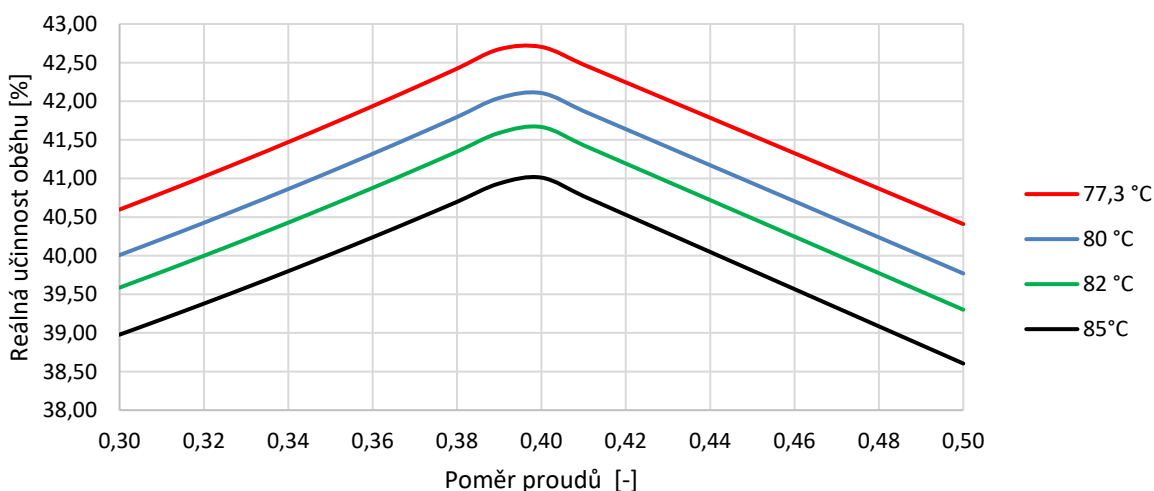
Obr. 4-8 T-s diagram pro rekompresní EB s VVT

Rozdělení proudu umožňuje přes nižší průtok lepší dochlazení v první větvi, čímž se kompresor dostává do vhodnější oblasti pro kompresi. Další výhodou pramenící z paralelního řazení kompresorů je, že v případě výpadku anebo servisu jedné větve je teoreticky možný

provoz i pouze skrze druhou větev s omezeným výkonem. Že je nejvýhodnější umístit kompresor č. 2 hned za výstup z VVT2 NT, dokazuje Obr. 4-9, kdy maximum reálné účinnosti odpovídá právě teplotě výstupu z VVT2 NT se 77,3 °C.

Dalším parametrem je poměr hmotnostních toků po oddělení proudů. Závislost poměru na celkové účinnosti oběhu ukazuje Obr. 4-9, přičemž při parametrech uvedených na začátku kapitoly vychází poměr 0,40. Při poměru 0 prochází veškerý tok kompresorem č. 1, při poměru 1 prochází veškerý tok kompresorem č. 2. Při tomto poměru dosahuje oběh účinnosti 42,7 %.

Závislost reálné účinnosti na poměru proudů a teplotě na sání u kompresoru č. 2



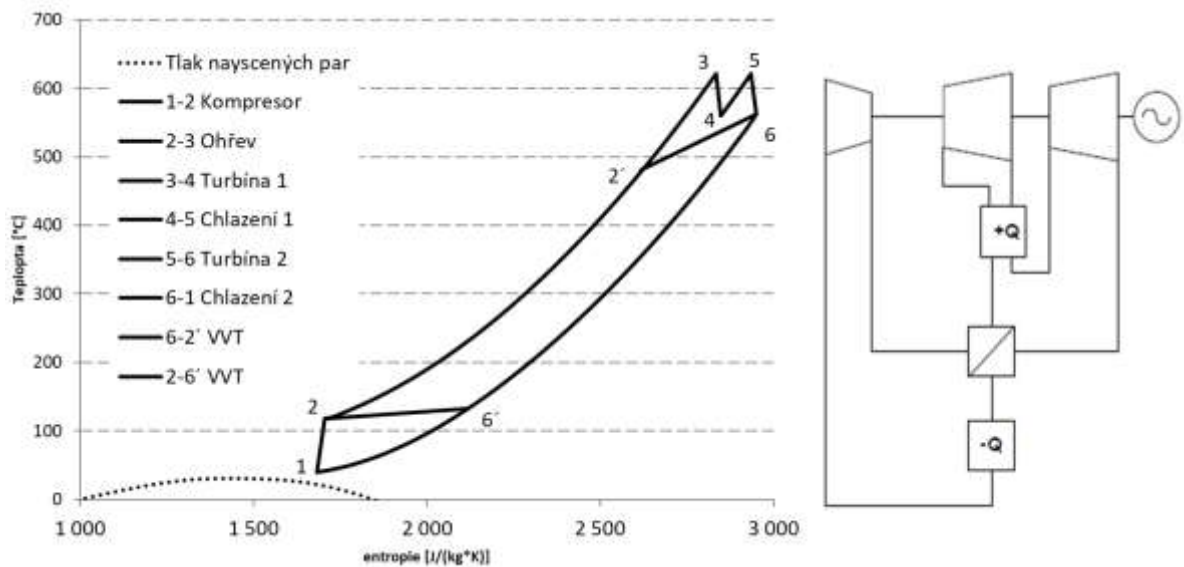
Obr. 4-9 Vliv rozdělení proudů a teploty na reálné účinnosti oběhu

Detailním výpočtem rekompresního oběhu se bude dále věnovat kapitola 0.

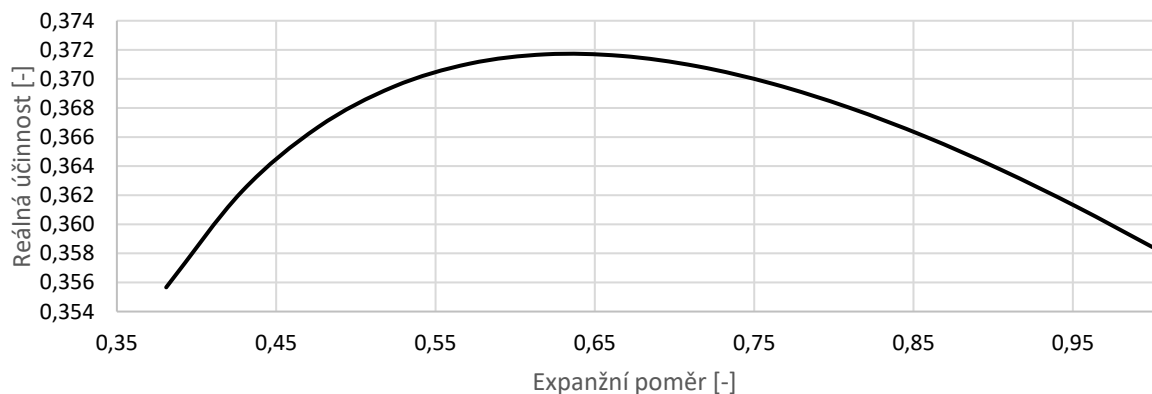
4.3.5 E-B s přehříváním a VVT (EBPVVT)

K přehřívání PL dochází za vysokotlakým stupněm turbíny, kdy se PL znovu zavádí do ohříváku, tam se opětovně ohřeje na teplotu stejnou nebo blízkou teplotě na vstupu vysokotlaké části, a následně vyexpanduje na nízkotlaké části turbíny. Podle ostatních parametrů oběhu pak závisí, zda dojde ke zvýšení reálné účinnosti oběhu, či nikoli.

Toto uspořádání oběhu je ze všech zde jmenovaných, co se týče provozu, nejsložitější, což se může významně podepsat na provozní spolehlivosti zařízení. Z toho důvodu se aplikuje spíše na jednotky vyšších výkonů, kde se přínos více podepíše na celkové ekonomice provozu.



Závislost expanzního poměru na účinnost pro přihřev ukazuje Obr. 4-10.



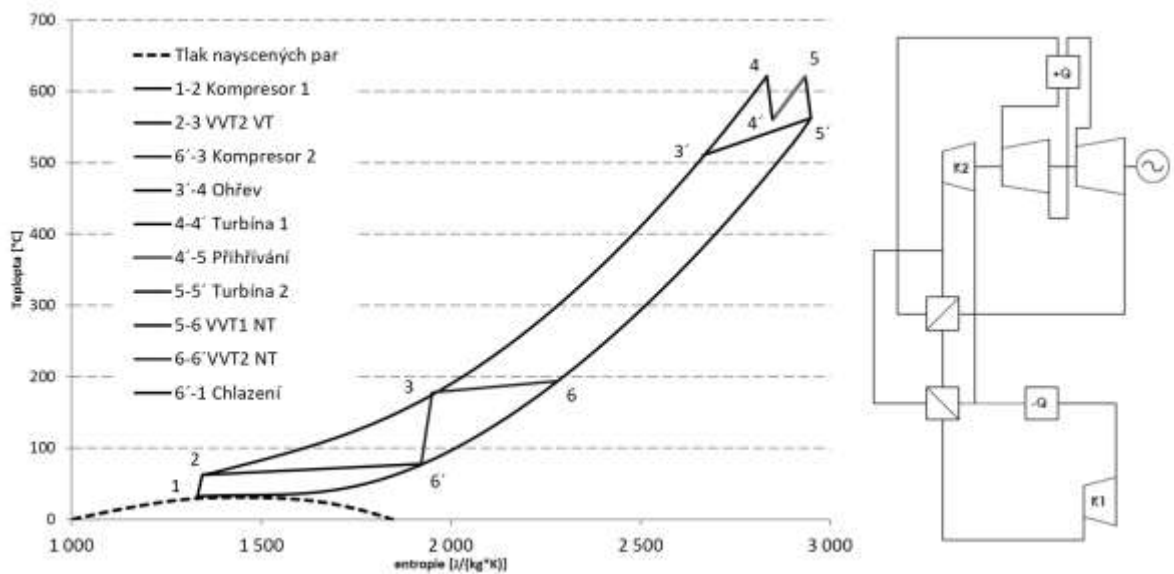
Obr. 4-10 Vliv tlaku dělené expanze na reálné účinnosti oběhu

Ideální expanzní poměr, respektive mezitlak p_m pro přihřívání odpovídá geometrickému průměru dle rovnice níže, kde p_e je tlak emisní a p_a tlak admisní.

$$p_m = \sqrt{p_e \cdot p_a} \quad (4.15)$$

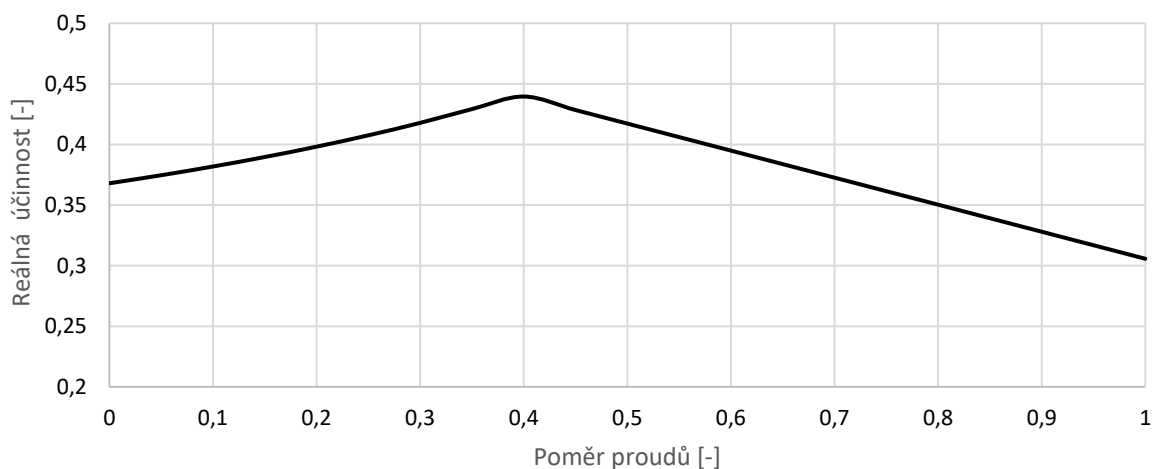
4.3.6 Rekompresní E-B s přihříváním a VVT (EBREPVVT)

Toto uspořádání je kombinací všech předchozích a díky své složitosti se dá uvažovat pouze do jednotek vysokých výkonů, kde se investice takového uspořádání spíše navrátí. Zároveň přináší ze všech zmíněných oběhů nejvyšší účinnost. Tepelný diagram je zobrazen na Obr. 4-11.



Obr. 4-11 T-s diagram Rekompresního EB s VVT

Průtokový poměr jednotlivými kompresory se oproti EBRKVVT, trochu posunul ve větší průtok prvním kompresorem, jak vyobrazuje Obr. 4-12. Při parametrech shodující se s EBRKVVT a EBPVVT a poměru průtoků 0,4 dosahuje oběh reálné účinnosti 43,953 %.



Obr. 4-12 Závislost účinnosti na rozdělení proudů ω

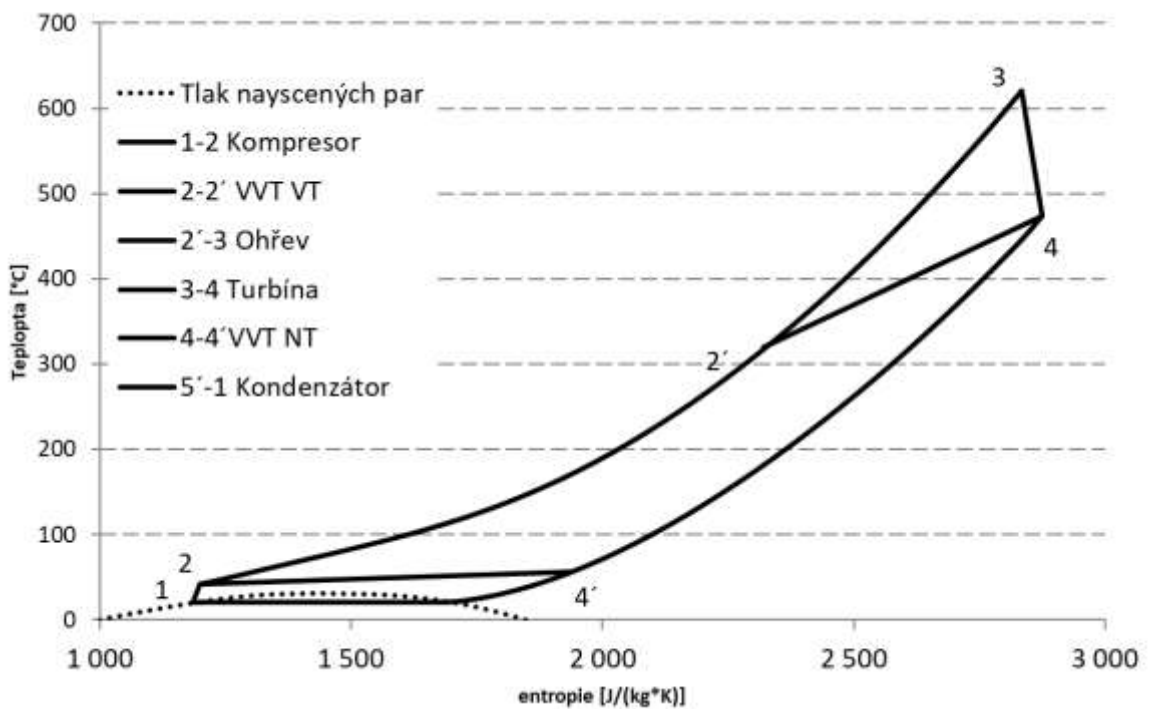
4.3.7 Oběhy s úplnou nebo částečnou kondenzací (EBCK)

Oběhy s úplnou nebo částečnou kondenzací jsou přínosem hlavně díky snížení kompresní práce nutné k dosažení požadovaných tlaků vysokotlaké části, jelikož v kapalně fázi se prakticky neprojeví nárůst hustoty PL. Schémata zapojení se u oběhu s úplnou kondenzací prakticky neliší od zapojení u čistě plyných oběhů, pouze se místo chladiče na výstupu z turbíny zapojí kondenzátor.

U oběhů s kondenzací je nevýhodou nutnost chlazení pod kritickou teplotu, v praxi toho lze dosáhnout pouze při chlazení vodou či provozem v chladnějších obdobích nebo chladných krajinách. V případě částečné kondenzace se část PL odvede do kondenzátoru, kde odvede významné množství energie ve formě kondenzačního tepla, a po zpětném vstříku do plynné části oběhu ochladí zbývající PL právě o toto latentní teplo. Vstříku by se také dalo využít k chlazení kompresoru za každým stupněm a tím se přiblížit izotermické kompresi. Nutno poznamenat, že tato metoda prakticky slouží pouze ke snížení kompresní práce, a tudíž je její využitelnost opět otázkou spíše ekonomicko-technické analýzy.

V této práci se nebude blíže zabývat oběhy s kondenzací, jejich zastoupení bude pouze ve výsledných srovnáních, kdy se budou od oběhů plynových lišit pouze nižší teplotou dosahovanou v kondenzátoru a na sání čerpadel.

Na Obr. 4-13 je vyobrazen základní kondenzační oběh s vnitřní výměnou tepla.



Obr. 4-13 T-s diagram pro kondenzační oběh s VVT

4.4 Srovnání jednotlivých oběhů

Pro srovnání jsou vybrány popisované oběhy z kapitoly 4.3 při uvažování jejich optimální varianty zvolené podle popisu v kapitole 4.3. Srovnávána bude účinnost v závislosti na tlakovém poměru. Vstupní parametry pro srovnání vycházejí z Tab. 4-2. Společné parametry shrnuje Tab. 4-3.

Tab. 4-3 parametry společné všem uvažovaným oběhům

Zařízení	Teplota na vstupu [°C]	Teplota na výstupu [°C]	Tlaková ztráta [kPa]
Kompresor č. 1**	40,0 (25,0*)		
VVT 1			50
Ohřev		621,0	500
Turbína č. 1	621,0		
VVT 1**		55,0 (40,0*)	50
Chladič**	55,0 (40,0*)	40,0 (25,0*)	50

*Teploty jsou platné pro kondenzační oběhy.

**Teploty týkající se rekompresního oběhu – teplota na sání kompresoru č. 1 je pro srovnání stanovena na 32 °C, teploty týkající se VVT a chladiče jsou závislé na poměru toků jednotlivými kompresory.

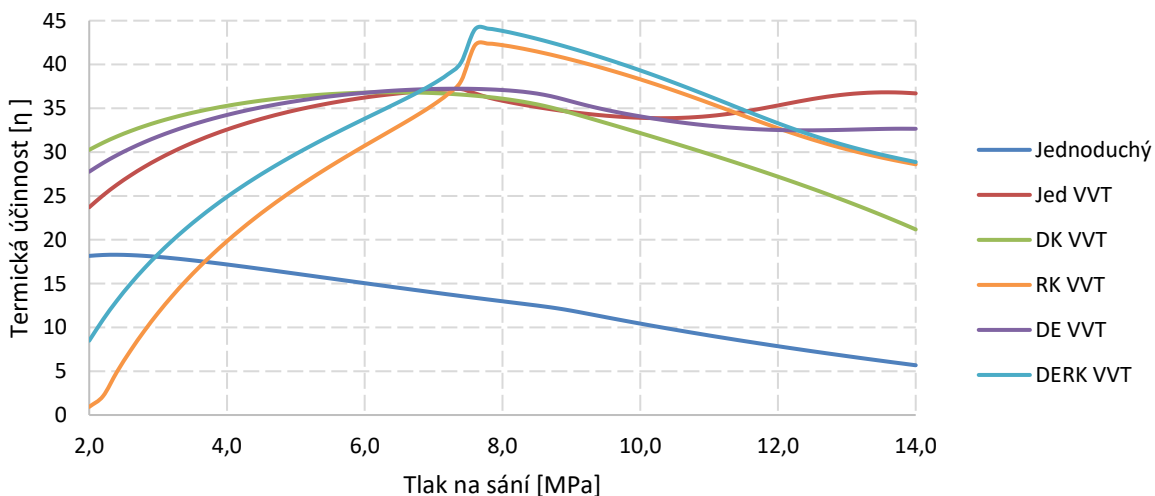
Parametry specifické pro jednotlivé typy oběhů shrnuje Tab. 4-4.

Tab. 4-4 Specifické parametry

Zařízení	Teplota na vstupu [°C]	Teplota na výstupu [°C]	Tlaková ztráta [kPa]
E-B s dělenou kompresí a mezichlazením			
Kompresní poměr mezistupně	1,1		
Kompresor č. 2	40,0		
Mezichlazení		40,0	50
E-b rekompresní s VVT			
Kompresor č. 1	32,0		
Poměr toků jednotlivými kompresory	0,42		
Dělená expanze s přehříváním			
Tlak na vstupu do turbíny č. 2	$p_s = \sqrt{p_1 \cdot p_2}$		
Turbína č. 2	621,0		
E-B rekompresní s dělenou expanzí a VVT			
Poměr toků jednotlivými kompresory	0,40		
Tlak na vstupu do turbíny č. 2	$p_s = \sqrt{p_1 \cdot p_2}$		
Turbína č. 2	621,0		

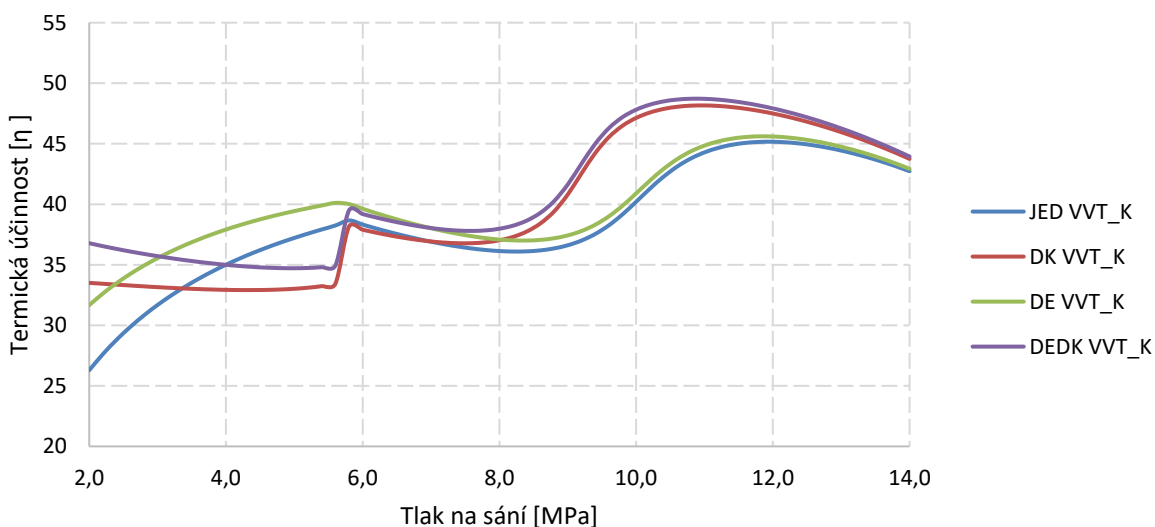
Volba tlaku na sání kompresorů 7,8 MPa, respektive 5,8 MPa u podkritického kondenzačního oběhu byla učiněna na základě závislosti účinnosti tlaku na sání pro tlak na výtlaku 21,61 MPa. Závislost pro plynové oběhy ukazuje Obr. 4-14 a pro kondenzační Obr. 4-15. U podkritického byla pro potřebu kondenzace snížena teplota na sání kompresoru na 20 °C.

Závislost reálnou účinnosti na tlaku na sání při 21,61 MPa na výtlačku



Obr. 4-14 Vliv teploty na sání na reálnou účinnost u plyných oběhů

Závislost reálné účinnosti na tlaku na sání při 21,61 MPa na výtlačku



Obr. 4-15 Vliv teploty na sání na reálnou účinnost u kondenzačních oběhů

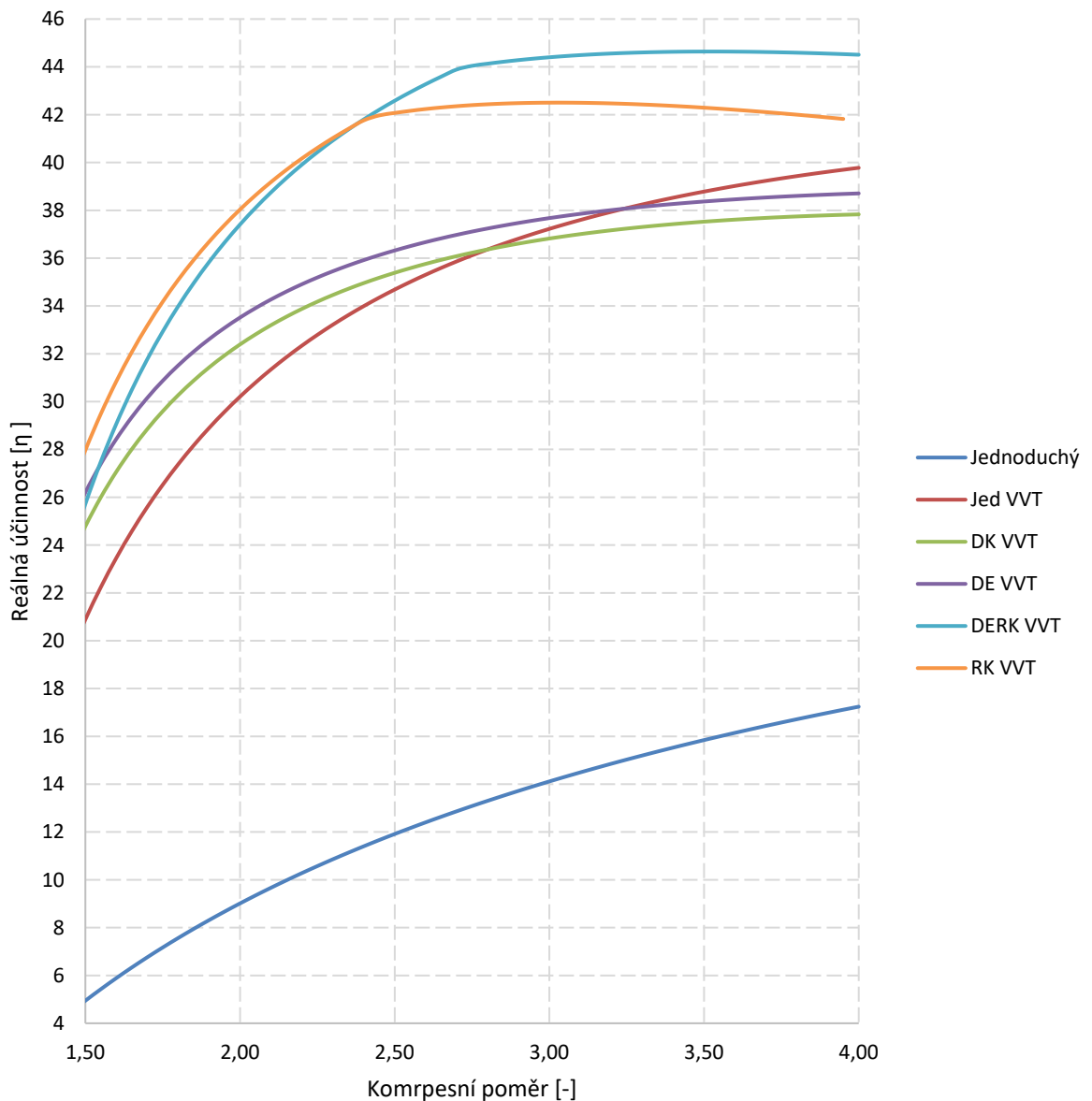
Z grafu lze vyčíst ideální tlak na sání zmiňovaných 7,8 MPa u oběhu plynového. Přechod před tlakem 7,8 MPa, který lze výrazně vidět u oběhů rekompresních značí přechod kompresoru č. 2 z podkritické oblasti do oblasti nadkritické.

Maximum u oběhu kondenzačního pak odpovídá tlak na sání 5,8 MPa. Skok při nižším tlaku znamená přechod z plynového oběhu na kondenzační, nárůst od 8 MPa pak opuštění od

kondenzace a přechod do nadkritického stavu. Zvýšená účinnost téměř 50 % je pak zapříčiněna právě použitím nižší teploty na sání kompresoru.

Kompresní poměry na výtlaku v závislosti na účinnosti jsou vyobrazeny na následujících Obr. 4-16 zachycující závislost účinnosti na tlakovém poměru a tabulky s měrným výkonem (příkonem) jednotlivých zařízení a s absolutním vztažený k do oběhu přivedenému teplu 20 MWt.

Závislost reálné účinnosti na kompresním poměru při 7,8 MPa na sání

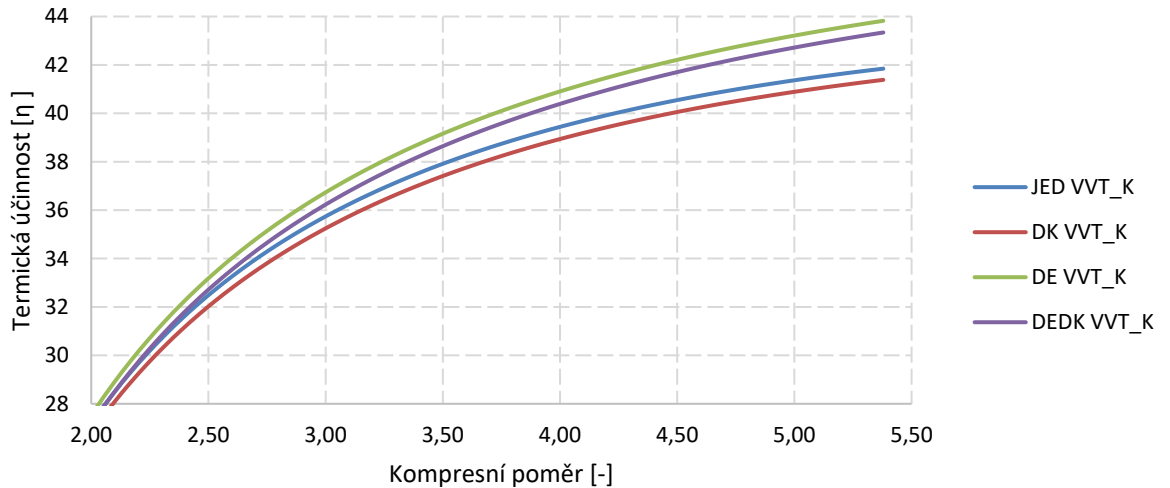


Obr. 4-16 Závislost reálné účinnosti na kompresním poměru při 7,8 MPa na sání

Z Obr. 4-16 lze vyčíst, že s nárůstem nejlepší účinnosti poskytují oběhy RK VWT a DERK VWT. Do poměru 2,5 (19,5 MPa na výtlaku) jsou oběhy vyrovnané, RK VWT dosahuje maxima

v okolí kompresního poměru 3,0 (23,4 MPa na výtlaku), DERK VVT pak dosahuje maxima kolem poměru 3,5 (27,5 MPa na výtlaku). Jednoduchý VVT pak na oba oběhy ztrácí, výhodou je však jeho konstrukční jednoduchost.

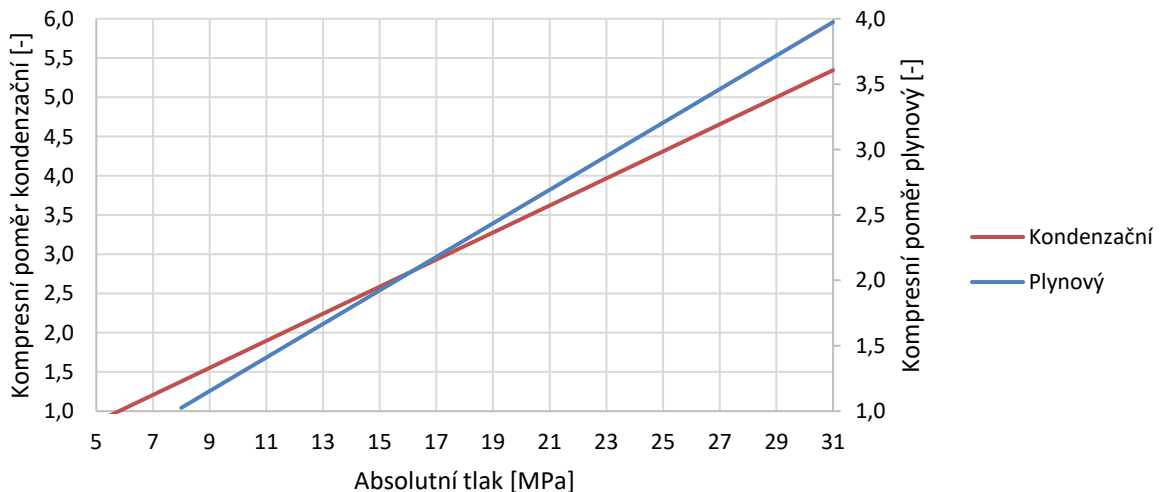
Závislost reálné účinnosti na kompresním poměru při 20 °C a 5,8 MPa na sání



Obr. 4-17 Vliv kompresního poměru na reálné účinnosti při 20 °C a 5,8 MPa na sání

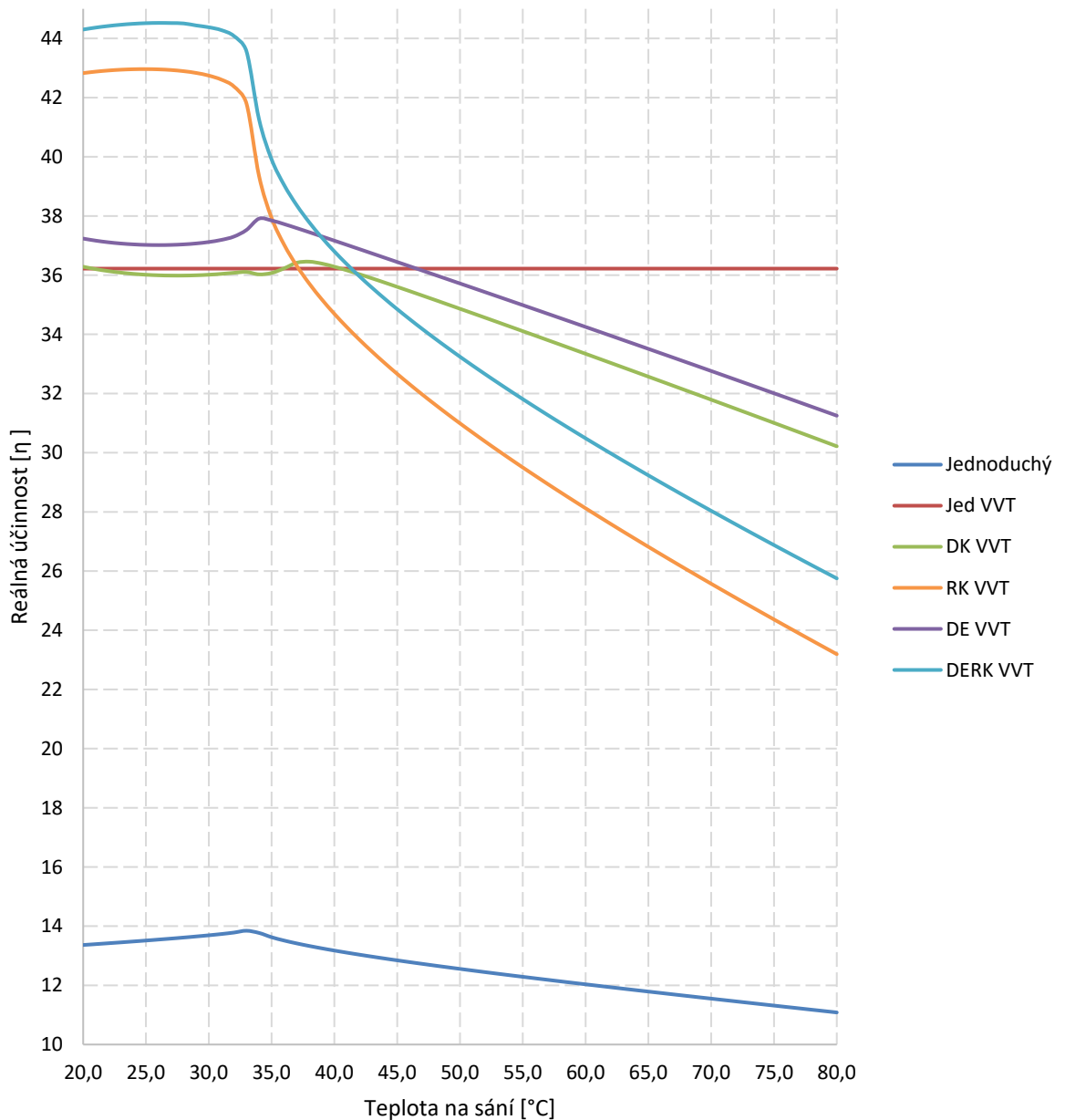
Na Obr. 4-17 je zobrazen průběh účinnosti na kompresním poměru pro kondenzační oběh. Lze pozorovat stálý nárůst účinnosti na kompresním poměru.

Pro rychlé srovnání závislosti tlaku na kompresním poměru mezi plynovým a kondenzačním oběhem poslouží normogram z Obr. 4-18.



Obr. 4-18 Normogram pro odečtení tlaků v závislosti na tlakovém poměru

Závislost reálné účinnosti na tlaku na sání při 21,61 MPa na výtlaku



Obr. 4-19 Závislost reálné účinnosti na tlaku na sání při 21,61 MPa na výtlaku

Dalšími zajímavými vztahy mohou být závislosti účinnosti na teplotě na sání kompresoru č. 1. Tu vyobrazuje Obr. 4-19.

Ze závislosti lze pozorovat teploty potřebné pro výhodnost zařazení rekompresce, jež pro tlak 7,8 MPa na sání končí teplotou 33°C. Dále dokazuje, že optimální vstupní teplota u zbývajících oběhů je cca 34 °C, u DKVVT pak cca 37 °C. Nadále se však bude počítat se 40 °C pro ostatní oběhy.

Následující Tab. 4-5 srovnává tepelné toky a účinnosti jednotlivých oběhů pro hodnoty z Tab. 4-3 a Tab. 4-4, přičemž tlak na výtlaku byl zvolen 21,610 MPa, což u nadkritických plynových oběhů odpovídá kompresnímu poměru 2,77, u kondenzačních cca 3,75. Nutno dodat, ztráty VVT dané tepelnou účinností nejsou započítané v chladiči, pro energetickou bilanci je tedy nutné je dopočítat dodatečně.

Tab. 4-5 Shrnutí výsledných parametrů uvažovaných oběhů

Typ oběhu	Ohřev [KJ/kg]	VVT [KJ/kg]	Kompresor [KJ/kg]	Turbína [KJ/kg]	Chladič [KJ/kg]	Zisk [KJ/kg]	Účinnost [%]
Jednoduchý	666,7	-	46,2	133,7	579,3	87,5	13,117
Jed VVT	242,6	424,1	46,2	132,6	151,9	86,4	35,605
DK VVT	256,6	442,0	40,2	132,6	159,7	92,4	36,019
RK VVT	206,5	496,7	43,3	131,4	112,4	88,2	42,703
DE VVT	248,5	492,5	46,2	137,9	151,9	91,6	36,866
DERK VVT	212,3	564,4	43,3	136,6	112,4	93,3	43,953
*JED VVT	373,6	470,6	23,5	167,4	225,0	143,9	38,521
*DK VVT	380,8	487,0	22,7	167,4	231,1	144,8	38,018
*DE VVT	383,4	555,6	23,5	176,3	225,0	152,8	39,858
*DEDK VVT	390,5	572,0	22,7	176,3	231,1	153,6	39,343

Jak lze vyzorovat, nejvyšších účinností dosahují oběhy rekompresní E-B s dělenou expanzí a VVT – 43,953 %, následovaný rekompresním E-B s VVT – 42,703 %. Až po nich se umístily oběhy kondenzační E-B s dělenou expanzí, přihříváním a VVT má reálnou účinnost 36,866 %, E-B s dělenou kompresí a VVT (jeden stupeň chlazen) pak dosahuje účinnosti 36,019 %. Jednoduchý plynový s VVT nabízí reálnou účinnost 35,602 %.

Jelikož ze zadání vyplývá tvrdý zdroj 20 MWt, lze po přepočtu získat hmotnostní průtoky a následně výkony (resp. příkony) jednotlivých zařízení. Získané výsledky jsou vyobrazené v Tab. 4-6. Vzhledem k pevně danému tepelnému zdroji výsledky korelují přes účinnost s tabulkou výše, Zůstává pořadí oběhů nezměněné. Zároveň lze vyčíst potřebné hmotnostní toky oběhem nutných k uchlazení dodávaného tepla. Tato hodnota nepřímo udává velikost výsledných zařízení. Z hlediska kompaktnosti pak sice vycházejí oběhy kondenzační, následované jednoduchým E-B s VVT, nejvyšší výkony podávají oběhy rekompresní.

Tab. 4-6 Shrnutí výsledných parametrů všech uvažovaných oběhů

Typ oběhu	Průtok [kg/s]	Ohřev [MW]	VVT [MW]	Kompresor [MW]	Turbína [MW]	Chladič [KJ/kg]	Zisk [MW]	Účinnost [%]
Jednoduchý	45,0	30,0	0,0	2,08	6,02	26,07	3,93	13,117
Jed VVT	123,7	30,0	52,5	5,72	16,40	10,68	10,68	35,605
DK VVT	116,9	30,0	51,7	4,70	15,51	10,81	10,81	36,019
RK VVT	145,3	30,0	72,2	4,70	19,10	12,81	12,81	42,703
DE VVT	120,7	30,0	59,4	5,58	16,64	11,06	11,06	36,866

Typ oběhu	Průtok [kg/s]	Ohřev [MW]	VVT [MW]	Kompresor [MW]	Turbína [MW]	Chladič [KJ/kg]	Zisk [MW]	Účinnost [%]
DERK VVT	141,3	30,0	79,8	6,11	19,30	13,19	13,19	43,953
*JED VVT	80,3	30,0	37,8	1,89	13,44	11,56	11,56	38,521
*DK VVT	78,8	30,0	38,4	1,78	13,19	11,41	11,41	38,018
*DE VVT	78,3	30,0	43,5	1,84	13,80	11,96	11,96	39,858
*DEDK VVT	76,8	30,0	43,9	1,74	13,54	11,80	11,80	39,343

S přihlédnutím ke všem souvislostem pak nejlépe vycházejí z hlediska provozních vlastností, spolehlivosti a nutných investičních nákladů oběhy jednoduchý E-B s VVT a rekompresní E-B s VVT. Z toho důvodu se jimi také bude blíže zabývat samostatná kapitola 5, věnující se jejich tepelnému výpočtu.

5. Detailní návrh optimální varianty energetického oběhu

V této kapitole se provede detailní postup výpočtu krok za krokem až k finální reálné účinnosti oběhu. Ze závěru kapitoly 4.4 byly pro následující výpočet vybrány dva oběhy:

- Jednoduchý E-B s VVT
- Rekompresní E-B s VVT

Pro své vlastnosti byly oběhy vybrány jako nejpravděpodobnější v případě reálného nasazení. Jednoduchý s VVT vyniká nejjednodušší sestavou zařízení při dostatečně vysoké reálné účinnosti, rekompresní s VVT pak vytváří výhodný kompromis mezi složitostí oběhu a vysokou reálnou účinností.

K výpočtu oběhu lze přistupovat více způsoby, vždy záleží na předem definovaných parametrech PL v určitém umístění oběhu. V tomto případě byly uvažovány.

- Teplota na vstupu a výstupu soli v topném výměníku a předaný tepelný výkon
- Dané pracovní parametry energetického oběhu a tepelný výkon topného výměníku

První zmíněná varianta závisí především na provozních stavech soli (PL2) a následné reakci PL3 v energetickém oběhu. Jelikož se tato práce více nezabývá topným okruhem, bude v zvolen postup výpočtu druhou variantou, kdy byly podle analýz z kapitoly 4.4 zvoleny.

- tlaky na sání a výtlačku kompresoru
- teplota na sání kompresoru
- teplota a tlak na vstupu do turbíny
- předaný výkon topným výměníkem

Teplota PL3 na vstupu do topného ohříváku se následně dopočítá tak, aby vyhovovala určitým mezím, daných termodynamickými vlastnostmi PL2. Průběh v topném oběhu s PL2 se pak navrhne podle potřeb energetického oběhu.

5.1 Jednoduchý E-B s VVT

Tepelný výpočet nebude proveden v návaznosti zařízení, jak PL proudí, z důvodu použití VVT, a tedy závislosti různých částí oběhu na sebe navzájem. Vstupní parametry pro výpočet jsou shrnuty v tabulce Tab. 5-1.

Tab. 5-1 Vstupní parametry jednoduchého oběhu s VVT

Zařízení	Teplota na vstupu [°C]	Teplota na výstupu [°C]	Tlak na vstupu [MPa]	Tlak na výstupu [MPa]	Tlaková ztráta [kPa]	Účinnost [-]
Kompresor	40,0		*7,800	* 21,610		0,82
VVT VT			21,610	21,560	50,0	0,99
Ohřev		621,0	25,560	21,060	500,0	1
Turbína	621,0		21,060	7,900		0,85
VVT NT			7,900	7,850	50,0	1
Chladič		40,0	7,850	7,800	50,0	1

*Hodnoty tlaku zadané, zbývající tlaky dopočítány skrze tlakové ztráty

Jelikož je v oběhu zastoupen výměník zabezpečující vnitřní výměna tepla, jehož tepelný výkon ani teploty na vstupech a výstupech zatím nejsou známy, jeví se jako nejsnazší začít od výpočtu turbíny.

5.1.1 Turbína

Pro potřeby návrhu je potřeba znát měrný tepelný výkon turbíny a parametry na vstupu a výstupu z ní. Známé jsou hodnoty:

- teplota na vstupu $t_{t1} = 621,0 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- tlak na vstupu $p_{t1} = 21,060 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{t2} = 7,900 \text{ MPa}$,
- izoentalpická účinnost $\eta_{t,ie} = 0,85$

Pomocí teploty t_{t1} a tlaku p_{t1} na vstupu se získá měrná entalpie h_{t1} a měrná entropie s_{t1} na vstupu.

$$h_{t1} = f(p_{t1}, t_{t1}) = 1123,126 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.1.1.1)$$

$$s_{t1} = f(p_{t1}, t_{t1}) = 2,833 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (5.1.1.2)$$

Následuje adiabatickém expanze, při které se měrná entropie nemění.

$$s_{t1} = s'_{t2} = 2,833 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (5.1.1.3)$$

Jelikož je znám tlak i měrná entropie na výtlaku, lze nyní zjistit teoretická měrná entalpie h'_{k2} jako jejich funkce.

$$h'_{t2} = f(s'_{t2}, p_{t2}) = 967,098 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.1.1.4)$$

Když je známá měrná entalpie h'_{t2} a izoentalpická účinnost $\eta_{t,ie}$, lze skutečná měrná entalpie na výstupu z turbíny h_{t2} spočítat podle vztahu:

$$h_{t2} = h_{t1} - (h_{t1} - h'_{t2}) \cdot \eta_{t,ie} \quad (5.1.1.5)$$

$$h_{t2} = 1123,126 - (1123,123 - 967,098) \cdot 0,85$$

$$h_{t2} = 990,502 \frac{kJ}{kg}$$

Měrný výkon turbíny se následně získá rozdílem měrných entalpií na vstupu a výstupu.

$$q_t = h_{t2} - h_{t1} \quad (5.1.1.6)$$

$$q_t = 1123,126 - 990,502 = 132,624 \frac{kJ}{kg}$$

Pro návrh VVT je dále nutné znát teplotu na výstupu z turbíny, která je funkcí entalpie a tlaku na výstupu.

$$t_{t2} = f(h_{t2}, p_{t2}) = 504,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.1.1.7)$$

Výkon turbíny na hřídeli se získá vynásobením měrného výkonu a průtoku.

$$P = q_t \cdot m_{TL3} \quad (5.1.1.8)$$

Jelikož průtok se získá až výpočtem topného výměníku, a tedy není v tuto chvíli znám, dopočítá se až v závěru kapitoly.

Zjištěné hodnoty na výstupu se následně aplikují při výpočtu nízkotlaké části VVT, kde se objeví jako hodnoty na vstupu.

5.1.2 Kompresor

Druhé zařízení, které je potřeba spočítat ze začátku návrhu, je kompresor. Bez vědění teploty na výtlaku t_{k2} se nemůže provést výpočet nízkotlaké částí vnitřní výměny tepla – VVT NT.

Jsou známy hodnoty:

- teplota na sání $t_{k1} = 40,0 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- tlak na sání $p_{k1} = 7,800 \text{ MPa}$,
- tlak na výtlaku $p_{k2} = 21,610 \text{ MPa}$,
- izoentalpická účinnost $\eta_{k,ie} = 0,82$

Pro přeměnu se bude uvažovat změna adiabatická s danou izoentalpickou účinností kompresoru $\eta_{k,ie}$, přičemž pro výpočet kompresoru je znám tlak na sání p_{k1} a na výtlaku p_{k2} .

Dále je známa teplota na sání t_{k1} , jež je rovna teplotě na výstupu z chladiče t_{ch2} . Ze znalosti tlaku a teploty na sání již lze zjistit měrnou entalpii h_{k1} a měrnou entropii s_{k1} .

$$h_{k1} = f(p_{k1}, t_{k1}) = 410,136 \frac{kJ}{kg} \quad (5.1.2.1)$$

$$s_{k1} = f(p_{k1}, t_{k1}) = 1,683 \frac{kJ}{kg} \quad (5.1.2.2)$$

Při adiabatickém stlačování se měrná entropie nemění.

$$s_{k1} = s'_{k2} \quad (5.1.2.3)$$

Jelikož je znám tlak i měrná entropie na výtlaku, lze nyní zjistit měrná teoretická entalpie h'_{k2} jako funkce

$$h'_{k2} = f(s'_{k2}, p_{k2}) = 448,060 \frac{kJ}{kg} \quad (5.1.2.4)$$

Ze známosti h'_{k2} a $\eta_{k,ie}$ se skutečná měrná entalpie na výtlaku h_{k2} spočítá ze vztahu:

$$h_{k2} = h_{k1} + \frac{h'_{k2} - h_{k1}}{\eta_{k,ie}} \quad (5.1.2.5)$$

$$h_{k2} = 410,136 + \frac{448,060 - 410,136}{0,82} = 456,385 \frac{kJ}{kg}$$

Měrný výkon kompresoru se následně získá rozdílem měrných entalpií na výtlaku a sání

$$q_k = h_{k2} - h_{k1} \quad (5.1.2.6)$$

$$q_k = 456,385 - 410,136 = 46,249 \frac{kJ}{kg}$$

Příkon kompresoru se získá vynásobením hmotnostním tokem m_{pL3} , jež se podle způsobu řízení výkonu získá požadavkem chlazení reaktoru, a tedy z tepelné bilance ohříváku nebo požadovaného výkonu turbíny, a dalšími účinnostmi danými typem pohonu kompresoru – mechanická η_m , případně účinnost elektromotoru η_{elm} .

$$P = q_k \cdot m_{pL3} \cdot \eta_m (\cdot \eta_{elm}) \quad (5.1.2.7)$$

Jelikož průtok se získá až výpočtem topného výměníku, a tedy není v tuto chvíli znám, dopočítá se až v závěru kapitoly.

Pro výpočet VVT je potřeba znát i teplotu na výtlaku z kompresoru. Ta se vyjádří jako funkce dvou stavových veličin – entalpii h_{k2} a tlaku p_{k2} na výtlaku.

$$t_{k2} = f(h_{k2}, p_{k2}) = 117,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.1.2.8)$$

Nyní již lze provést tepelný výpočet VVT.

5.1.3 VVT NT

Nízkotlaká část výměníku vnitřní výměny tepla se spočítá pouze z hodnot entalpií na vstupu a výstupu, tepelné ztráty se promítnou až ve vysokotlaké části – VVT VT.

Znamé jsou hodnoty

- teplota na vstupu $t_{v1} = 504,7 \text{ }^\circ\text{C}$,
- tlak na vstupu $p_{v1} = 7,900 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{v2} = 7,850 \text{ MPa}$,
- tepelná účinnost $\eta_v = 0,99$

Pro výpočet VVT NT je nutné znát teploty na vstupu t_{v1} a výstupu t_{v2} . Přičemž pro teplotu a tlak na vstupu t_{v1} platí:

$$t_{v1} = t_{t2} = 504,7 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.1.3.1)$$

$$p_{v1} = p_{t2} = 7,900 \text{ MPa} \quad (5.1.3.2)$$

A tedy i pro měrnou entalpii na vstupu h_{v1} platí:

$$h_{v1} = h_{t2} = 990,502 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.1.3.3)$$

Teplota na výstupu t_{v2} se pak získá jako teplota na výstupu z kompresoru t_{k2} navýšená o zvolenou teplotu $\delta_v = 15 \text{ }^\circ\text{C}$. Tato teplota zajišťuje potřebná teplotní spád výměníku.

$$t_{v2} = t_{k2} + \delta_v \quad (5.1.3.4)$$

$$t_{v2} = 117,7 + 15 = 132,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Nyní již lze zjistit entalpii na výstupu:

$$h_{v2} = f(p_{v2}, t_{v2}) = 562,070 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.1.3.5)$$

Pro tepelný tok odváděný z výměníku VVT NT - q'_{vN} pak platí:

$$q_{vN} = h_{v1} - h_{v2} \quad (5.1.3.6)$$

$$q'_{vN} = 990,502 - 562,070 = 428,432 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

5.1.4 Chladič

Chladič má za úkol odvádět z oběhu teplo již nevyužitelné pro výrobu elektřiny. Tepelná účinnost se pak týká chladicího okruhu, kterým se tato práce dále již nezabývá. Pro výpočet jsou použité následující hodnoty, získané výpočtem okolních zařízení.

- teplota na vstupu $t_{ch1} = 132,7 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- teplota na výstupu $t_{ch2} = 40,0 \text{ } ^\circ\text{C}$
- tlak na vstupu $p_{ch1} = 7,850 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{ch2} = 7,800 \text{ MPa}$,
- tepelná účinnost $\eta_{ch} = 0,99$

Jelikož se parametry na vstupu i výstupu z chladiče rovnají parametrům již spočítaných zařízení – VVT NT a kompresoru, budou se rovnat i jejich měrné entalpie:

$$h_{ch1} = h_{v2} = 562,070 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.1.4.1)$$

$$h_{ch2} = h_{k1} = 410,136 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.1.4.2)$$

A tedy měrné teplo v chladiči odebrané q_{ch} :

$$q_{ch} = h_{ch1} - h_{ch2} \quad (5.1.4.3)$$

$$q_{ch} = 562,070 - 410,136 = 151,933 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Následující kompresor je již spočítaný v kapitole 5.1.2, výpočet tedy pokračuje vysokotlakou vnitřní výměnou – VVT VT.

5.1.5 VVT VT

V této části oběhu se převede teplo z VVT NT q_{vN} snížené o účinnost η_v . Známé jsou hodnoty:

- teplota na vstupu $t_{v1V} = 117,7 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- tlak na vstupu $p_{ch1} = 21,610 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{ch2} = 21,560 \text{ MPa}$,
- příchozí tepelný tok $q'_{vN} = 428,432 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- tepelná účinnost $\eta_v = 0,99$

Jelikož VVT VT následuje po výtlačku kompresoru, parametry PL se shodují, a lze pak pro entalpii na vstupu VVT VT - h_{v1V} napsat:

$$h_{v1V} = h_{k2} = 456,385 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.1.5.1)$$

Pro přenos tepelného toku z VVT NT - q'_{vN} lze pro entalpii na výstupu z VVT VT - h_{v2V} napsat:

$$h_{v2V} = h_{v1V} + q'_{vN} \cdot \eta_v \quad (5.1.5.2)$$

$$h_{v2V} = 456,385 + 428,432 \cdot 0,99 = 880,533 \frac{kJ}{kg}$$

Aby se dala správně počítat energetická bilance oběhu, je nutné tepelnou ztrátu q_{vz} získanou pomocí η_v vyjádřit jako tepelný tok:

$$q_{vz} = q'_{vN} \cdot (1 - \eta_v) \quad (5.1.5.3)$$

$$q_{vz} = 428,432 \cdot (1 - 0,99) = 4,284 \frac{kJ}{kg} \quad (5.1.5.4)$$

Nyní, když jsou známy alespoň dva parametry stavu PL na výstupu z VVT VT, lze pomocí závislosti níže vyčíst teplotu na výstupu t_{v2V}

$$t_{v2} = f(h_{v2V}, p_{v2V}) = 425,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.1.5.5)$$

Teplota t_{v2} by se následně stala teplotou návrhovou pro topný okruh pracující se solí.

Při znalosti teploty na výstupu z VVT VT lze přejít k posledním zařízení okruhu – topnému výměníku (ohříváku).

5.1.6 Topný výměník (ohřívák)

Pro topný výměník jsou známy hodnoty:

- teplota na vstupu $t_{o1} = 425,9 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- tlak na vstupu $p_{o1} = 21,560 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{o2} = 21,060 \text{ MPa}$,
- příchozí tepelný tok $Q_o = 30 \text{ MW}$,
- tepelná účinnost $\eta_o = 0,99$

Účinnost $\eta_o = 0,99$, se týká pouze topného okruhu se solí, v energetickém oběhu se počítá již s přívodem celých 20 MWt.

Jelikož jsou parametry ohříváku stejné jako VVT VT na výstupu a turbíny na vstupu, lze i pro entalpie na vstupu h_{o1} a výstupu h_{o2} psát:

$$h_{o1} = h_{v2V} = 880,533 \frac{kJ}{kg} \quad (5.1.6.1)$$

$$h_{o2} = h_{t1} = 1123,126 \frac{kJ}{kg} \quad (5.1.6.2)$$

Měrný tepelný tok q_o je pak roven:

$$q_o = h_{o2} - h_{o1} \quad (5.1.6.3)$$

$$q_o = 1123,126 - 880,533 = 242,593 \frac{kJ}{kg}$$

Nyní je již možné spočítat i hmotnostní průtok topného výměníku, respektive celým oběhem.

$$m_o = m = \frac{Q_o}{q_o} \quad (5.1.6.4)$$

$$m = \frac{30 \cdot 1000}{242,593} = 123,664 \frac{kg}{s}$$

5.1.7 Souhrn

V této kapitole se dopočítají tepelné výkony jednotlivých zařízení a výsledná reálná účinnost oběhu.

Tepelný výkon zařízení se spočítá násobením měrného tepelného výkonu zařízení hmotnostním průtokem. Například pro turbínu tedy platí:

$$Q_t = q_t \cdot m \quad (5.1.7.1)$$

$$Q_t = 132,624 \cdot 123,554 = 16401 \text{ kW} = 16,401 \text{ MW}$$

Stejný postup se aplikuje na všechna zařízení, výsledky shrnuje Tab. 5-2.

Tab. 5-2 Výstupní výkony jednotlivých zařízení

Typ oběhu	Průtok [kg/s]	Ohřev [MW]	VVT [MW]	Kompresor [MW]	Turbína [MW]	Chladič [MW]	Ztráty [MW]	Účinnost [-]
Jednoduchý s VVT	123,7	30,000	52,452	5,719	16,401	18,789	0,530	0,353

Reálná účinnost se spočítá pomocí vztahu:

$$\eta_t = \frac{Q_o - Q_{ch} - Q_{vz}}{Q_o} \quad (5.1.7.2)$$

$$\eta_t = \frac{30,000 - 18,789 - 0,530}{30,000} = 0,356 = 35,6 \%$$

Jelikož se až do teď neuvažovala účinnost elektromotoru pohánějící kompresor $\eta_{k,elm}$ ani mechanická účinnost po výstupu z turbíny $\eta_{t,m}$ s následující účinností generátoru η_g , provede se tak teď. Jednotlivé účinnosti byly zvoleny:

- účinnost elektromotoru pohánějící kompresor $\eta_{k,elm} = 0,97$
- mechanická účinnost po výstupu z turbíny $\eta_{t,m} = 0,98$
- účinnost generátoru $\eta_g = 0,97$

Příčemž pro příkon kompresoru P_k platí:

$$P_k = \frac{Q_k}{\eta_{k,elm}} \quad (5.1.7.3)$$

$$P_k = \frac{5,719}{0,97} = 5,896 \text{ MW}$$

Pro elektrický výkon generátoru P_g obdobně:

$$P_g = P_t \cdot \eta_{t,m} \cdot \eta_g \quad (5.1.7.4)$$

$$P_g = 16,401 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 15,590 \text{ MW}$$

Svorkový výkon bez uvažování vlastní spotřeby zbývajících okruhů pak vychází:

$$P_s = P_g - P_k \quad (5.1.7.5)$$

$$P_s = 15,591 - 5,896 = 9,694 \text{ MW}$$

A dosahovaná elektrická účinnost:

$$\eta_e = \frac{P_s}{P_o} \quad (5.1.7.6)$$

$$\eta_e = \frac{9,694}{30} = 0,323147$$

5.2 Rekompresní E-B s VVT

Tepelný výpočet nebude proveden v návaznosti zařízení, jak PL proudí, z důvodu použití VVT a oddělených proudů jednotlivých kompresorů, čímž vznikají závislosti různých částí oběhu na sebe navzájem. Vstupní parametry pro výpočet jsou shrnuty v tabulce Tab. 5-1.

Tab. 5-3 Vstupní parametry pro rekompresní oběh s VVT

Zařízení	Teplota na vstupu [°C]	Teplota na výstupu [°C]	Tlak na vstupu [MPa]	Tlak na výstupu [MPa]	Tlaková ztráta [kPa]	Účinnost [-]
Kompresor č. 1	32,0		*7,800	* 21,610		0,82
VVT2 VT			21,610	21,560	50,0	0,99
Kompresor č. 2			*7,800	* 21,610		0,82
Slučovač proudů			21,610	21,590	20,0	1
VVT1 VT			21,590	21,540	50,0	0,99
Ohřívák		621,0	25,540	21,040	500,0	0,99
Turbína	621,0		21,040	7,970		0,85
VVT1 NT			7,970	7,920	50,0	1
VVT2 NT			7,920	7,870	50,0	1
Rozdělovač proudů			7,870	7,850	20,0	1
Chladič		32,0	7,850	7,800	50,0	0,99

*Hodnoty tlaku zadané, zbývajcí tlaky dopočítány skrze tlakové ztráty

Vzhledem ke složitosti celého oběhu se stejně jako v případě oběhu jednoduchého s VVT jeví jako nejsnazší začít od výpočtu turbíny.

5.2.1 Turbína

Pro potřeby návrhu je potřeba znát měrný tepelný výkon turbíny a parametry na vstupu a výstupu z ní. Znamé jsou hodnoty:

- teplota na vstupu $t_{t1} = 621,0 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- tlak na vstupu $p_{t1} = 21,040 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{t2} = 7,970 \text{ MPa}$,
- izoentaltická účinnost $\eta_{t,ie} = 0,85$

Pomocí teploty t_{t1} a tlaku p_{t1} na vstupu se získá měrná entalpie h_{t1} a měrná entropie s_{t1} na vstupu.

$$h_{t1} = f(p_{t1}, t_{t1}) = 1123,136 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.2.1.1)$$

$$s_{t1} = f(p_{t1}, t_{t1}) = 2,834 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (5.2.1.2)$$

Následuje adiabatickém expanze, při které se měrná entropie nemění.

$$s_{t1} = s'_{t2} = 2,834 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (5.2.1.3)$$

Jelikož je znám tlak i měrná entropie na výtlaku, lze nyní zjistit teoretická měrná entalpie h'_{t2} jako jejich funkce.

$$h'_{t2} = f(s'_{t2}, p_{t2}) = 968,521 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.2.1.4)$$

Když je známá měrná entalpie h'_{t2} a izoentaltická účinnost $\eta_{t,ie}$, lze skutečná měrná entalpie na výstupu z turbíny h_{t2} spočítat podle vztahu:

$$h_{t2} = h_{t1} - (h_{t1} - h'_{t2}) \cdot \eta_{t,ie} \quad (5.2.1.5)$$

$$h_{t2} = 1123,136 - (1123,136 - 968,521) \cdot 0,85$$

$$h_{t2} = 991,713 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Měrný výkon turbíny se následně získá rozdílem měrných entalpií na vstupu a výstupu

$$q_t = h_{t2} - h_{t1} \quad (5.2.1.6)$$

$$q_t = 1123,136 - 991,713 = 131,423 \frac{kJ}{kg}$$

Pro návrh VVT1 NT je dále nutné znát teplotu na výstupu z turbíny, která je funkcí entalpie a tlaku na výstupu.

$$t_{t2} = f(h_{t2}, p_{t2}) = 505,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.2.1.7)$$

Výkon turbíny na hřídeli se získá vynásobením měrného výkonu a průtoku.

$$P = q_t \cdot m_{TL3} \quad (5.2.1.8)$$

Jelikož průtok se získá až výpočtem topného výměníku, a tedy není v tuto chvíli znám, dopočítá se až v závěru kapitoly.

Zjištěné hodnoty na výstupu se následně aplikují při výpočtu nízkotlaké části – VVT1 NT, kde se objeví jako hodnoty na vstupu.

5.2.2 Kompresor č. 1

Druhé zařízení, které je potřeba spočítat ze začátku návrhu, je kompresor č. 1. Bez vědění teploty na výtlaku t_{k2} se nemůže provést výpočet nízkotlaké částí vnitřní výměny tepla – VVT1 NT.

Jsou známy hodnoty:

- teplota na sání $t_{k1,1} = 32,0 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- tlak na sání $p_{k1,1} = 7,800 \text{ MPa}$,
- tlak na výtlaku $p_{k2,1} = 21,660 \text{ MPa}$,
- izoentalpická účinnost $\eta_{k,ie} = 0,82$

Pro přeměnu se bude uvažovat změna adiabatická s danou izoentalpickou účinností kompresoru $\eta_{k,ie}$, přičemž pro výpočet kompresoru je znám tlak na sání p_{k1} a na výtlaku $p_{k2,1}$. Dále je známa teplota na sání $t_{k1,1}$, jež je rovna teplotě na výstupu z chladiče t_{ch2} . Ze znalosti tlaku a teploty na sání již lze zjistit měrnou entalpii $h_{k1,1}$ a měrnou entropii $s_{k1,1}$

$$h_{k1,1} = f(p_{k1,1}, t_{k1,1}) = 301,831 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.2.1)$$

$$s_{k1,1} = f(p_{k1,1}, t_{k1,1}) = 1,331 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.2.2)$$

Při adiabatickém stlačování se měrná entropie nemění.

$$s_{k1,1} = s'_{k2,1} \quad (5.2.2.3)$$

Jelikož je znám tlak i měrná entropie na výtlaku, lze nyní zjistit měrná teoretická entalpie $h'_{k2,1}$ jako funkce

$$h'_{k2,1} = f(s'_{k2,1}, p_{k2,1}) = 321,768 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.2.4)$$

Ze známosti $h'_{k2,1}$ a $\eta_{k,ie}$ se relativní měrná entalpie na výtlaku $h_{k2,1}$ spočítá ze vztahu:

$$h_{k2,1} = h_{k1,1} + \frac{h'_{k2,1} - h_{k1,1}}{\eta_{k,ie}} \quad (5.2.2.5)$$

$$h_{k2,1} = 301,831 + \frac{321,768 - 301,831}{0,82} = 326,144 \frac{kJ}{kg}$$

Měrný výkon kompresoru se následně získá rozdílem měrných entalpií na výtlaku a sání

$$q'_{k1} = h_{k2,1} - h_{k1,1} \quad (5.2.2.6)$$

$$q'_{k1} = 326,144 - 301,831 = 24,313 \frac{kJ}{kg}$$

Měrný výkon kompresoru q_{k1} při skutečném proudu se získá pomocí poměru ω s měrným výkonem kompresoru při plném proudu q'_{k1} :

$$q_{k1} = q'_{k1} \cdot (1 - \omega) \quad (5.2.2.7)$$

$$q_{k1} = 24,313 \cdot (1 - 0,40) = 14,588$$

Tepelný výkon kompresoru Q_{k1} se získá vynásobením hmotnostním tokem m a poměrem průtoků ω , jehož velikost se zvolila podle Obr. 4-9.

$$Q_{k1} = q_{k1} \cdot m \cdot \omega \quad (5.2.2.8)$$

Příkon pak vynásobením účinnostmi danými typem pohonu kompresoru – mechanická η_m , případně účinnost elektromotoru η_{elm} .

$$P = q_{k1} \cdot m_1 \cdot \eta_m (\cdot \eta_{elm}) \quad (5.2.2.9)$$

Jelikož průtok se získá až na závěr výpočtu, a tedy není v tuto chvíli znám, nebude se jím nyní podkapitola zabývat.

Pro výpočet VVT2 NT je potřeba znát teplotu na výtlaku z kompresoru. Ta se vyjádří jako funkce dvou stavových veličin – entalpií h_{k2} a tlaku p_{k2} na výtlaku.

$$t_{k2,1} = f(h_{k2,1}, p_{k2,1}) = 62,3^\circ C \quad (5.2.2.10)$$

Pro VVT2 NT je teplota $t_{k2,1}$ důležitá, jelikož definuje výstup z VVT2 NT, a tedy i vstup do chladiče a kompresoru č. 2., které následuje za rozdělovačem proudu.

5.2.3 Rozdělovač proudu

Toto zařízení slouží k rozdělení proudu mezi větve kompresoru č. 1 a č. 2. Je umístěn hned za VVT2 NT, přičemž druhá větev vede přímo do kompresoru č. 2, první skrze chladič do kompresoru č. 1. Díky tomuto zařazení je dosažen nejnižší odvod tepla z oběhu chladičem, a tedy nejvyšší reálná účinnost.

Znamé jsou hodnoty:

- teplota v rozdělovači $t_r = 77,3 \text{ }^\circ\text{C}$,
- tlak na vstupu $p_{r1} = 7,870 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{r2} = 7,850 \text{ MPa}$,
- součinitel rozdělení proudu $\omega = 0,40$

Teplota v rozdělovači se řídí potřebou VVT2 VT, navýšenou o zvolený minimální teplotní spád $\delta_{v2} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ podle vztahu:

$$t_r = t_{k2,1} + \delta_{v2} \quad (5.2.3.1)$$

$$t_r = 62,3 + 15 = 77,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tato teplota se nadále vyskytuje jako vstupní do kompresoru č. 2 a chladiče.

5.2.4 Chladič

Chladič má za úkol odvádět z oběhu teplo již nevyužitelné pro výrobu elektřiny. Tepelná účinnost se pak týká chladicího okruhu, kterým se tato práce dále již nezabývá. Pro výpočet jsou použité následující hodnoty, získané výpočtem okolních zařízení.

- teplota na vstupu $t_{ch1} = 77,3 \text{ }^\circ\text{C}$,
- teplota na výstupu $t_{ch2} = 40,0 \text{ }^\circ\text{C}$
- tlak na vstupu $p_{ch1} = 7,850 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{ch2} = 7,800 \text{ MPa}$,
- tepelná účinnost $\eta_{ch} = 0,99$

Jelikož se parametry na výstupu rovnají parametrům kompresoru č.1 na vstupu, budou se rovnat i jejich měrné entalpie:

$$h_{ch2} = h_{k1,1} = 301,831 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.2.4.1)$$

Entalpie na vstupu h_{ch1} je dána funkcí teploty na vstupu t_{ch1} a tlaku na vstupu p_{ch1} :

$$h_{ch1} = f(t_{ch1}, p_{ch1}) = 489,129 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.2.4.2)$$

A tedy měrné teplo v chladiči odebrané při plném průtoku q'_{ch} :

$$q'_{ch} = h_{ch1} - h_{ch2} \quad (5.2.4.3)$$

$$q'_{ch} = 489,129 - 301,831 = 187,297 \frac{kJ}{kg}$$

Při respektování poměru průtoků se skutečný měrný tepelný tok chladičem spočte pomocí:

$$q_{ch} = q'_{ch} \cdot (1 - \omega) \quad (5.2.4.4)$$

$$q_{ch} = 187,297 \cdot (1 - 0,40) = 112,379 \frac{kJ}{kg}$$

Nyní následuje výpočet kompresoru č.2.

5.2.5 Kompresor č. 2

Pro tepelný výpočet kompresoru č. 2 jsou známy následující hodnoty:

- teplota na sání $t_{k1,1} = 77,3 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- tlak na sání $p_{k1,1} = 7,850 \text{ MPa}$,
- tlak na výtlaku $p_{k2,1} = 21,610 \text{ MPa}$,
- izoentalpická účinnost $\eta_{k,ie} = 0,82$

Pro přeměnu se bude uvažovat změna adiabatická s danou izoentalpickou účinností kompresoru $\eta_{k,ie}$, přičemž pro výpočet kompresoru je znám tlak na sání $p_{k1,2}$ a na výtlaku $p_{k2,2}$. Dále je známa teplota na sání $t_{k1,2}$, jejíž hodnota se odůvodnila v předchozí podkapitole. Ze znalosti tlaku a teploty na sání již lze zjistit měrnou entalpii $h_{k1,2}$ a měrnou entropii $s_{k1,2}$

$$h_{k1,2} = f(p_{k1,2}, t_{k1,2}) = 489,129 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.5.1)$$

$$s_{k1,2} = f(p_{k1,2}, t_{k1,2}) = 1,925 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.5.2)$$

Při adiabatickém stlačování se měrná entropie nemění.

$$s_{k1,2} = s'_{k2,2} \quad (5.2.5.3)$$

Jelikož je znám tlak i měrná entropie na výtlaku, lze nyní zjistit měrná teoretická entalpie $h'_{k2,2}$ jako funkce

$$h'_{k2,2} = f(s'_{k2,2}, p_{k2,2}) = 547,898 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.5.4)$$

Ze známosti h'_{k2} a $\eta_{k,ie}$ se skutečná měrná entalpie na výtlaku h_{k2} spočítá ze vztahu:

$$h_{k2,2} = h_{k1,2} + \frac{h'_{k2,2} - h_{k1,2}}{\eta_{k,ie}} \quad (5.2.5.5)$$

$$h_{k2,2} = 489,129 + \frac{547,898 - 489,129}{0,82} = 560,799 \frac{kJ}{kg}$$

Měrný výkon kompresoru při plném proudu q'_{k2} se následně získá rozdílem měrných entalpií na výtlaku a sání

$$q'_{k2} = h_{k2,2} - h_{k1,2} \quad (5.2.5.6)$$

$$q'_{k2} = 560,799 - 489,129 = 71,670 \frac{kJ}{kg}$$

Měrný výkon kompresoru q_{k2} při skutečném proudu se získá jako součin poměru ω s měrným výkonem kompresoru při plném proudu q'_{k2} :

$$q_{k2} = q'_{k2} \cdot \omega \quad (5.2.5.7)$$

$$q_{k2} = 71,670 \cdot 0,40 = 28,668$$

Tepelný výkon kompresoru Q_{k2} se získá vynásobením hmotnostním tokem m a poměrem průtoků ω , jehož velikost se zvolila podle Obr. 4-9.

$$Q_{k2} = q_{k2} \cdot m \quad (5.2.5.8)$$

Příkon pak vynásobením účinnostmi danými typem pohonu kompresoru – mechanická η_m , případně účinnost elektromotoru η_{elm} .

$$P = q_{k2} \cdot m_2 \cdot \eta_m (\cdot \eta_{elm}) \quad (5.2.5.9)$$

Jelikož průtok se získá až na závěr výpočtu, a tedy není v tuto chvíli znám, nebude se jím nyní podkapitola zabývat.

Pro výpočet VVT2 VT je potřeba znát teplotu na výtlaku z kompresoru. Ta se vyjádří jako funkce dvou stavových veličin – entalpii h_{k2} a tlaku p_{k2} na výtlaku.

$$t_{k2,2} = f(h_{k2,2}, p_{k2,2}) = 178,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.2.5.10)$$

Tato teplota na výtlaku je také důležitá pro návrh vhodných materiálů kompresoru, těsnění a ucpávek.

5.2.6 VVT2 VT

Jelikož je známa teplota za kompresorem č. 2, a tedy i ve slučovači proudů, která je výstupní teplotou z VVT2 VT, lze pokračovat v jeho výpočtu, přičemž jsou známy:

- teplota na vstupu $t_{v1} = 62,3 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- teplota na výstupu $t_{v1} = 178,1 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- tlak na vstupu $p_{v1} = 21,660 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{v2} = 21,610 \text{ MPa}$,

- tepelná účinnost $\eta_v = 0,99$

Přičemž tepelná účinnost se promítne až do tepelného výpočtu VVT2 NT.

Jelikož jsou již známy hodnoty vstupů a výstupů předcházejících i následujících zařízení, lze rovnou pro měrnou entalpii na vstupu napsat:

$$h_{v1,N2} = h_{k2,1} = 326,144 \quad (5.2.6.1)$$

A měrnou entalpii na výstupu:

$$h_{v2,N2} = h_{k2,2} \quad (5.2.6.2)$$

Pro měrný tepelný tok přiváděný do výměníku VVT2 VT - $q_{v,N2}$ pak platí:

$$q_{v,N2} = (h_{v2,N2} - h_{v1,N2}) \cdot (1 - \omega) \quad (5.2.6.3)$$

$$q_{v,V2} = (560,799 - 326,144) \cdot (1 - 0,4) = 140,793 \frac{kJ}{kg}$$

Tento měrný tepelný tok zvětšený o účinnost η_{v2} se rovná měrnému tepelnému toku odebranému ve VVT2 NT.

5.2.7 VVT2 NT

K tepelnému výpočtu VVT2 NT jsou známy hodnoty:

- teplota na výstupu $t_{v1} = 77,3 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- tlak na vstupu $p_{v1} = 7,920 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{v2} = 7,870 \text{ MPa}$,
- ohřátí ve VVT2 VT $q_{v,V2} = 140,793 \frac{kJ}{kg}$
- tepelná účinnost $\eta_v = 0,99$

Jelikož se výstupní teploty a tlaku shodují se vstupy do rozdělovače proudu, rovnají se pak i jejich entalpie:

$$h_{v2N2} = h_{r1} = 488,927 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.7.1)$$

Entalpie na vstupu h_{v1N2} se pak rovná:

$$h_{v2N1} = h_{v2N2} + \frac{q_{v,V2}}{\eta_v} \quad (5.2.7.2)$$

$$h_{v2N1} = 488,927 + \frac{140,793}{0,99} = 631,142 \frac{kJ}{kg}$$

Ze znalosti entalpie a tlaku lze zjistit teplota na vstupu:

$$t_{v2N1} = f(h_{v2N1}, p_{v2N1}) = 192,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.2.7.3)$$

Jelikož je teplota na vstupu VVT2 NT - t_{v2N1} rovněž teplotou na výstupu z VVT1 NT, musí být dodržena podmínka minimálního teplotního spádu δ_{v1} pro vstup VVT1 VT, kde je teplota t_{v1V1} rovna teplotě na výstupu z kompresoru č. 2 - $t_{k2,2}$. Vztah popisuje rovnice níže.

$$t_{v2N1}^* = t_{k2,1} + \delta_{v2} \quad (5.2.7.4)$$

$$t_{v2N1}^* = 178,1 + 15 = 193,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Jak vidno, teplota na vstupu do VVT2 NT - t_{v2N1} se s teplotou na výstupu z kompresoru č. 2 - $t_{k2,1}$ navýšenou o δ_{v2} neshodují, přestože by měly. Jelikož je teplota na vstupu do VVT2 NT - t_{v2N1} vyšší, je nutné přebytečné teplo odvádět, anebo se zvolí menší tepelná účinnost VVT 2 η_{v2} , což je i vzhledem k jinak vysoce zvolené účinnosti $\eta_v = 0,99$, krokem vedoucí blíže k reálným podmínkám. Požadovaná tepelná účinnost se tedy spočítá pomocí:

$$h_{v2,N1} = f(t_{v2N1}^*, p_{v2N1}) = 632,247 \quad (5.2.7.5)$$

$$\eta_{v2} = \frac{140,793}{632,247 - 488,927} = 0,9824$$

Teplo odebrané ve VVT2 NT je rovno:

$$q_{v,N2} = h_{v2,N1} - h_{v2,N2} \quad (5.2.7.6)$$

$$q_{v,v2} = 632,247 - 488,927 = 143,32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Teplota na vstupu VVT2 NT - t_{v2N1} se tedy rovná:

$$t_{v2N1} = t_{v2N1}^* = 193,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.2.7.7)$$

Výslednou žádanou teplotu lze také ovlivnit změnou poměru toků ω a odvedením přebytečného tepla chladičem v nízkoteplotní větvi, ovšem za cenu mírného poklesu účinnosti – viz. Obr. 4-9.

5.2.8 Slučovač proudu

Slučovač zde slouží pouze ke sloučení proudů z větví s kompresory č 1. a č. 2., přičemž jsou známe tyto hodnoty:

- Teplota na vstupu $t_{s1} = 178,1 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- tlak na vstupu $p_{s1} = 21,610 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{s2} = 21,590 \text{ MPa}$,

Entalpie na vstupu po sloučení lze získat z teploty t_{s1} a tlaku na vstupu p_{s1} :

$$h_{s1} = f(t_{s1}, p_{s1}) = 560,799 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.2.8.1)$$

Jelikož je jedinou změnou ve slučovači změna tlaku prostřednictvím tlakové ztráty, dojde k nepatrnému snížení teploty:

$$h_{s2} = h_{s1} = 560,799 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.8.2)$$

$$t_{21} = f(h_{s2}, p_{s2}) = 178,0 \text{ } ^\circ C \quad (5.2.8.3)$$

Tato teplota bude dále použita pro tepelný výpočet VVT1 VT.

5.2.9 VVT1 NT

Pro nízkotlakou část VVT1 jsou známé hodnoty:

- teplota na vstupu $t_{v1N1} = 505,8 \text{ } ^\circ C$,
- teplota na výstupu $t_{v1N2} = 193,1 \text{ } ^\circ C$,
- tlak na vstupu $p_{v1N1} = 7,970 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{v1N2} = 9,720 \text{ MPa}$,

Jelikož jsou již známy vstupní a výstupní hodnoty sousedních zařízení, lze pro entalpie na vstupu h_{v1N1} a výstupu h_{v1N2} pro VVT1 NT napsat:

$$h_{v1N1} = h_{t2} = 991,713 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.9.1)$$

$$h_{v1N2} = h_{v2N1} = 632,247 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.9.2)$$

Měrný tepelný tok odebraný ve VVT1 NT je pak roven jejich rozdílu:

$$q_{v1N} = h_{v1N1} - h_{v1N2} \quad (5.2.9.3)$$

$$q_{v1N} = 991,713 - 632,247 = 359,466 \frac{kJ}{kg}$$

Tento tepelný tok se následně předá do oběhu ve VVT1 VT

5.2.10 VVT1 VT

V této části oběhu se převede teplo z VVT NT q_{vN} snížené o účinnost η_v . Známé jsou hodnoty:

- teplota na vstupu $t_{v1V1} = 178,0 \text{ } ^\circ C$,
- tlak na vstupu $p_{v1V1} = 21,590 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{v1V2} = 21,540 \text{ MPa}$,
- příchozí tepelný tok $q_{v1N} = 359,466 \frac{kJ}{kg}$
- tepelná účinnost $\eta_v = 0,99$

Jelikož VVT1 VT následuje slučovači proudy, lze pro entalpii na vstupu VVT1 VT - h_{v1V} napsat:

$$h_{v1V1} = h_{s2} = 560,799 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.10.1)$$

Pro přenos tepelného toku z VVT1 NT - q_{v1N} lze pro entalpii na výstupu z VVT1 VT - h_{v1V} napsat:

$$h_{v1V2} = h_{v1V1} + q_{v1N} \cdot \eta_v \quad (5.2.10.2)$$

$$h_{v1V2} = 560,799 + 359,466 \cdot 0,99 = 916,671 \frac{kJ}{kg}$$

Aby se dala správně počítat energetická bilance oběhu, je nutné tepelnou ztrátu q_{vz} získanou pomocí η_v vyjádřit jako tepelný tok:

$$q_{vz} = q_{v1N} \cdot (1 - \eta_v) \quad (5.2.10.3)$$

$$q_{vz} = 359,466 \cdot (1 - 0,99) = 3,595 \frac{kJ}{kg}$$

Nyní, když jsou známy alespoň dva parametry stavu PL na výstupu z VVT VT, lze pomocí závislosti níže vyčíst teplotu na výstupu t_{v2V}

$$t_{v1V2} = f(h_{v1V2}, p_{v1V2}) = 455,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.2.10.4)$$

Teplota t_{v2} by se následně stala teplotou návrhovou pro topný okruh pracující se solí.

Při znalosti teploty na výstupu z VVT VT lze přejít k posledním zařízení okruhu – topnému výměníku (ohříváku).

5.2.11 Topný výměník (ohřívák)

Pro topný výměník jsou známy hodnoty:

- teplota na vstupu $t_{o1} = 455,2 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- teplota na výstupu $t_{o1} = 621,0 \text{ } ^\circ\text{C}$,
- tlak na vstupu $p_{o1} = 21,540 \text{ MPa}$,
- tlak na výstupu $p_{o2} = 21,040 \text{ MPa}$,
- příchozí tepelný tok $Q_o = 30 \text{ MW}$,
- tepelná účinnost $\eta_o = 0,99$

Účinnost $\eta_o = 0,99$, se týká pouze topného okruhu se solí, v energetickém oběhu se počítá již s přívodem celých 20 MWt.

Jelikož jsou parametry ohříváku stejné jako VVT VT1 na výstupu a turbíny na vstupu, lze i pro entalpie na vstupu h_{o1} a výstupu h_{o2} psát:

$$h_{o1} = h_{v1v2} = 916,671 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.11.1)$$

$$h_{o2} = h_{t1} = 1123,126 \frac{kJ}{kg} \quad (5.2.11.2)$$

Měrný tepelný tok q_o je pak roven:

$$q_o = h_{o2} - h_{o1} \quad (5.2.11.3)$$

$$q_o = 1123,126 - 916,671 = 206,466 \frac{kJ}{kg}$$

Nyní je již možné spočítat i hmotnostní průtok topného výměníku, respektive celým oběhem.

$$m_o = m = \frac{Q_o}{q_o} \quad (5.2.11.4)$$

$$m = \frac{20 \cdot 1000}{206,466} = 145,303 \frac{kg}{s}$$

5.2.12 Souhrn

V této kapitole se dopočítají tepelné výkony jednotlivých zařízení a výsledná reálná účinnost oběhu.

Tepelný výkon zařízení se spočítá násobením měrného tepelného výkonu zařízení hmotnostním průtokem. Například pro turbínu tedy platí:

$$Q_t = q_t \cdot m \quad (5.2.12.1)$$

$$Q_t = 131,423 \cdot 145,303 = 19096 \text{ kW} = 19,096 \text{ MW}$$

Stejný postup se aplikuje na všechna zařízení, výsledky shrnuje Tab. 5-2.

Tab. 5-4 Výsledné parametry jednotlivých zařízení

Typ oběhu	Průtok [kg/s]	Ohřev [MW]	VVT [MW]	Kompresor [MW]	Turbína [MW]	Chladič [MW]	Ztráty [MW]	Účinnost [%]
Rekompresní s VVT	145,3	30,000	72,167	6,285	19,096	16,329	0,860	0,427

Reálná účinnost se spočítá pomocí vztahu:

$$\eta_t = \frac{Q_o - Q_{ch} - Q_{vz}}{Q_o} \quad (5.2.12.2)$$

$$\eta_t = \frac{30,000 - 10,886 - 0,5735}{30,000} = 0,427 = 42,7 \%$$

Jelikož se až do teď neuvažovala účinnost elektromotoru pohánějící kompresor $\eta_{k,elm}$ ani mechanická účinnost po výstupu z turbíny $\eta_{t,m}$ s následující účinností generátoru η_g , provede se tak teď. Jednotlivé účinnosti byly zvoleny:

- účinnost elektromotoru pohánějící kompresor $\eta_{k,elm} = 0,97$
- mechanická účinnost po výstupu z turbíny $\eta_{t,m} = 0,98$
- účinnost generátoru $\eta_g = 0,97$

Příčemž pro příkon kompresoru P_k a elektrický výkon generátoru P_g platí:

$$P_k = \frac{Q_k}{\eta_{k,elm}} \quad (5.2.12.3)$$

$$P_k = \frac{6,285}{0,97} = 6,480 \text{ MW}$$

Pro elektrický výkon generátoru P_g obdobně:

$$P_g = P_t \cdot \eta_{t,m} \cdot \eta_g \quad (5.2.12.4)$$

$$P_g = 19,096 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 18,153 \text{ MW}$$

Svorkový výkon bez uvažování vlastní spotřeby zbývajících okruhů pak vychází:

$$P_s = P_g - P_k \quad (5.2.12.5)$$

$$P_s = 18,153 - 6,480 = 11,673 \text{ MW}$$

A dosahovaná elektrická účinnost:

$$\eta_e = \frac{P_s}{P_o} \quad (5.2.12.6)$$

$$\eta_e = \frac{11,673}{30} = 0,389105$$

5.3 Závěr z kapitoly

Pro tepelný výpočet obou oběhů vyšly pro každé zařízení tepelné toky uvedené v Tab. 5-5. Při uvažování mechanické účinnosti, účinnosti generátoru a elektromotorů u kompresorů a zanedbání spotřeby primárního a sekundárního oběhu a dalších pomocných zařízení, vychází svorková účinnost podle Tab. 5-6.

Tab. 5-5 Výsledné tepelné výkony pro jednotlivá zařízení

Typ oběhu	Průtok [kg/s]	Ohřev [MW]	VVT [MW]	Kompresor [MW]	Turbína [MW]	Chladič [MW]	Ztráty [MW]	Účinnost [%]
Jednoduchý VVT	123,6	30,000	52,452	5,719	16,401	18,789	0,530	35,6
Rekompresní s VVT	145,3	30,000	72,167	6,285	19,096	16,329	0,860	42,7

Tab. 5-6 Výsledné tepelné a elektrické výkony pro jednotlivá zařízení

Typ oběhu	Průtok [kg/s]	Ohřev [MWt]	VVT [MWt]	Kompresor [MWe]	Generátor [MWe]	Chladič [MWt]	Ztráty [MWt]	Účinnost [%]
Jednoduchý VVT	123,6	30,000	52,452	5,896	9,694	18,789	1,517	32,3
Rekompresní s VVT	145,3	30,000	72,167	6,480	11,673	16,329	1,998	38,9

6. Závěr

Cílem práce byla detailní rešerše současného vývoje malých modulárních reaktorů, energetických oběhů pro vyvedení výkonu. Dále vytvoření matematického modelu pracujícího s různými typy oběhů a návrh optimální varianty pro solný reaktor o výkonu 30 MWt.

V současnosti zatím nikde na světě nepracuje komerčně využívaný reaktor, který lze hodnotit jako malý, modulární anebo alespoň komerčně dostupný. Většina konceptů se reaktory zabývá pouze v teoretické rovině, některé i experimentálně, a některé již započaly s výstavbou (CAREM) anebo plánují být v nejbližších měsících spuštěny (KLT – 40S, RITM-200). Nejbliže k reálnému nasazení jsou reaktory tlakovodní, nejaktivnějšími státy jsou Rusko, USA, Čína a Japonsko. Dále se zapojují Korea, Argentina, Francie, Dánsko, Anglie, Indie a Česká republika (UJV EnergyWell). Tradičním problémem, proč se doposud malé modulární reaktory neprosadily po boku klasických energetických zdrojů, jsou velké investice spojené s výzkumem, vývojem i stavbou demonstrační jednotky, což je ale způsobeno především dotační politikou v energetice. Situace by se však mohla změnit v oblasti teplárenství, kde se s postupným zpřísněním emisních limitů v budoucnu počítá s uzavíráním zdrojů, které je již nebudou moct plnit a zavádění nových opatření se již nebude jevit jako návratné. Také může situaci s malými jadernými reaktory výrazně podpořit bouřlivý rozvoj v Asii, zvláště pak Číně. V současnosti v Číně probíhá intenzivní výstavba nových jaderných bloků a zároveň výzkum a vývoj téměř všech technologií spojených s jadernou energetikou, včetně SMR. V nejbližších letech však tento vývoj očekávat stále ještě nelze.

Ze zadání 30 MWt solného reaktoru vhodného k přepravě v nákladových kontejnerech (koncept Energy Well) vyplynula jako nejvhodnější varianta chlazení nadkritickým oxidem uhličitým sCO₂. Výrazným plusem jsou relativně malé rozměry turbosoustrojí, dobré termodynamické vlastnosti a zdravotní nezávadnost. Mínusem je, že se v energetice stále jedná o praxi nezažitou a neověřenou technologii, a tedy nemá mezi investory dostatečnou podporu. Dále doposud chybí komerčně dostupné komponenty, jako např. turbína. Na vývoji se podílí více institucí, nejdříve dostupnou turbínu by pak mohli přednést firmy jako GE nebo Toshiba. Helium charakterizuje oproti sCO₂ potřeba rozměrově větších komponent, a hlavně poměrně nákladný provoz způsobený prosakováním helia z oběhu. Parní oběh se jeví jako nejnáročnější varianta z hlediska investic – nutnost nadkritických podmínek anebo přídavného mezikruhu z obavy zatuhnutí soli a oproti sCO₂ nebo helia potřeba poměrně rozměrných komponent.

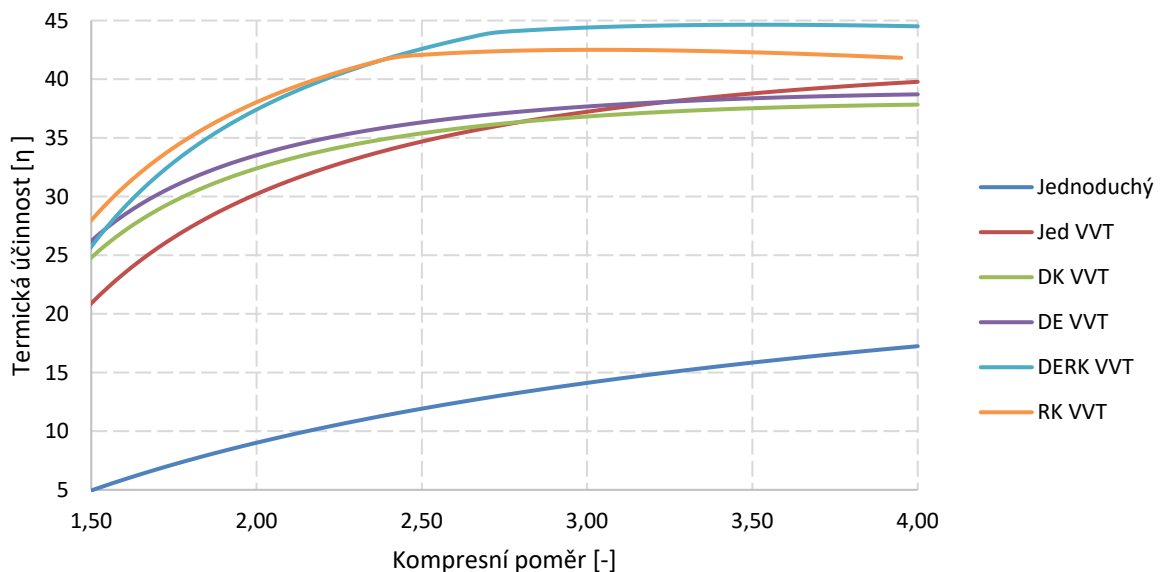
Matematický model byl vytvořen pomocí programu Microsoft Excel s použitím knihoven CoolProp. Hlavní výhodou modelu spočívá v rychlém a přehledném srovnání jednotlivých

variant oběhu, kdy se provedené změny projeví okamžitě. Do jednotlivých oběhů je zaveden i vliv tlakových ztrát, které byly stanoveny odhadem. Tabulka a graf níže srovnávají jednotlivé plynové oběhy sCO₂.

Tab. 6-1 Výsledné parametry všech uvažovaných oběhů

Typ oběhu	Průtok [kg/s]	Kompresor [MW]	Turbína [MW]	Zisk [MW]	Účinnost [%]
Jednoduchý	45,0	2,08	6,02	3,93	13,117
Jed VVT	123,7	5,72	16,40	10,68	35,605
DK VVT	116,9	4,70	15,51	10,81	36,019
RK VVT	145,3	4,70	19,10	12,81	42,703
DE VVT	120,7	5,58	16,64	11,06	36,866
DERK VVT	141,3	6,11	19,30	13,19	43,953
*JED VVT	80,3	1,89	13,44	11,56	38,521
*DK VVT	78,8	1,78	13,19	11,41	38,018
*DE VVT	78,3	1,84	13,80	11,96	39,858
*DEDK VVT	76,8	1,74	13,54	11,80	39,343

Závislost reálné účinnosti na kompresním poměru při 7,8 MPa na sání



Obr. 6-1 Závislost reálné účinnosti na kompresním poměru u plynových oběhů

Kvůli velkým tepelným tokům v rámci vnitřní výměny tepla (VVT), které i přesahují dvojnásobku tepla přivedeného z reaktoru, se ukázala tepelná účinnost VVT jako zásadní z hlediska jejího vlivu na konečnou reálnou účinnost.

Závěr práce ukázal návrhový výpočet dvou vybraných oběhů s velkou mírou případné realizace – jednoduchý s vnitřní výměnou tepla (VVT) a rekompresní s VVT. Pro případ jednoduchého oběhu s VVT mluví především minimum zapojených zařízení, což je z hlediska

spolehlivosti provozu a možného zavedení úplně nebo částečně bezobslužného provozu významný faktor.

Rekompresní zapojení oběhu pak vykazuje nejvyšší účinnosti ze zkoumaných oběhů při daných podmínkách. Nevýhodou oproti jednoduchému oběhu s VVT je složitější zapojení a náročnější provoz z hlediska řízení průtoků jednotlivých kompresorů nebo nutnosti dochlazovat ještě před rozdělením do vlastních větví a vyšší hmotnostní toky.

Doporučení pro použití vybraných dvou oběhů je následující:

- Jednoduchý s VVT – bezobslužný provoz, kde účinnost není primární parametr,
- Kompresní s VVT – provoz s obsluhou, kde účinnost hraje rozhodující roli

Výpočet byl rozšířený výslednou elektrickou účinností při zanedbání vlastní spotřeby primárního a sekundárního oběhu a dalších pomocných zařízení. Výsledky ukazují Tab. 5-6

Tab. 6-2 Výsledné tepelné a elektrické výkony pro jednotlivá zařízení

Typ oběhu	Průtok [kg/s]	Generátor [MWe]	Chladič [MW]	Účinnost [%]
Jednoduchý VVT	123,6	9,694	18,789	32,3
Rekompresní s VVT	145,3	11,673	16,329	38,9

Z hlediska návaznosti na tuto práci by bylo vhodné se zabývat samotným konstrukčním návrhem zařízení oběhu – kompaktních tepelných výměníků, turbosoustrojí nebo způsoby řízení oběhu a zapojení v teplotenském režimu. Dále bližší propočítání varianty s izotermickou kompresí a ohodnocení její technickou-ekonomické realizovatelnosti. Také by stály za zmínku oběhy pracující s částečnou kondenzací a její vliv na provozní parametry. Další výzvu představuje kontejnerové uspořádání dle konceptu UJV – EnergyWell. Práce na konceptu může být přínosná především z hlediska vhodného uspořádání jednotlivých komponent v kontejnerech, zajištění dostatečného chlazení, servisu a provozního systému.

O sCO₂, jako možné pracovní látce budoucnosti v energetice, se diskutuje již několik desetiletí. Za tu dobu bylo vypracováno velké množství prací a odborných článků, zabývajících se problematikou oběhů, materiálům a ekonomikou provozu, bohužel se ale málokterou myšlenku podaří prosadit i mimo teoretickou rovinu. Z toho důvodu by nejspíš bylo největším přínosem uvedení komerčně dostupného turbosoustrojí a následné výstavby demonstračních zařízení pracujících s sCO₂ v energetickém oběhu, na kterých by se dala vyzkoušet skutečná ekonomika provozu a konkurenceschopnost, což by v případě pozitivního výsledku mohlo přilákat tolik potřebné investory. Dokud se tak nestane, je docela pravděpodobné, že tyto oběhy tak zůstanou i nadále pouze na papíře anebo ve zkušebnách vědeckých pracovišť.

7. Použité zdroje

- [1] IAEA, "Status of Small and Medium Sized Reactor Design," 2011.
- [2] DOSTÁL, V., DRISCOLL, M.J., HEJZLAR, P., A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors, Vols. MIT-ANP-TR-100, 2004.
- [3] D. WAGMAN, "NuScale Puts Single-Minded Focus on Small Modular Reactor," NuScale, 10 1 2013. [Online]. Available: <http://www.powermag.com/nuscale-puts-single-minded-focus-on-small-modular-reactor/?pagenum=1>. [Accessed 7 6 2017].
- [4] „Construction of CAREM underway," World Nuclear News, 2014. [Online]. Available: <http://www.world-nuclear-news.org/NN-Construction-of-CAREM-underway-1002144.html>. [Přístup získán 23 6 2017].
- [5] „KLT-40S Design Description," 2013.
- [6] „SMR Design Profile," Ux Consulting Company, [Online]. Available: https://www.uxc.com/smr/uxc_Library.aspx. [Přístup získán 15 6 2017].
- [7] „SMR Design Profile," [Online]. Available: https://www.uxc.com/smr/uxc_SMRDetail.aspx?key=KLT-40S. [Přístup získán 2 7 2017].
- [8] ZVEREVA, D. L., PAKHOMOV, N., POLNICHEV, I., „RITM-200 Reactor plant for the new generation universal icebreakers," Afrikantov OKB Mechanical Engineering, 2013.
- [9] D. INGERSOL, „NuScale," 2013.
- [10] „Společnost NuScale uvedla do provozu druhý simulátor malého modulárního reaktoru," AtomInfo.cz, 2017. [Online]. Available: <http://atominfo.cz/2017/05/spolecnost-nuscale-uedla-do-provozu-druhy-simulator-maleho-modularniho-reaktoru/>. [Přístup získán 15 6 2017].
- [11] J. SEO, „Small and Modular Reactor Development, Safety and Licensing in Korea," KEPCO, 2013.
- [12] „Skupina ÚJV představila Energy Well v Atlantě," ÚJV Řež, [Online]. Available: <https://www.ujv.cz/cs/aktuality/skupina-ujv-predstavila-energy-well-na-konferenci-v-atlante-11504>. [Přístup získán 10 5 2018].

- [13] „Mk1 PB-FHR Technology,“ Berkley Nuclear Engineering, 2015. [Online]. Available: <http://fhr.nuc.berkeley.edu/pb-fhr-technology/>. [Přístup získán 15 6 2017].
- [14] ZHIMIN, D., YANG, Z., KUN, Ch., „Thorium Molten Salt Reactors,“ Institute of Advanced Nuclear Energy, 2015.
- [15] „Moltex Energy,“ [Online]. Available: <http://www.moltexenergy.com>. [Přístup získán 15 6 2017].
- [16] „GEN IV International Forum,“ [Online]. Available: https://www.gen-4.org/gif/jcms/c_9260/public. [Přístup získán 2 7 2017].
- [17] O. BARTOŠ, Návrh oběhu s plynovou turbínou pro demonstrační jednotku systému ADTT, České vysoké učení technické v Praze, 2000.
- [18] J. HLAVOVÁ, Uzavřený oběh s CO₂ pro využití tepla z jednotky ADTT, České vysoké učení technické v Praze, 2001.
- [19] M. SUCHOPÁR, Příprava měření vlastností neutronového pole v okolí solného kanálu umístěného v aktivní zóně reaktoru LR-0 pomocí neutronové aktivační analýzy, KJR FJFI ČVUT v Praze, 2010.
- [20] K. MURTINGER, „Odsolování vody: Destilace, vymrazování, komprese a další,“ 2010. [Online]. Available: <https://www.nazeleno.cz/technologie-1/odsolovani-vody-destilace-vymrazovani-komprese-a-dalsi.aspx>. [Přístup získán 5 6 2017].
- [21] AHN, Y., SEONG, J. B., MINSEOK, K., „Review of supercritical co₂ power cycle technology and current status of research and development,“ Department of Nuclear and Quantum Engineering, Korea, 2015.
- [22] „VA3 S-CO₂,“ ÚJV Řež, [Online]. Available: <http://susen2020.cz/vyzkum/program-teo/va5-s-co2/>. [Přístup získán 2 7 2017].
- [23] VASQUEZPADILLA, R., TOO, Y. Ch., BENITO, R., „Exergetic analysis of supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with solar central receivers,“ 2016. [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191500392X>. [Přístup získán 15 6 2017].
- [24] P. MALONEY, „Toshiba ships turbine for NET Power supercritical CO₂ carbon capture plant,“ 2016. [Online]. Available: <https://www.utilitydive.com/news/toshiba-ships-turbine-for-net-power-supercritical-co2-carbon-capture-plant/429513/>. [Přístup získán 15 5 2017].

- [25] World Nuclear Association, „Small Nuclear Power Reactors,“ [Online]. Available: <http://www.world-nuclear.org/information-library/nuclear-fuel-cycle/nuclear-power-reactors/small-nuclear-power-reactors.aspx>. [Přístup získán 1 5 2017].
- [26] W. J. LEE, „The SMART Reactor,“ 2010.
- [27] J. MATTHEWS, “Small Modular Reactors – “The Real Nuclear Renaissance?”,” The University of Manchester, 2016.
- [28] MAGAN, B. H., DELMASTRO, D. F., „CAREM Project Status,“ [Online]. Available: <https://www.hindawi.com/journals/stni/2011/140373/>. [Přístup získán 16 5 2017].
- [29] KLIF, F., DALIBA, J., Jaderná energetika, České vysoké učení technické v Praze, 2002.
- [30] LIŠKA, A., NOVÁK, P., Kompresory, Praha: ČVUT, 1999.
- [31] R. O. MAZZI, “Why CAREM ?,” 2009.
- [32] J. NOŽIČKA, Termomechanika, České vysoké učení technické v Praze, 1998.
- [33] J. E. O'BRIEN, „Thermodynamics and Transport Phenomena in High Temperature Steam Electrolysis Cells,“ 2012. [Online]. Available: <http://heattransfer.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1450438>. [Přístup získán 15 6 2017].
- [34] R. O'HARE, „Tiny turbine that fits on your DESK runs on carbon dioxide - and it can produce enough energy to power a small town,“ Mail Online, 2016. [Online]. Available: <http://www.dailymail.co.uk/sciencetech/article-3535461/Tiny-turbine-fits-DESK-runs-carbon-dioxide-produce-energy-power-small-town.html>. [Přístup získán 13 5 2017].