

**Západočeská univerzita v Plzni
Fakulta elektrotechnická**

DISERTAČNÍ PRÁCE

**Inovativní energetické koncepce v současném
teplárenství**



**FAKULTA
ELEKTROTECHNICKÁ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI**

Disertační práce

k získání akademického titulu doktor v oboru

Elektroenergetika

Ing. Aleš Hromádka

**Inovativní energetické koncepce v současném
teplárenství**

Školitel: doc. Ing. Zbyněk Martínek, CSc.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem disertační práci vypracoval samostatně a použil jsem prameny, které cituji a uvádím v seznamu literatury. V předložené vědecké práci jsou použity obvyklé vědecké postupy.

V Plzni, 1. 8. 2020

.....
podpis

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu disertační práce panu doc. Ing. Zbyňku Martínkovi, CSc. a odbornému konzultantovi panu Ing. Martinovi Sirovému, Ph.D. za odborné a metodické vedení práce a cenné rady v průběhu studia. A dále bych rád poděkoval výrobnímu řediteli PITep panu Ing. Janu Skřivánkovi a vedoucímu provozu PITep panu Ing. Martinu Černíkovi za poskytnutá data a rady ohledně provozu PITep.

Prohlášení řešitele projektu

Prohlašuji, že v rámci projektu TK02030069, ve kterém byla zpracována tato disertační práce, bylo dosaženo předkládaných výsledků. Student se na těchto výsledcích podílel a to 100 %.

V Plzni, 1. 8. 2020

.....

Podpis

Anotace

Centrální teplárny jsou provozovány již desítky let s původní technologií. Určitá část těchto centrálních tepláren má instalovány protitlakové turbíny. Protitlakové turbíny nejsou v současnosti provozně udržitelné. Důvodem jejich neudržitelnosti je nemožnost provozu při nedostatečném tepelném požadavku a nedostatečná flexibilita výroby. Kondenzační turbíny obecně dosahují nižší kogenerační účinnosti, nicméně jsou provozně flexibilnější. Proto jsou preferovány pro současné teplárenské provozy. Kondenzační turbíny jsou schopny pracovat s libovolným tepelným požadavkem. Tato práce je zaměřena na inovace vedoucí k trvalé udržitelnosti a lepší flexibilitě protitlakových turbín. Hlavní inovační technologie je představen a zkoumán subkritický organický Rankinův cyklus a jeho možnost implementace do současného protitlakového cyklu. Implementace organického Rankinova cyklu umožňuje v případě nedostatečného tepelného požadavku generovat dodatečnou elektrickou energii a dodává protitlakové turbíně větší výrobní flexibilitu kogenerační výroby, což by mohlo být opravdu výhodné. To znamená, že provozní problémy protitlakových turbín mohou být odstraněny pomocí vhodné implementace organického Rankinova cyklu.

Klíčová slova

Protitlaková turbína; Kogenerační teplárna; Organický Rankinův cyklus; Syntéza cyklů; Inovativní topologie.

Abstract

Central cogeneration power plants have already been operated with original technologies for decades. Back pressure turbines have not currently been sustainable technology. Reasons of their unsustainability are operation impossibility during insufficient heat requirements and insufficient operational flexibility. Condensing turbines generally reach lower cogeneration efficiency. However, the turbines are more flexible in operation. Therefore, condensing turbines are preferred for current cogeneration power plants. Condensing turbines are able to work with any heat requirements. This thesis is mainly focused on innovations, which leads to sustainability and better flexibility of back pressure turbines. Main innovation technology is presented and investigated subcritical organic Rankine cycle and its possibility of implementation into current back pressure turbines. In case of insufficient heat requirements, the implementation of an organic Rankine cycle enables to generate added electric power and to ensure bigger flexibility of cogenerating production, which could be really beneficial. It means, that operational issues of back pressure turbines could be removed by suitable implementation of an organic Rankine cycle.

Keywords

Backpressure Turbine; Cogeneration Power Plant; Organic Rankine Cycle; Cycle Synthesis; Innovative Topology.

Obsah

1	ÚVOD.....	11
1.1	MOTIVACE	11
1.2	ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	13
1.3	CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	16
1.4	METODIKA PROVEDENÝCH ANALÝZ.....	16
2	POSOUZENÍ EKONOMIČNOSTI KOGENERAČNÍCH ZAŘÍZENÍ.....	18
2.1	ASPEKTY FLEXIBILNÍ VÝROBY ELEKTRINY V CENTRÁLNÍCH TEPLÁRNÁCH.....	18
2.2	ASPEKTY FLEXIBILNÍ VÝROBY TEPLA V SOUČASNÝCH TEPLÁRNÁCH.....	21
2.3	EKONOMICKÉ ASPEKTY SPALOVÁNÍ ALTERNATIVNÍCH PALIV	25
3	POSOUZENÍ SOUČASNÝCH TEPLÁRENSKÝCH TURBÍN	27
3.1	CENTRÁLNÍ TEPLÁRNY S INSTALOVANÝMI PT	27
3.2	CENTRÁLNÍ TEPLÁRNY S INSTALOVANÝMI KT	30
4	ANALÝZA VÝROBNÍ TECHNOLOGIE V PLTEP.....	32
4.1	HISTORIE CENTRÁLNÍ TEPLÁRNY PLTEP	32
4.2	SOUČASNÉ USPOŘÁDÁNÍ CENTRÁLNÍ TEPLÁRNY PLTEP	33
4.2.1	<i>Soustava kotlů K4, K5, K6 a PPK</i>	<i>34</i>
4.2.2	<i>Protitlaková turbína TG1</i>	<i>34</i>
4.2.3	<i>Kondenzační odběrová turbína TG2</i>	<i>38</i>
4.2.4	<i>Kondenzační odběrová turbína TG3</i>	<i>41</i>
5	ANALÝZA SOUČASNÝCH TRENDŮ V PLTEP	44
5.1	TRENDY SPALOVANÝCH PALIV V PLTEP.....	44
5.2	TREND VÝROBY TEPLA V PLTEP.....	46
5.3	TREND ELEKTRICKÉ VÝROBY V PLTEP	50
5.4	SOUČASNÉ TRENDY PROVOZU INSTALOVANÝCH TURBÍN V PLTEP	52
5.5	PROBLÉM PROTILAKOVÉ TURBÍNY TG1 SE SOUČASNÝMI TRENDY	57
6	ANALÝZA Odstávek PLTEP	59
6.1	HRUBÁ ANALÝZA Odstávek celé elektrárny	59
6.2	ANALÝZA SYSTÉMU PROPOJENÉHO SYSTÉMEM PPK	60
6.3	ANALÝZA SYSTÉMU NAPOJENÉHO NA SPK	68
7	ANALÝZA NÁVRHU ORC	72
7.1	SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ ORC	72
7.1.1	<i>Rozdělení kritických křivek pracovních medií pro ORC</i>	<i>74</i>
7.1.2	<i>Rozdělení ORC dle sklonů KK pracovních medií.....</i>	<i>75</i>
7.1.3	<i>Metodika výběru pracovního organického media pro ORC.....</i>	<i>77</i>
7.2	NÁVRH ORC PRO VYUŽITÍ RESIDUÁLNÍ ENERGIE PT (TG1 v PLTEP)	79
7.2.1	<i>Výběr pracovního media pro ORC</i>	<i>79</i>
7.2.2	<i>Návrh expandéru pro ORC.....</i>	<i>80</i>
7.2.3	<i>Návrh výměníků tepla pro ORC.....</i>	<i>81</i>
7.2.4	<i>Návrh oběžného čerpadla pro ORC</i>	<i>83</i>

7.2.5	Současný vývoj trendů návrhu ORC.....	88
7.2.6	Finální návrh ORC pro modelování.....	89
7.2.7	Implementace ORC do protitlakového cyklu a jeho funkce.....	90
8	MODELOVÁNÍ TECHNOLOGICKÝCH ČÁSTÍ PLTEP	92
8.1	METODIKA MODELOVÁNÍ TERMODYNAMICKÝCH CYKLŮ	92
8.1.1	Parní kolektor.....	92
8.1.2	Jednostupňová turbína	93
8.1.3	Tepelný výměník	95
8.1.4	Napájecí nádrž.....	96
8.1.5	Čerpadlo	96
8.1.6	Okrajové podmínky.....	98
8.1.7	Mechanismy řízení a regulace v termodynamických modelech.....	98
8.2	MODELOVÁNÍ VYBRANÝCH TECHNOLOGICKÝCH ČÁSTÍ PLTEP	99
8.2.1	Model cyklu TG1	99
8.2.2	Model ORC s pracovním médiem R-600a	103
8.2.3	Model syntézy cyklu TG1 a ORC bez tepelného požadavku.....	105
8.2.4	Model syntézy cyklu TG1 a ORC s částečným tepelným požadavkem	107
8.2.5	Model cyklu TG2	109
8.2.6	Model cyklu TG3	112
8.2.7	Dílčí závěry popisu termodynamických modelů	115
9	HLAVNÍ DOSAŽENÉ VÝSLEDKY	118
9.1	PŘÍPADOVÁ STUDIE IMPLEMENTACE ORC DO CYKLU TG1 V PLTEP	118
9.1.1	Motivace případové studie.....	118
9.1.2	Respektování účinnosti kotlů, ZO1	120
9.1.3	Analýza účinnosti a produkční charakteristiky cyklu s TG1	120
9.1.4	Analýza účinnosti a produkční charakteristiky cyklu s TG2	122
9.1.5	Analýza účinnosti a produkční charakteristiky cyklu TG1 a ORC.....	125
9.1.6	Srovnání účinností předchozích analýz pro různé scénáře	128
9.2	TECHNICKOEKONOMICKÁ ANALÝZA VARIANT PROVOZŮ TG1+ORC.....	129
9.2.1	Srovnání kogeneračního provozu TG1+SUKO, TG2 a TG1+ORC1 ..	130
9.2.2	Srovnání elektrické výroby TG1+SUKO a TG1+ORC1	135
9.2.3	Srovnání nominálního provozu TG1+ORC2 a TG2.....	138
10	ZÁVĚR	146
10.1	HLAVNÍ PŘÍNOSY PRÁCE.....	146
10.2	PERSPEKTIVNÍ SMĚRY DALŠÍHO VÝZKUMU.....	148
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A INFORMAČNÍCH ZDROJŮ	149
	SEZNAM PUBLIKACÍ VZTAHUJÍCÍCH SE K DISERTAČNÍ PRÁCI	152
	OSTATNÍ PUBLIKACE A VÝSTUPY STUDENTA.....	153

Seznam zkratek

BT – blokový trh

CH₄ – metan

ClaRa+ - Clausius Rankine cycles

CO₂ – oxid uhličitý

CZT – centrální zásobování teplem

ČNTO – čerpadlo ze systému NTO

ČR – Česká republika

Dymola – Dynamic Modeling Laboratory

ELTO – extra lehký topný olej

ES – elektrizační soustava

FM – frekvenční měnič

g - gravitační zrychlení

GWP – Global Warming Potential – potenciál zhoršení globálního oteplování

K1, K2 a K3 – horkovodní kotle v PITep

K4 a K5 – granulační kotle pro PPK v PITep

K6 – fluidní kotel pro PPK v PITep

K7 – fluidní kotel pro SPK v PITep

KČ – kondenzační čerpadlo

KO1 – Kondenzátor pro TG2 v PITep

KT – kondenzační odběrová turbína

KVET – kombinovaná výroba elektrické energie a tepla

NČ – napájecí čerpadlo

NN – napájecí nádrž

NPSH – čistá sací výška

$NPSH_{pp}$ - požadovaná sací výška

NTO, VTO – NT regenerativní ohřívák, VT regenerativní ohřívák

LiBr – bromid lithný

LTO – lehký topný olej

ODE – Ordinary Differential Equations – obyčejné diferenciální rovnice

ODP – Ozone Depletion Potential – potenciál vzniku ozonových děr

OKO – denním trhu s elektrickou energií

ORC – organický Rankinův cyklus

PCM – materiály s fázovou změnou

$P_{\check{c}CHV}$ - Příkon čerpadla chladící vody v ORC

P_{dod} – Dodatečný příkon pro měření a regulaci ORC

PItep – Plzeňská Teplárenská a.s.

$P_{o\check{c}ORC}$ – Příkon oběhového čerpadla v ORC

$P_{ORCbrutto}$ – Svorkový výkon generátoru ORC

$P_{ORCnetto}$ – Čistý výkon ORC po odečtení vlastní spotřeby

PPK a SPK – primární a sekundární parní kolektor v PITep

PpS – podpůrné služby

PS – přenosová soustava

PT – protitlaková turbína

PT – palivová trasa

$P_{TG1netto}$ – Čistý výkon TG1 po odečtení vlastní spotřeby

P_{TZ} – Tepelný výkon z paliva tepelného zdroje cyklu TG1

PV – primární vzduch

P_{VS} – Příkon vlastní spotřeby

PZV – poměr zpětného výkonu

R11 - trichlorofluoromethan

R114 - dichlorotetrafluoroethan

R-1234yf - tetrafluoropropen

R125 - pentafluoroethan

R134a - tetrafluoroethan

R-170 - etan

R22 – chlorodifluoromethan

R227ea - heptafluoropropan

R-245fa - hexafluoropropan

R-290 - propan

R32 – difluorometan

R40 – methylchlorid

R407c – R-32/125/134a (23/25/52) – v závorce poměr látek

R600a – isobutan

R-601a – isopentan

R717 - amoniak

R728 – dusík
R744 – oxid uhličitý
RO – regulovaný odběr
RS – redukční stanice na snižování parametrů páry v PITep
RV – rychlozávěrný ventil
ŘJ – řídicí jednotka
ŘS – řídicí systém
SK – spalovací komora
SKO – směsný komunální odpad
SKŘ – systém kontroly a řízení
SM – spalovací motor
SUKO – suchý mechanický kondenzátor (dry mechanical condenser)
ŠO1,2,3 a 4 – špičkové ohříváky v PITep
TAP – tuhé alternativní palivo
TC – tlakový celek kotle
TES – tepelné energetická úložiště
TG1 – protitlaková turbína v PITep s nominálním el. výkonem 70 MWe
TG2 – kondenzační odběrová turbína v PITep s nominálním el. výkonem 67 MWe
TG3 – kondenzační odběrová turbína v PITep s nominálním el. výkonem 13,5 MWe
TUV – teplá užitková voda
VDT – vnitrodenním trhu
VT – vyrovnávací trh s regulační energií
VT, NT – nízkotlakový, vysokotlakový
VTV – vysokotlakový ventil
ZEVO – zařízení na energetické využití směsného komunálního odpadu Chotíkov
ZO1 – základní ohřívák pro TG1 v PITep
ZO2 – základní ohřívák pro TG2 v PITep
ZP – zemní plyn
ŽP – životní prostředí
 ρ - hustota media v kapalném stavu
 Δh - rozdíl výšek čerpadla a kondenzátoru
 η_{ORC} – Účinnost ORC vztažená k tepelnému výkonu z PPK
 $\eta_{TG1+ORC}$ – Elektrická účinnost syntézy cyklů TG1 a ORC

1 Úvod

Současné kogenerační zařízení nabízejí efektivní využití primární energie pro výrobu elektrické energie, tepla, ale i chladu. Většina současných tepláren spaluje fosilní paliva, biomasu, popř. jejich kombinaci. Účinnost elektrické výroby současných kogeneračních zařízení bývá od 25 % do 35 % dle typu provozovaného tepelného motoru, spalovaného paliva, spalovací technologie atd.

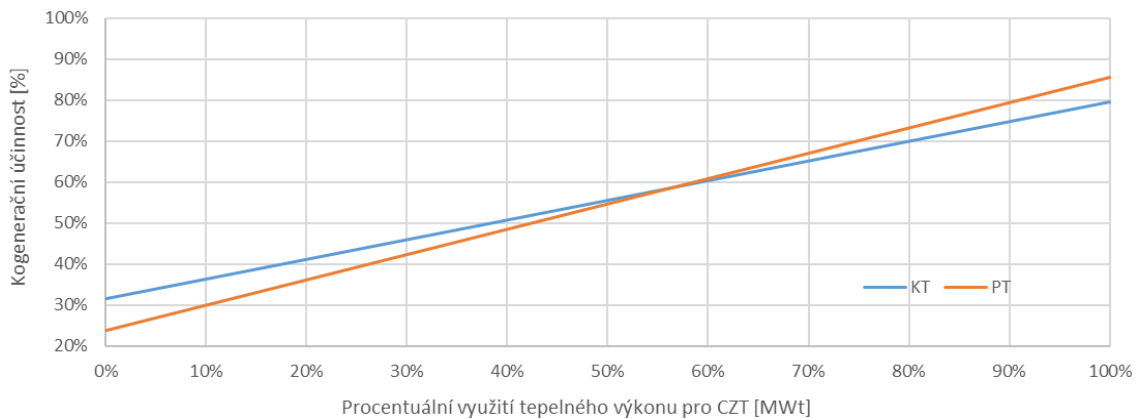
Využitelné teplo může být odebráno v podobě technologické páry nebo horké vody pro vytápění CZT, resp. výrobu chladu v absorpčních jednotkách. Residuální teplo za tepelným motorem je odebráno pro základní ohřev CZT. Při stavech nedostatečného tepla pouze ze základního ohřevu musí být využita část technologické páry pro špičkový ohřev CZT. Celková kogenerační účinnost současných provozovaných zařízení dosahuje až 90 % při splnění optimálních podmínek.

Většina kogeneračních zařízení je schopna flexibilně měnit svůj elektrický výkon. Což souvisí s faktem, že jsou současná kogenerační zařízení často provozovány pro krytí denního diagramu zatížení. Jinými slovy kogenerační zařízení jsou schopny se podílet na podpůrných službách (PpS) pro elektrizační soustavu (ES). Poskytování PpS bývá spojeno s vyššími výnosy z elektrické výroby, a tedy i lepší ekonomičností provozu.

Z hlediska velikosti kogeneračního zařízení existují výkonnostně menší decentralizované kogenerační jednotky a výkonnostně větší centrální teplárny, které zásobují teplem rozsáhlejší městskou zástavbu. Tato práce bude zaměřena především na centrální teplárny a jejich možnosti zlepšení z hlediska současných teplárenských trendů.

1.1 Motivace

V současných centrálních teplárnách jsou instalovány dva typy tepelných motorů, kterými se budeme v této práci zabývat. Těmito typy jsou protitlakové turbíny (PT) a turbíny kondenzační odběrové (KT). Každá z těchto turbín má specifické výhody a nevýhody pro teplárenské provozování. Hlavní výhodou PT je vyšší kogenerační účinnost cca o 7 % při dostatečném tepelném požadavku viz Obr. 1.1, což nelze zajistit celoročně. Na druhou stranu výhodou KT je vyšší kondenzační účinnost tzn. při nízkém využití tepelné energie viz Obr. 1.1. Kondenzační účinnost KT při nulovém tepelném požadavku je o cca 8,5 % lepší než u PT. Zlomový bod, kdy se začíná měnit výhodnost provozování obou turbín je cca při 57 % využití tepelné energie pro CZT viz Obr. 1.1.



Obr. 1.1 Srovnání kogeneračních účinností při nominálním výkonu zdroje

Většina starších centrálních tepláren má obvykle instalovány PT, které mají problém s flexibilitou provozu především v letních měsících kvůli nedostatečnému tepelnému odběru. Tepelný odběr bývá během roku dosti proměnlivý, což souvisí s faktem, proč starší teplárny musí být často výrobně omezovány. Na druhou stranu celoročně bývá určitý požadavek na elektrickou výrobu, který musí být naplněn. Zmíněný požadavek jen málokdy odpovídá výhodným provozním podmínkám PT. Navíc náhlé změny výroby PT vždy vyvolávají snížení celkové účinnosti. Zmíněné snížení účinnosti je ještě umocněno v případě nedostatečného tepelného odběru, kdy PT dosahují ještě nižší celkové kogenerační účinnosti.

Typické problémy tepláren s PT jsou:

- omezené možnosti uložení tepelné energie,
- problém se zajištěním dostatečného tepelného odběru především v letní sezóně,
- špatná flexibilita elektrické výroby pro ekonomický provoz,
- špatná flexibilita a celková účinnost především v letní sezóně.

Výše zmíněné problémy PT definují současný trend centrálních tepláren, že KT jsou preferovány pro provoz v současných centrálních teplárnách. KT sice dosahují nižší kogenerační účinnosti cca o 6 až 7 %, nicméně mají velice flexibilní elektrickou i tepelnou výrobu. Při nízkém tepelném odběru může být KT provozována v kondenzačním provozu, což u samotné PT není možné.

Důvodem, proč nemůže být PT provozována v kondenzačním provozu, souvisí s faktem, že na výstupu z PT není kondenzátor jako v případě KT, ale základní ohřívač. V základním ohřívači musí být pro kondenzaci oběhového média předáno teplo do CZT. V případě, kdy tepelný požadavek CZT není dostatečný pro uchlazení oběhového média, musí být PT omezována nebo dokonce odstavena Tzn., že není možné PT uchlazení bez

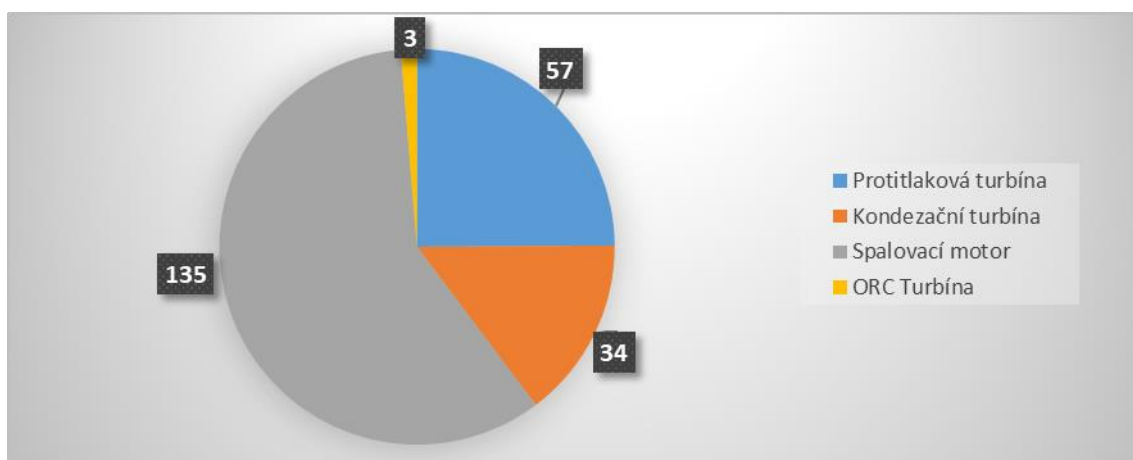
dodatečných zařízení. Dodatečné zařízení pro uchlazení PT při nedostatku tepelného odběru může být např. suchý mechanický kondenzátor (SUKO), který je tvořen soustavou elektrických ventilátorů. Tyto ventilátory emitují residuální teplo jdoucí z PT do ovzduší. Tento proces je však ztrátový a obvykle nedokáže uchládit nominální provoz PT při nízkém tepelném odběru.

PT mají v současnosti problémy s výrobními trendy, a navíc je často neefektivní PT provozovat. Nicméně, existují i určité inovativní alternativy technologií pro uchlazení PT, které by mohly současný problémový stav PT výrazně zlepšit. Residuální teplo za PT má termodynamické parametry využitelné pro základní ohřev CZT resp. 1,2 bar a cca 105°C. Tyto parametry jsou také využitelné v určitých typech organických Rankinových cyklů (ORC). [1][18], [2], [3], [4], [5] Hlavní myšlenka práce je implementace ORC za PT pro eliminaci jejich problémů se současnými produkčními trendy.

V praxi tzn., že při dostatečných tepelných požadavcích bude PT provozována v kogeneračním provozu a při nedostatečných tepelných požadavcích může být provozována syntéza PT a ORC s účinností o cca 0,8 až 2,8 % nižší, než má KT. Tato syntéza v podstatě eliminuje současné nevýhody PT.

1.2 Analýza současného stavu poznání

Na základě informací o provozovaných teplárnách v ČR viz [6], [7] byla vytvořena následující analýza. V ČR je v současnosti provozováno 229 kogeneračních tepelných motorů. Elektrické výkony se pohybují od několika stovek kWe po desítky MWe. Kogenerační tepelné motory jsou v ČR instalovány ve 102 kogeneračních zařízeních. Instalovaný výkon všech kogeneračních zařízení v ČR činí cca 3 GWe. Na Obr. 1.2 je vyobrazeno rozložení podle jednotlivých typů kogeneračních tepelných motorů v ČR.



Obr. 1.2 Počet provozovaných typů turbín v kogenerační výrobě v ČR

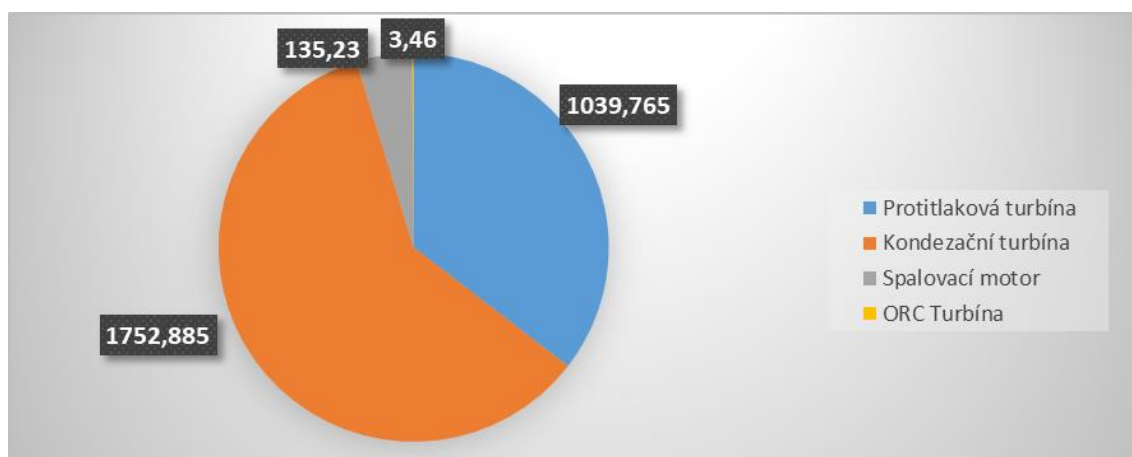
Nejvíce provozovaných kogeneračních tepelných motorů (135) je typu spalovací motor (SM). SM mají své instalované výkony od stovek kWe po jednotky MWe. Jedná se spíše o menší kogenerační zařízení, které jsou relativně flexibilní v rámci kogenerační výroby. Palivem SM je nejčastěji zemní plyn (ZP), popř. lehké topné oleje (LTO).

Druhý nejpočetnější kogenerační tepelný motor (57) v ČR jsou PT. PT byly historicky instalovány v centrálních teplárnách větších měst, kde byl předpokládán dostatečný tepelný odběr. Nicméně, v současnosti jsou PT pro svou silnou závislost na tepelném odběru a nízkou výrobní flexibilitu ne příliš preferovány viz kap. 3.1. Instalované elektrické výkony PT se pohybují od jednotek do desítek MWe. Největší PT v ČR, která je v současnosti v provozu, je turbína TG1 v PITep s výkonem 70 MWe.

Další kogenerační tepelné motory co do počtu (34) jsou KT. Instalované elektrické výkony KT odpovídají úrovňově elektrickým výkonům PT. KT mají podstatně lepší výrobní flexibilitu, což je důvodem, proč jsou KT výrobně preferovány viz kap. 3.2.

Posledním typem kogeneračních tepelných motorů provozovaných v ČR jsou ORC turbíny. ORC turbíny jsou specifické tím, že zde se nejedná o klasický parovodní cyklus jako v případě PT nebo KT. V rámci ORC je jako oběhové médium použita organická látka obvykle s nižší teplotou varu, než má voda. Tzn., že v ORC může být využito teplo o nižších termodynamických parametrech než pro parovodní cykly viz kap. 7.1.

V roce 2013 bylo instalováno 17 aplikací ORC. Většina aplikací ORC byla výkonově do 50 kWe. Nicméně v ČR existují také tři aplikace ORC, které mají relativně vyšší instalované výkony. Poprvé byla aplikace ORC (1 MWe) použita v ČR v Teplárně Třebíč, kde byl 2. června 2005 spuštěn zkušební provoz. Dále byla spuštěna ORC aplikace (0,6 MWe) v Teplárně Trhové Sviny, která byla spuštěna v listopadu roku 2005. Poslední větší aplikace ORC (1,86 MWe) v ČR je provozována v Teplárně Žatec. [7]



Obr. 1.3 Instalovaný elektrický výkon všech kogeneračních turbín v ČR

Na Obr. 1.3 je vyobrazeno rozdělení instalovaného elektrického výkonu v jednotlivých typech kogeneračních tepelných motorech provozovaných v ČR.

Nejnižší instalovaný elektrický výkon mají dle očekávání ORC turbíny, které jsou provozovány v ČR pouze tři. Zbytek aplikací ORC je velmi malých a zanedbatelných. Souhrnný instalovaný výkon tří velkých ORC aplikací je cca 3,46 MWe. [7]

Druhý nejnižší instalovaný elektrický výkon mají SM, které jsou instalovány v menších decentrálních kogeneračních jednotkách. Navzdory tomu že, jsou početně nejvíce zastoupeny, jejich instalované elektrické výkony jsou podstatně nižší než u centrálních tepláren. Souhrnný instalovaný výkon SM je pouze 135,23 MWe.

Teplárenské turbíny se středními výkony, resp. do 18 MWe, byly identifikovány PT. Celkový elektrický instalovaný výkon v PT v ČR je cca 1040 MWe. Nicméně PT mají podstatně vyšší elektrické výkony než předchozí zmíněné typy tepelných motorů.

V průměru největší instalovaný elektrický výkon na turbínu je dosahován u KT a to cca 52 MWe. Tomu odpovídá i jejich celkový instalovaný elektrický výkon 1752,885 MWe, který je zároveň nejvyšší instalovaný elektrický výkon v určitém typu kogeneračního tepelného motoru navzdory jejich nižšímu počtu (34).

Z analýzy současného stavu lze usuzovat že, do budoucna bude preferována decentralizovaná výroba, kde jsou preferovány SM, popř. plynové spalovací turbíny. Nově vzniklé decentralizované kogenerační jednotky jsou moderní a optimalizované pro současné trendy. Tzn., že u nich není příliš prostoru pro inovace a zlepšení.

Nicméně ve větších městech jsou stále provozovány centrální teplárny, které jsou provozovány několik desítek let se staršími PT nebo novějšími KT. Vzhledem k vysoké kogenerační účinnosti a relativně dobré ekonomičnosti provozu centrálních tepláren je vysoce pravděpodobné, že většina z nich bude i nadále zachována v provozu. Nicméně, jejich výrobní technologie bude muset být pravděpodobně do budoucna inovována, a to především u centrálních tepláren s PT. Inovacemi PT se rozumí odstranění jejich nevýhod z hlediska výrobních trendů. Základní filozofie zmiňovaných trendů je maximální flexibilita energetického zdroje při minimální ztrátě účinnosti. Lze tedy předpokládat, že starší centrální teplárny s PT jsou stále aktuální téma a má proto smysl se jimi dále zabývat z hlediska možných inovací.

1.3 Cíle disertační práce

Hlavním cílem práce je ukázat, že PT mohou v syntéze s ORC fungovat velmi efektivně a zároveň být v podstatě nezávislé na tepelných požadavcích CZT, jako je tomu u KT. V současné době může být za PT využito SUKO, které umožňuje částečně kondenzační provoz, nicméně elektrická účinnost s využitím SUKO je nízká. Cílem inovativní topologie je využít vývodu PT pro SUKO a připojit jej na ORC, který umožní vyrábět dodatečnou elektrickou energii v době nedostatku tepelných požadavků CZT. Tímto opatřením lze zvýšit flexibilitu výroby PT a zároveň lze zvýšit elektrickou účinnost PT při kondenzační výrobě. Užitečnost implementace ORC do teplotního cyklu s PT bude ukázána na cyklu TG1 v PITep.

Pro potvrzení všech předpokladů týkajících se syntézy PT + ORC budou provedeny následující analýzy:

- posouzení ekonomičnosti centrálních tepláren pro demonstrování výhodnosti jejich provozu pro elektrickou síť a CZT,
- posouzení teplotních turbín PT a KT pro určení jejich výhod a nevýhod,
- analýza výrobní technologie v PITep, na kterou bude práce dále zaměřena,
- analýza výrobních trendů PITep a predikce budoucího vývoje,
- analýza odstávek PITep pro ověření robustnosti výrobních technologií v PITep,
- návrh ORC do syntézy s PT včetně výběru pracovního média,
- modelování technologických částí PITep včetně syntézy PT + ORC,
- případová studie včetně implementace ORC do cyklu TG1,
- technickoekonomická analýza syntézy cyklů TG1 + ORC pro ukázání přínosů a ekonomické návratnosti ORC pro syntézu.

1.4 Metodika provedených analýz

Většina provedených analýz je založena na reálných datech z PITep.

Posouzení ekonomičnosti je založeno na rešení všech ekonomických nástrojů pro současné centrální teplárny viz kap. 2.

Posouzení teplotních turbín je založeno na funkci obou zkoumaných turbín viz kap. 3.

Analýza výrobní technologie PITep je založena na informacích o současné topologii PITep. Je zde popsáno veškeré výrobní zařízení PITep viz kap. 4.

Analýza současných provozních trendů PITep je založena na datech elektrické a tepelné výroby v letech 2015 – 2017. Jsou zde odhadnuty výrobní tendence výrobě pro budoucí provoz viz 5.

Analýza odstávek PITep je založena na datech odstávek v PITep za roky 2003, 2004 a období 2013 - 2017. Příčiny odstávek jsou vykresleny do dvou Pareto analýzami viz kap. 6.

Návrh ORC pro syntézu s cyklem TG1 je založený informacích z několika vědeckých článků, které byly nedávno publikovány, a informacích od firmy Turboden, která se specializuje na výrobu subkritických ORC viz kap. 7.

Modelování technologických částí PITep včetně syntézy PT a ORC je realizováno v simulačním prostředí Dymola pomocí upravené modelové knihovny ClaRa+. Data pro verifikaci všech termodynamických modelů jsou získána z provozních dat a bilančních schémat provozovaných turbín v PITep viz kap. 8.

Případová studie implementace ORC do cyklu TG1 je založena na získaných výsledcích, analytických výpočtech a termodynamických modelech. Případová studie představuje syntézu cyklů TG1 + ORC a zdůrazňuje výhody syntézy v teplárenství.

Poslední je provedena technickoekonomická analýza, kde jsou řešeny dvě varianty ORC a také pomyslná návratnost ORC při předpokládané míře jeho využití do budoucna viz kap. 9.

2 Posouzení ekonomičnosti kogeneračních zařízení

V této kapitole jsou identifikovány aspekty ekonomičnosti v kogeneračních zařízeních. Existuje zde rozdílnost mezi ekonomičností provozu menších decentralizovaných jednotek a větších centrálních tepláren. Menší decentralizované jednotky nemají výraznější problémy se současnými výrobními trendy a stejně tak ani ekonomičností provozu. Na druhou stranu centrální teplárny jsou v tomhle ohledu komplikovanější, a proto jsou dále podrobněji rozebrány aspekty ekonomičnosti provozu centrálních tepláren.

2.1 Aspekty flexibilní výroby elektřiny v centrálních teplárnách

V současnosti se nacházíme ve velmi dynamicky se rozvíjejícím světě. Stejně jako roste světová populace, rostou také nároky na výrobu elektrické energie. S rostoucí spotřebou elektrické energie samozřejmě musí také růst její výroba. Navíc západní evropské státy zejména Německo se rozhodlo jít cestou hůře predikovatelných obnovitelných energetických zdrojů, jako jsou solární nebo větrné elektrárny. Což znamená, že ostatní energetické zdroje zejména klasické tepelné elektrárny a teplárny budou muset být provozovány s větší flexibilitou v elektrické výrobě pro pokrytí výkyvů způsobených právě obnovitelnými energetickými zdroji.

Mimo jiné pravděpodobně dojde k zavření všech jaderných elektráren na území Německa do roku 2022, což vytvoří velký propad v instalovaném výkonu celé Evropy, který bude muset být kryt ostatními energetickými zdroji. [10]

Výše zmíněné informace úzce souvisí se současným trendem v teplárenství, kterým je decentralizace výroby a menší a flexibilnější zdroje z hlediska kogenerační výroby pro efektivnější využití primární energie. Výhodou menších kogeneračních či trigeneračních zdrojů je samozřejmě fakt, že elektrická energie vyrobená v určitém místě může být v tomtéž místě spotřebována a není třeba ji někam složitě a ztrátově přenášet. Obdobná situace platí i pro výrobu tepla, která pak může odpovídat pouze krytí tepelných požadavků, resp. požadavků na chladicí výkon v případě trigenerace.

Nicméně starší vzniklé centrální teplárny s PT nebo novější teplárny s KT mají v energetickém mixu ČR velice důležitou roli. Jejich rolí je fungovat jako tzv. polo špičkové energetické zdroje, které mají dostatečné instalované výkony a zároveň jsou schopny dobře regulovat elektrickou výrobu pro pokrytí denního diagramu zatížení.

Většina centrálních tepláren se účastní trhů s elektrickou energií, a to včetně poskytování PpS pro společnost ČEPS a.s. PpS se dělí na: [11]

- Automatickou regulaci frekvence (FCP).
- Automaticky ovládaný proces obnovy frekvence a výkonové rovnováhy (aFRP).
- Kladné zálohy regulace výkonové rovnováhy s manuální aktivací v 15 minut (mFRR15+).
- Záporné zálohy pro regulaci výkonové rovnováhy s manuální aktivací do 15 minut (mFRR15-).

Pro všechny PpS jsou certifikace, které umožňují příslušné teplárně poskytovat danou PpS. Za poskytování PpS je teplárna placena, což je ekonomicky výhodné. [12]

Další ekonomicky výhodná aktivita spojená s polo špičkovými energetickými zdroji je tedy účast na trzích s elektrickou energií, která je zajišťována společností ČEPS a.s. pomocí obchodního elektronického portálu MMS-ČEPS. [11]

Jednotlivé velkoobchodní trhy s elektrickou energií se dále dělí: [13]

- Neorganizovaný trh (pomocí bilaterálních dohod) – dva účastníci trhu se vzájemně domluví na obchodu. Tyto obchody musí být oznámeny operátorovi trhu v určitém čase před sjednaným obchodem. Nevýhodou tohoto obchodování může být hledání partnera, se kterým je nutné se dohodnout na podmínkách.
- Organizovaný trh – účastníci trhu mají pouze jednu protistranu a to burzu. Burza trh řídí, nastavuje pravidla a zajišťuje finanční vypořádání obchodů. Obchody probíhají na principu aukce, kdy do uzávěrky účastníci trhu podávají nabídky a poptávky, poté se aukce vyhodnotí jako průsečík nabídkové a poptávkové křivky. Obchody mohou probíhat i průběžně, kdy jsou nabídky a poptávky párovány okamžitě. [13]
- Dlouhodobý trh – zajišťuje pro účastníky ceny elektrické energie v dlouhodobém horizontu. Kontrakty jsou typu: futures, forwards, opce nebo CfD (Contracts for Difference). [13]
- Krátkodobý trh – Zde se obchoduje s elektrickou energií v horizontu hodin až dní. Krátkodobý trh se dále dělí na: [13]
 - Blokovaný trh – zde jsou obchodovány specifické dodávky: Base (základní zatížení), Peak (vykrývání špiček) nebo Off-Peak (mimo špičku).

- Denní trh – zde se obchoduje dodávka na den dopředu. Obchod probíhá formou 24 aukcí pro každou hodinu dne. Výsledkem aukce je výsledná cena a zobchodované množství energie za hodinu.
- Vnitrodenní trh – zde je obchodována dodávka v daný den minimálně hodinu předem. Na tomto trhu jsou obchodovány neplánované nedostatky nebo přebytky. Obchody zde probíhají formou průběžného obchodování.
- Vyrovnávací trh – zde existuje centrální poptávka/nabídka, kterou řídí provozovatel PS, uzavírá se 15 minut před začátkem dodávky a provozovatel PS zde může nakupovat regulační energii.

Obchodování s elektrickou energií může mít mnoho podob. Nicméně základem je vyrobit tolik, kolik bylo prodáno, resp. odebrat tolik, kolik bylo koupeno. [13]

Cena elektrické energie v současnosti bývá ovlivňována regulatorními zásahy. Někteří provozovatelé dostávají v rámci elektrické výroby různé dotace. Tito výrobci mohou tak prodávat elektrickou energii pod cenou, čímž tlačí ceny silové elektřiny dolů. Nicméně konečný odběratel platí více místo za silovou elektřinu za regulační služby. [13]

Výše popsané možnosti se týkají pouze vnitrostátních obchodů, pro přeshraniční obchody musí být uvažována také tzv. přeshraniční kapacita. Infrastruktura většiny národních přenosových soustav je dostačující pro provozovanou zemi, nicméně při propojení s ostatními zeměmi nemusí být vždy dostačující pro přeshraniční obchody. Proto je nutné k přeshraničním obchodům kupovat také přenosovou kapacitu přenosových cest do místa odběru. Cílem EU je vytvořit jednotný denní trh napříč celou Evropou. Současná sdružená oblast pracující propojeně je od Portugalska po Finsko. [13]

Pro centrální teplárny je obchodování na velkoobchodních trzích ekonomicky velice výhodné. Existuje paušální zisk za poskytování podpůrných služeb a část elektrické energie může být tak obchodována za garantovanou cenu v rámci dlouhodobých smluv. Zbytek energie může být obchodován v rámci krátkodobých trhů za ještě lepší cenu. Všechny zmíněné aktivity přispívají lepší ekonomičnosti provozu a jsou důvodem, proč je žádoucí zajistit co nejvíce flexibilní kogenerační výrobu, která umožňuje nárůst a pokles výkonu při únosné ztrátě na primární energii.

2.2 Aspekty flexibilní výroby tepla v současných teplárnách

Mimo elektrickou energii teplárny vyrábějí také teplo pro pokrytí tepelných požadavků CZT. Vyrobené teplo může být využito buď to v podobě technologické páry, nebo ve formě horké vody pro vytápění, popř. pro absorpční chlazení. [8], [9]

Výroba páry může být realizována dvěma způsoby. První způsob je, že vyrobená přehřátá pára v kotlích je částečně expandována ve VT dílu turbíny pro výrobu elektrické energie a po částečné expanzi jsou termodynamické parametry páry odpovídající technologickým účelům. Druhý způsob výroby je, že pára je přímo z kotle vedena do redukční stanice, kde jsou sníženy termodynamické parametry na technologicky využitelné. Redukce páry znamená ztrátu primární energie, proto je tato varianta méně využívána. Výhoda odběru páry bývá většinou ve stálosti, protože odběr technologické páry bývá nasmlouván. Další využití má technologická pára v topném období, kdy atmosférická teplota poklesne pod nulu. V tomto případě může být technologická pára využita ve špičkovém ohřevu, který zvyšuje teplotu horké vody pro CZT. [8], [9]

Druhá varianta využití vyrobeného tepla je tedy horká voda pro CZT nebo absorpční chlazení. Teplo pro CZT bývá vyrobeno pomocí základního ohřevu, který může být umístěn na výstupu PT nebo v posledním regulovaném odběru KT. Pokud pro ohřátí na dostatečnou teplotu v CZT nedostačuje základní ohřev lze, jak již bylo zmíněno, využít špičkový ohřev. Nicméně v rámci vytápění je nutné zmínit, že tepelné požadavky jsou silně závislé na atmosférické teplotě. Logicky čím nižší je atmosférická teplota, tím vyšší jsou tepelné požadavky. Existují dvě periodicky se opakující období z hlediska tepelných požadavků, a to topné a mimo topné období. Zatímco, v topném období jsou tepelné požadavky obvykle vysoké, v mimo topném období jsou až na ohřev užitkové vody relativně nízké. Jinými slovy, zatímco požadavky pro topné účely bývají záležitostí topné sezóny, poptávka po ohřevu užitkové vody a využití technologické páry bývá celoročně poměrně stálé [8], [9]

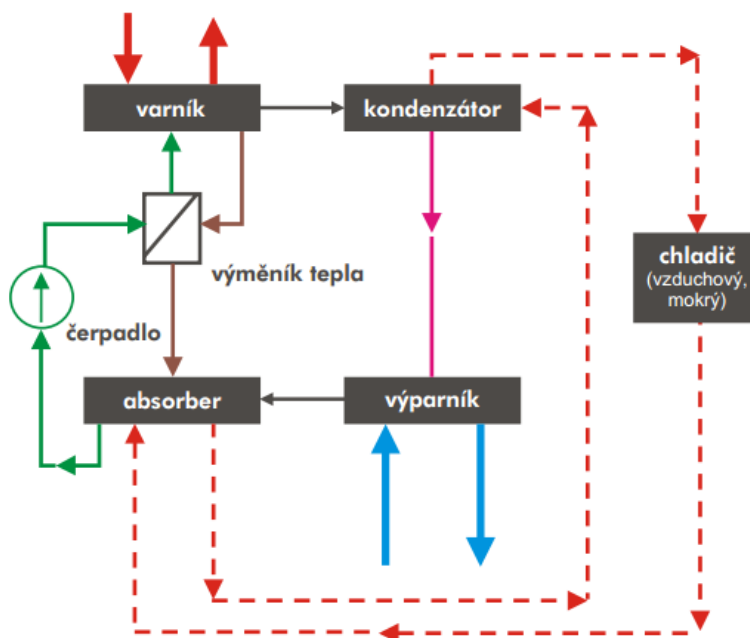
Definice topného období je stanovena vyhláškou MPO č.194/2007 Sb., která definuje topné období jako období od 1. září do 31. května následujícího roku. Důležitá je v této vyhlášce průměrná teplota venkovního vzduchu, která definuje začátek a konec dodávky tepelné energie. V případě, že venkovní teplota klesne ve dvou dnech jdoucích po sobě pod +13 °C a zároveň není očekáváno zvýšení teploty nad +13 °C v následujícím dni, začíná dodávka tepelné energie skrze centrální vytápění. V případě, že v topném období naopak venkovní teplota vzroste nad +13 °C ve dvou dnech po sobě a zároveň

není očekáváno snížení teploty pod +13 °C, dodávka tepelné energie skrze centrální vytápění je pozastavena a při opětovném poklesu průměrné venkovní teploty je opět obnovena. Průměrná denní teplota venkovního vzduchu je definována jako jedna čtvrtina součtu venkovních teplot měřených ve stinném prostředí za vyloučení vlivu všech okolních ploch sálajícího tepla v 7, 14 a dvakrát v 21 hodin. [8], [16]

Tepelné požadavky jsou proto v průběhu roku značně kolísavé. Z čehož vyplývá, že teplárny musí reagovat na kolísání tepelných požadavků flexibilní výrobou tepla nebo musí být vyrobené teplo využito jinak. [1], [17]

Flexibilní provoz teplárny je závislý na provozované výrobní technologii. V případě provozu KT nebývá s výrobní flexibilitou problém. Na druhou stranu centrální teplárny s využitím PT obvykle mívají problém s dosažením dostatečné výrobní flexibility. Flexibilní provoz tepláren souvisí opět s určitou ztrátou primární energie, což snižuje celkovou účinnost provozu. [1], [17]

Residuální teplo u PT v mimo topném období může být využito pomocí dodatečných zařízení. První takové zařízení mohou být absorpční chladiče. Teplo je zde využito ve varníku pro vypaření chladiva z absorbentu. Základní princip absorpčního chlazení je popsán viz Obr. 2.1. [1], [9]



Obr. 2.1 Princip absorpčního chlazení používaného v PT a.s. [20]

Vysvětlivky: „modrá“ - chladicí látka, „zelená“ – bohatý roztok, „hnědá“ – chudý roztok, „červená plná“ – topná látka, „červená přerušovaná“ – chladicí kondenzační látka, „fialová“ – zkondenzované chladivo.

Absorbent je smísen s rozpuštěnými párami chladiva. Tato směs je nazývána „bohatý roztok“. „Bohatý roztok“ je čerpán do varníku, kde je přívodem tepla z CZT odpařeno chladivo z absorbentu. Absorbent se v tu chvíli stává „chudým roztokem“ a je vrácen přes výměník do absorbéru. Ve výměníku je použito teplejšího „chudého roztoku“ k přehřátí „bohatého roztoku“. Plynné chladivo je vedeno do kondenzátoru, kde je chladivu odebráno teplo chladicí kondenzační látkou. Zkondenzované kapalně chladivo je vedeno do výparníku, čímž se uzavírá chladicí oběh. Absorbentem bývá nejčastěji LiBr pro nad nulové chlazení, resp. NH₃ pro pod nulové chlazení. Jako chladicí kondenzační látka se obvykle využívá voda. [9]

Do absorpční chladicí jednotky je dodáno jako teplo z CZT a také elektrická energie cca 1-2 kWe pro pohon čerpadla na 100 kW_{ch}. Účinnost takového chladicího systému bývá obvykle mezi 70 % - 75 %. [9]

V případě, že je instalován dostatek chladicího výkonu v absorpčních jednotkách lze i v mimo topném období využívat určité teplo. Avšak poptávka po chladu je opět variabilní, analogicky jako u tepelné poptávky v topném období. Poptávka po chladu je opět závislá venkovní teplotě, nicméně zde je tomu přesně naopak. Což logicky znamená, že s vyšší venkovní teplotou poptávka po chladu roste. Absorpční chladiče umožňují využití residuálního tepla pro výrobu chladu, což může být ekonomicky velmi zajímavé, protože výroba chladu tímto způsobem mívá o 10 % až 15 % nižší spotřebu elektrické energie než provoz klasické klimatizace. [15]

Dalším zařízením k využití residuálního tepla mohou být tepelná energetická úložiště (TES). TES mohou uchovat teplo obvykle od několika hodin, až po několik měsíců. V případě zvýšené tepelných požadavků může být TES využito jako dodatečný základní ohřev pro CZT. Většina současných TES instalovaných ve světě je založeno na principu materiálů s fázovou změnou (PCM). [1], [21]

Avšak existují tři technologie, které mohou uchovat nízko potenciálové teplo (tzn. do 120 °C): [1], [21]

- hydratované soli (uložení tepla s teplotami od 7 °C do 117 °C),
- organické materiály (uložení tepla s teplotami od 1 °C do 167 °C),
- přechodové pevné materiály (uložení tepla s teplotami od 40 °C do 180 °C).

Optimální návrh TES musí respektovat několik základních požadavků: [19]

- celková tepelná kapacita TES,
- velikost, tvar a objem TES,

- tepelné ztráty a maximální doba udržení tepla,
- účinnosti přenosu tepla.

Nicméně nejdůležitější požadavek aplikace TES je samozřejmě maximální využitelná tepelná kapacita, která bývá úměrná investičním nákladům. [22]

Využití TES v teplárenství má následující výhody: [21]

- možnosti uložení velkého množství tepla (80–500 Wh/l, 80–250 Wh/kg),
- žádný negativní dopad na ŽP,
- nízké tepelné ztráty (dle kvality tepelné izolace 0,05 - 1 % za den),
- nízké investiční náklady (3-60 USD/kWh),
- relativně dlouhá doba životnosti cca 10 až 30 let.

Užití TES má ale také určité limity: [21]

- nízká tepelná účinnost (30 až 60 % v závislosti na době uložení tepla),
- špatné dynamické vlastnosti (doba odezvy obvykle bývá minuty a hodiny).

V centrálních teplárnách existuje hned několik možností, jak TES využít. Nicméně, v každé TES by muselo být dostatečně velké (až několik GWh), aby bylo schopné pokrýt vyrobené teplo za několik hodin. Při špatném návrhu TES rapidně ubývá jeho efektivita.

Poslední zde prezentovaná možnost využití residuálního tepla, mohou být termochemické přeměny biomasy. Nejčastější využití residuálního tepla bývá v současnosti sušení dovezené biomasy. Nicméně, existují i další možnosti využití residuálního tepla jako: [23]

- destilace – (bioetanol),
- pyrolýza – (dřevěné uhlí),
- zplynění – (dřevo plyn).

Všechny termochemické procesy mimo sušení obvykle vyžadují poněkud vyšší termodynamické parametry, než které jsou dostupné residuálním teplem. Druhým limitačním faktorem může také být značná spotřeba biomasy a její lokální nedostatek.

Většina zmíněných možností může částečně řešit problém s kolísáním tepelných požadavků. Nicméně, žádná z variant není schopná zcela vyřešit tento problém. Vhodnou kombinací zmíněných možností bychom mohli sice úplně vyřešit tento problém, ale za cenu nemalých investičních nákladů. Na druhou stranu využití absorpčních chladičů, popř. využití TES by bylo pravděpodobně přínosné pro lepší ekonomičnost provozu.

Při kogenerační výrobě PT jsou vhodné termodynamické parametry páry na výstupu NT dílu pro základní ohřev CZT. Nicméně je také nutné, aby toto teplo cyklu PT odebrat pro zkondenzování páry na vodu. Jinými slovy odběr tepla je pro provoz PT nezbytný, což je problém při krytí variabilních tepelných požadavků. [17]

Na druhou stranu při kogenerační výrobě KT jsou termodynamické parametry na výstupu nejnižší možné a nedá se jich dále využít pro vytápění. Nicméně, vhodné termodynamické parametry pro základní ohřev mohou být odebrány z posledního RO obvykle v NT dílu. Tím pádem KT nabízí větší flexibilitu kogenerační výroby. [17]

Prodej tepla je samozřejmě ekonomicky výhodná aktivita. Průměrná cena tepla s centrálních tepláren se v současnosti pohybuje cca 615 Kč za GJ dodaného tepla. [11]

2.3 Ekonomické aspekty spalování alternativních paliv

Nyní bude rozebrána problematika zisku státních dotací tzv. „zelených bonusů“ na spalování alternativních paliv při výrobě elektrické energie. Spalování čistého uhlí má řadu nevýhod, a proto se přistupuje k různým alternativám, které jsou zvýhodněny dotací, což motivuje teplárny těchto alternativních paliv využívat. Lepší výkupní cena elektrické energie je spojena se ziskem „zelených bonusů“. Výkupní ceny elektrické energie spalováním alternativních paliv jsou uvedeny v Tab. 2.1.

Tab. 2.1 Výkupní ceny a „zelené bonusy“ při spalování alternativních paliv [24]

Druh výroby	Výkupní cena elektrické energie při spalovaných různých paliv		
	Kategorie paliva	Výkupní cena [Kč/MWh]	Zelený bonus [Kč/MWh]
Výroba elektrické energie spolu spalováním biomasy a dalších zdrojů energie s výjimkou komunálního odpadu v procesu vysokoúčinné kogenerační výroby	S1, DS1	3 380	2 250
	S2, DS2	2 240	1 110
	S3, DS3	1 040	0
	P1, DP1	3 650	2 520
	P2, DP2	2 510	1 380
	P3, DP3	1 310	180
Výroba elektrické energie spalováním komunálního odpadu nebo spolu spalováním komunálního odpadu s dalšími zdroji energie	-	1 720	590
Výroba elektrické energie spalováním čisté biomasy	O1	3 900	2 770
	O2	3 200	2 070
	O3	2 530	1 400
Výroba elektrické energie spalováním čisté biomasy ve stávajících výrobnách	O1	2 830	1 700
	O2	2 130	1 000
	O3	1 460	330
Výroba elektrické energie spalováním čisté biomasy v nových výrobnách elektřiny nebo zdrojích	O1	3 263	2 133
	O2	2 251	1 121
	O3	1 245	115

Mezi kategorie spalování zvýhodněné „zeleným bonusem“ patří: [24]

O – kategorie spalování nebo zplyňování čisté biomasy.

S – kategorie spolu spalování biomasy a neobnovitelného zdroje.

P – kategorie paralelního spalování biomasy a neobnovitelného zdroje.

DS – kategorie spolu spalování biomasy a druhotného zdroje.

DP – kategorie paralelního spalování biomasy a druhotného zdroje.

Mezi kategorie biomasy patří: [8]

1 – cíleně pěstované plodiny

2 – poškozené dřevo z polomu

3 – staré stavební dřevo

Z Tab. 2.1 vyplývá, že spalování a spolu spalování jakéhokoliv typu biomasy dává ekonomicky smysl. Druhý pohled na spalování a spolu spalování biomasy může být, že se jedná o obnovitelný zdroj, který zatěžuje ŽP pouze emisemi CO₂. Navíc pevným produktem spalování biomasy je popel, který lze využít druhotně jako hnojivo a spalování biomasy není zatíženo emisními povolenkami. [8]

Drobná nevýhoda spalování biomasy bývá ve vysoké vlhkosti obsažené v surové biomase, což souvisí s její nízkou výhřevností. Biomasu je nutné před spalováním vysoušet. Běžné druhy spalované biomasy jsou slámové pelety, dřevní štěpka. [8]

Slámové pelety jsou ideálním palivem, které má nízký obsah vlhkosti, vysokou výhřevnost a minimální odpad. Navíc mohou být spalovány i spolu spalovány s uhlím v libovolném kotli. Nicméně drobným problémem bývá jejich nízká dostupnost. [8]

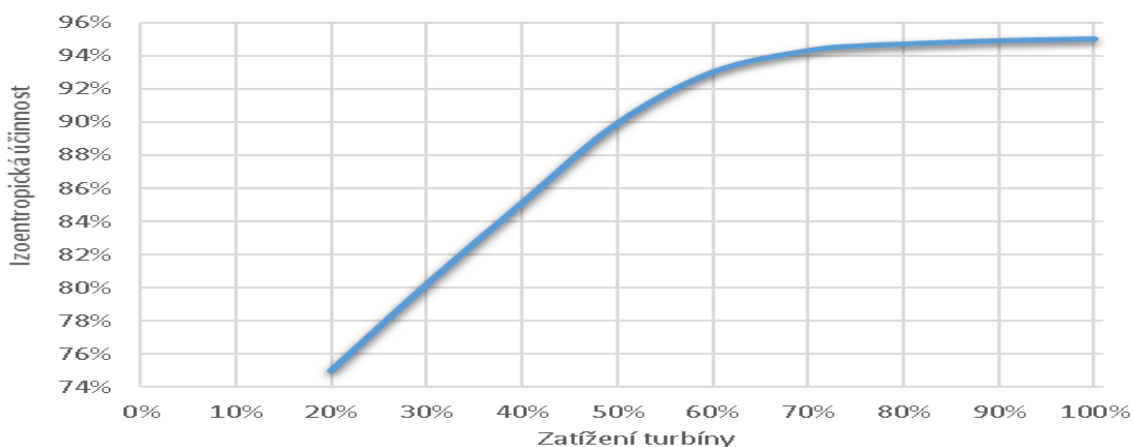
Druhou běžnou biomasou je dřevní štěpka, která je vlastně surové lesní dřevo rozmělněné na jemnou štěpku. Štěpka se vyznačuje vysokým obsahem vlhkosti, kterou je nutné vysoušet. Po vysušení má štěpka srovnatelnou výhřevnost jako hnědé uhlí. Dřevní štěpka může být spalována pouze ve fluidním kotli. Při spalování štěpky v granulačním kotli má dřevní štěpka tendenci se nalepovat na stěny kotle a vytvářet tak taveninu, která se zvětšuje, až kotel ucpe. [8]

3 Posouzení současných teplárenských turbín

Jak již bylo zmíněno kogenerační zařízení lze rozdělit na decentralizované jednotky a centrální teplárny. Menší decentralizované jednotky spalující ZP, LTO nebo biomasu jsou nejpočetnější teplárenskou technologií v ČR, viz Obr. 1.2. Decentralizované jednotky dokáží flexibilně pokrývat lokální potřeby kogenerační výroby a zároveň jsou velmi aktuální a optimalizované pro současné trendy bez jakýchkoliv zásahů.

Oproti tomu centrální teplárny mají se současnými trendy problém. Proto nyní budou rozebrány vlastnosti teplárenských turbín PT a KT v rámci současných trendů. [17]

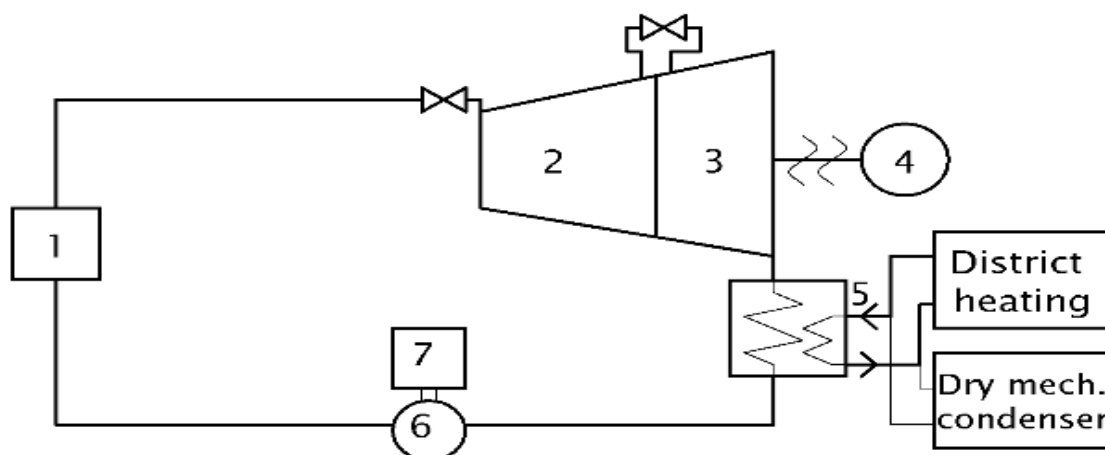
Isoentropické účinnosti obou turbín samozřejmě korespondují s obecnou křivkou účinnosti při procentuálním zatížení viz Obr. 3.1.



Obr. 3.1 Obecný trend poklesu účinnosti při procentuálním zatížení turbíny [25]

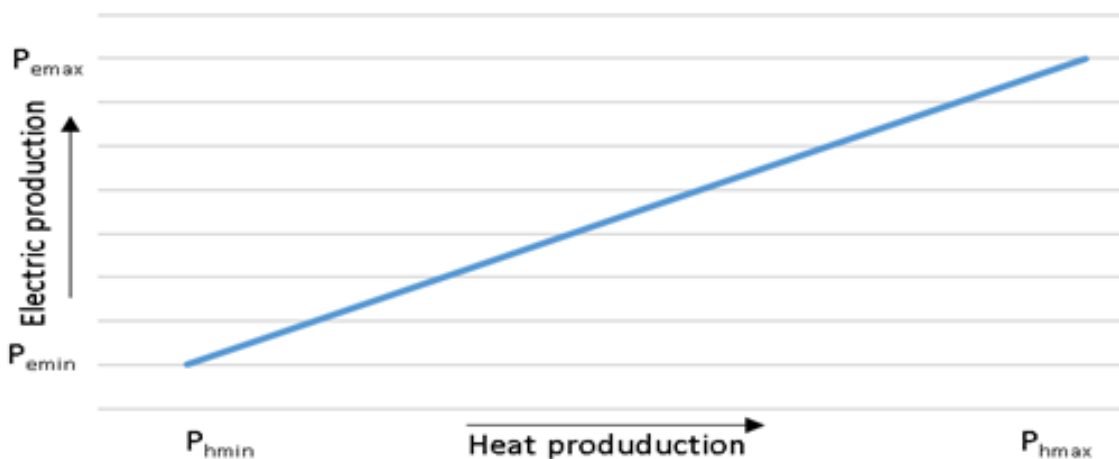
3.1 Centrální teplárny s instalovanými PT

Termodynamický cyklus s PT viz Obr. 3.2 bude nyní popsán: [17]



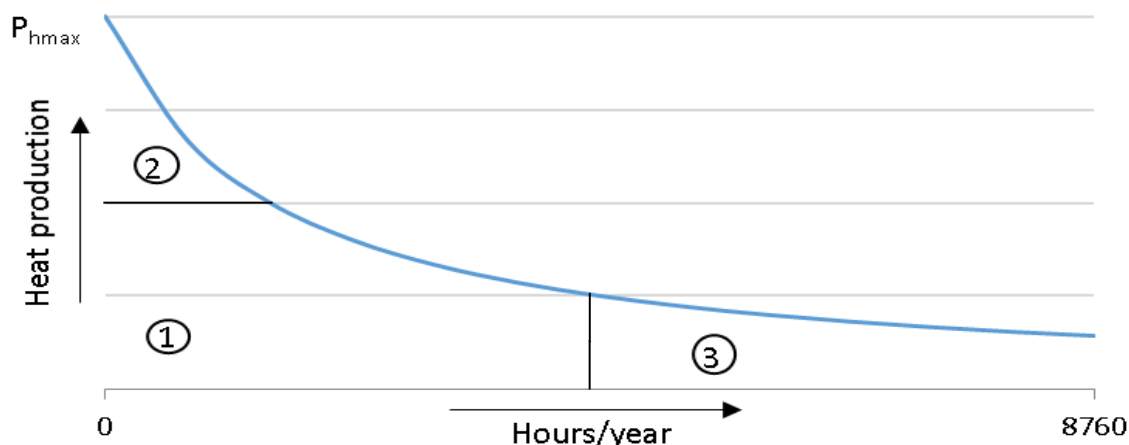
Obr. 3.2 Zjednodušené schéma cyklu s PT [1], [8], [9], [17]

V kotli (1) je spalováno palivo. Uvolněné teplo z paliva je přeneseno stěnou výparníku do demineralizované vody, což je běžné oběhové médium. Médium je v kotli vypařeno a přehřáto na kritické termodynamické parametry využitelné VT díl PT (2). Přehřátá pára expanduje ve VT dílu PT (2) a vytváří mechanickou práci. Dále jde pára do NT dílu PT (3), kde expanduje pára s nižším tlakem opět na mechanickou práci. Souhrnná mechanická práce roztáčí elektrický generátor (4), který vyrábí elektrickou energii. Regenerativní ohřev, který je běžně využit pro zvýšení účinnosti PT, nebyl v tomto zjednodušeném schématu uvažován. Z NT dílu PT (3) vychází pára s užitečnými termodynamickými parametry pro vytápění cca 105 °C a 1,2 bar v základním ohříváku (5) pro CZT. Ze základního ohříváku (5) může být předáno teplo obsažené v páře do CZT nebo do SUKO, kde je teplo vyzářeno do atmosféry. Primární úkol základního ohříváku (5) je kondenzace páry za NT dílem PT. Ze základního ohříváku (5) teče zkondenzovaná voda do napájecího čerpadla (6), které je řízeno frekvenčním měničem (7). Napájecí čerpadlo (6) čerpá vodu opět do kotle (1), čímž se PT cyklus uzavírá. [8], [9]



Obr. 3.3 Produkční charakteristika PT [1], [8], [17]

Na Obr. 3.3 je vyobrazena idealizovaná závislost kogenerační výroby PT. Výrobní závislost PT je lineární. Jinými slovy vyrobená elektrická energie je přímo úměrná vyrobenému teplu. Z výrobní závislosti PT plyne její hlavní nevýhoda, kterou je nízká výrobní flexibilita. [8], [17]



Obr. 3.4 Podíl krytí tepelných požadavků PT [8], [17]

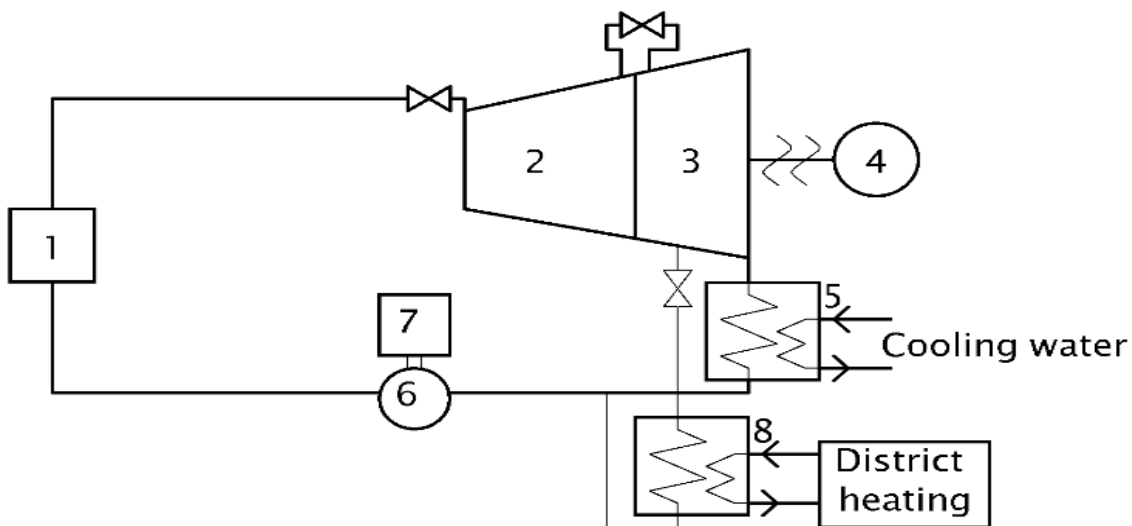
Na Obr. 3.4 ukazuje možnost krytí hypotetických tepelných požadavků cyklu s PT. Rozsah tepelných požadavků, které mohou být kryty samotnou PT (oblasti 1). Avšak v průběhu roku nastávají také období, kdy krytí tepelných požadavků pouze PT není dostatečné (oblast 2) a musí být kryty i dalšími zdroji tepla např. špičkovým ohřevem. Na druhou stranu mimo topné období nastává často situace, kdy jsou tepelné požadavky natolik nízké, že už nemohou být kryty PT (oblasti 3). Období 3 souvisí s druhou nevýhodou PT, což je omezení výroby PT až polovinu možné provozní doby. [8], [17]

Mimo nevýhody, které limitují využitelnost PT do budoucna, má PT několik výhod, Mezi výhody PT patří vyšší kogenerační účinnost za optimálních podmínek cca 86 % a za reálných podmínek cca 75 %. Další výhodou je, PT nemá žádný problém s kavitací v NT dílu PT, protože termodynamické parametry na výstupu nejsou natolik nízké, aby se pára dostala do mokrého stavu. [1], [8], [9], [17]

Starší teplárny s instalovanými PT jsou z hlediska současných trendů problematické především v dosažení dostatečné výrobní flexibility. Nedostatek flexibility se projevuje hlavně mimo topné období, kdy nejsou dostatečné tepelné požadavky. Mimoto má PT také problém mimo topné období s elektrickou účinností vlivem větších tepelných ztrát. Zmíněné nevýhody jsou hlavní důvody, proč se budeme dále v této disertační práci zabývat inovacemi, které budou zaměřeny zejména na zlepšení nevýhod PT instalovaných ve starších centrálních teplárnách. [1], [17]

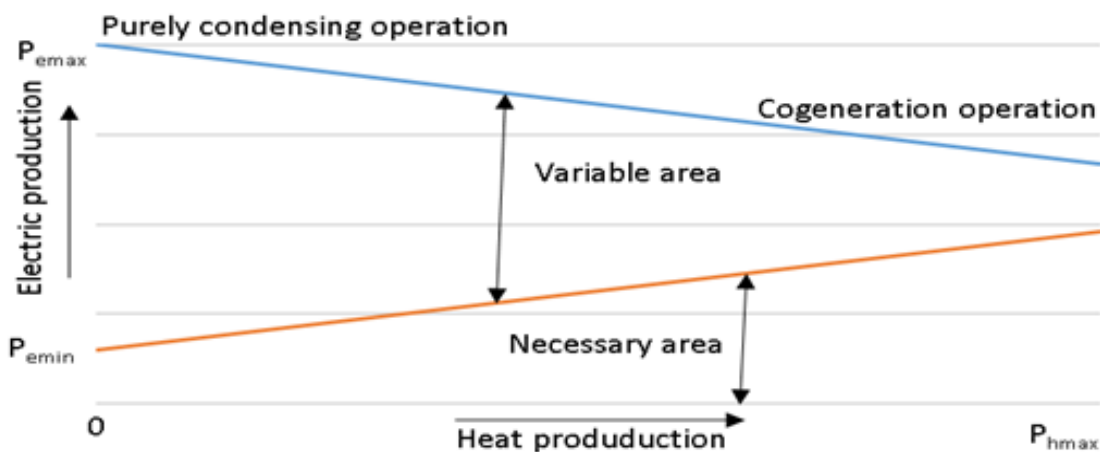
3.2 Centrální teplárny s instalovanými KT

Termodynamické cykly s KT jsou v současnosti preferovanou variantou pro centrální teplárny. Výhodou KT je lepší výrobní flexibilita, než má cyklus PT. Princip cyklu s KT je ukázán na Obr. 3.5: [17]



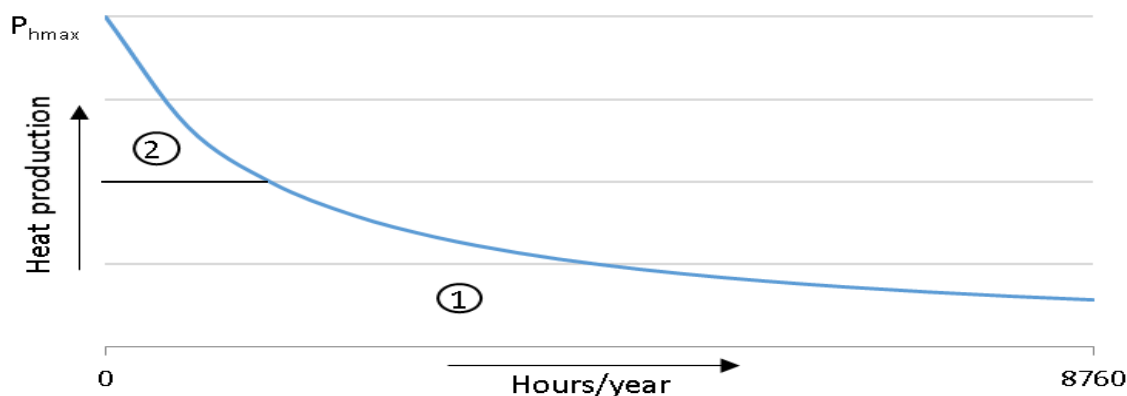
Obr. 3.5 Zjednodušené schéma cyklu s KT [17]

Princip cyklu s KT je podobný jako s PT s několika rozdíly. Hlavní rozdíl je, že z NT dílu KT (3) jde pára o nízkých parametrech závislých na atmosférické teplotě např. 35 °C a 10 kPa do kondenzátoru (5). Úkolem kondenzátoru (5) je opět zkondenzovat celý objem páry za KT. U KT je odběr tepla realizován odbočkou z posledního regulovaného odběru z KT. V kondenzačním provozu je pára z posledního odběru KT vedena do NTO, kde zvyšuje elektrickou účinnost. Avšak v kogeneračním provozu KT je tato pára vedena do základního ohříváku (8), kde opět předává teplo do centrálního vytápění. Samozřejmě to je spojeno se snížením elektrické účinnosti v kogeneračním provozu. [8], [17]



Obr. 3.6 Obecná produkční charakteristika KT [1], [17]

Obr. 3.6 ukazuje produkční charakteristiku KT. Jedná se o odlišnou charakteristiku oproti PT. Rozdíl je především výrobní flexibilitě KT. KT může vyrábět v celém rozsahu své flexibilní oblasti („Variable area“). V případě nulového tepelného požadavku může být KT provozována v čistě kondenzačním provozu, což je u PT nemožné. Flexibilita KT je její největší výhodou oproti PT. [1], [17]



Obr. 3.7 Podíl krytí tepelných požadavků KT [8], [17]

Na Obr. 3.7 je ukázána další výhoda KT. KT může být provozována po celý rok bez výrobních omezení. KT je schopná pokrývat i oblast při nízkých tepelných požadavcích, čemuž odpovídá oblast 1. Nicméně i zde stávají období, kdy maximální dosažitelný tepelný výkon KT není dostatečný tepelným požadavkům, viz oblast 2. Oblast 2 obdobně jako u PT musí být kryta za pomoci dalších zdrojů tepla (např. špičkovými ohříváky). [8]

KT má řadu nesporných výhod, které z KT činí výhodnější turbínu, než je PT. Nicméně, její kogenerační účinnost nedosahuje při vyšších tepelných požadavcích tak vysokých hodnot jako PT. Naopak čistě kondenzační provoz u KT dosahuje elektrické účinnosti až 33 %. Kogenerační provoz KT dosahuje za optimálních podmínek účinnosti cca 80 % a za reálných podmínek cca 72 %. [8]

Modernější centrální teplárny s instalovanými KT samozřejmě nejsou zcela v souladu s moderním konceptem decentralizace výroby. Nicméně, dosahují vysoké výrobní flexibility a mohou se účastnit energetických trhů, což činí jejich provoz ekonomicky velice výhodným.

4 Analýza výrobní technologie v PITep

PITep byla vybrána pro tuto práci především z důvodu rozmanitosti provozovaných teplárenských technologií. Tato teplárna patří společnosti Plzeňská teplárenská a.s., jejímž většinovým vlastníkem je město Plzeň, vznikla dne 1. 1. 1994 zapsáním do obchodního rejstříku. PITep je největším výrobcem energií nejen na území města Plzně, ale i v Plzeňském kraji. [8], [9]

4.1 Historie centrální teplárny PITep

Historie PITep se začala psát roku 1976, kdy byly v rámci první výstavbové etapy zbudovány tři horkovodní roštové kotle K1, K2 a K3 (3x35MWt). Bohužel tyto kotle už jsou v současnosti zastaralé a neefektivní. Jejich neefektivnost spočívá v nedostatečné dynamice náběhu, a především v tom, že jsou pouze horkovodní, resp. nemohly být využity v rámci výroby KVET. To je také důvod, proč byl kotel K1 roku 2005 zbourán a kotle K2 a K3 by měli být v nejbližší době vyměněny za plynový kotel pro vykrývání špičkových tepelných požadavků. Lze je tedy označit za dosluhující technologii. Kotle K2 a K3 nejsou v současnosti téměř využívané pouze při náhlém výpadku novější technologie v topném období nebo při enormním tepelném požadavku z CZT. V rámci dalšího šetření K1, K2 a K3 nebudeme uvažovat. [8]

Druhá výstavbová etapa PITep proběhla v roce 1985. V rámci druhé etapy byly postaveny dva granulační kotle K4 a K5 každý s tepelným výkonem 128 MWt, které současně zásobovaly přehřátou páru primární parní kolektor PPK. Z PPK byla přehřátá pára vedena na vstup TG1 s původním jmenovitým výkonem 55MWe. TG1 měla pro teplárnu dvě hlavní funkce: [8]

- Teplo bylo částečně transformováno v TG1 na mechanickou práci hřídele, kterou je poháněn elektrický generátor – výroba elektrické energie. [8]
- Zbylá teplo na výstupu TG1 mělo termodynamické parametry cca 105 °C a 1,2 bar, což je využitelné pro základní ohřev dálkového vytápění. [8]

Cyklus TG1 obsahuje tedy místo kondenzátoru na výstupu základní ohřívák ZO1 viz kap. 3.1. V případě nedostatečného tepelného výkonu ze ZO1 měla PITep dále možnost využití dvou špičkových ohříváků ŠO1,2, do kterých mohla být vedena sytá pára z PPK přes redukční stanici RS nebo z VT dílu TG1. Samozřejmě využití ŠO1,2 zvyšovalo tepelný výkon na úkor výroby elektrické energie, což znamenalo drobné zhoršení elektrické účinnosti TG1. [8]

Třetí výstavbová etapa v PITep proběhla v roce 1999. Ta zahrnovala výstavbu dalšího kotle s cirkulující fluidní vrstvou K6 s tepelným výkonem 135MWt a TG2 s nominálním výkonem 67 MWe v kondenzačním provozu resp. 50 MWe v provozu KVET. Dále byl vybudován také kondenzátor KO1 a k němu přidružené chladicí věže, základní ohřívák ZO2 a špičkový ohřívák ŠO3. Mimo to byla také konstrukčně upravena TG1, u které byl navýšen nominální elektrický výkon z 55 MWe na 70 MWe, což také odpovídá současnému stavu TG1. [8]

Všechny nově implementované části byly paralelně propojeny s druhou výstavbovou etapou. Což znamená, že kotle K4, K5 a K6 dodávají přehřátá páru do PPK. Přehřátá pára z PPK může být vedena k TG1 i TG2 nebo do redukční stanice. [8]

Roku 2003 se začala v PITep spalovat první biomasa. V rámci prvních pokusů se 24. 6. 2003 spálilo ve fluidním kotli K6 prvních 30 tun dřevní štěpky smíšené s hnědým uhlím. [8]

V roce 2007 byla zprovozněna první sušící linka 7 t/hod. na biomasu. [8]

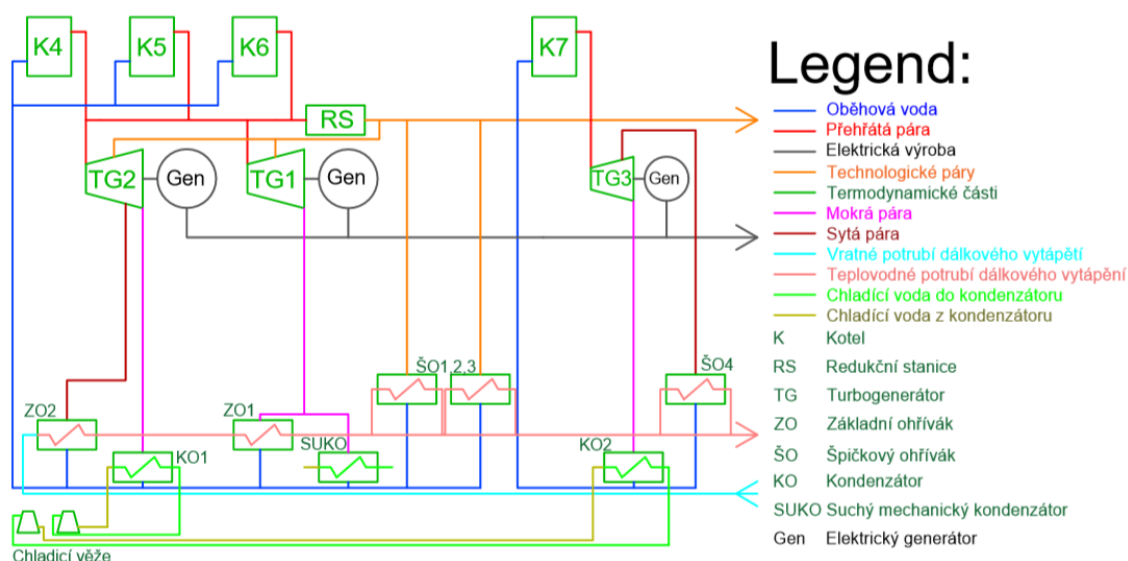
Roku 2008 byla zahájena již čtvrtá etapa výstavby, která zahrnovala tzv. „zelený blok“ a v roce 2010 byla tato etapa dokončena. Ta zahrnovala druhý fluidní kotel K7, který je speciálně upraven pro spalování čisté biomasy s tepelným výkonem 38,5 MWt a k němu přibyla menší kondenzační odběrová turbína TG3 s nominálním výkonem 13,5 MWe. Tento tzv. „zelený blok“ pracuje separátně od zbývajících teplárenské technologie a je provozován od svého spuštění v čistě kondenzačním provozu. Jinými slovy má vlastní sekundární parní kolektor (SPK). Důvodem provozování kontinuálního čistě kondenzačního provozu jsou vysoké státní dotace na elektrickou výrobu z obnovitelných zdrojů, mezi které patří biomasa. Nicméně v případě změny dotační politiky ČR, i zde je možná do budoucna kogenerační výroba. [8]

V roce 2010 si PITep zřídila druhou sušící linku na biomasu především pro K7. Tato sušící linka má výkon 14 tun/hod. Obě postavené sušící linky využívají nízko potenciálové teplo ze spalovacího procesu v PITep. [8]

4.2 Současné uspořádání centrální teplárny PITep

V centrální teplárně proběhly do současnosti čtyři výstavbové etapy, viz kap. 4.1. Ty uvedly do provozu oba zmíněné typy teplárenských turbín, viz kap. 3.1 a kap. 3.2. TG1 v PITep je největší protitlakovou turbínou provozovanou v ČR. Na základě podobnosti jmenovitých výkonů TG1 (70 MWe) a TG2 (67MWe) jsme schopni je mezi sebou porovnávat z hlediska klíčových aspektů teplárenské výroby. [8], [9]

Na Obr. 4.1 je ukázáno kompletní schéma centrální teplárny PITep. Toto schéma ukazuje všechny klíčové teplárenské komponenty, které byly již zmíněny v kap. 4.1.



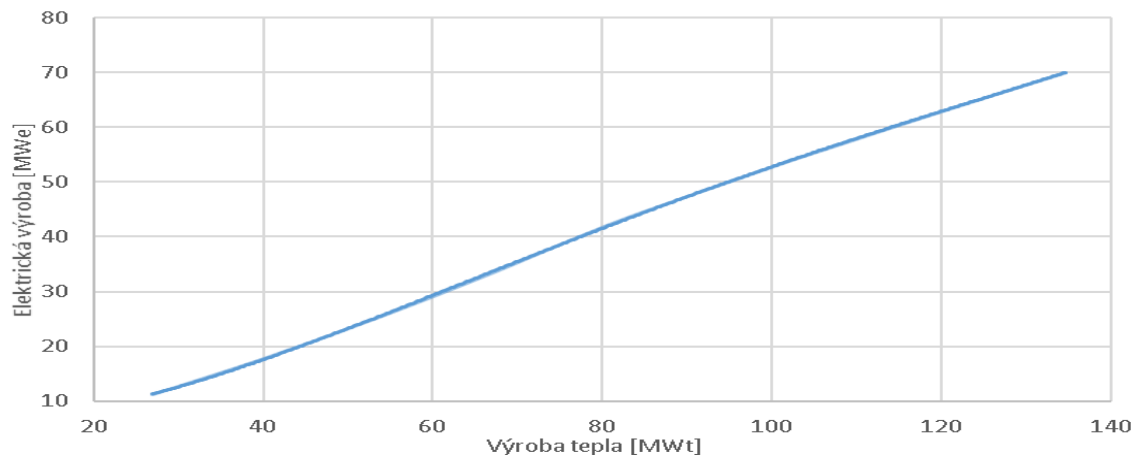
Obr. 4.1 Termodynamické schéma v PITep [1]

4.2.1 Soustava kotlů K4, K5, K6 a PPK

První rozebíraná část PITep, která bude popsána, je výroba přehřáté páry pro PPK. Zdroje páry pro PPK jsou dva granulační K4 a K5 s tepelnými výkony 128 MWt a fluidní kotel K6 s tepelným výkonem 135 MWt. Tzn., že maximální tepelný výkon pro PPK je 391 MWt. Z PPK mohou být napájeny přehřátou párou o termodynamických parametrech 13,35 MPa a 535 °C, což odpovídá entalpii cca 3433 kJ/kg, dle potřeby TG1, TG2 nebo RS. [8], [9]

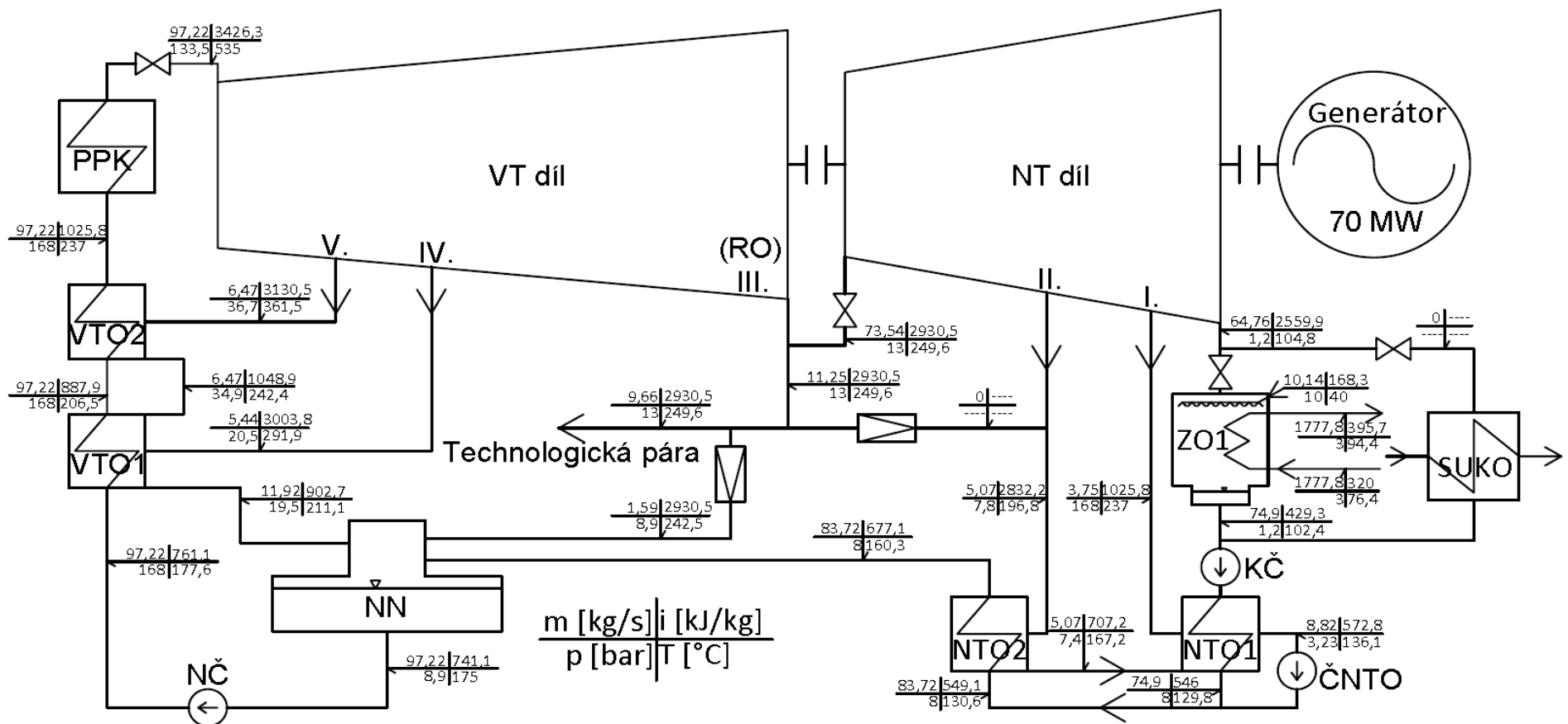
4.2.2 Protitlaková turbína TG1

TG1 se skládá ze dvou turbínových stupňů, resp. VT a NT dílu. TG1 má dohromady čtyři neregulované odběry, které dodávají teplo do regenerativních ohřevů. Jmenovitě V. a IV. odběr VT dílu napájí VTO1 a 2 a II. a I. odběr NT dílu napájí NTO1 a 2. III. odběr RO je regulovaný a je umístěn mezi VT a NT díl. Termodynamické parametry v RO jsou cca 13 barů a 250 °C, což odpovídá entalpii cca 2930 kJ/kg. Pára z RO může být využita jako technologická, nebo také jako napájení špičkových ohříváků ŠO1,2 a 3, které umožňují zvýšení teploty topné vody v případě vyšších tepelných požadavků CZT. Na výstupu NT dílu jsou termodynamické parametry 1,2 baru, 104,8 °C, což odpovídá entalpii cca 2560 kJ/kg, které jsou využitelné v ZO1 pro základní ohřev topné vody. Získaná produkční charakteristika TG1 viz Obr. 4.2 odpovídá obecnému teoretickému předpokladu pro PT viz Obr. 3.3. [8], [9]



Obr. 4.2 Produkční charakteristika TG1 v PITep [1], [17]

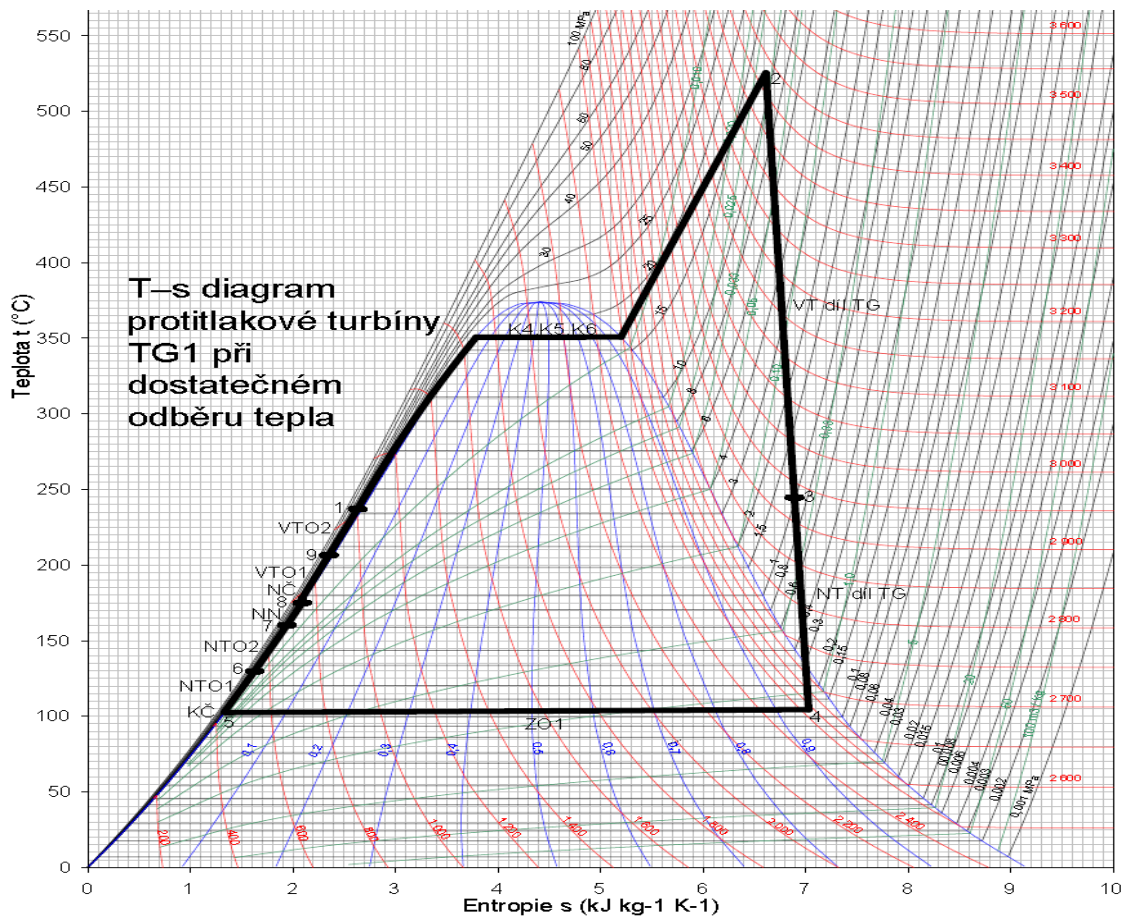
Výše zmíněné části týkající se termodynamického cyklu TG1 jsou dále znázorněny v Obr. 4.3, kde je vyobrazeno bilanční schéma TG1. Schéma popisuje všechny veličiny nominálního kogeneračního provozu TG1.



Obr. 4.3 Bilanční schéma TG1 nominálního kogeneračního provozu [9]

Vysvětlivky: PPK – primární parní kolektor, VT díl – vysokotlakový díl, RO – regulovaný odběr, NT díl – nízkotlakový díl, ZO1 – základní ohřívák, SUKO – suchý mechanický kondenzátor, KČ – kondenzační čerpadlo, ČNTO – čerpadlo ze systému NTO, NTO – nízkotlakový ohřev, NN – napájecí nádrž, NČ – napájecí čerpadlo, VTO – vysokotlakový ohřev.

Pro lepší vzhled do termodynamického chování jednotlivých částí cyklu TG1 je zde uveden také příslušný T-s diagram viz Obr. 4.4. V T-s diagramu jsou ukázány přechody mezi termodynamickými stavy, které budou dále popsány.



Obr. 4.4 T-s diagram termodynamického cyklu s TG1 [9]

1-2 - Tvorba přehřáté páry v kotlích K4, K5 a K6, celý objem oběhové vody je vypařen. Pára jdoucí do PPK je přehřáta na parametry 13,35 MPa, 535 °C resp. 3433 kJ/kg.

2-3 – Pára z PPK expanduje ve VT dílu TG1 a je transformována na mechanickou práci. Část páry odchází z VT dílu TG1 skrze neregulované odběry do VTO2 a VTO1. Pára za VT dílem TG1 je rozdělena mezi RO (ŠO1,2,3), NN a NT díl TG1. Pára do NN slouží pro vyrovnání tlaků před NČ. Většina páry je vedena do NT dílu.

3-4 - Pára v NT dílu TG1 opět expanduje a transformuje se na mechanickou práci. I zde jsou dva neregulované odběry pro NTO2 a NTO1. Na výstupu NT dílu TG1 jsou parametry páry 1,2 bar, 104,8 °C resp. 2559,9 kJ/kg.

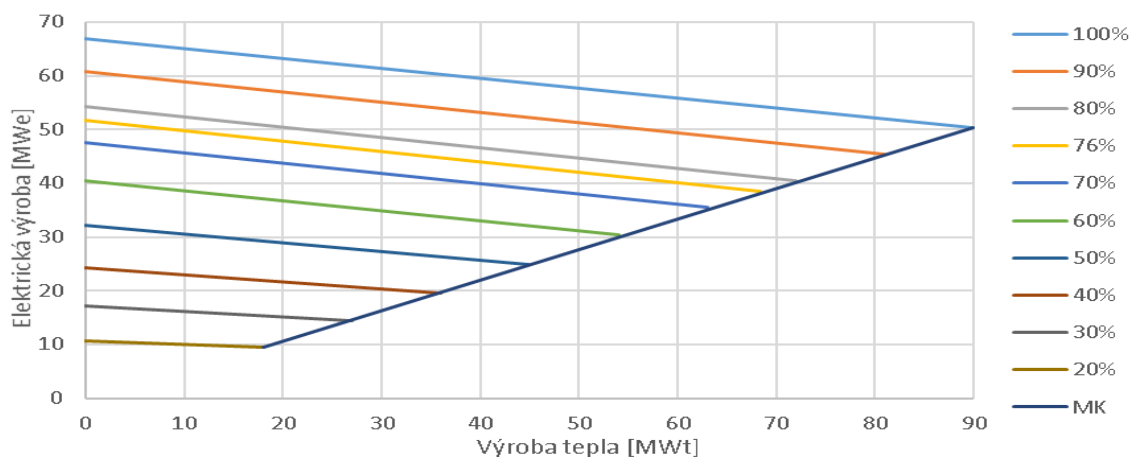
4-5 - Residuální teplo z NT dílu TG1 je využito v ZO1 pro ohřev topné vody v CZT. V ZO1 je tedy zkondenzován celý objem páry za NT dílem TG1.

5 - Zkondenzovaná voda ze ZO1 je čerpána pomocí KČ do NTO1.

- 5–6–V NTO1 je předáno teplo z páry I. odběru do oběhové vody před NTO2.
- 6–7–V NTO2 je předáno teplo z páry II. odběru do oběhové vody před NN.
- 7–8–V NN je smísená oběhová voda s párou z RO, čímž je držen tlak před NČ.
- 8 – Oběhová voda je čerpána pomocí NČ do VTO1.
- 8-9 - Ve VTO1 je předáno teplo z páry IV. odběru do oběhové vody před VTO2.
- 9-1 - Ve VTO2 je předáno teplo z páry V. odběru do vody před K4, K5 a K6.

4.2.3 Kondenzační odběrová turbína TG2

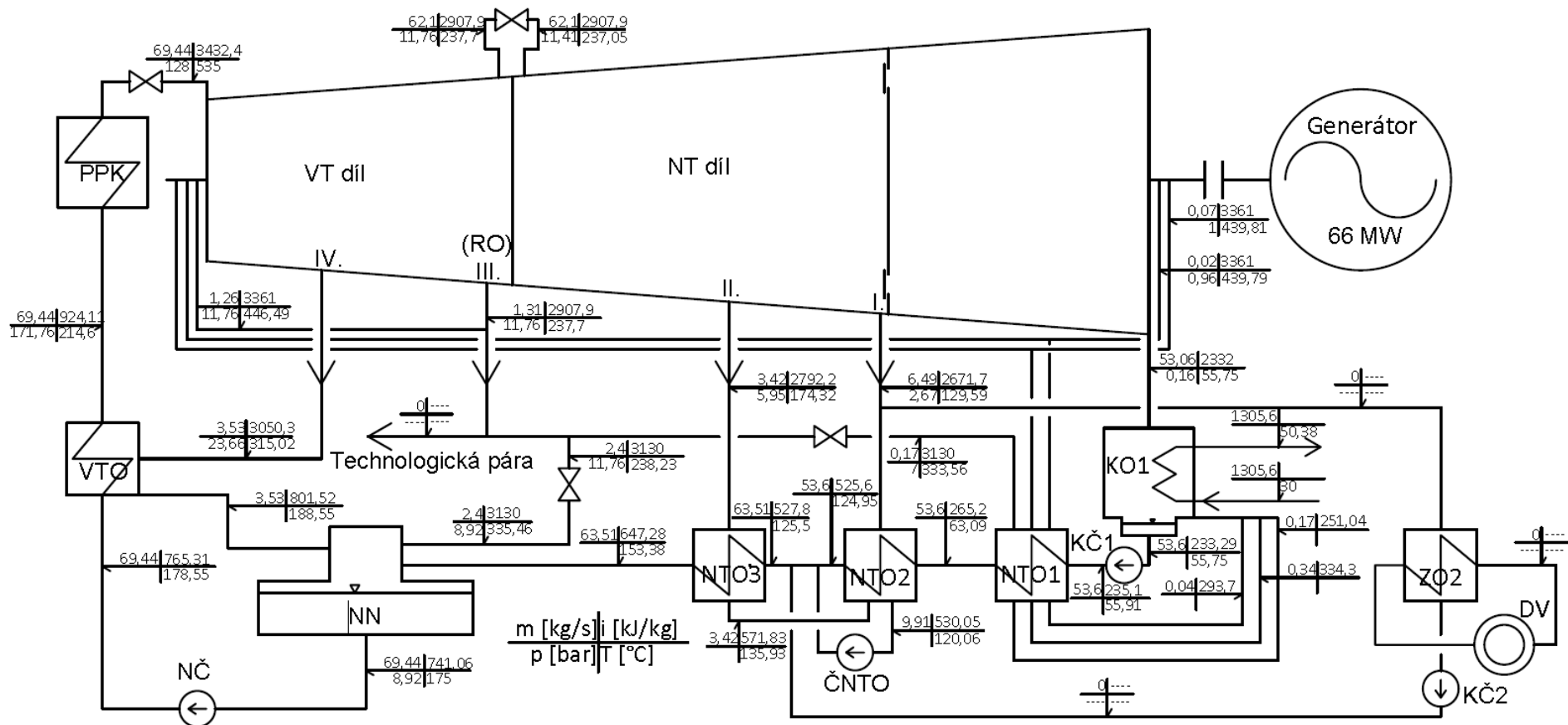
Druhou turbínou napájenou z PPK je TG2. VT díl TG2 má jeden neregulovaný odběr (IV.) pro VTO. NT díl TG2 má také jeden neregulovaný odběr (II.) pro NTO3, nicméně TG2 má další dva regulované odběry. První regulovaný odběr TG2 (III.) je znovu mezi VT a NT dílem a slouží opět pro odběr technologické páry nebo pro ŠO1,2 a 3. Druhý regulovaný odběr TG2 (I.) rozděluje páru z NT dílu mezi NTO2 a ZO2. NTO2 využívá teplo páry pro zvýšení elektrické účinnosti TG2. ZO2 využívá teplo pro základní ohřev CZT. NTO1 využívá residuálního tepla ucpávkové páry pro prvotní ohřev oběhové vody. Na výstupu NT dílu jsou termodynamické parametry dané teplotou chladicí vody v KO1. Produkční charakteristika turbíny TG2 viz Obr. 4.5 odpovídá obecnému teoretickému předpokladu pro KT viz Obr. 3.6. [8], [9]



Obr. 4.5 Produkční charakteristika turbíny TG2 v PITep [17]

MK – mezní křivka (křivka, pod kterou nemůže klesnout produkce TG2)

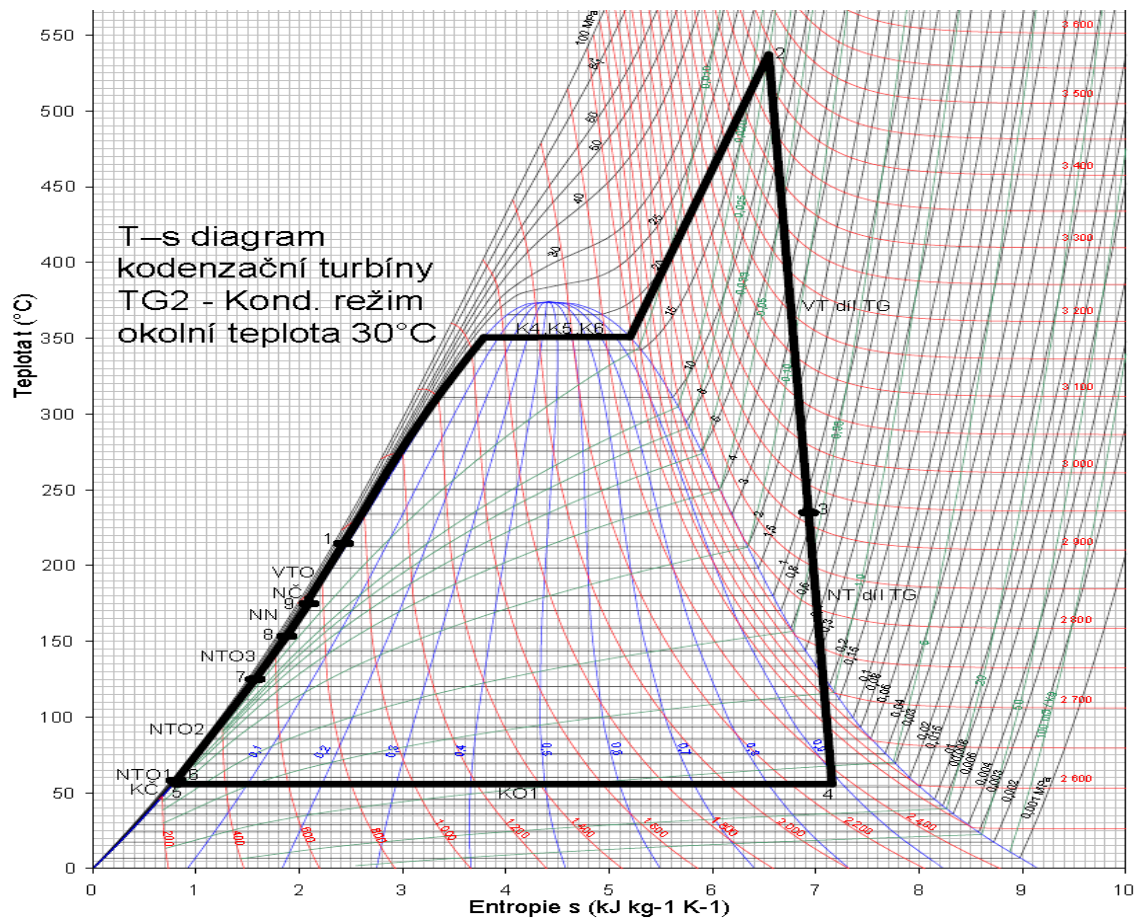
Jednotlivé části cyklu TG2 jsou také znázorněny na Obr. 4.6, kde je bilanční schéma TG2 v nominálním kondenzačním provozu. Toto schéma popisuje všechny termodynamické veličiny TG2 při teplotě chladicí vody v KO1 30 °C, což jsou běžné podmínky pro letní sezónu.



Obr. 4.6 Bilanční schéma TG2 nominálního kondenzačního provozu [9]

PPK – primární parní kolektor, VT díl – vysokotlaký díl TG2, RO – regulovaný odběr, NT díl – nízkotlaký díl TG2, ZO2 – základní ohřívák, DV – dálkové vytápění, KO1 – kondenzátor, KČ – kondenzační čerpadlo, ČNTO – čerpadlo z NTO, NTO – nízkotlakový ohřev, NN – napájecí nádrž, NČ – napájecí čerpadlo, VTO – vysokotlakový ohřev.

I zde pro lepší vzhled do termodynamického chování komponent cyklu TG2 je dále ukázán T-s diagram viz Obr. 4.7. V tomto T-s diagramu jsou ukázány jako v případě cyklu TG1 přechody mezi termodynamickými stavy, které budou opět dále popsány.



Obr. 4.7 T-s diagram termodynamického cyklu s TG2 [9]

- 1-2 - Vytvoření přehřáté páry u TG2 je naprosto totožný proces jako u TG1. Oba cykly jsou propojené přes PPK s totožnými termodynamickými parametry 13,35 MPa a 535°C.
- 2-3 – Pára z PPK expanduje ve VT dílu TG2, kde je transformována na mechanickou práci hřídele. I zde část páry jde z VT dílu TG2 skrze neregulovaný odběr do VTO. Pára za VT dílem TG2 opět je rozdělena mezi ŠO, technologickou páru, NN a NT díl TG2.
- 3-4 – Pára je v NT dílu TG2 opět transformována na mechanickou práci hřídele. Je zde jeden neregulovaný odběr pro NTO3. Pára z I. RO může být vedena k NTO2 nebo k ZO2. V ZO2 opět předává teplo do CZT. NTO1 využívá residuálního tepla z ucpávkové a technické páry. Na výstupu NT dílu jsou parametry dané teplotou chladící vody v KO1.
- 4-5 - Residuální teplo za NT dílem TG2 je emitováno do ovzduší pomocí KO1. V KO1 je opět zkondenzován celý objem páry za NT dílem TG2.
- 5 - Zkondenzovaná voda z KO1 je čerpána pomocí KČ do NTO1.
- 5-6–V NTO1 je předáno teplo z ucpávkové páry do oběhové vody před NTO2.

6-7–V NTO2 je předáno teplo z páry I. odběru do oběhové vody před NTO3.

7-8–V NTO3 je předáno teplo z páry II. odběru do oběhové vody před NN.

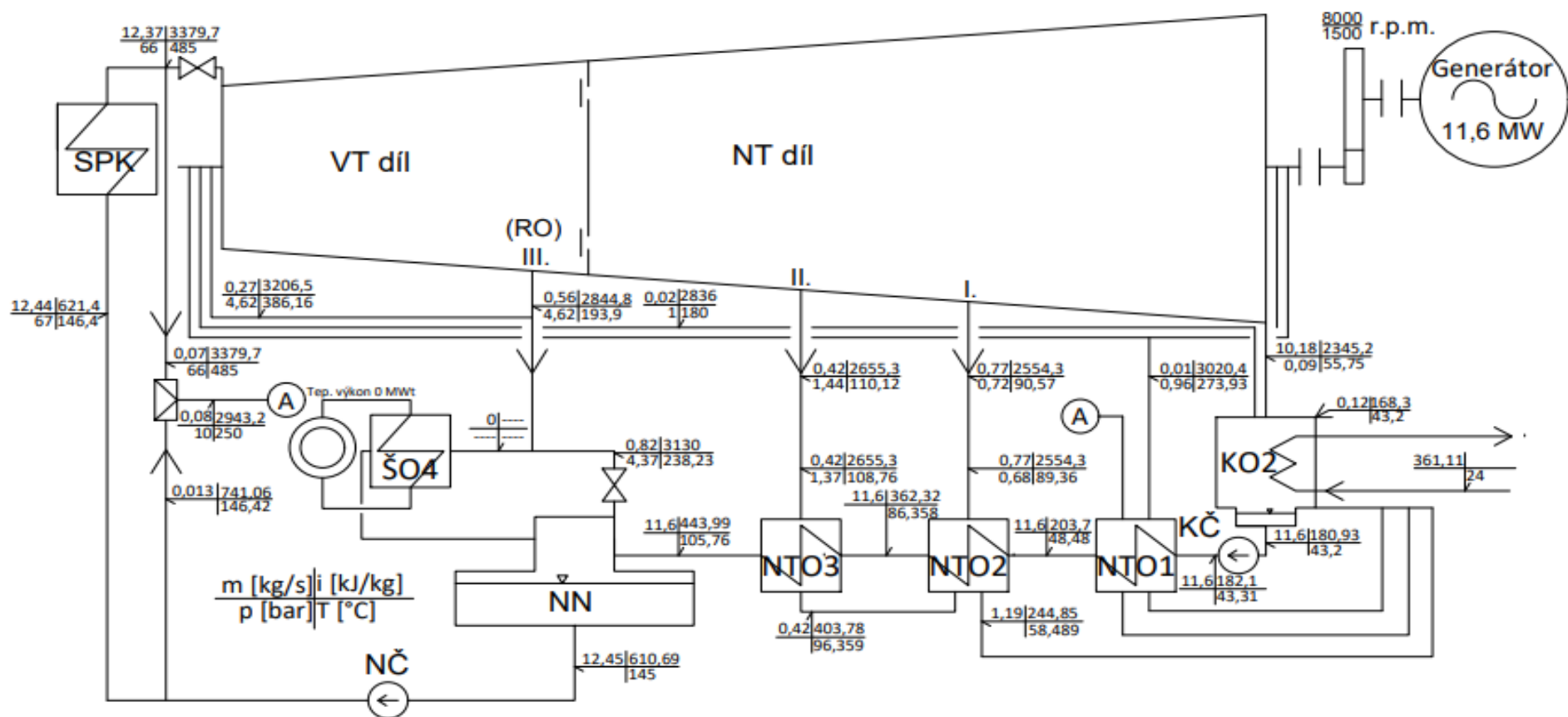
8-9–V NN je smísená oběhová voda s párou z RO, čímž je opět zvyšována vnitřní energie vody a zároveň držen tlak před NČ.

9 – Oběhová voda je čerpána pomocí NČ do VTO.

9-1 - Ve VTO je předáno teplo z páry IV. odběru do vody před K4, K5 a K6.

4.2.4 Kondenzační odběrová turbína TG3

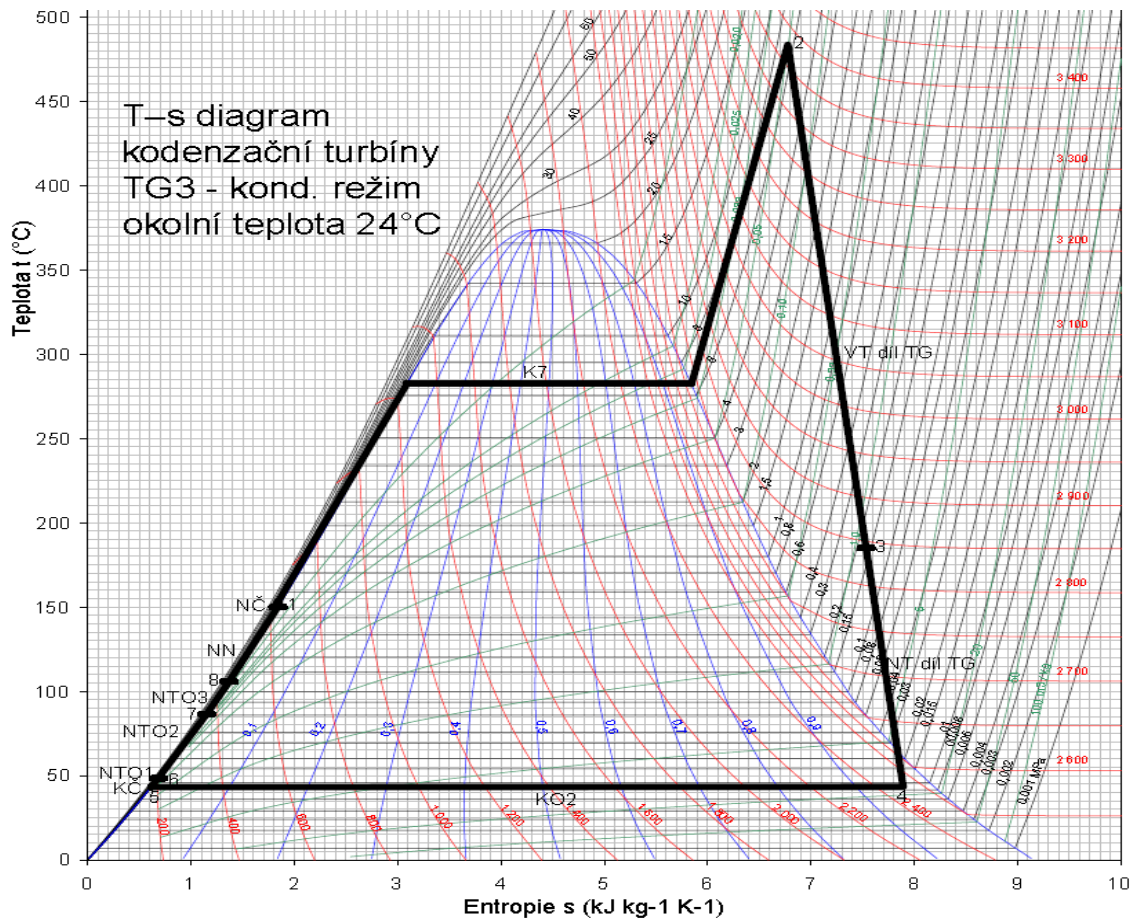
Poslední turbínou provozovanou v PITep je TG3. TG3 má vlastní parní kolektor (SPK). Důvodem jsou nižší termodynamické parametry SPK resp. 6,6 MPa, 485 °C a entalpie 3329,7kJ/kg. TG3 je opět složena z VT a NT dílu. VT díl TG3 má pouze jeden regulovaný odběr (RO). RO může vést páru buď do ŠO4 a tím zvyšovat tepelný výkon v CZT nebo do NN, kde vytváří tlakovou rovnováhu cyklu. TG3 nemá systém VTO z důvodu nižších parametrů admisní páry. NT díl TG3 má dva neregulované odběry, resp. II. odběr pro NTO3 a I. odběr pro NTO2. NTO1 využívá opět residuálního tepla ucpávkové páry pro počáteční ohřev oběhové vody. Opět zde na výstupu z NT dílu TG3 jsou termodynamické parametry dány opět teplotou chladicí vody v KO2. [8], [9]



Obr. 4.8 Bilanční schéma TG3 nominálního kondenzačního provozu [9]

SPK – sekundární parní kolektor, VT díl – vysokotlaký díl TG3, RO – regulovaný odběr, ŠO4 – špičkový ohřívák, NT díl – nízkotlaký díl TG3, KO2 – kondenzátor, KČ – kondenzátní čerpadlo, NTO – nízkotlaký ohřev, NN – napájecí nádrž, NČ – napájecí čerpadlo.

I zde pro lepší vhléd do termodynamického chování komponent cyklu TG3 je dále ukázán T-s diagram viz Obr. 4.9. V tomto T-s diagramu jsou ukázány jako v případě cyklu TG1 přechody mezi termodynamickými stavy, které budou opět dále popsány.



Obr. 4.9 T-s diagram termodynamického cyklu s TG3 [9]

- 1-2 - Oběhová voda je vypařena a přehřáta v K7 na parametry 6,6 MPa, 485 °C (SPK).
- 2-3 – Pára z SPK expanduje ve VT dílu TG3. Za VT dílem je rozdělena v RO mezi NN a ŠO3. Pára do NN slouží pro srovnání tlaků před NČ. Většina páry jde do NT dílu TG3.
- 3-4 - Pára v NT dílu expanduje. Zde jsou dva neregulované odběry pro NTO3 a NTO2. Na výstupu NT dílu jsou parametry dány teplotou chladicí vody v KO2.
- 4-5 – Celý objem páry z NT dílu TG3 je zkondenzován v KO2 na vodu.
- 5 - Zkondenzovaná voda z KO2 je čerpána pomocí KČ do NTO1.
- 5-6–V NTO1 je předáno teplo zbytkové ucpávkové páry do oběhové vody před NTO2.
- 6-7–V NTO2 je předáno teplo z páry I. odběru do oběhové vody před NTO3.
- 7-8–V NTO3 je předáno teplo z páry II. odběru do oběhové vody před NN.
- 8-1–V NN je smíšena oběhová voda s párou z RO, čímž je zvyšována vnitřní energie vody a zároveň držen tlak před NČ.
- 1 – Oběhová voda je čerpána pomocí NČ přímo do kotle K7.

5 Analýza současných trendů v PITep

5.1 Trendy spalovaných paliv v PITep

Při výrobě jak tepelné, tak elektrické energie v PITep je samozřejmě nutné dodání primární energie z paliva v kotlích. Současný trend ve spalování paliv je odklon od fosilních paliv k obnovitelným alternativám. Tento trend je pochopitelný vzhledem k neustálému tlaku na snižování emisí a ochranu ŽP. Tento trend je také podpořen ekonomickými nástroji, jako jsou:

- Stále rostoucí ceny emisních povolenek, které stojí v současnosti 685 Kč/t vypuštěného CO₂ (emisními povolenkami jsou zatíženy pouze fosilní paliva). [28]
- Vyšší garantovaná výkupní cena za MWh při čistém spalování, popř. spolu spalování obnovitelných paliv.

Tab. 5.1 Tabulka trendu spalovaných paliv v PITep v průběhu let 2007 až 2017

Rok	Tabulka spalovaných paliv v průběhu let 2007 až 2017						
	Uhlí [t]	Dřevní štěpka [t]	SKO ⁽¹⁾ [t] ^p	ELTO ⁽²⁾ [t]	TAP ⁽³⁾ [t]	ZP [t]	Skládkový plyn ⁽⁴⁾ [t]
2007	599 551	59 247	0	0	325	835	262
2008	575 957	85 454	0	0	37	865	507
2009	550 436	116 142	0	0	323	733	467
2010	571 492	211 753	0	0	21	1 111	362
2011	554 694	260 744	0	0	224	994	307
2012	543 489	254 008	0	0	84	1 322	285
2013	551 055	295 264	0	0	607	895	221
2014	492 136	271 181	0	0	637	803	100
2015	529 194	265 805	0	0	4841	662	263
2016	383 707	255 818	36 817	52	2565	729	216
2017	335 721	273 455	94 655	72	1591	673	160

(1) Směsný komunální odpad (SKO) je také brán také jako „obnovitelné“ palivo. SKO se začalo spalovat v přidruženém zařízení na energetické využití směsného komunálního odpadu (ZEVO) Chotíkov dne 12. 8. 2016, kdy začal jeho zkušební provoz. ZEVO je projektováno na parametry, viz Tab. 5.2. ZEVO bude sloužit jako primární zdroj tepla pro sídliště Lochotín.

Tab. 5.2 Projekční parametry ZEVO Chotíkov

Parametry ZEVO Chotíkov	ZEVO Chotíkov
	Hodnota
Maximální tepelný výkon [MWt]	31,65
Instalovaný elektrický výkon [MWe]	10,5
Spalené SKO ročně [tun]	95 000
Roční dodávka tepla [GJ]	400 000
Roční vyrobená elektrická energie [MWh]	36 000

(2) Extra lehký topný olej (ELTO) je využíván pro zapálení SKO v ZEVO.

(3) Tuhé alternativní palivo (TAP) je opět alternativa ke spalování fosilních paliv. Obecně se jedná o spalitelný, materiálově nerecyklovatelný odpad, který má vysokou výhřevnost. TAP je nejčastěji přidáván do palivové směsi pro granulační kotle K4 a K5.

(4) Skládkový plyn se tvoří v přidružené skládce SKO v Chotíkově. Od roku 2007 zde funguje malá kogenerační jednotka, která vznikající plyn spaluje. Jedná se o spalovací motor o výkonu 120 kWe.

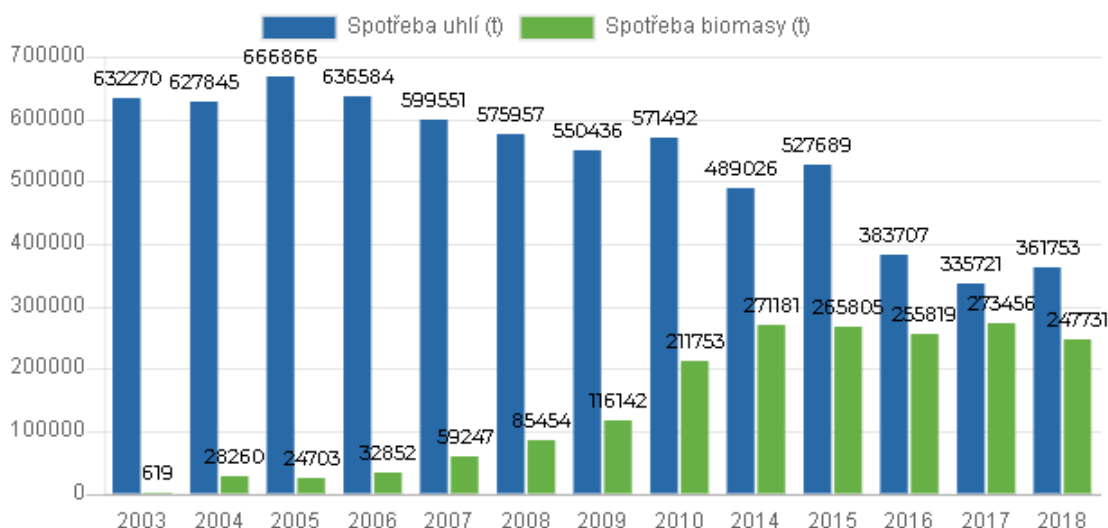
Tab. 5.3 Základní cena za výrobu elektrické energie pro jednotlivé turbíny [29]

Turbína	Přehled cen za vyrobenou elektrickou energii jednotlivých technologií PITep		
	Nominální výkon [MWe]	Označení typu spalování	Cena za el. energii [MWh]
Protilaková TG1	70	S2	2240
Kondenzační TG2	67	S2	2240
Kondezační TG3	13,5	O2	3200
ZEVO Chotíkov	10,5	-	1720

Tab. 5.3 ukazuje základní ceny, za které jsou běžně vykupovány MWh elektrické energie vyrobené jednotlivými výrobními technologiemi v PITep. Tyto ceny se primárně odvíjejí od spalovaných paliv v kotlích přidružených k těmto výrobním technologiím.

Kotle napájející PPK resp. K4, K5 a K6 jsou schopné biomasu pouze spolu spalovat s hnědým uhlím. Starší granulační kotle K4 a K5 mohou spolu spalovat s uhlím pouze slámové pelety, které jsou v podstatě nejkvalitnější spalovaná biomasa v PITep. Důvodem využití pouze slámových pelet pro spalování je nehodná konstrukce granulačních kotlů pro méně hodnotná paliva, resp. v případě nižší výhřevnosti paliv nebo vyšší vlhkosti paliva může nastat ucpání kotle. Novější fluidní kotel K6 umožňuje spolu spalovat i méně hodnotnou biomasu jako je dveřní štěpka nebo odvodněné pivovarské mláto. Spalování v kotlích K4, K5 a K6 odpovídá dotační kategorii S2 viz Tab. 2.1, resp. spolu spalování biomasy (necíleně pěstované) a fosilního paliva.

Fluidní kotel K7 zásobuje přehřátou parou systém SPK, kterého je napájena turbína TG3. K7 je jediný kotel v PITep, který může spalovat čistou biomasu, resp. nejčastěji usušenou dřevní štěpku. Spalování čisté biomasy spadá do kategorie O2 viz Tab. 2.1, resp. necíleně pěstované plodiny, což je ekonomicky nejvýhodnější z hlediska garantované ceny za elektrickou výrobu. Dotace na elektrickou výrobu je hlavní důvodem, proč je v současnosti celý „zelený blok“ provozován podstatě nepřetržitě v čistě kondenzačním provozu.



Obr. 5.1 Ukázka trendu spalovaných paliv od roku 2003 v PITep [11]

V současnosti je v PITep spalováno každoročně cca 250 000 tun biomasy viz Obr. 5.1. Nicméně problém spojený s biomasou je především v její dostupnosti. Většina biomasy se musí dovážet z lokalit vzdálených až 100 kilometrů od PITep, což je na hranici ekonomičnosti. Druhý problém biomasy je s vysokým obsahem vlhkosti, což se je řešeno pomocí sušících linek, které využívají část residuálního tepla. V PITep jsou instalovány dvě sušící linky s možností sušit 7 a 14 tun biomasy za hodinu. [8], [9]

5.2 Trend výroby tepla v PITep

Hlavní činností PITep je zajistit výrobu a distribuci tepla pro vytápění, ohřev TUV, výrobu chladu v absorpčních jednotkách a technologickou páru. Všechny formy vyráběného tepla jsou dodávány a distribuovány do více než 40 000 domácností a mnohých komerčních, správních a školských objektů na území města Plzně. [8]

Samozřejmě tepelné požadavky je v rámci roku značně proměnlivé a odpovídají střídání ročních období a také kolísání venkovních teplot. Obecně se rozlišují dvě období z hlediska tepelných požadavků, a to topné období a mimo topné období.

Topné období se vyznačuje obecně vyšším tepelným požadavkem. Tento požadavek je rozdělen především mezi následující služby: [8], [9]

- výroba tepla pro vytápění budov napojených na CZT PITep,
- výroba TUV v budovách napojených na CZT PITep,
- výroba technologické páry pro odběratele napojených na parovod PITep.

Vyšší tepelný požadavek je důvod pro větší vytiženost TG1, protože dosahuje lepší kogenerační účinnosti než TG2. Naopak díky své flexibilitě je TG2 využívána spíše pro

krytí případných dodatečných požadavků, jak na tepelnou, tak elektrickou energii. TG1 vyrábí elektrickou energii v téměř lineární závislosti na výrobě tepla. Tzn., že vyžaduje dostatečný tepelný odběr pro zkondenzování celého objemu páry za NT dílem v ZO1, což je základní ohřev topné vody pro CZT. Zbytek požadované elektrické, resp. tepelné energie může být kryt pomocí TG2. Nicméně může nastat i situace, kdy obě turbíny svými ZO a ŠO nedosahují požadovaného tepla pro CZT. V této situaci je možnost využití RS pro dodání většího množství tepla pro dodatečný ŠO, který pokryje nadstandardní tepelné požadavky. [8], [9]

Mimo topné období je tepelný požadavek výrazně nižší než v topném období. Důvod tohoto nižšího požadavku jsou logicky téměř nulové požadavky na vytápění budov. Nicméně určité tepelné požadavky existují i v mimo topném období. Jedná se především o následující služby: [8], [9]

- výroba TUV v budovách napojených na CZT PITep,
- výroba technologické páry pro odběratele napojených na parovod PITep,
- výroba chladu dodáním tepla přes CZT do absorpčních jednotek.

Požadavek technologické páry a TUV je v podstatě celoroční, resp. tyto tepelné požadavky je relativně stálé.

Na druhou stranu výroba chladu je velmi specifická právě pro mimo topné období. Nejvíce se tepelný požadavek na výrobu chladu projevuje při vysokých venkovních teplotách, kdy je potřeba uchládit budovy, které mají instalovány absorpční chladicí jednotky. Princip absorpčního chlazení byl blíže popsán v kap. 2.2. V současnosti PITep disponuje sedmi absorpčními jednotkami, které odbírají teplo z CZT PITep. Všechny provozované absorpční jednotky byly vybudovány v letech 2003 až 2007 s celkovým chladicím výkonem 6,732 MW_{chl} viz Tab. 5.4. Instalované chladicí jednotky vytváří mikro trh s tepelnými požadavky i v mimo topném období. Nicméně, toto využití tepla v mimo topném období je ekonomicky výhodné z hlediska PITep. [8], [9]

Tab. 5.4 Přehled instalovaných absorpčních jednotek v Plzni [8], [9]

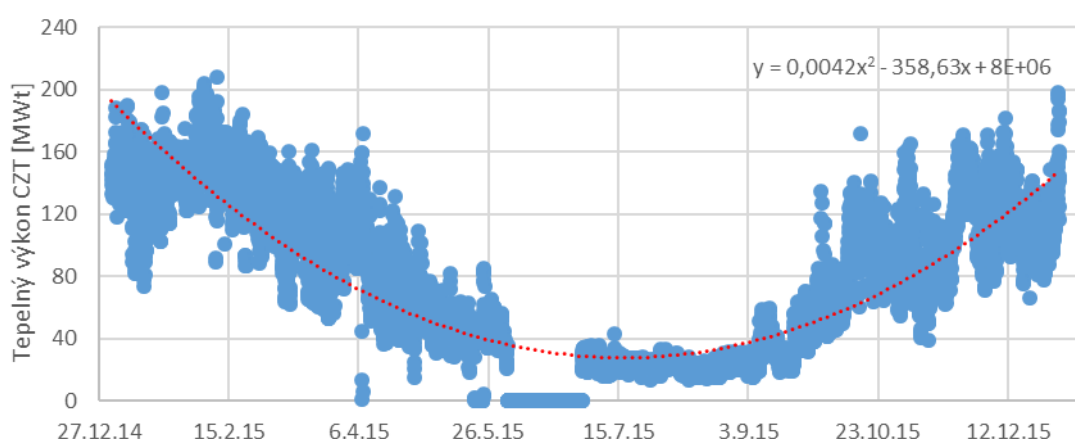
Umístění chladicí jednotky	Specifické vlastnosti chladicích jednotek		
	Typ jednotky	Použitý absorbent	Chladicí výkon [MW _{chl}]
Plzeňský Prazdroj, a.s.	CARRIER 16 JB 068	LiBr*	1,5
	CARRIER 16 JB 068	LiBr*	1,5
Západočeská univerzita v Plzni	CARRIER 16 JB 021	LiBr*	0,42
Fakultní nemocnice Plzeň	CARRIER 16 JB 068	LiBr*	1,5
	CARRIER 16 JB 068	LiBr*	0,692
Parkhotel Plzeň, s.r.o.	BROAD BDH10IX	LiBr*	0,12
Obchodní dům Galerie Slovany, s.r.o.	CARRIER SANYO TSA-16	LiBr*	1
Instalovaný chladicí výkon celkem			6,732

*Jak již bylo zmíněno LiBr je používán jako absorbent pro nad nulové chlazení, které je účinnější variantou než pod nulové chlazení s NH₃ jako absorbentem.

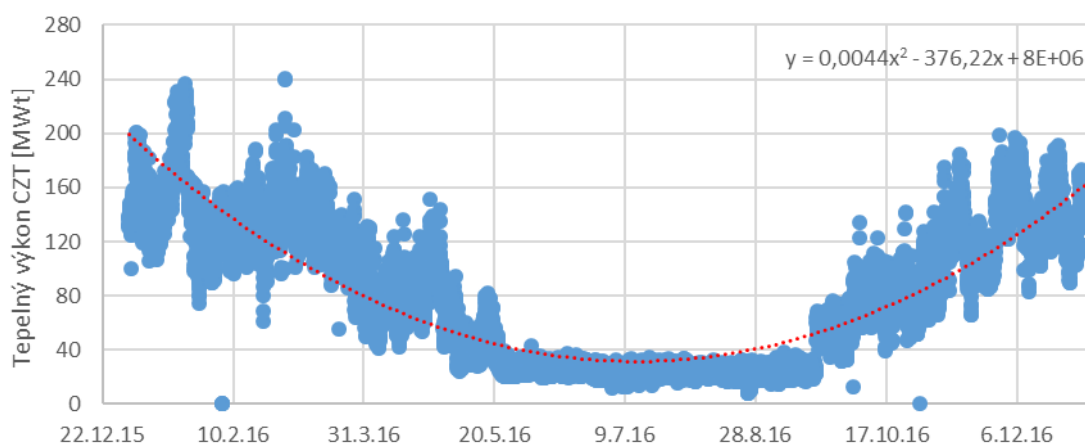
Běžně používanou technologií pro klimatizační systémy jsou elektrické reverzní kompresory. Nicméně v případě, kdy existuje využitelné residuální teplo, které lze dodat do absorpčního chladiče, který má nižší energetickou náročnost a zároveň spotřebovává residuální teplo, což je oboustranně výhodné. Bohužel výkon již instalovaných chladicích systémů v Plzni není nikterak vysoký. Nicméně město Plzeň má potenciál další expanze této chladicí technologie, která by mohla zvýšit současné nízké tepelné požadavky v mimo topném období. [8], [9]

Nížší tepelný požadavek v mimo topném období je úzce spojen více vytěžovanou TG2, a naopak TG1 je využita pouze při zvýšeném požadavku na elektrickou výrobu.

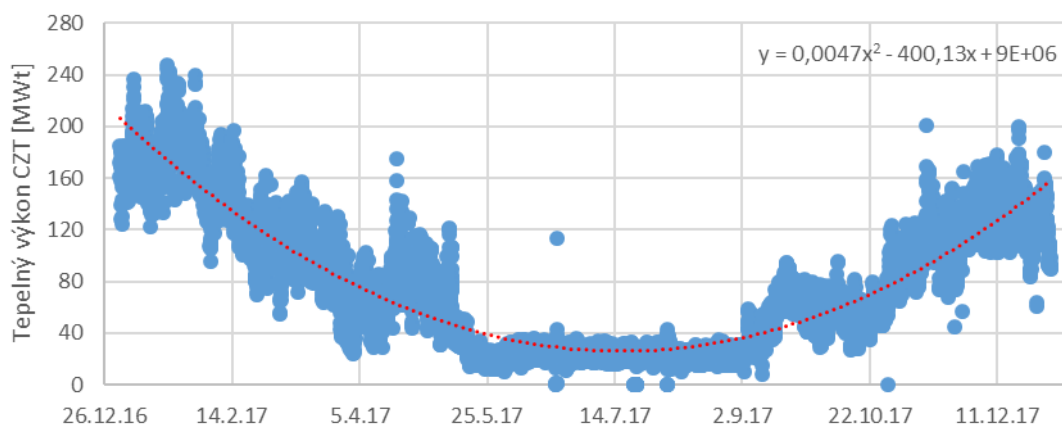
Následující trendy tepelných požadavků byly získány z reálných dat PITep za roky 2015, 2016 a 2017.



Obr. 5.2 Trend tepelných požadavků PITep v roce 2015



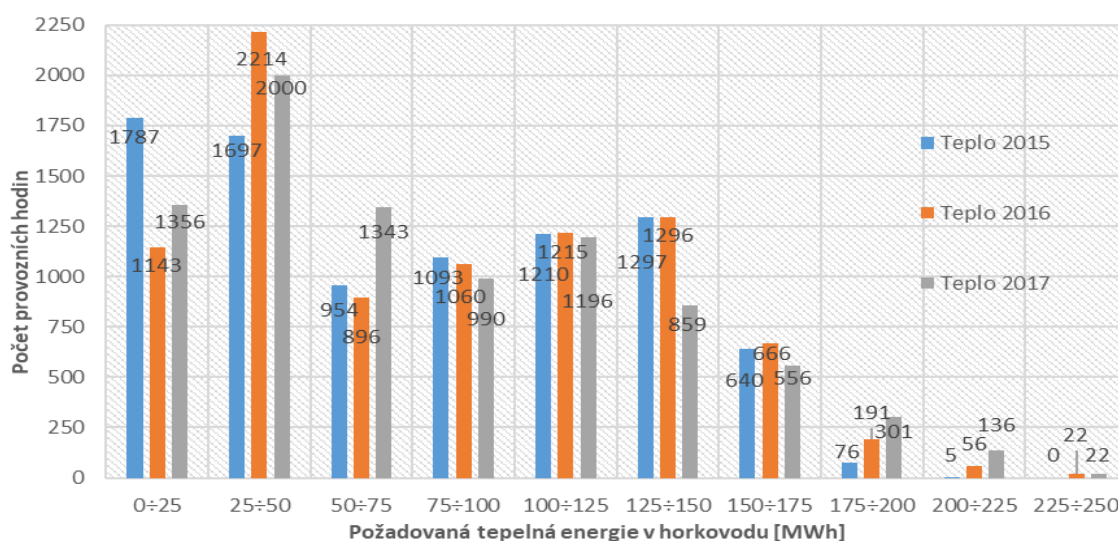
Obr. 5.3 Trend tepelných požadavků PITep v roce 2016



Obr. 5.4 Trend tepelných požadavků PITep v roce 2017

Obr. 5.2, Obr. 5.3 a Obr. 5.4 ukazují velmi podobný vývoj tepelných požadavků CZT PITep. Jak již bylo zmíněno, velikost požadovaného tepelného výkonu se většinou odvíjí od venkovní teploty, a i od dalších atmosférických vlivů jako je vlhkost, rychlost větru atd. Samozřejmě nižší venkovní teplota nejčastěji způsobí vyšší tepelné požadavky. V roce 2015 mimo topné období si můžeme povšimnout delšího nulového tepelného požadavků, viz Obr. 5.2. Důvodem zcela nulového tepelného požadavku byla nutná odstávka všech terciálních potrubích CZT PITep.

Pro srovnání tepelných požadavků za zkoumané roky je níže vyobrazen histogram provozních hodin strávených určitém rozmezí tepelných výkonů viz Obr. 5.5. Je patrné, že jednotlivé roky se významně neliší. Jsou zde pouze drobné odchylky, které korespondují s faktem, jestli byl daný rok z hlediska venkovních teplot teplejší nebo studenější.



Obr. 5.5 Histogram tepelných požadavků PITep za zkoumané roky

Pro bližší srovnání podobnosti tepelných požadavků slouží také Tab. 5.5, kde jsou ukázány minimální rozdíly v ročních hodnotách tepelných požadavků.

Tab. 5.5 Přehled parametrů tepelných požadavků za jednotlivé roky

Zkoumané roky	Přehled parametrů tepelné výroby		
	Maximální teplo za hodinu [GJ]	Průměrné teplo za hodinu [GJ]	Kumulativní roční teplo [TJ]
2015	749,196	272,736	2388,88
2016	867,384	293,364	2576,97
2017	892,512	283,14	2480,43

5.3 Trend elektrické výroby v PITep

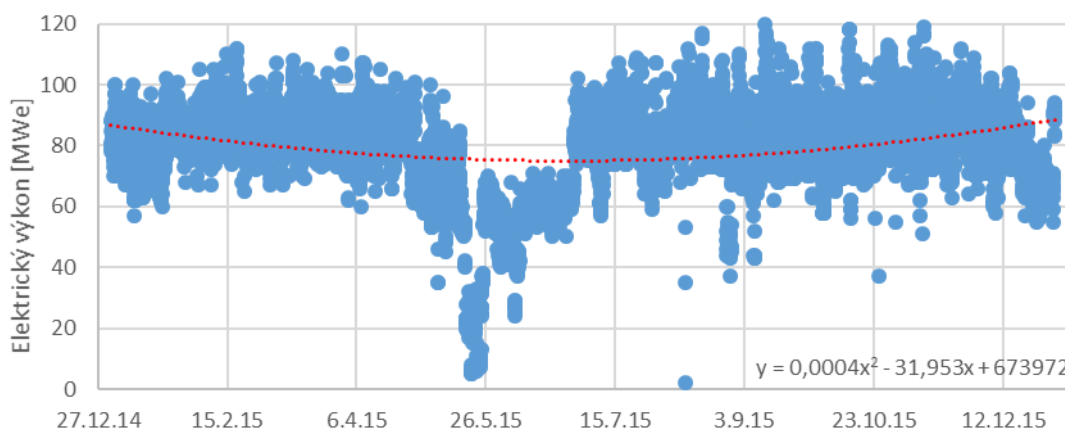
Mimo teplo PITep produkuje také elektrickou energii. PITep vlastní certifikáty prokazující schopnost poskytovat PpS pro ES, kterými jsou:

- primární regulace frekvence,
- sekundární regulace výkonu,
- minutová záloha MZ15+ a MZ15-.

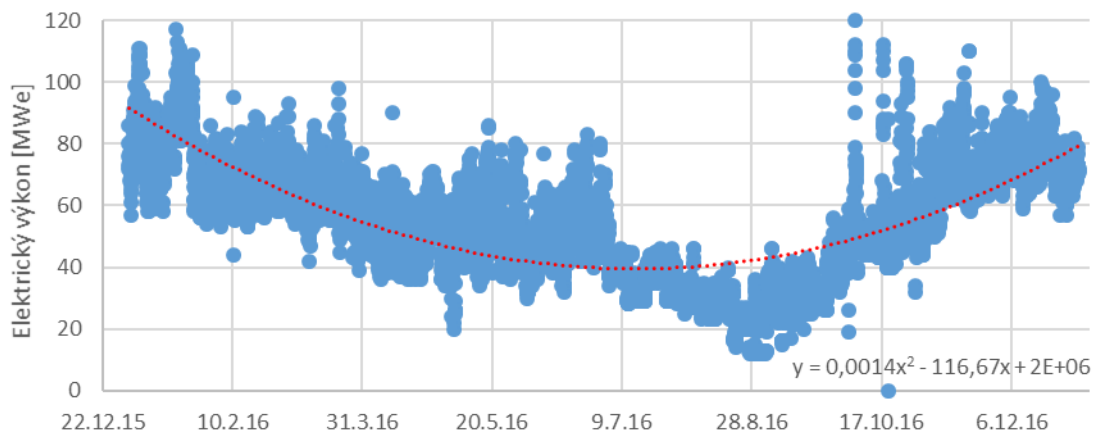
Mimo to dodatečnou službou poskytovanou PITep pro ČEZ distribuci je ještě sekundární regulace jalového výkonu. [11]

Tyto certifikace umožňují PITep se účastnit obchodu s PpS pomocí elektronického portálu MMS-ČEPS a díky tomu získávat lepší cenu za elektrickou energii. Silovou elektrickou energii dodává PITep především na základě dlouhodobých ročně podepisovaných smluv. Zbylý rozsah nevyužitého elektrického výkonu je nazýván volným výkonem. Volný výkon je nabízen jako flexibilní dodávka silové elektrické energie na denním trhu (OKO), blokovém trhu (BT), vnitrodenním trhu (VDT) nebo na vyrovnávacím trhu s regulační energií (VT). Všechny tyto trhy jsou zajišťovány společností OTE a.s. [11], [13]

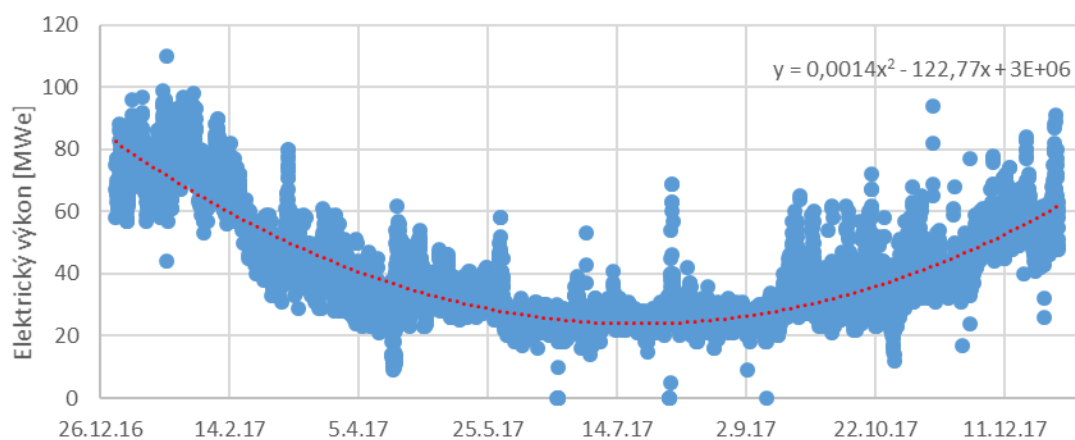
Pro lepší přehled současných požadavků na elektrickou výrobu PITep jsou níže ukázány trendy založené na reálných datech elektrické výroby za zkoumané roky.



Obr. 5.6 Požadovaná elektrická výroba PITep za rok 2015

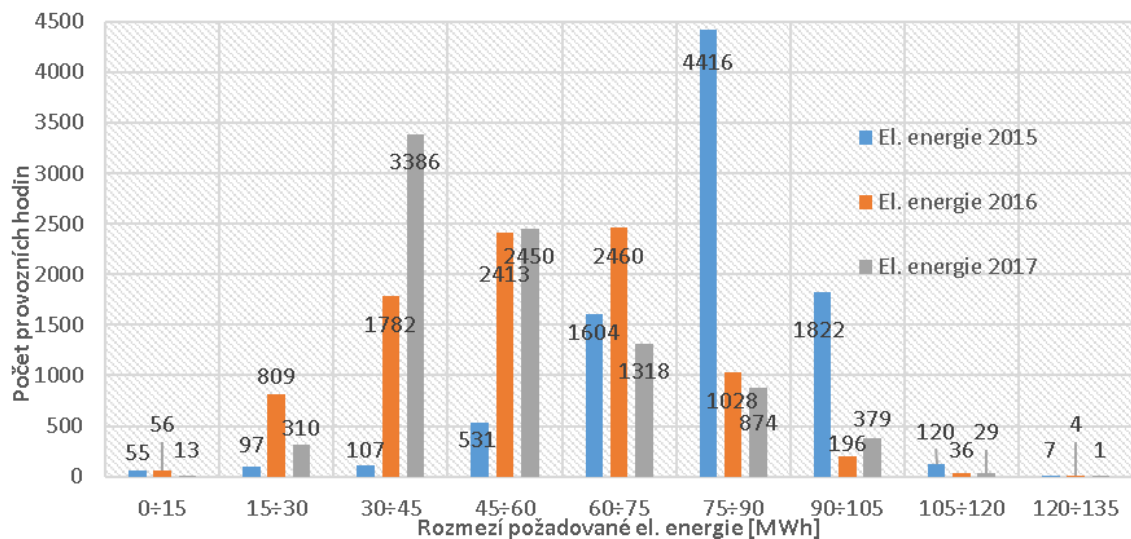


Obr. 5.7 Požadovaná elektrická výroba PITep za rok 2016



Obr. 5.8 Požadovaná elektrická výroba PITep za rok 2017

Obr. 5.6, Obr. 5.7 a Obr. 5.8 ukazují, že elektrická výroba je více variabilní, než tomu bylo u tepelné výroby. Požadavky elektrické výroby se obecně odvíjejí od denního diagramu zatížení, ale také od využitelnosti ostatních zdrojů elektrické energie v ES.



Obr. 5.9 Histogram požadavků elektrické výroby PITep za zkoumané roky

Obr. 5.9 ukazuje počty provozních hodin strávených v určitém rozmezí elektrických výkonů. Je zde patrná požadovaná variabilita elektrické výroby. Z této výrobní variability vychází také trend jejího zvyšování napříč celým kogeneračním zařízením. Je také patrné, že většinu času je od PITep požadována elektrická energie v rozmezí 30 až 105 MWh. Jen pro připomenutí současný instalovaný elektrický výkon PITep se skládá z 70MWe (TG1), 67MWe (TG2) a 13,5MWe (TG3), což je dohromady 150,5 MWe. Nejvyšší požadovaná elektrická výroba, která byla zjištěna za zkoumané roky, byla 128 MWh. Tzn., že v současnosti je kapacita PITep dostačující i s určitou rezervou instalovaného elektrického výkonu. Nicméně je zde předpoklad, že požadavky na elektrickou výrobu a její variabilitu v budoucnu porostou.

Pro bližší srovnání bude dále uveden přehled parametrů elektrické výroby PITep za zkoumané roky, viz Tab. 5.6. Zkoumané roky se z hlediska maximálních hodnot hodinové elektrické výroby v podstatě nelišili. Nicméně průměrné hodnoty hodinové elektrické výroby a z nich vyplývající také kumulované roční elektrické výroby klesaly především v letech 2016 a 2017 a to o více jak 30 % elektrické výroby z roku 2015, což je velice výrazní propad. Drobný pokles elektrické hodinové výroby byl zaznamenán i z roku 2016 na rok 2017, nicméně zde se nejednalo o razantní propad jako z roku 2015 na rok 2016.

Tab. 5.6 Přehled parametrů elektrické výroby za jednotlivé roky

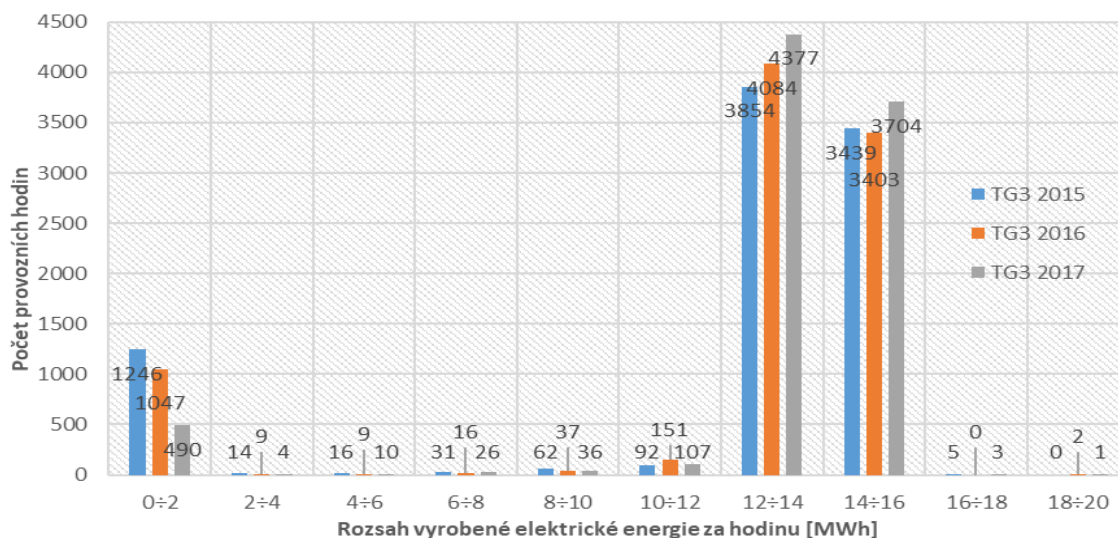
Zkoumané roky	Přehled parametrů elektrické výroby		
	Maximální hodinová el. energie [MWh]	Průměrná hodinová el. energie [MWh]	Kumulativní roční el. energie [TWh]
2015	128	79,22	693,89
2016	126	55,04	483,49
2017	128	52,94	463,74

Určitý útlum elektrické výroby v průběhu zkoumaných let může být způsoben preferováním obnovitelných zdrojů. Nicméně, i tento stav je pro ekonomičnost PITep relativně příznivý, protože díky tomuto může teplárna častěji poskytovat tepelnou zálohu a také PpS, které jsou v konečném důsledku dobře zaplacené.

5.4 Současné trendy provozu instalovaných turbín v PITep

Nyní bude blíže rozebráno reálné využití jednotlivých provozovaných turbín v PITep. Jak již bylo zmíněno v kap. 5.4, flexibilní výroba pro pokrytí, jak tepelných, tak elektrických požadavků PITep je zajišťována téměř výhradně pomocí TG1 a TG2. Dále je v PITep provozována TG3, která je napájena K7, kde je tedy spalována čistě dřevní štěpka.

Nejjednodušší z hlediska trendu provozu je tedy TG3. Vzhledem k současné dotační politice na výrobu elektrické energie z obnovitelných zdrojů je v současnosti ekonomicky výhodné provozovat celý „zelený blok“ (K7 + TG3) v čistě kondenzační provozu. Tzn., že v současnosti se „zelený blok“ v podstatě nepodílí na pokrývání tepelné poptávky a vyrábí stále maximální možnou elektrickou energii.

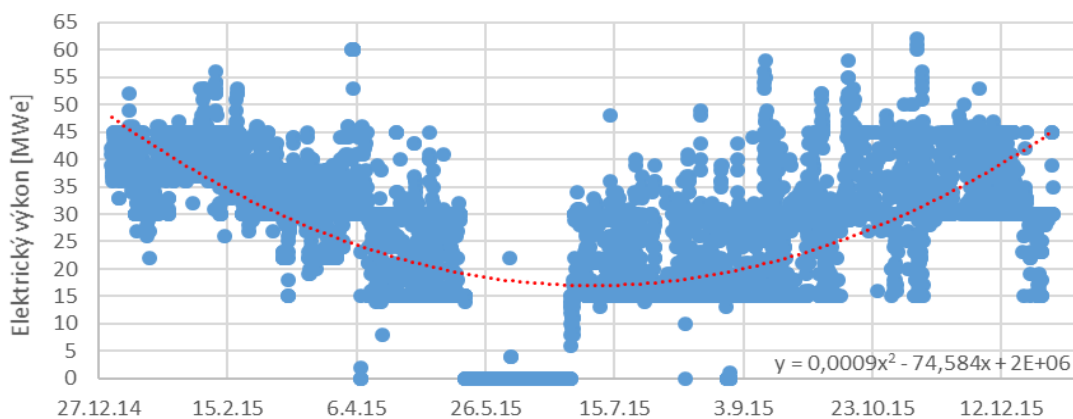


Obr. 5.10 Histogram výroby elektrické energie TG3 za zkoumané roky

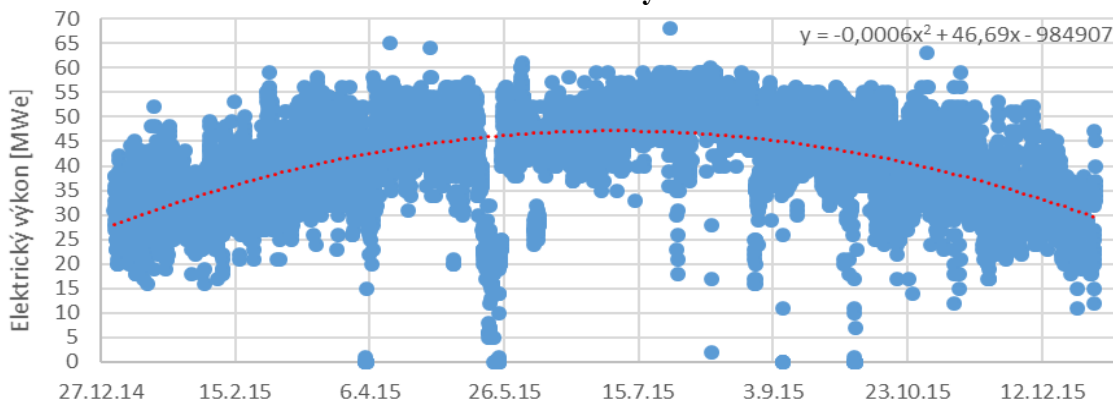
Obr. 5.10 ukazuje, že po většinu času TG3 byla buď odstavena, nebo vyráběla maximální možnou elektrickou energii. U TG3 a stejně tak i u všech kondenzačních turbín vytváříme za pomoci teploty chladicí vody, která je přímo úměrná venkovní teplotě, co nejhlubší podtlak v KO2. Při hlubším podtlaku jsme schopni využívat větší spad entalpie, což je důvod rozdílných výrobních maxim při různých venkovních teplotách.

V případě změny dotační politiky „zelený blok“ může nabízet také možnost kogenerační výroby stejně jako zbytek výrobních technologií PITep. TG3+K7 pracuje odděleně od ostatní výrobní technologie PITep, resp. může být provozován i v době odstávek ostatní technologie a vykrývat menší tepelné požadavky.

Dále se zaměříme na turbíny pracující pravidelně v kogeneračním provozu, což jsou TG1 a TG2. TG1 a TG2 jsou provozovány v souladu s požadavky na tepelnou i na elektrickou výrobu. Proto je zde značná variabilita provozování těchto turbín, která bude nyní srovnána za zkoumané roky.

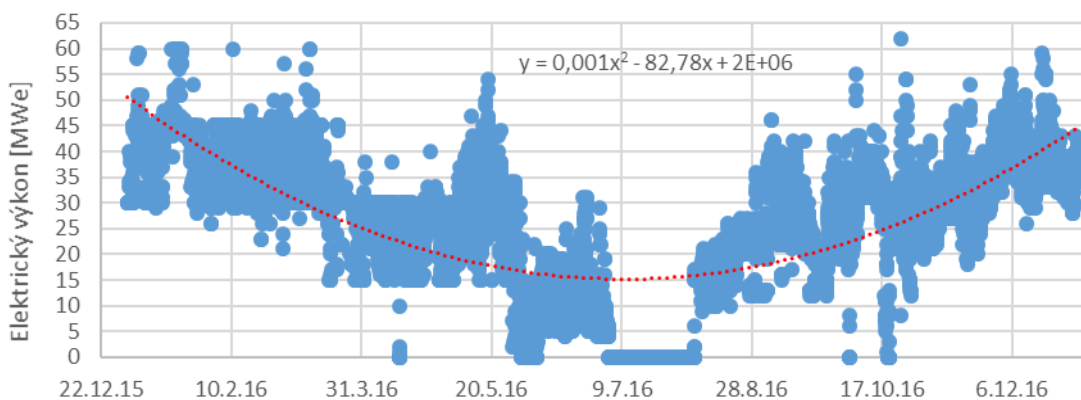


Obr. 5.11 Požadovaná elektrická výroba TG1 za rok 2015

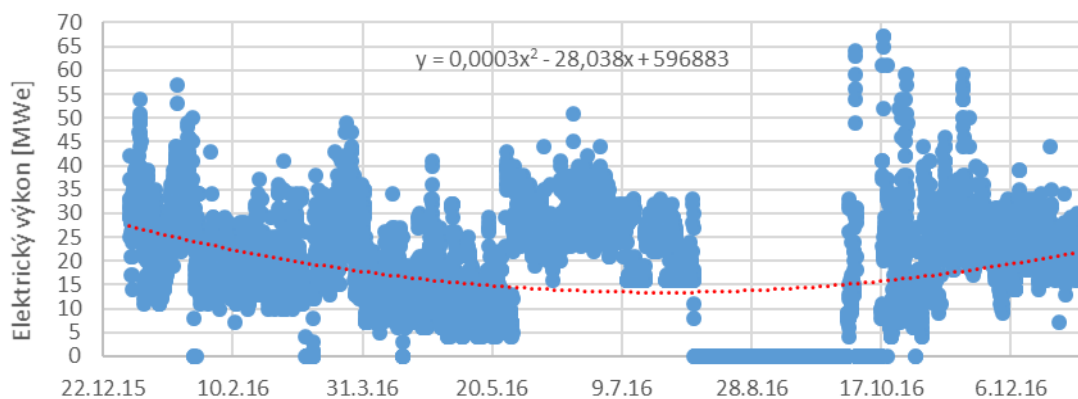


Obr. 5.12 Požadovaná elektrická výroba TG2 za rok 2015

Rok 2015 byl relativně konzistentní svými požadavky na elektrickou výrobu. Na Obr. 5.6 je ukázáno, že požadavky na elektrickou výrobu se výrazně nelišili v topném a mimo topném období. Proto, Obr. 5.11 naznačuje typický trend TG1, kdy je provozována více v topném období a méně v mimo topném období. V roce 2015 také proběhla měsíční plánovaná odstávka TG1 v mimo topném období. Naopak tomu bylo u TG2, což ukazuje Obr. 5.12, resp. TG2 byla více využívána v mimo topném a méně v topném období.

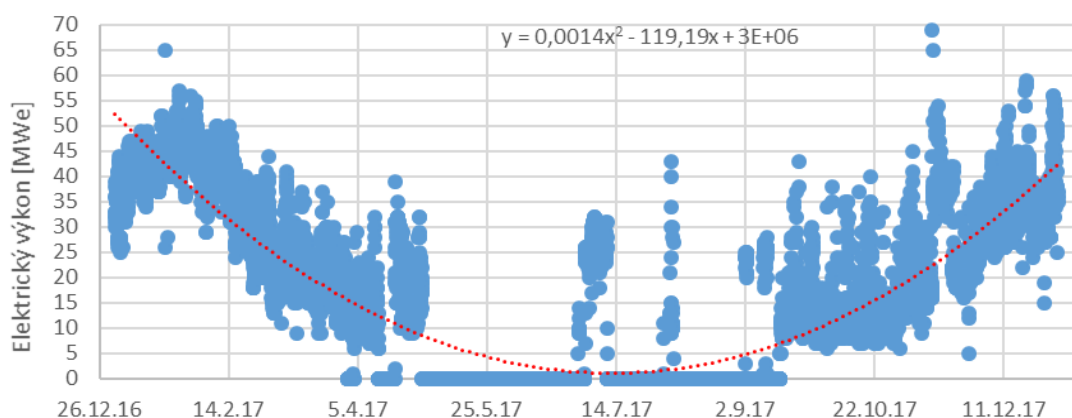


Obr. 5.13 Požadovaná elektrická výroba TG1 za rok 2016

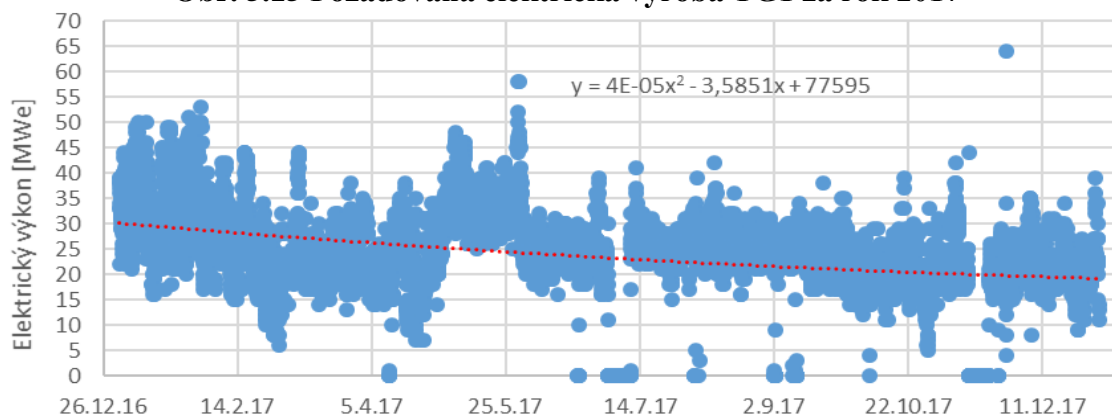


Obr. 5.14 Požadovaná elektrická výroba TG2 za rok 2016

Rok 2016 nebyl z hlediska elektrické výroby konzistentní. Naopak v Tab. 5.6 byl zaznamenán propad elektrické výroby více než o 30 % elektrické výroby z roku 2015. Tento propad byl způsoben pravděpodobně nárůstem podílu obnovitelných zdrojů v ES. Obr. 5.7 ukazuje, že největší propad elektrické výroby nastal ve druhé polovině mimo topného období. To je důvodem, proč mezi TG1 a TG2 není tolik patrný rozdíl, jako byl v roce 2015, viz Obr. 5.13 a Obr. 5.14. Nicméně drobný rozdíl mezi TG1 a TG2 vidět můžeme. Navíc v mimo topném období opět proběhly plánované odstávky obou turbín.



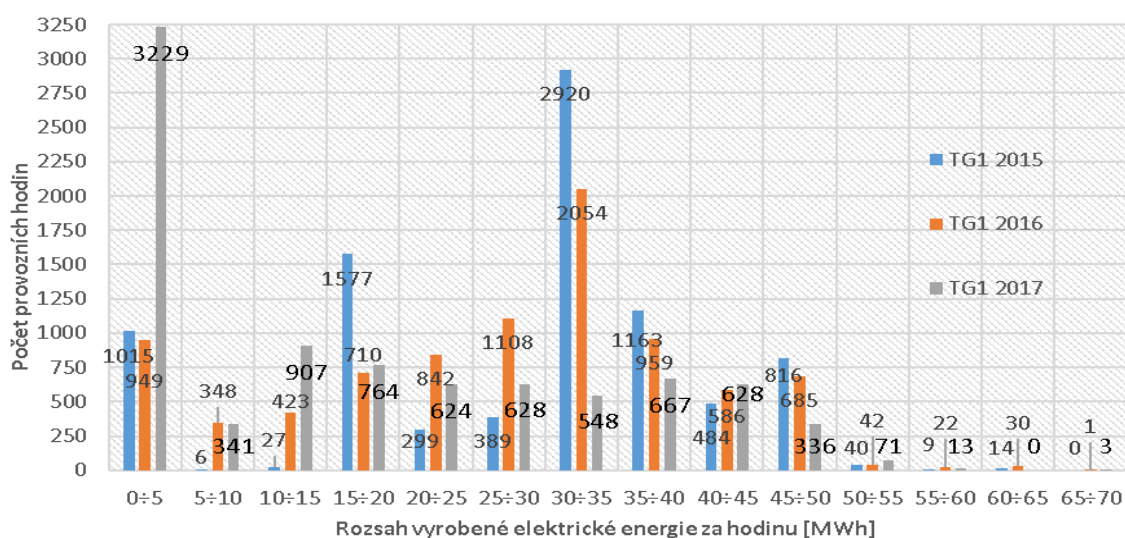
Obr. 5.15 Požadovaná elektrická výroba TG1 za rok 2017



Obr. 5.16 Požadovaná elektrická výroba TG2 za rok 2017

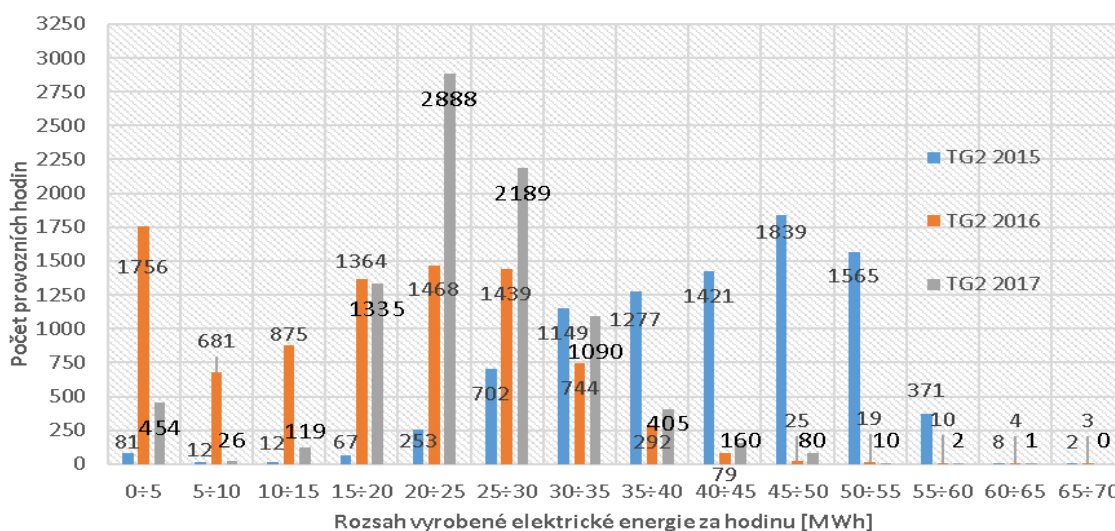
Rok 2017 byl opět charakterizován mírným propadem elektrické výroby, a to především v mimo topném období, jak je ukázáno Obr. 5.8. Dle Tab. 5.6 je hodnota kumulované elektrické výroby ještě nižší, než byla v roce 2016 o cca 20 TWh. Z Obr. 5.15 je patrné, že TG1 byla až na výjimky v podstatě celé mimo topné období odstavena, protože při těchto požadavcích na elektrickou výrobu má prakticky nepoužitelnou elektrickou účinnost. Naopak TG2 byla provozována celoročně a umožňovala flexibilní elektrickou výrobu dle potřeb, jak je ukázáno v Obr. 5.16.

Z výše uvedených průběhů byly získány následující histogramy, které srovnávají elektrické výroby v průběhu zkoumaných let turbín TG1 a TG2. Histogramy ukazují počty provozních hodin při určité hladině výkonu dosahované jak pro TG1, tak pro TG2.



Obr. 5.17 Histogram elektrické výroby TG1 za zkoumané roky

Obr. 5.17 ukazuje využití elektrické výroby TG1 za zkoumané roky. Základní poznatek vyplývající ze zmíněného histogramu je, že využitelnost TG1 v kontrastu požadované elektrické výroby postupně klesá. Rok 2015 viz Obr. 5.6 byl charakteristický relativně konzistentním požadavkem na elektrickou výrobu. V tomto období byla TG1 využívána dle teoretických předpokladů více v topném a méně v mimo topném období včetně plánované odstávky. Na druhou stranu rok 2017 byl charakteristický sníženou elektrickou výrobou v mimo topném období, což znamenalo odstavení TG1 téměř celé mimo topné období viz Obr. 5.8. Stále obecně platí, že v topném období se elektrický výkon TG1 odvíjí od tepelných požadavků.



Obr. 5.18 Histogram elektrické výroby TG2 za zkoumané roky

Obr. 5.18 ukazuje využití elektrické výroby TG2 za zkoumané roky. Základní poznatek je, že požadovaná flexibilita elektrické výroby je nejčastěji zajištěna právě pomocí TG2. V roce 2015 viz Obr. 5.12 byl naplno využit potenciál TG2. V topném období TG2 dorovnávala požadavky jak na elektrickou, tak na tepelnou výrobu. V mimo topném období měla TG2 ještě vyšší využitelnost, kdy běžela v kondenzačním provozu především pro pokrytí elektrických požadavků. Dále za zmínku stojí rok 2016, viz Obr. 5.14, kdy TG2 musela být téměř dva měsíce odstavena. Což vysvětluje zvýšený počet provozních hodin při minimální až nulové elektrické výrobě za rok 2016. TG2 výborně doplňuje TG1 svou flexibilitou a výhodami především v mimo topném období.

5.5 Problém protitlakové turbíny TG1 se současnými trendy

Časté nedostatečné tepelné požadavky především mimo topné období souvisí s faktem, že celá teplárna slouží mimo topné období jako polo-špičková elektrárna, které profituje především na prodeji regulační energie za lepší výkupní ceny a využívání PpS.

Pro provoz polo-špičkové elektrárny je ovšem TG1 dosti nevhodná. Její nevhodnost vychází z její nedostatečné výrobní flexibility, která je také naznačena pomocí produkční charakteristiky TG1 viz Obr. 4.2. Provoz TG1 v mimo topném období je mnohdy dosti neekonomický vlivem nižší elektrické účinnosti při nedostatečném tepelném požadavku. Na druhou stranu mohou nastat i určité okamžiky se zanedbatelným tepelným požadavkem, kdy může být výhodné provozovat TG1 i přes její nízkou elektrickou účinnost. Tyto okamžiky souvisí s vyšším požadovaným výkonem PITep, než mohou dodat dohromady TG2 a TG3 v maximálních možných kondenzačních provozech. Samozřejmě takovéto požadavky jsou spojeny s lepší cenou za regulační energii. Z tohoto důvodu může být

ekonomicky výhodné provozovat TG1 v mimo topném období. Nicméně TG1 pořád potřebuje zkondenzovat celý objem páry za NT dílem. Pro zkondenzování páry musí být využito jiných metod kondenzace, než je ZO1. PITep v současnosti využívá dvě varianty kondenzace za NT dílem pro turbínu TG1.

První varianta je využití SUKO. V případě využití SUKO je tepelná energie páry na konci NT dílu TG1 emitována do ovzduší. Pára kondenzuje na vodu a díky tomu může být znovu čerpána do kotlů. Nicméně, SUKO je realizováno soustavou elektrických ventilátorů, které mají relativně vysoký příkon, což opět zvyšuje vlastní spotřebu TG1, a navíc teplo není nijak využito a je pouze emitováno do ovzduší.

Druhou variantou, jak TG1 uchládit, je přímé vyfouknutí páry za NT dílem TG1 ven z cyklu. Nicméně tato možnost je ještě ztrátovější než SUKO, protože zde mimo teplo ztrácíme také demineralizovanou vodu, která musí být posléze opět vyrobena v chemické úpravně vody. Obě tyto metody jsou velice ztrátové a jsou využívány velmi zřídka.

6 Analýza odstávek PITep

Pomocí této analýzy bude podpořena myšlenku implementace inovací ukázat současný stav odstávek v PITep a pomocí toho podpořit myšlenku implementace inovací. Data pro vytvoření následující analýzy odstávek PITep byla získána za roky 2003, 2004 a období od 2013 až 2017. I přes nespojitost získaných dat bude analýza odstávek výhodná pro identifikaci typických příčin odstávek PITep.

6.1 Hrubá analýza odstávek celé elektrárny

V rámci první úvahy budou analyzovány pouze četnosti a doby plánovaných i neplánovaných odstávek PITep bez ohledu na informaci, na jaké technologii se odstávky vyskytly. Tato analýza má za cíl identifikovat signifikantní roky z hlediska četnosti, popř. doby trvání odstávek. [18], [30]

Tab. 6.1 Výskyt plánovaných i neplánových odstávek PITep

Zkoumané roky	Přehled četnosti odstávek [počet odstávek/rok]		
	Neplánované odstávky	Plánované odstávky	Odstávky celkově
2003	25	8	33
2004	36	3	39
2013	54	18	72
2014	52	50	102
2015	36	15	51
2016	21	20	41
2017	26	9	35
Průměr	35,71	17,57	53,29
Součet	250	123	373

Nejhorší roky z hlediska výskytu obou typů odstávek bylo období od roku 2013 do roku 2015. Pravděpodobně se na vyšší četnosti všech odstávek mezi zmíněnými roky projevila implementace „zeleného bloku“ v roce 2010.

Tab. 6.2 Součet dob plánovaných i neplánových odstávek PITep za zmíněné roky

Zkoumané roky	Přehled doby odstávek [počet odstávek/rok]			
	Doby neplánovaných odstávek	Doby plánovaných odstávek	Průměr doby neplánovaných odstávek	Průměr doby plánovaných odstávek
2003	284,53	3769,3	11,38	471,16
2004	613,6	543,32	17,04	181,11
2013	457,72	1173,92	8,48	65,22
2014	698	3778,12	13,42	75,56
2015	839,3	285,12	23,31	19,01
2016	473,5	582,92	22,55	29,15
2017	661,07	275,17	25,43	30,57
Průměr	575,39	1486,84	17,37	124,54

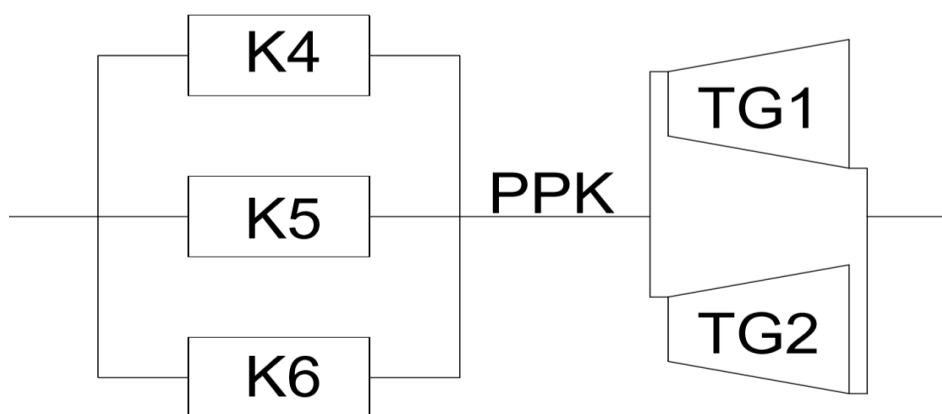
Nejhůrší roky z hlediska součtu dob strávených v odstávkách byly opět roky 2013 až 2015. Je patrné, že v technologii PITep se vykytuje značné množství rezerv v rámci odstávek, které by mohly být řešeny do budoucna. [18], [30]

Plánované odstávky by měli být déle trvající a zároveň méně časté než neplánované. V případě plánovaných odstávek se obvykle jedná o zásah do technologie. Důvody plánovaných odstávek jsou standardní plánované výměny dílčích komponent, které se plánují dlouhodobě, a ne z důvodu náhlého selhání. Nicméně vyskytly se i případy, kdy neplánovaná odstávka stačila pouze na provizorní opravu a hlavní díl práce musel být ponechán až na nejbližší plánovanou odstávku. Několikrát se také projevila vada nově instalované komponenty. Nastaly ale také plánované odstávky, které byly způsobené lidským faktorem. Úkolem dalších analýz bude proto zjistit, proč k dané odstávce došlo a jestli se tomu nedalo vhodnými opatřeními zabránit.

Vzhledem k tomu, že v této hrubé analýze nebyla nalezena žádná korelace mezi plánovanými a neplánovanými odstávkami. Je proto nutné zkoumat celý provoz PITep více do hloubky a hledat korelace v rámci jednotlivými technologiemi, které jsou zde v provozu. Horkovodní kotle K2 a K3 se téměř nepoužívají. Takže se jimi dále v rámci dalších analýz nebudeme zabývat.

6.2 Analýza systému propojeného systémem PPK

Jako první je nutné definovat spolehlivostní systém PPK viz Obr. 6.1.



Obr. 6.1 Spolehlivostní schéma systému napojeného na PPK [30]

Obr. 6.1 ukazuje redundantní systém tří kotlů a dvou turbín vzájemně propojených skrze PPK. Celková odstávka spolehlivostního systému PPK by nastala ve dvou případech: [30]

- odstávka všech tří kotlů současně
- odstávka obou turbín současně

Nicméně stav celkové odstávky je díky možnostem redundancí dosti nepravděpodobný. Tím pádem lze kalkulovat čistě se stavem částečné odstávky. Je však jasné, že odstávka jednoho za tří kotlů nebude mít takový vliv na celkový provoz než odstávka jedné ze dvou turbín. [30]

Jak již bylo ukázáno v Obr. 6.1, pro následující analýzu bude systém napojený na PPK rozdělen do několika částí, jejíž provoz spolu souvisí. Členění částí v následujících analýzách bude také odpovídat jednotlivým etapám výstavby. Tyto celky jsou: [30]

- Granulační kotel K4,
- Granulační kotel K5,
- Fluidní kotel K6,
- Protitlaková turbíny TG1,
- Kondenzační odběrová turbína TG2.

Nejprve bude rozebrána paralelní kombinace K4, K5 a K6, které napájejí přehřátou parou TG1 a TG2.

Nejprve bude rozebrán K4. Spalované palivo v K4 bývá nejčastěji jemně rozemleté hnědé uhlí s příměsí slámových pelet, popř. TAP. K4 potřebuje pro svůj provoz řadu elektrických pohonů např. dopravníkové pásy paliva do a z K4. Navíc pro rozemletí uhlí na zrnitost cca 1 mm jsou využity dva drticí mlýny opět s elektrickými pohony a další el. Pohony jsou využity pro vzduchové a kouřové ventilátory. Ventilátory jsou nezbytné pro správné hoření paliva v K4, přivádí tedy vzduch do SK, resp. odvádějí spaliny z K4. Pro připomenutí K4 je spolu s K5 s turbínou TG1 nejstarší provozovanou kogenerační technologií PlTep. Všechny tyto zmíněné technologie byly implementovány v rámci druhé etapy výstavby PlTep v roce 1985. [30]

Tab. 6.3 Přehled odstávek K4

Zkoumané roky	Přehled odstávek K4			
	<i>Neplánované odstávky K4</i>	<i>Doby neplánovaných odstávek K4</i>	<i>Plánované odstávky K4</i>	<i>Doby plánovaných odstávek K4</i>
2003	3	66,97	4	1837,10
2004	5	92,02	1	53,43
2013	2	86,23	4	681,15
2014	1	1,37	9	1153,52
2015	1	36,53	1	15,98
2016	0	0,00	0	0,00
2017	1	1,85	0	0,00
Průměr	1,86	40,71	2,71	534,45

K4 strávil poměrně velice krátkou dobu v neplánovaných odstávkách pouhých 40,71 hodin za rok. Na druhou stranu v plánovaných odstávkách K4 strávil celkem

dlouhou dobu resp. 541,95 hodin za rok. Nyní budou rozebrány typické příčiny neplánovaných odstávek K4. Jediná opakovaná příčina resp. 7 výskytů byla netěsnost TC. Zbytek poruch se vyskytoval v podstatě ojediněle. Jedná o poruchy typu vada armatury, utržený mezikus servopohonu, vystřelení ucpávky, zapečené palivo v SK, přerušení napájení při najíždění K5.

Většina plánovaných odstávek resp. 7 výskytů opět souviselo s opravou netěsnosti TC. Několik plánovaných odstávek proběhlo pouze pro kontrolu např. SK nebo revize betonového komína. Zbytek plánovaných odstávek byl opět ojedinělý, např. investiční akce týkající se denitrifikace K4 nebo oprava čistícího řetězu Magaldi.

Jako další budou rozebrány neplánované a plánované odstávky K5. Jak již bylo zmíněno K5 pracuje paralelně s K4 a K6, což znamená, že zásobují PPK. Z hlediska dodaného tepelného výkonu nezáleží na tom, který kotel tepelný výkon dodá. Pro efektivní flexibilní výrobu je výhodné mít vždy k dispozici alespoň dva za tří kotlů. Pro K5 platí stejná specifika jako pro K4.

Tab. 6.4 Přehled odstávek K5

Zkoumané roky	Přehled odstávek K5			
	<i>Neplánované odstávky K5</i>	<i>Doby neplánovaných odstávek K5</i>	<i>Plánované odstávky K5</i>	<i>Doby plánovaných odstávek K5</i>
2003	3	145,42	2	465,62
2004	11	169,07	1	480
2013	7	102,90	3	23,48
2014	1	0,58	5	64,42
2015	5	265,28	3	45,65
2016	3	27,85	1	59,28
2017	5	73,47	0	0,00
Průměr	5	112,08	2,14	162,64

Průměrná četnost (5 neplánovaných odstávek za rok) i průměrná doba (neplánovaných odstávek 112,08 hodin za rok) byla u K5 násobně vyšší než u K4. Nejčastější příčina neplánovaných odstávek K5 byla obdobně jako u K4 netěsnost TC resp. 12 výskytů. Druhá nečestnější příčina byla zapečená struska v SK resp. 6 výskytů, která souvisela s méně kvalitním palivem. Opakovaně se zde objevily i další příčiny jmenovitě vada softwaru 4 výskyty, lidská chyba 4 výskyty, přetlak ve SK 2 výskyty. Zbytek příčin bylo ojedinělých. Jedná o ztrátu tlaku mazacího stroje hlavního olejového čerpadla, opravu elektrostatického odlučovače, zaseklý pásový dopravník, zapůsobení ochrany transformátoru vlastní spotřebou.

Na druhou stranu K5 měl zase téměř pět krát nižší průměrnou dobu plánovaných odstávek resp. 118,22 hodin za rok, což může vysvětlovat vyšší výskyt i dobu trávenou v neplánovaných odstávkách než K4. I zde byla většina plánovaných odstávek způsobena

netěsnostmi TC resp. 5 výskytů, mimo jiné také opravami armatur a ucpávek TC. Zbytek plánovaných odstávek se týkalo oprav ložisek ventilátorů, investiční akce DENOX K4/K5 měření teplot v SK a nutné úpravy ŘS Contronic.

Nyní bude další šetření zaměřeno na K6 a příčiny jeho plánovaných i neplánovaných odstávek. K6 využívá technologii fluidního spalování, což znamená, že může mnohem efektivněji spalovat i méně hodnotná paliva, které by nemohly být spáleny v granulačních K4 a K5. Spalované palivo v K6 bývá obvykle hnědé uhlí + vysušená dřevní štěpka, popř. odvodněné pivovarské mláto, nebo jiná méně hodnotná biomasa. Fluidní lože umožňuje spalovat např. i odvodněné mourové kaly, které jsou jinde nespalitelné.

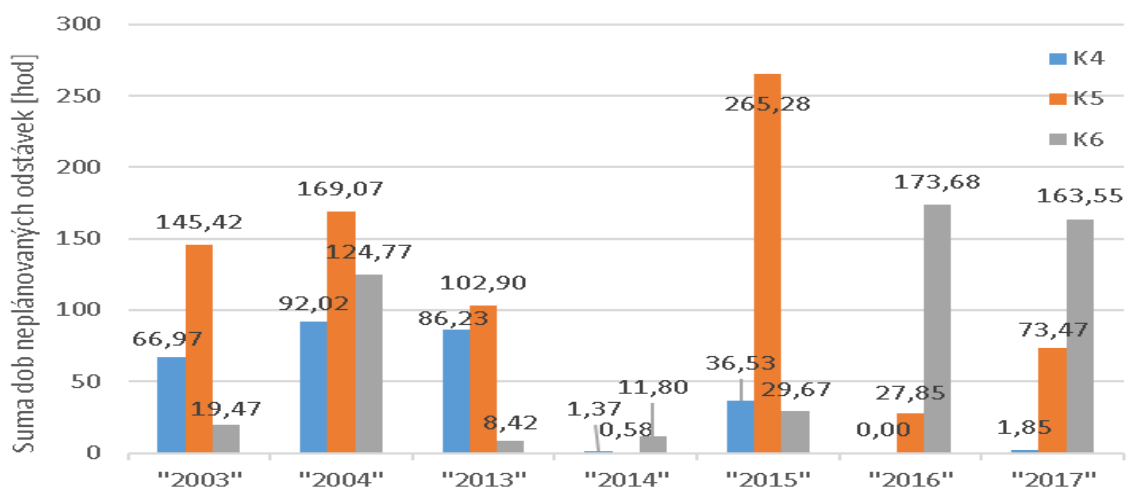
K6 opět potřebuje pro svůj provoz řadu elektrických pohonů především pro dopravníkové pásy paliva do a z kotle a vzduchové a kouřové ventilátory. Vzduchové ventilátory v podstatě udržují palivo ve vzhledu, kde velmi efektivně prohořívá. Pro připomenutí K6 byl instalován v rámci druhé výstavbové etapy P1Tep v roce 1999 spolu s TG2.

Tab. 6.5 Přehled odstávek K6

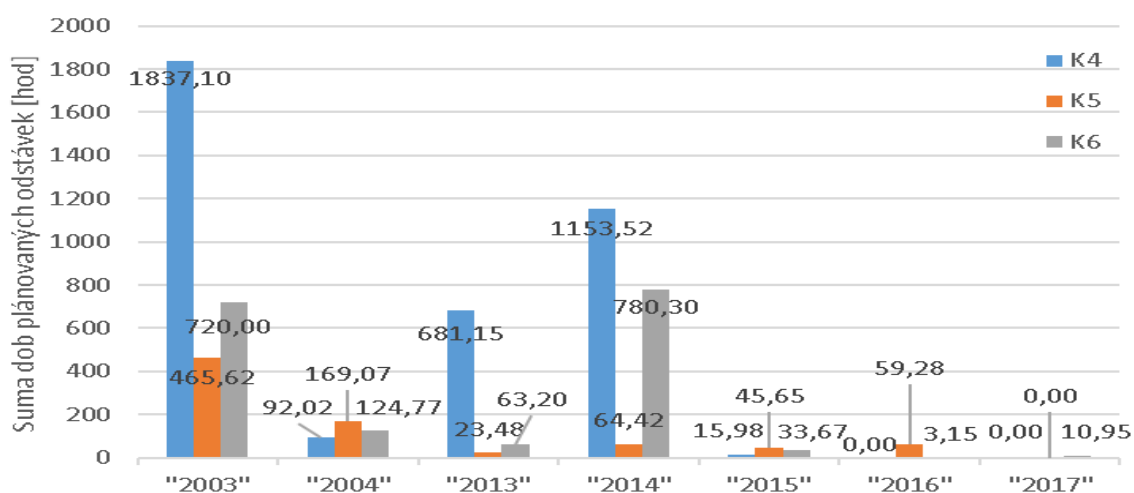
Zkoumané roky	Přehled odstávek K6			
	Neplánované odstávky K6	Doby neplánovaných odstávek K6	Plánované odstávky K6	Doby plánovaných odstávek K6
2003	3	19,47	1	720,00
2004	10	124,77	1	9,88
2013	7	8,42	4	63,20
2014	3	11,80	13	780,30
2015	6	29,67	5	33,67
2016	5	173,68	2	3,15
2017	4	163,55	1	10,95
Průměr	5,43	75,91	3,86	231,59

Průměrná doba neplánovaných odstávek K6 resp. 75,91 hodin za rok je nižší než K5 resp. 112,08 hodin za rok, ale vyšší než u K4 resp. 40,71 hodin za rok. K6 měl příčiny neplánovaných odstávek více rozvrstveny mezi přidružené systémy. Dvě nejčastější příčiny neplánovaných odstávek byly ucpané svodky paliva (10 výskytů) a výpadky FM (9 výskytů). Jako další opakující se příčiny se objevily netěsnost TC (4 výskyty), vytržená hadice primárního vzduchu na chlazení šneku mouro (3 výskyty), lidská chyba (3 výskyty) a chyba softwaru (2 výskyty). Zbytek příčin neplánovaných odstávek byl ojedinělý. Jednalo se např. o vadnou ŘJ na regulační klapce sekundárního ventilátoru, ucpání sifonu pod cyklonem, poruchu transformátoru nárazem ze sítě, výpadek – primárního ventilátoru na max. teplotu ložiska, výpadek napájecího čerpadla 22 a neúspěšný náběh čerpadla 21.

Průměrná doba plánovaných odstávek K6 byla 248 hodin za rok. Opět se nyní zaměříme na příčiny plánovaných odstávek. Nejčastější příčinou plánovaných odstávek byly ucpané svodky paliva (10 výskytů). Druhá opakující se příčina byla oprava dopravních šneku (5 výskytů). Zbytek příčin byl ojedinělý kontrola FM, kontrola odtahových tras vyčištění zásobníku na uhlí a montáž drtiče uhlí, oprava netěsnosti odtahu a osazení motoru sekundárního ventilátoru K6.



Obr. 6.2 Celková doba neplánovaných odstávek K4, K5 a K6 za zkoumané roky



Obr. 6.3 Celková doba plánovaných odstávek K4, K5 a K6 za zkoumané roky

Obr. 6.2 a Obr. 6.3 ukazuje, že s minimalizací dob neplánovaných odstávek souvisí vyšší doba plánovaných odstávek. Nicméně kvalitativní údaj je, jak dlouho byl daný kotel v odstávkách. Když se podíváme na problematiku kotlů ještě jednou z hlediska doby v jakékoliv odstávce.

Tab. 6.6 Porovnání průměrných dob odstávek K4, K5 a K6

Zkoumané roky	Porovnání průměrných dob odstávek K4, K5 a K6		
	<i>Průměrná doba neplánovaných odstávek za rok</i>	<i>Průměrná doba plánovaných odstávek za rok</i>	<i>Průměrná doba všech odstávek za rok</i>
K4	40,71	534,45	575,16
K5	112,08	162,64	274,72
K6	75,91	231,59	307,5

Je zde patrné potvrzení teoretického trendu, že v plánovaných odstávkách se dají podchytit slabá místa dané technologie a potom jsou neplánované odstávky méně časté. Nicméně není žádoucí mít daný kotel v plánovaných odstávkách zase příliš často, což by mohlo být na úkor ekonomičnosti provozu PITep.

Nyní se v podobné analýze zaměříme na TG1 a TG2 napájené z PPK.

První bude rozebrána TG1. Jak již bylo zmíněno TG1 je výhodné provozovat především v provozu KVET. Proto je využívána především v době, kdy existuje tepelná poptávka z CZT. TG1 je dvou tělesová a je v provozu již od roku 1985 spolu s K4 a K5 v rámci druhé etapy výstavby PITep. V roce 1999 byl navýšen její jmenovitý výkon z 55MWe na 70 MWe. V roce 2004 byla TG1 doplněna o SUKO.

Tab. 6.7 Přehled odstávek TG1

Zkoumané roky	Přehled odstávek TG1			
	<i>Neplánované odstávky TG1</i>	<i>Doby neplánovaných odstávek TG1</i>	<i>Plánované odstávky TG1</i>	<i>Doby plánovaných odstávek TG1</i>
2003	7	32,23	2	26,58
2004	5	73,37	0	0
2013	4	3,90	2	184,87
2014	0	0,00	3	306,78
2015	1	0,10	1	3,87
2016	1	0,13	3	80,78
2017	2	58,23	1	0,28
Průměr	2,86	24	1,71	86,17

TG1 strávila průměrně velice krátkou dobu v neplánovaných odstávkách pouze 24 hodin za rok. Nyní budou rozebrány typické příčiny neplánovaných odstávek TG1. Z hlediska opakovatelných příčin vyskytovaly se zde tři, a to výpadek oběhového čerpadla (4 výskyty), špatné zapůsobení ochrany SKŘ a vniklá dešťová voda (obojí 2 výskyty). Zbytek příčin poruch byl ojedinělý. Jednalo se o netěsnost potrubí topné vody, výpadek střídače, zvýšené chvění předního ložiska TG1, oprava vnitřní ucpávky armatury do VTO1, výpadek na max. hladinu ZO, zahoření izolací u zadního ložiska TG1, netěsné olejové ucpávky, havárie severního napáječe CZT a netěsnost rychle závěrného ventilu.

Ani plánované odstávky TG1 nebyly nijak vysoké resp. 86,17 hodin za rok, což ukazuje, že TG1 je robustní a lety prověřená technologie. Příčiny plánovaných odstávek byly ojedinělé. Jednalo se o výměnu čidel otáček, vystřelenou ucpávku armatury ostré páry, opravu olejového čerpadla, opravu vývodového transformátoru T1, nefunkční

2NTRV, netěsnost na horkovodním potrubí v CZT, opravu 2. VTV, opravu na strojovně, opravu odběrové klapky 3. RV, vystřelení ucpávky na levé straně RV.

Nyní bude rozebrána TG2. TG2 je jako TG1 napájena z PPK. Její výhodou, jak už bylo zmíněno, je větší flexibilita elektrické i tepelné výroby, proto je využívána v topném období dle požadavků v provozu KVET, nicméně bývá méně vytěžovaná než TG1. Přesně naopak je tomu mimo topné období, kdy funguje v kondenzačním provozu a kryje požadavky na elektrickou energii. TG2 je také dvou tělesová turbína a byla zprovozněna společně s K6 v rámci třetí výstavbové etapy v roce 1999.

Tab. 6.8 Přehled odstávek TG2

Zkoumané roky	Přehled odstávek TG2			
	<i>Neplánované odstávky TG2</i>	<i>Doby neplánovaných odstávek TG2</i>	<i>Plánované odstávky TG2</i>	<i>Doby plánovaných odstávek TG2</i>
2003	5	2,62	1	720,00
2004	1	1,82	0	0
2013	3	9,57	1	1,67
2014	0	0,00	4	573,38
2015	3	6,83	1	11,25
2016	2	226,88	4	79,47
2017	4	223,93	3	34,40
Průměr	2,57	67,38	2,00	202,88

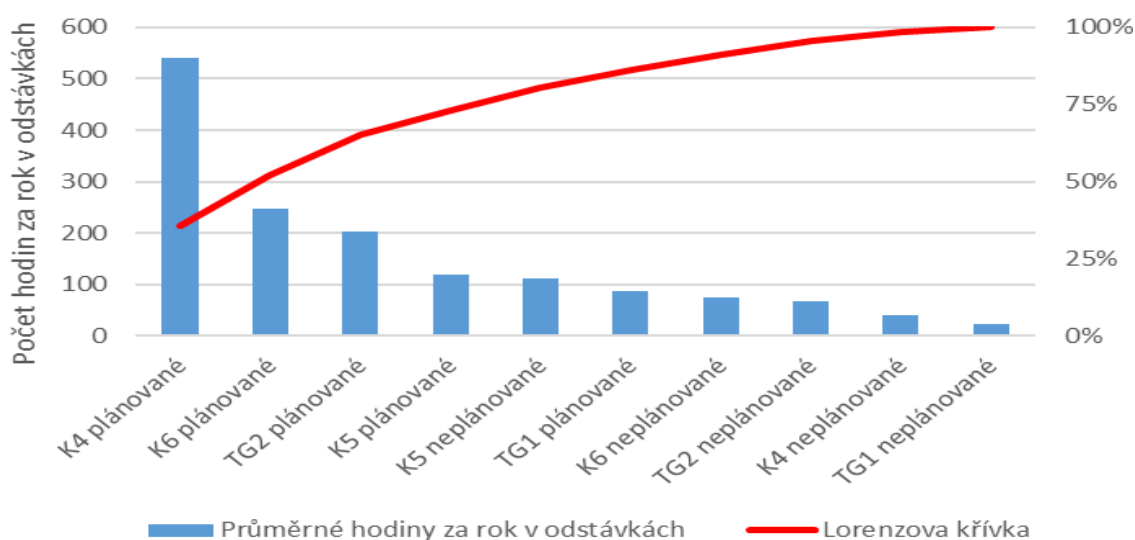
TG2 strávila průměrně v neplánovaných odstávkách 67,38 hodin za rok. Nyní budou rozebrány typické příčiny neplánovaných odstávek TG2. Z hlediska opakovatelných příčin se zde vyskytly čtyři. Jmenovitě to byly výpadek buzení (5 výskyty), porucha VTRV a výpadek olejových čerpadel a výpadek na max. tlak v 2. RO (2 výskyty). Zbytek příčin byl ojedinělý. Jednalo se o výpadek transformátoru, porucha tlačítka požáru SKŘ, výpadek strojní ochrany + vadný kabel ŘS, software – falešná signalizace, zásah na sumu elektro ochran + externí vypnutí ŘS a proudový náraz z rozvodny Chrástu.

Plánované odstávky TG2 byly 202,53 hodin za rok. Opakované příčiny plánovaných odstávek TG2 byly pouze dvě, a to netěsnost VTRV (7 výskyty) a výměna uhlíků generátoru (3 výskyty). Zbytek příčin bylo ojedinělých. Jednalo se o zvýšené chvění zadního ložiska TG2, netěsnost KO, vystřelení ucpávky přehradní armatury před TG2, netěsnost na vstupním parovodu, výměna servopohonu a oprava vývodového transformátoru.

Nyní budou porovnány TG1 a TG2. Z výše provedených analýz vyplývá, že průměrná doba neplánovaných odstávek TG1 resp. 24 hodin za rok byla téměř třikrát nižší než tato doba u TG2 resp. 67,38 hodin za rok. Podobná situace nastala i pro plánované odstávky, kde opět průměrná doba plánovaných odstávek TG1 resp. 86,17

hodin za rok byla opět násobně nižší než tato doba u TG2 resp. 202,53 hodin za rok. Z těchto faktů vyplývá, že celková průměrná doba odstávek TG1 byla 110,17 hodin za rok a tato doba je více než třikrát nižší než celková průměrná doba odstávek TG2, která byla 269,92 hodin za rok. Z tohoto faktu logicky vyplývá, že v porovnání TG1 a TG2 z hlediska dob odstávek vychází TG1 znatelně lépe než TG2.

Nyní bude zmíněno se shrnutí a srovnání poznatků o plánovaných a neplánovaných odstávkách všech zkoumaných technologických částí spojených s PPK za zkoumané roky. Jako nástroj tohoto srovnání byla použita Paretova analýza, viz Obr. 6.4.



Obr. 6.4 Paretova křivka odstávek systému PPK [9]

Většina plánovaných odstávek je prováděna v mimo topném období, aby v topném období, kdy je PITep nejvíce vytížena vše fungovalo bez větších odstávek. Samozřejmě je také patrné, že plánované odstávky dané technologické části by měli zabrat delší čas než odstávky neplánované a zároveň snižovat čas neplánovaných odstávek.

Samozřejmě nikdy nejde zcela zabránit stochastickými příčinám neplánovaných odstávek, ale v případě opakovatelnosti odstávek mohou být podniknuty kroky pro zmírnění dopadů opakovaných příčin.

Nejhorší technologická část z hlediska předchozí analýzy byl K4, který měl velice často problém s netěsnostmi TC. Tato příčina se objevila celkem 14krát, což je velmi vysoké číslo. Pravděpodobně by se vyplatilo celý TC K4 přetěsnit. K5 je v naprosto stejné situaci s TC. K6 a K5 měli opakované příčiny odstávek spojené s kvalitou paliva. Tento problém lze vyřešit lepším monitoringem efektivnějším vysoušením a lepším mísením paliv do kotlů. TG2 měla opakované problémy buzením generátoru, které bylo následně vyměněno. Nejlépe dopadla z hlediska Paretovy analýzy TG1. Opakované příčiny zde

byly výpadky NČ, špatné zapůsobení ochrany SKŘ a vniklá dešťová voda. Výpadky NČ a špatné zapůsobení ochrany SKŘ byly zaviněny špatným algoritmem ŘS, který byl upraven, aby k těmto výpadkům už nedocházelo. Výpadky vlivem vniklé dešťové vody byly již v minulosti vyřešeny zatěsněním venkovních částí cyklu s TG1.

Klíčovou informací je ovšem dobrý stav TG1 z hlediska spolehlivosti, protože tato informace podporuje myšlenku se TG1 dále zabývat a snažit se jí využívat, co možná nejefektivněji do budoucna.

6.3 Analýza systému napojeného na SPK

Nyní je nutné definovat spolehlivostní systém SPK viz Obr. 6.5.



Obr. 6.5 Spolehlivostní schéma „zeleného bloku“ [30]

Z hlediska spolehlivosti je systém SPK relativně jednoduchý pouze jeden kotel napájí jednu turbínu, viz Obr. 6.5. Pro funkčnost systému musí fungovat obě technologické části, kterými jsou:

- K7,
- TG3.

„Zelený blok“ resp. systém SPK je oddělen od zbytku technologického zařízení. Tento blok byl zprovozněn v rámci čtvrté výstavbové etapy PITep roku 2010. To je důvod, proč existují data odstávek systému SPK pouze za roky 2013 až 2017. Z hlediska ekonomičnosti je v současné době nejvýhodnější, aby systém SPK byl provozován neustále na maximální možný elektrický výkon, resp. každá ztráta výroby znamená ztrátu zisku PITep.

Tab. 6.9 Přehled odstávek K7

Zkoumané roky	Přehled odstávek K7			
	Neplánované odstávky K7	Doby neplánovaných odstávek K7	Plánované odstávky K7	Doby plánovaných odstávek K7
2013	24	219.83	3	218,37
2014	37	423.43	13	880,15
2015	14	494.23	4	174,70
2016	7	38.55	10	360,23
2017	10	150.98	4	218,58
Průměr	18.4	265.41	6.8	370,41

První bude z hlediska typických příčin vyšetřen K7. Vysoká průměrná doba neplánovaných odstávek K7 resp. 269,56 hodin za rok naznačuje skutečný problém. Jednalo se o příčiny, viz Tab. 6.10:

Tab. 6.10 Přehled příčin neplánovaných odstávek K7

Příčiny neplánovaných odstávek	Přehled neplánovaných odstávek K7
	<i>Doba neplánovaných odstávek K7 [hod.]</i>
Výpadek na min. teplotu SK (vlhké palivo) (33 výskyty)	281,97
Zapečení LP (8 výskyty)	161,21
Výpadek na min. teplotu ve SK (klenby v zásobníku) (6 výskyty)	149,15
Výpadek max. teplotu přehřáté páry (změna kvality paliva) (8 výskyty)	96,65
Prasklá dilatace PV	90,68
Závada okruhu hydrauliky	77,07
Neprůchozí odtahy (5 výskyty)	75,47
Odstavení na opravu netěsného TC (2 výskyty)	70,41
Přetržený palivový šnek (2 výskyty)	62,08
Výpadek na min. hladinu v bubnu (výpadek elektro napáječky) (2 výskyty)	29,93
Zapečené výsyvky SK (2 výskyty)	25,54
Porucha snímače polohy na levé klapce PV	3,73
Výpadek EN32 (4 výskyty)	3,48
Porucha FM KV	2,18
Výpadek výkonového šneku (2 výskyty)	1,5
Výpadek K7 z důvodu výpadku napájecí čerpadla na min. hladinu v NN	0,75
Výpadek max. teplotu přehřáté páry z důvodu poruchy klapky PV	0,45
Výpadek na min. teplotu SK (výpadek plynového hořáku)	0,32
Výpadek na min. teplotu SK (nefunkční měření průtoku PV)	0,25
Špatná funkce hybridního filtru odsíření	0,07
Chybná reakce ŘS odsíření závada UPS	0,03

I průměrná doba plánovaných odstávek K7 resp. 370,41 hodin za rok naznačuje, že K7 je zde značný problém z hlediska spolehlivosti. Jednalo se o příčiny, viz Tab. 6.11:

Tab. 6.11 Přehled příčin plánovaných odstávek K7

Příčiny plánovaných odstávek	Přehled plánovaných odstávek K7
	<i>Doba neplánovaných odstávek K7 [hod.]</i>
Velké netěsnosti průlezu do bubnu	486,5
Problémy se žaluz. odlučovačem a elektro odlučovačem (6 výskyty)	278,55
Oprava šneků a vyčištění výsypek všech odlučovačů (3 výskyty)	211,59
Opravy a čištění kotle	140,93
Zapečení výsypek K7 v SK (2 výskyty)	80,83
Nestabilní hoření, zapečeného odtahu a výsypky pod odlučovačem	60,73
Vysokého chvění PV (2 výskyty)	58,18
Netěsnost TC (2 výskyty)	52,68
Oprava svodek LP a vyčištění LUVA	46,7
Výpadek hydrauliky podávání paliva	42,5
Oprava odtahu	41,23
Nefunkční žaluziový odlučovač	40,38
Uvolnění neprůchozích odtahů (3 výskyty)	32,48
Opravu pravého šneku elektro odlučovače (2 výskyty)	25,65
Oprava parní vývěvy	30,85
Opravy a čištění elektro odlučovačů	23,65
Zhavarované ložisko pravého výkonového šneku paliva	4,42

Jako další bude z hlediska typických příčin vyšetřen TG3 viz Tab. 6.12.

Tab. 6.12 Přehled odstávek turbíny TG3

Zkoumané roky	Přehled odstávek turbína TG3			
	Neplánované odstávky TG3	Doby neplánovaných odstávek TG3	Plánované odstávky TG3	Doby plánovaných odstávek TG3
2013	7	26,87	1	1,18
2014	7	4,18	0	0,00
2015	5	1,72	0	0,00
2016	2	1,20	0	0,00
2017	0	0,00	0	0,00
Průměr	4,2	6,79	0,2	0,24

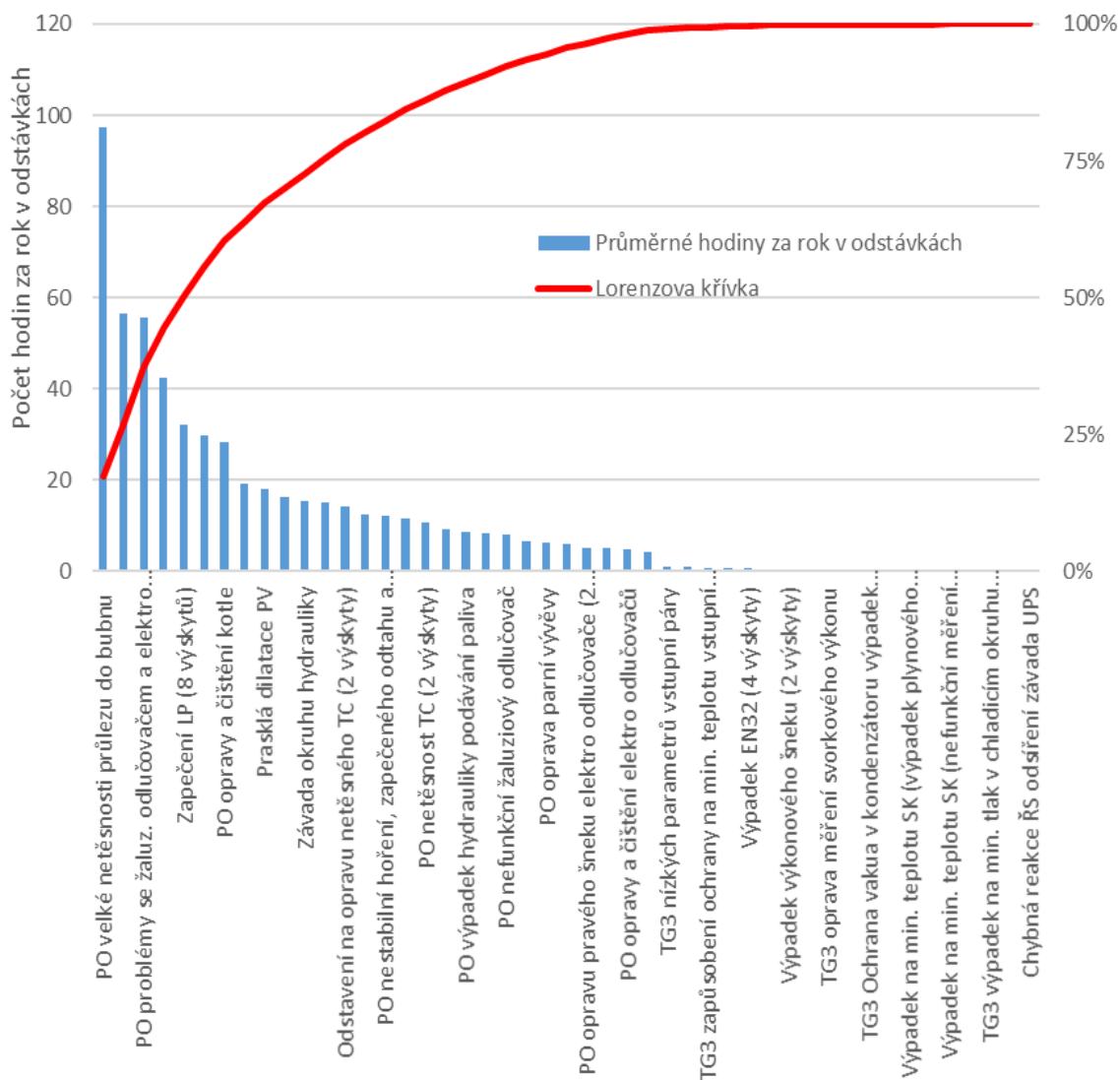
Tab. 6.12 ukazuje, že TG3 je ve srovnání s K7 minoritním zdrojem odstávek. Její průměrná doba neplánovaných odstávek byla 6,79 hodin za rok, což je absolutně mizivé číslo oproti K7. TG3 měl příčiny odstávek, viz Tab. 6.13:

Tab. 6.13 Přehled příčin neplánovaných odstávek turbíny TG3

Příčiny neplánovaných odstávek	Přehled plánovaných odstávek TG3
	Doba neplánovaných odstávek TG3 [hod.]
Netěsnost na přírubě odvodnění prohřevu VTRV (2 výskyty)	20,82
Nízké parametry vstupní páry	4,88
Zapůsobení ochrany na min. teplotu vstupní páry (7 výskyty)	3,82
Výpadek na max. teplotu přehřáté páry (4 výskyty)	1,12
Oprava měření svorkového výkonu	0,96
Ochrana vakua v kondenzátoru výpadek chladicího čerpadla (2 výskyty)	0,48
Výpadek - chladících čerpadel generátoru	0,32
Zapůsobení ochrany na min. tlak regulační kapaliny	0,18
Výpadek na min. tlak v chladicím okruhu mazacího oleje (lidská chyba)	0,1

Vzhledem k faktu, že plánovaná odstávka TG3 ve zkoumaných pěti letech proběhla pouze jedna, která byla velmi krátká a měla spíše kontrolní charakter. Nebudeme ji brát v potaz v rámci další analýzy.

Díky dostatečnému popisu naprosté většiny odstávek systému SPK můžeme pomocí Paretovy analýzy snadno určit, které příčiny měly největší dopad na celkovou dobu odstávek. Všechny odstávky ať už K7 nebo TG3, resp. plánované i neplánované se projevují stejně konkrétně odstavením celého systému SPK.



Obr. 6.6 Paretova křivka plánovaných a neplánovaných odstávek systému SPK [9]

Opět i zde se v rámci K7 velice projevují netěsnosti TC. Mimo to se o K7 v minulých letech velice často objevily problémy spojené s kvalitou paliva. PITEP vybuodovala dvě sušící linky na dováženou štěpku, nicméně mělo by se také investovat do monitoringu frakce jdoucí do K7, popř. do K6. Za zkoumané roky se zde vyskytlo mnoho odstávek souvisejících s K7. Některé z příčin byly již z hlediska opakovatelnosti vyřešeny, nicméně je tu stále ještě mnoho prostoru, jak se v rámci údržby K7 dostat na doby odstávek podobné ostatním kotlům v PITEP.

7 Analýza návrhu ORC

7.1 Současný stav poznání ORC

Princip ORC je velmi podobný klasickým parovodním cyklům. Nicméně zde je přenos tepla realizován pomocí organického media s teplotou varu zpravidla nižší, než má voda. Mezi technické výhody ORC patří: [3]

- Možnost využití zdrojů tepelné energie s nízkými teplotními parametry.
- Vysoká celková účinnost ORC a termodynamická účinnost turbíny až 90 %.
- Minimální mechanický stres v ORC díky nižším termodynamickým parametrům (nižší požadavky na mechanickou odolnost).
- Jednoduchý design turbíny (obvykle jednostupňová) umožňující přímé připojení elektrického generátoru bez převodovky.
- Absence vlhka během expanze media v turbíně (žádná eroze lopatek)

Kromě technických výhod má ORC také operační výhody, mezi které patří: [3]

- Jednoduché spuštění a odstavení ORC – automatický, kontinuální a tichý provoz.
- Dlouhá životnost a vysoká dostupnost ORC až 50 000 hodin s dostupností 98 %.
- Není nutnost demineralizovat ani jinak upravovat pracovní medium.
- Možnost částečného provozu od 10 do 100 % s nízkým poklesem účinnosti.
- Minimální udržovací náklady jen 3 až 5 hodiny za týden.

Na druhou stranu je vhodné také zmínit několik nevýhod, které se týkají ORC: [3]

- Organické látky mohou být toxické, výbušné, popř. škodlivé lidskému zdraví.
- Postupná degradace organických medií snižuje postupem času účinnost ORC.
- Cena organických medií je několikrát větší než výroba demineralizované vody.
- Vzhledem nízké teplotnímu zdrojům tepla je zde potřeba větších průtoků pracovního media pro dosažení stejného výkonu než u klasických cyklů.
- Vyšší nároky na oběhové čerpadlo z důvodu nižší hustoty media, než má voda.
- ORC musí být hermeticky uzavřené ze dvou důvodů:
 - 1) Některá organická media mohou být při úniku nebezpečná.
 - 2) Únik média znamená nutnost nákupu nového media a ekonomickou ztrátu.

Ačkoliv je princip ORC znám od 19 století, první pokusy o využití ORC pro výrobu elektrické energie jsou zaznamenány až v šedesátých letech 20. století. Až v roce 1984 bylo zprovozněno prvních třicet zařízení využívající ORC technologii. Všechny tehdy

zprovozněné ORC zařízení se pohybovali svými instalovanými výkony okolo 100 kWe. V dnešní době je již celosvětově instalováno více než 3,5 GWe ve více než 700 zařízeních s ORC. Současné nejčastější využití ORC je pro nízko teplotní zdroje v geotermálních elektrárnách. To reprezentuje cca 76,5 % celosvětové elektrické produkce pomocí ORC. Dále může být ORC implementováno pro využití residuálního tepla z průmyslových procesů, což reprezentuje cca 12,7 % světové produkce. Další možností implementace ORC je využití tepla ze spalování biomasy, popř. bioplynu, což reprezentuje cca 10,7 % světové produkce. Jako poslední možnost současné implementace ORC je využití solárního tepla v solárních tepelných elektrárnách, nicméně těchto elektráren není mnoho, a proto toto využití není příliš zastoupeno pouze 0,1 % světové produkce. Je však pravděpodobné, že princip ORC bude nabývat na významu v budoucnosti zejména pro své nesporné výhody. V současnosti existuje hned několik nových projektů, které budou implementovat ORC do nových solárních tepelných elektráren po celém světě. [3]

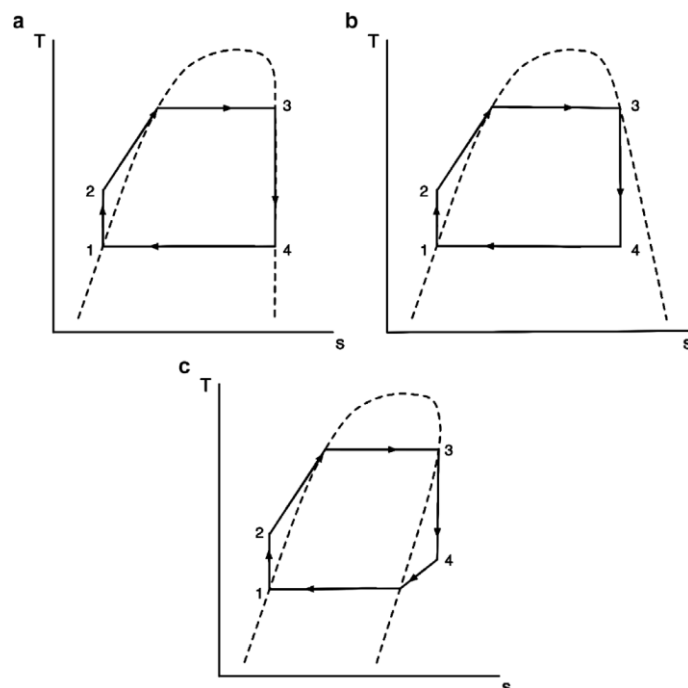
Mezi největší výrobce ORC patří společnost ORMAT (65,7 % instalovaných ORC po celém světě) a dále dvě italské firmy Turboden (12,6 %) a Exergy (9,8 %). [3]

Největším producentem elektřiny v rámci využití geotermální energie je USA. V rámci využití tepelné energie z biomasy je to Německo a v rámci využití residuálního tepla z průmyslových procesů je to Čína. [3]

ORC nejsou v současnosti příliš zastoupeny v ČR, viz Obr. 1.2. Nicméně jak se ukázalo ORC nabývá na důležitosti a popularitě v posledních několika let. Je zde tedy předpoklad, že počet ORC provozovaných po světě bude narůstat a ČR pravděpodobně nebude v tomto ohledu výjimkou. Důvodem růstu využití ORC jsou beze sporu jeho výhody pro nízko teplotní zdroje. Většina těchto výhod vychází právě z faktu, že pracovním médiem je zde organická látka, a nikoliv demineralizovaná voda. Kritická teplota organických medií se pohybuje od $-146,7\text{ °C}$ (N_2) až do $197,96\text{ °C}$ (R-11) a kritický tlak bývá v rozmezí od 2,98 MPa (R-227ea) do 11,28 MPa (NH_3). Oproti kritickým parametrům vody, které jsou $373,95\text{ °C}$ a 22,06 MPa, jsou kritické parametry organických medií o poznání nižší. Tzn., že jsme schopni organickými medií efektivně zpracovávat i nižší tepelné spady než vodou. Pro ORC jsou využitelné tepelné zdroje s teplotami od 80 °C do 300 °C . ORC se budeme detailněji zabývat v následujících kapitolách. [3]

7.1.1 Rozdělení kritických křivek pracovních medií pro ORC

Ačkoliv princip ORC je velmi podobný klasickým tepelným cyklům, jejich topologie úzce souvisí s použitým organickým médiem a jeho kritickými parametry. [3]



Obr. 7.1 Srovnání sklonů kritických křivek pracovních medií (a) isoentropický, (b) negativní (c) pozitivní [3]

Vysvětlivky: 1-2 čerpání zkapalněného média do výparníku oběhovým čerpadlem, 2-3 vypaření média dodaným teplem ve výparníku, 3-4 expanze plynného média v turbíně, 4-1 kondenzace plynného média na kapalinu v kondenzátoru

Existují tři druhy sklonů kritických křivek (KK): [3]

- isoentropická KK,
- negativní KK,
- pozitivní KK.

Isoentropická KK je ukázán v Obr. 7.1a. Tato KK umožňuje expanzi plynného média v turbíně, která kopíruje isoentropu, což je křivka s konstantní entropií v T-s, resp. i-s diagramu. Tzn., že veškeré využitelné teplo je transformováno na mechanickou práci hřídele. [3]

Negativní KK je ukázána na Obr. 7.1b. Negativní KK bez využití dodatečného tepelného zdroje vede ke vzniku tzv. „vlhkého média“ za turbínou, které dále vede ke tvorbě kapiček. Tzn., že hrozí mechanické poškození kavitací především posledního páru turbínových lopatek. Řešení kavitace je možnost využití určitého dodatečného zdroje pro přehřátí plynného média před turbínou. Nicméně toto řešení samozřejmě vyžaduje

dodatečně palivo nejčastěji ZP, resp. LTO, což snižuje celkovou účinnost ORC. Tyto cykly nebudou pravděpodobně v budoucnu příliš perspektivní, nicméně v současnosti je jich využíváno pro spalování biomasy. [3]

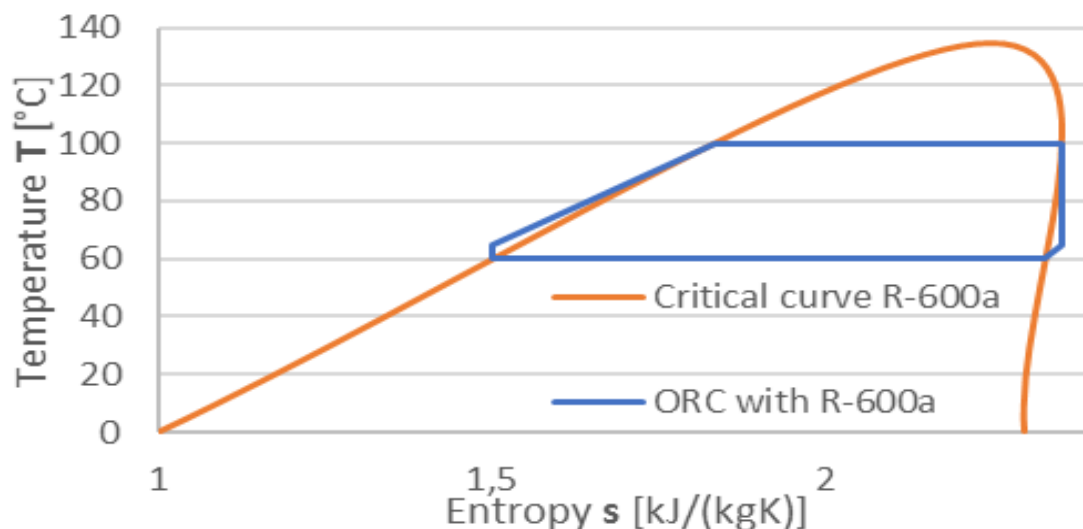
Positivní KK je ukázána na Obr. 7.1c. Tato KK se vyznačuje tím, že po expanzi plynného media v turbíně se stále medium nachází v přehřáté oblasti. Pro tento typ KK může být za turbínu instalován rekuperační výměník, který využije zbytkovou energii pro ohřátí media před výparníkem. Toto opatření potom zvyšuje celkovou účinnost ORC. [3]

7.1.2 Rozdělení ORC dle sklonů KK pracovních medií

Na bázi již zmíněných KK existují tři typy ORC: [3]

- subkritický,
- superkritický,
- transkritický,

Subkritické ORC pracuje s termodynamickými parametry pod kritickými parametry daného pracovního media. Z pohledu expanze v turbíně je výhodné využít pro tento typ ORC medium s pozitivním sklonem KK. Na Obr. 7.2 je ukázán typický T-s diagram subkritického cyklu s pracovním mediem R-600a. [3]

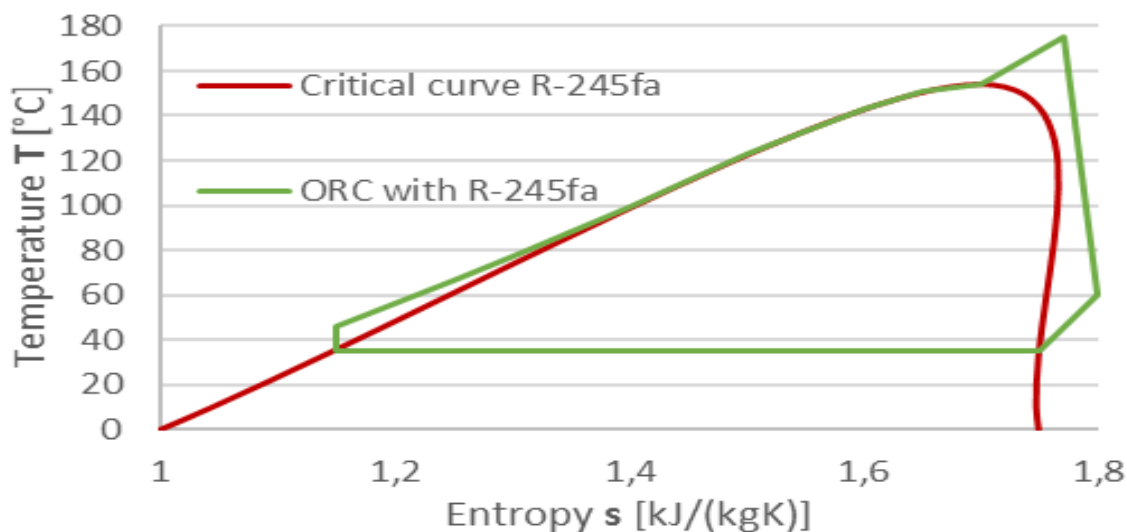


Obr. 7.2 T-s diagram subkritického ORC s mediem R-600a [1], [3]

Topologie subkritického ORC obvykle umožňuje využití rekuperačního výměníku za turbínou, což souvisí se zvýšením celkové účinnosti ORC.

Superkritický ORC pracuje také s termodynamickými parametry pod KK. Nicméně hlavní rozdíl oproti subkritickému ORC je, že na výstupu výparníku je medium přehřáté do superkritické oblasti pracovního media. Na Obr. 7.3 je ukázán T-s diagram superkritického cyklu s pracovním mediem R-245fa. Je zde patrný průběh ohřevu

pracovního média, které je po určitou dobu ohříváno podél KK a poté je ještě přehřáto externím tepelným zdrojem do superkritické oblasti pracovního média. [3]



Obr. 7.3 T-s diagram superkritického ORC s médiem R-245fa [3]

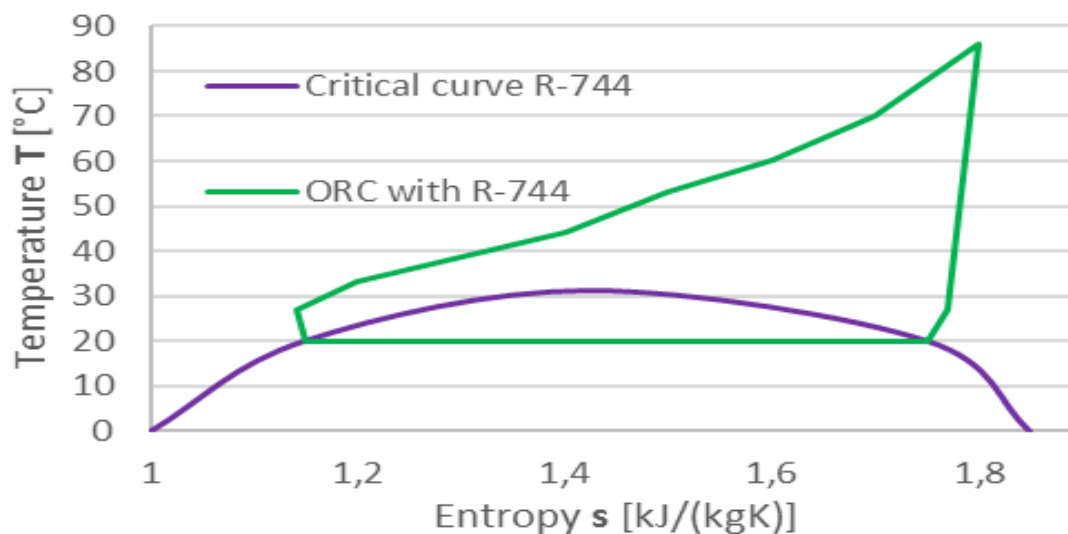
Typická topologie superkritického ORC vyžaduje přehřátí pracovního média pomocí externího tepelného zdroje pro zajištění dostatečných termodynamických parametrů pro „bezpečnou expanzi“ v turbíně, což znamená stav bez kavitace za turbínou. Nutnost využití externího tepelného zdroje zvyšuje náklady a zhoršuje ekonomičnost superkritických ORC. [3]

Transkritický ORC pracuje převážně v superkritické oblasti. Pracovní média mají velmi nízkou KK, resp. kritická teplota bývá nižší než teplota tepelného zdroje. Typická média pro transkritické cykly mohou být R-744 nebo R-728. R-744 nebo R-728 jsou organická média, která mají několik výhod oproti ostatním organickým mediím, jako jsou: [3]

- nízká cena, neexplozivní, nehořlavé a obecně inertní,
- nízký potenciální problém s urychleným globálním oteplováním ($GWP=1$),
- žádný potenciální problém s ozonovými dírami (ODP).

R-744 má velmi nízkou kritickou teplotu resp. $31,04^{\circ}\text{C}$. Proto, proces předávání tepla do pracovního média R-744 probíhá celý v superkritické oblasti. Transkritické ORC s pracovním médiem R-744 jsou známy pod anglickou zkratkou CDTPC. Typický T-s diagram transkritického ORC s pracovním médiem R-744 je ukázán v Obr. 7.4. Vzhledem k tomu, že pod KK se nacházíme pouze při kondenzaci média, musí mít oběhové čerpadlo několikanásobně vyšší výkon než ostatní typy ORC. To je také hlavní

nevýhoda transkritických ORC. Obecně je to vyšší spotřeba a neefektivita oběhových čerpadel, které musí překonávat mnohem větší tlakový rozdíl než u jiných typů ORC. [3]



Obr. 7.4 T-s diagram transkritického ORC s mediem R-744 [3]

Jiná možnost pracovního média pro transkritické ORC je využití R-728. Transkritické ORC s pracovním médiem R-728 dokáží pracovat se stejnými parametry jako CDTPC. Nicméně kritická teplota Dusíku je podstatně nižší resp. $-146,9^{\circ}\text{C}$. [3]

7.1.3 Metodika výběru pracovního organického média pro ORC

Vhodný výběr pracovního média určuje termodynamickou účinnost a spoustu dalších vlastností ORC. Za prvé je klíčové určit vlastnosti a parametry tepelného zdroje pro ORC. Hlavní dopad na účinnost ORC mají také okrajové provozní podmínky. Pracovní média jsou vyšetřována a poté porovnávána z hlediska využitelnosti pro daný tepelný zdroj. Charakteristické vlastnosti tepelného zdroje jsou: [3]

- vstupní/výstupní teplota,
- tlak páry ve výměníku,
- vstupní/výstupní entalpie,
- hmotnostní tok páry do výměníku
- využitelný tepelný výkon,
- dynamika poklesu/nárůstu tepelného výkonu.

Jak již bylo zmíněno výše, každé organické medium má svůj T-s diagram s určitou KK. Tyto aspekty určují jejich vlastnosti a využitelnost pro určité typy ORC.

Je výhodné vybrat organické medium s vyšší hustotou v kapalně fázi, protože tyto média mají nižší kondenzační tlak. Na druhou stranu, média s nižší hustotou vyžadují pro zkondenzování páry větší kondenzátor, což znamená vyšší náklady na ORC.

Účinnost ORC může být zvýšena pomocí vyššího tlaku organického media na vstupu do turbíny. Nicméně, velmi záleží na maximální teplotě tepelného zdroje, která musí korespondovat s využitelným tlakem před turbínou, aby pára před turbínou byla alespoň sytá, popř. superkritická. Zvyšování tlaku, nicméně vede větší robustnosti ORC, a tedy k vyšším investičním nákladům. Navíc při využití vyššího tlaku musí být využito masivnější oběhové čerpadlo s vyšším výkonem a opět vyššími náklady na provoz ORC. Vyšetřování optimálního pracovního bodu by mělo být provedeno před realizací ORC.

Některá organická media mohou degradovat při vyšších teplotách, popř. během dlouhodobého provozu. Proto, je nezbytné zajistit stabilní rozsah teplot tepelného zdroje, který je vhodný pro dané organické medium. Resp. teplota tepelného zdroje nesmí přesáhnout limity dané změnou chemických vlastností organického media. [3]

V případě dlouhodobého provozu ORC je nezbytné znát, jaký dopad na organickou látku bude mít dlouhodobý provoz. Pokud je tato informace známa, může být nastavena periodická výměna použité organické látky pro ORC. V opačném případě musí být provedena analýza degradace organického media.

Hlavní faktory pro výběr organického media jsou: [3]

- dopad na ŽP,
- hořlavost při 60 °C a 101.325 kPa – R-170, R-290, R-600a, R-601a, R-1234yf,
- toxicita při 60 °C a 101.325 kPa – R-40, R-717,
- ODP – R-11, R-22, R-114,
- GWP R-12, R-22, R-113, R-114, R-142a,
- jedovatost – koncentrace/bezprostřední ohrožení zdraví – R-22, R-125, R-407c.

Tab. 7.1 Seznam pracovních látek využitelné pro ORC [3]

Medium	Tabulka pracovních látek pro ORC		
	Pracovní medium	Kritický tlak p_k [MPa]	Kritická teplota T_k [°C]
R-11	Trichlorofluoromethan	4,408	197,96
R-12	Dichlorodifluoromethan	4,136	111,97
R-22	Chlorodifluoromethan	4,98	96,09
R-23	Trifluoromethan (Fluoroform)	4,836	25,92
R-40	Methylchlorid	6,681	142,95
R-113	Trichlorotrifluoroethan	3,392	214,06
R-114	Dichlorotetrafluoroethan	3,257	145,68
R-123	Dichlorotrifluoroethan	3,606	184
R-124a	Chlorotetrafluoroethan	3,616	122,42
R-125	Pentafluoroethan	3,595	66,05
R-134a	Tetrafluoroethan	4,064	101,15
R-142b	Chlorodifluoroethan	4,123	136,85
R-143a	Trifluoroethan	3,776	72,89
R-152a	Difluoroethan	4,52	113,29
R-170	Etan	4,82	32,35
R-227ea	Heptafluoropropan	2,98	102,8

Medium	Tabulka pracovních látek pro ORC		
	Pracovní médium	Kritický tlak p_k [MPa]	Kritická teplota T_k [°C]
R-236fa	Hexafluoropropan	3,502	139,29
R-245fa	Pentafluoropropan	3,64	154,05
R-290	Propan	4,26	96,75
R-365mfc	Pentafluorobutan	3,266	186,85
R-401a	R-22/152a/124 (53/13/34)	4,604	108,01
R-401b	R-22/152a/124 (61/11/28)	4,682	106,1
R-401c	R-22/152a/124 (33/15/52)	4,366	113
R-402a	R-125/290/22 (60/2/38)	4,135	75,5
R-402b	R-125/290/22 (38/2/60)	4,445	82,6
R-404a	R-125/143a/134a (44/52/4)	3,732	72,07
R-407c	R-32/125/134a (23/25/52)	4,619	86,74
R-410a	R-32/125 (50/50)	4,926	71,98
R-500	R-12/152a (73.8/26.2)	4,173	102,15
R-508b	R-23/116 (46/54)	3,926	14
R-600a	Isobutan	3,65	134,85
R-601a	Isopentan	3,378	187,2
R-717	Amoniak	11,28	132,4
R-718	Voda/Pára	22,06	373,95
R-728	Dusík	3,39	-146,9
R-744	Oxid Uhličitý	7,38	31,04
R-1234yf	Tetrafluoropropen	3,382	94,7

7.2 Návrh ORC pro využití residuální energie PT (TG1 v PITep)

7.2.1 Výběr pracovního média pro ORC

Jako první aspekt návrhu ORC je výběr vhodného pracovního média a typu ORC. Jak již bylo popsáno v podkap. 7.1.2 existují tři typy ORC, které úzce souvisí s kritickou křivkou pracovního média. Správnému výběru pracovního média musí vždy předcházet detailní analýza tepelného zdroje. Tab. 7.2 ukazuje parametry tepelného zdroje, který je dispozici v PITep a odpovídá nominálnímu provozu TG1 při zanedbatelném tepelném požadavku z CZT. Jedná se o vstupní parametry ZO1, ke kterému by měl být paralelně připojen výparník ORC, tudíž parametry budou stejné. [1], [2], [3]

Tab. 7.2 Parametry tepelného zdroje pro ORC [1], [3]

Parametry tepelného zdroje	Tepelný zdroj pro ORC
	Hodnota
Vstupní teplota do ORC výparníku [°C]	104,8
Vstupní entalpie do ORC výparníku [kJ/kg]	2559,9
Výstupní teplota z ORC výparníku [°C]	102,4
Výstupní entalpie do ORC výparníku [kJ/kg]	429,3
Tlak páry ve ORC výparníku [bar]	1,2
Hmotnostní průtok páry do ORC výparníku [kg/s]	65,2
Využitelný tepelný výkon pro ORC [MWt]	136,467

U tepelného zdroje je nejdůležitější parametr z hlediska volby pracovního média vstupní teplota. Běžná teplota tepelného zdroje je cca 105 °C s možností navýšení až na 120°C. Jedná se tedy o nízko potenciální tepelný zdroj. Dodateční zdroj přehřevu pracovního média pro superkritický cyklus by zde byl velmi nákladný. Je proto nezbytné

vybrat mezi subkritickým a transkritickým cyklem. Na bázi zkušeností z publikací [2] a [37] a zároveň teploty tepelného zdroje max. 120 °C byl upřednostněn subkritický cyklus s médiem R600a, který nabízí výhodné vlastnosti pro danou vstupní teplotu zdroje tepla.

R600a je sloučenina se stejným složením jako butan, nicméně rozdílnou chemickou strukturou, která její určuje fyzikální a chemické vlastnosti. Obavy z ODP pomocí freonů vedly k zvýšenému využití R600a jako chladiva. [1], [2], [3]

Tab. 7.3 Srovnání vybraného R600a a demineralizované vody [31], [32]

Parametry medií	Srovnání R600a a vody	
	R600a	demineralizovaná voda
Sumární vzorec sloučeniny	C ₄ H ₁₀	H ₂ O
Hustota [kg/m ³]	593,4	999,97
Kritická teplota t _k [°C]	134,9	374
Kritický tlak p _k [MPa]	3,695	22,14

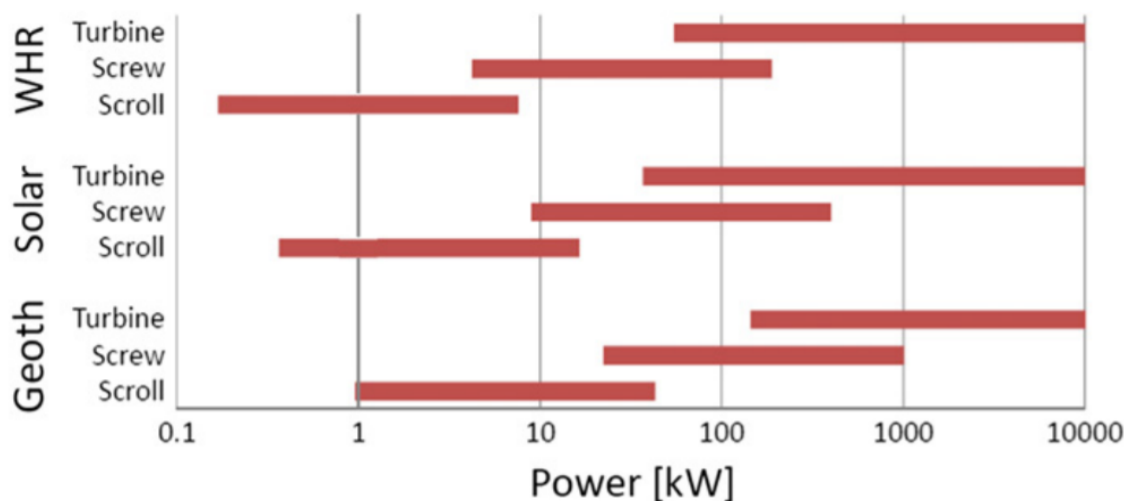
Tab. 7.3 ukazuje srovnání parametrů R600a a vody. Z hlediska sktruktury je R600a složitější sloučenina s více vazbami než voda. Nicméně hustota R600a je nižší než hustota vody, což znamená, že čerpání kapalného R600a bude energeticky náročnější. Na druhou stranu kritické parametry R600a jsou nižší, což znamená, že R600a se dostane na kritickou křivku při nižších parametrech. Díky tomu ORC s R600a jako pracovním médiem dokáže využívat nízko potenciálové tepelné zdroje, resp. teploty 90-120 °C, což odpovídá i zdroji v PITep. Vzhledem k velikosti navrhovaného ORC bude potřeba cca 10400 kg kapalného R600a, což odpovídá při hustotě 593,4kg/m³ cca 17 600 litrů R600a. Nyní se zaměříme na návrh jednotlivých částí ORC. [1], [2], [3]

7.2.2 Návrh expandéru pro ORC

Výběr technologie expandéru závisí na provozních podmínkách a uvažované velikosti ORC. Existují dva typy expandérů pro ORC. Prvním typem expandéru je jednostupňová turbína, která je využívána nejčastěji ve větších ORC. Druhým typem je motor, který je naopak využíván u menší ORC. Motory se vyznačují nižšími průtoky, vyšším tlakovým rozdílem a mnohem nižšími otáčkami než turbíny. Vzhledem k předpokládané velikosti ORC v PITep budeme se dále zabývat jen turbínami. [2], [3]

Základní rozdělení turbín je obvykle na axiální a radiální. Axiální turbíny mají odlišný design v kombinaci s vysokou molekulární hmotností pracovního media. Hlavní rozdíl mezi organickými médii a parou je rozdílný pokles entalpie během expanze, který je mnohem vyšší u páry. S nižším entalpickým spádem u organických medií souvisí obvykle instalace pouze jednoho turbínového stupně.

Radiální turbíny jsou navrženy pro větší entalpický spád a nižšími průtoky oběhového média. Geometrie radiálních turbín umožňuje větší obvodové rychlosti a díky tomu také vyšší entalpický spád na jeden turbínový stupeň. Výhodou radiální turbíny je také udržení přijatelné účinnosti při velkém rozsahu částečného zatížení.



Obr. 7.5 Využití jednotlivých druhů expandérů pro různé aplikaci ORC [2]

Implementace ORC v PITep předpokládá relativně nízký entalpický spád, a naopak zároveň velký průtok organického media, proto bude nejvýhodnější volbou zvolit jako expandér jednostupňovou axiální turbínu. Tato volba je podpořena také pomocí Obr. 7.5.

7.2.3 Návrh výměníků tepla pro ORC

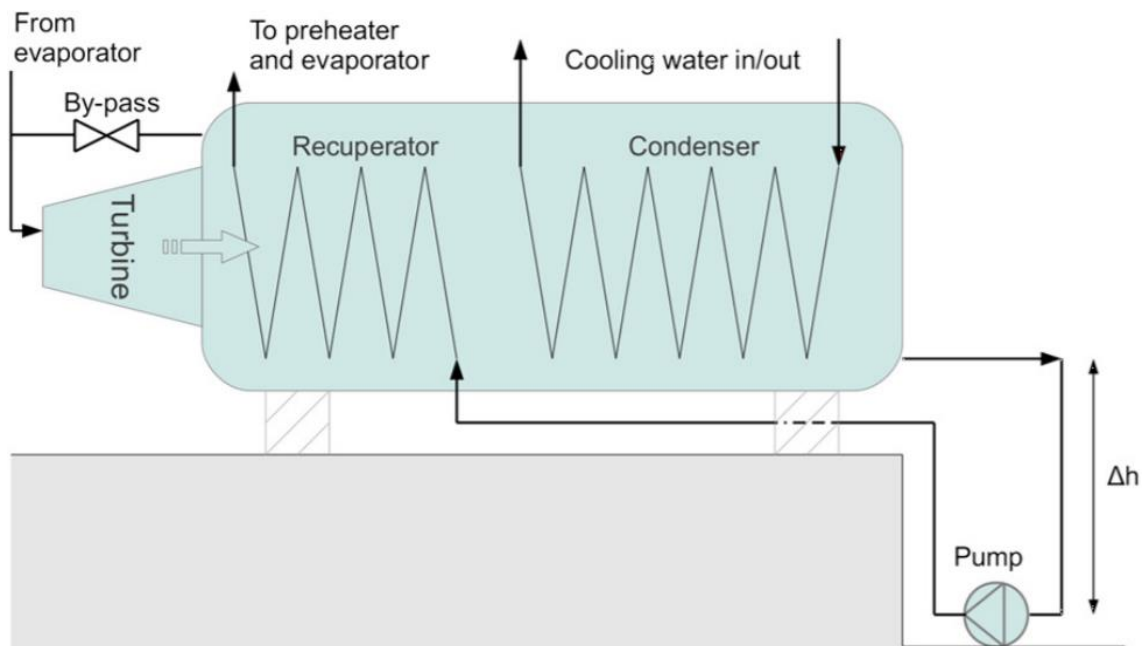
Jako další důležitá část ORC bude rozebrán tepelný výměník. Správný výběr ORC výměníku je velice důležitý, protože se obecně jedná o jeden z hlavních podílů na investičních nákladech ORC. Optimalizace velikosti a materiálu je třeba provést velice důkladně. Klíčové parametry týkající se přenosu tepla jsou účinnost a tlaková ztráta. Každý výměník tepla v ORC je dimenzován dle těchto dvou parametrů. Existují různé typy tepelných výměníků, z nichž nejčastější jsou plášťové, trubicové nebo deskové výměníky z důvodu jejich kompaktnosti. Nejdůležitější výměník tepla bývá obvykle výměník na tepelném zdroji pro ORC. V závislosti na povaze tepelného zdroje musí tento výměník odolávat daným teplotám, znečištění, popř. korozi. V případě získávání odpadního tepla nesmí výměník tepla zasahovat do procesu, resp. pokles tlaku musí být velmi nízký a zároveň rozměry musí odpovídat dostupnému prostoru. V případě využití kouřových plynů s obsahem síry je nutné se vyhnout rosnému bodu kyseliny, které by mohla vznikat. S tím také souvisí fakt, že většina komerčních zařízení nezchlazuje výfukové plyny pod 120 °C a některé zvláštní aplikace pod 180°C. [2]

Teplu skrze teplý výměník může být přeneseno pomocí dvou různých mechanismů. První je přímá výměna tepla mezi zdrojem tepla a organickým médiem přes teplotonosnou přepážku. Toto přímé vypařování organického média je efektivnější a koncepčně jednodušší. Nicméně je spojeno s dvěma možnými problémy. První z nich nastává za vysokých teplot zdroje tepla při spouštění, popř. při přechodových jevech, kdy se stav organického média zhoršuje z důvodu překročení teploty látkové stability. Druhý problém souvisí se zhoršenou ovládatelností a stabilitou ORC v případě přímého odpařování média. [2]

Druhý možný mechanismus je skrze smyčku pro přenos tepla, která je integrovaná do ORC pro přenos tepla ze zdroje tepla do výparníku, obvykle pomocí termálního oleje. Drobná výhoda přenosové smyčky je, že tlumí rychlé změny výkonu zdroje tepla a umožňuje plynulejší chod ORC. [2]

Hodně tepelných zdrojů pro ORC musí využívat mezilehlé smyčky pro přenos tepla kvůli nekonzistenci zdroje tepla z hlediska dosahovaných teplot.

Pokročilá architektura se také zaměřuje na integraci tepelných výměníků do stávajících aplikací. Příkladem je topologie ORC od firmy Turboden viz Obr. 7.6. Kondenzátor a rekuperátor jsou integrovány do jediné komponenty společně s turbínou a napájecí nadrží, což zaručuje kompaktnost, snižuje nároky na délku potrubí a zároveň snižuje tepelné úniky. [5]



Obr. 7.6 Kompaktní topologie ORC od firmy Turboden [5]

V PITep je v blízkosti TG1 relativně dost místa pro možnou implementaci ORC. Takže problém s umístěním ORC není relevantní. Nicméně je výhodné využít kompaktního ORC, které minimalizuje tepelné ztráty v potrubí. Navíc výstup pro ZO1 z TG1 je celkem stálý s určitou setrvačností tepelného výkonu. Což znamená, že bude ideální využít přímé výměny tepla mezi zdrojem tepla a organickým médiem přes teplonosnou přepážku. Je to výhodné také pro určité zjednodušení a zároveň pro zvýšení účinnosti ORC.

7.2.4 Návrh oběžného čerpadla pro ORC

Oběhová čerpadla jsou klíčovou součástí ORC. Čerpadla musí být vybrána v souladu s použitím pracovním médiem, velikostí a výkonem pro přenesení požadovaného hmotnostního toku. Zároveň musí také splňovat požadavky na kontrolovatelnost, účinnost, těsnost a čistou sací výšku neboli NPSH. NPSH je definována jako rozdíl mezi tlakem média při sání čerpadla a tlakem média za čerpadlem, jinak řečeno je to užitečný výtlač sloupce média. [33], [34]

V ORC se čerpadlo využívá k řízení hmotnostního průtoku pracovního média. Elektromotor je připojen ke střídači, který umožňuje změnu otáček. Na jednu stranu jsou tu objemová čerpadla, kde je průtok úměrný rychlosti otáčení. Na druhou stranu jsou zde také odstředivá čerpadla, jejichž průtok závisí na tlakovém rozdílu mezi odpařovacím a kondenzačním tlakem. [1]

V tradičních parovodních cyklech je spotřeba čerpadla relativně nízká ve srovnání s výstupním výkonem čerpadla. V ORC však ireverzibilita čerpadla může podstatně snížit celkovou účinnost. Poměr mezi elektrickou spotřebou čerpadla a výstupní výkonem expandéru se nazývá poměr zpětného výkonu (PZV): [2]

$$PZV = \frac{P_{o\check{c}}}{P_{ORC}} \quad (7.1)$$

Obecně platí, že čím vyšší je kritická teplota pracovního média, tím je nižší PZV. PZV také roste také se zvyšující se teplotou výparníku, což se více projevuje při provozních parametrech blízké KK pracovního média. Účinnost čerpadla je rozhodujícím parametrem především v nízkoteplotních a v transkritických ORC. Pro ORC bývají běžně použity dva typy čerpadel, může se jednat o vícestupňová odstředivá (centrifugální) a pístová (dávková) čerpadla. [2], [33], [34]

Odstředivá čerpadla pracují na principu zvyšování tlaku pracovní látky pomocí odstředivé síly točivého pohybu rotoru se zahnutými lopatkami. Jinými slovy lopatky se „paprskovitě“ rozbíhají od středu rotoru ven a přitékající kapalině sacím otvorem udělují

odstředivou sílu. Tato odstředivá síla kapalinu poté vymrští z výstupního otvoru ven z čerpadla. Zbrzděním vystupující kapaliny se pak projeví změnou její kinetické energie na zvýšeném tlaku. [33]

Čerpaná kapalina z odstředivého čerpadla je tlačena čistě silou vznikající rotací rotoru. Což má za následek, že odstředivé čerpadlo samo o sobě nevytváří konstantní tlak, ale generuje pouze průtok a výstupní tlak je úměrný protitlaku. [33]

Z hlediska konstrukce jsou jednostupňová odstředivá čerpadla pro malé výstupní tlaky. Pro větší výstupní tlak je nutné využít vícestupňové odstředivé čerpadlo, které využívá několik oběžných kol umístěných za sebou na společné hřídeli. Je to prakticky sériové zapojení stupňů analogicky jako u turbín, kdy každé další oběžné kolo přidává kapalině svojí "dávku" energie. [33]

Odstředivá čerpadla jsou poměrně nenáročná na údržbu, umožňují vysoké průtoky, dlouhou životnost, nízkou výrobní cenu a jsou spolehlivá.

Na druhou stranu odstředivá čerpadla se vůbec nehodí pro provoz typu stop-and-go, tedy pravidelné kolísání výkonu vyžadované např. při variabilním provozu, protože jejich odezva je relativně pomalá. Navíc tyto čerpadla neumožňují definovat přesné množství dopravovaného objemu na otáčku. Průtok se mění nejen s rychlostí otáčení, ale také s protitlakem, který je proti směru proudění generován potrubím za čerpadlem. Odstředivá čerpadla mají jen slabý sací efekt, proto je nezbytné je provozovat plně zaplavané pracovním médiem včetně celého přívodního potrubí. [33]

Princip pístových čerpadel je založen na posuvném pohybu pístu ve válci, jejichž zdvih je poháněn rotující hřídelí s externím pohonem. [34]

Zvláštním typem pístových čerpadel jsou čerpadla membránová. Membránová čerpadla dokáží generovat vysoké tlaky (až stovky barů) i při relativně nízkých otáčkách, a proto jsou ideální pro vysokotlaké ORC. Na druhou stranu většinou dosahují jen malých průtoků (1-100 kg/s). Což znamená, že membránová čerpadla jsou využitelná pro ORC menších a středních výkonů. [34]

U nízko viskózních médií dochází při čerpání do protitlaku ke snížení objemové účinnosti a také není možno využívat spodní rozsah otáček. Hodnota průtoku je pak u membránových čerpadel úměrná rychlosti otáčení hřídele. Prakticky nelze sestavit čerpadlo s vysokým provozním tlakem a zároveň i poskytující vysoký průtok. [34]

Tab. 7.4 Přehled klíčových parametrů čerpadel pro ORC [2], [33], [34]

Klíčové parametry čerpadel	Porovnání čerpadel pro ORC	
	Odstředivé čerpadlo	Membránové čerpadlo
Maximální tlakový rozdíl [bar]	30	450
Maximální hmotnostní průtok [kg/s]	450	100
Maximální otáčky [ot/min]	3000	25000
Teplota pracovního média [°C]	od -30 do +200	od -30 do +200
Reálná účinnost čerpadla [%]	*10-20	*22

*Jedná se o elektrické účinnosti, které obsahují i účinnost motoru.

Dle údajů výrobců by odstředivá čerpadla používaná ve větších ORC měly vykazovat vyšší účinnost než 60 %. Na druhou stranu membránová čerpadla by měla vykazovat účinnosti cca 40–50 %. [2]

Jak již bylo zmíněno, organická media mohou být drahá, hořlavá, toxická nebo mohou mít vysoké hodnoty GWP nebo ODP. Proto je nezbytné zajistit plnou těsnost ORC. Membránová čerpadla jsou velmi těsná z podstaty své konstrukce. Na druhou stranu těsnost odstředivých čerpadel je zajištěna pomocí hřídelovým těsněním. [3]

NPSH je také velmi důležitý parametr pro návrh ORC. Je proto nutné nastavit dostatečné NPSH pro omezení kavitace čerpadla, která může poškodit čerpadlo. Existuje několik strategií, jak vytvořit dostatečné NPSH. [2]

První z nich může být předřazené čerpadlo. Předřazené čerpadlo je přidáno před hlavní oběhové čerpadlo pro zajištění požadované NPSH. Hlavní oběhové čerpadlo může být také přímo připojeno k hřídeli turbíny a bývá uzavřeno v hermetické nádobě s generátorem, aby se zabránilo úniku pracovního média. Aby se zabránilo kavitaci, výtlač poskytnutý předřazeným čerpadlem musí být vyšší než NPSH hlavního oběžného čerpadla při všech průtocích. [2]

Další možnou strategií může být využití polohy oběhového čerpadla vůči kondenzátoru. Požadovaný čistý výtlač může být zajištěn statickým tlakovým rozdílem neboli svislou vzdáleností mezi kondenzátorem, popř. NN a čerpadlem. Tato strategie je preferována největší společností v této oblasti Turboden pro velké ORC. Tato strategie předpokládá instalaci napájecího čerpadla o asi 4 m níž, než je umístěný kondenzátor. Pro tuto strategii lze popsat stav bez kavitace následujícím vztahem: [2], [5], [33]

$$\rho g \Delta h > NPSH_{pp} \quad (7.2)$$

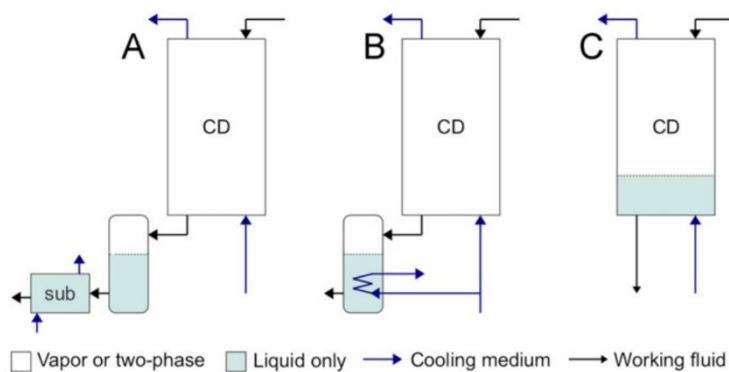
kde ρ je hustota média v kapalném stavu, g je gravitační zrychlení a Δh je rozdíl výšek čerpadla a kondenzátoru.

Další možnou strategií může být také přidání nekondenzujících plynů do pracovního média. Když jsou nekondenzovatelné plyny např. N_2 přidány do pracovního

media, malý zlomek plynu se rozpustí v mediu. Nicméně hlavní část plynu zůstává v plynném skupenství a zůstává v kondenzátoru, kde akumuluje kondenzací pracovní media. Koncentrace nekondenzovatelných plynů je tedy v kondenzátoru nejvyšší. Tlak na vstupu čerpadla je potom součtem parciálního tlaku nekondenzujících plynů v kondenzátoru a parciálního tlaku pracovního media plynné fáze, odpovídající saturačnímu tlaku při dané teplotě. Když poté pracovní medium opouští rozhraní plyn-kapalina směrem k čerpadlu, již není v kontaktu s nekondenzujícími plyny a jeho tlak je vyšší než tlak nasycení. Tzn., že pracovní medium je podchlazené, což reprezentuje také rozdíl mezi saturační teplotou odpovídající celkovému tlaku a skutečnou teplotou v kondenzátoru. Omezení kavitace spočívá v rozsahu podchlazení, které musí být dostatečné pro poskytnutí NPSH požadované čerpadlem, resp. parciální tlak nekondenzujících plynů musí být vyšší než NPSH. [2]

Poslední strategií omezení kavitace může být podchlazením pracovního media, což může být provedeno třemi způsoby: [2]

- použití podchlazovače za kondenzátorem,
 - použití podchlazovače přímo v kondenzátoru,
 - podchlazení v kondenzátoru zaplavením určité části kondenzátoru chladivem
- Množství chladiva musí přesně odpovídat požadovanému podchlazení.



Obr. 7.7 Všechny strategie podchlazení media pro omezení kavitace čerpadel [2]

Tab. 7.5 Výhody a nevýhody odstředivých čerpadel pro ORC [2], [5], [33]

Přehled výhod a nevýhod odstředivých čerpadel	
Výhody	Nevýhody
jednoduchá konstrukce	nekonstantní výstupní tlak, závislý na protitlaku
velký nepulsující průtok	jen pro nízko- či středotlaké aplikace
průtok úměrný rychlosti pohonu	nehodné pro velmi častý start / stop režim
jednoduchá údržba, dlouhá životnost	horší sací schopnosti – nutnost zavodnění
ideální pro trvalý chod	nehodné pro abrazivní látky
ideální pro kapaliny s malou viskozitou	méně vhodný pro media s vysokou viskozitou
vhodné i pro chemicky agresivní látky	jen pro relativně nízké teploty kapalin

Tab. 7.6 Výhody a nevýhody membránových čerpadel pro ORC [2], [5], [34]

Přehled výhod a nevýhod membránových čerpadel	
<i>Výhody</i>	<i>Nevýhody</i>
možnost vysokých výstupních tlaků	jen pro menší průtoky
výborný sací efekt	méně stálý (pulsující) průtok
přesné dávkování	složitá konstrukce
pro střední i vysoké otáčky	drahá výroba = vysoká prodejní cena
jednoduchá údržba a odolnost	větší rozměry (v porovnání se zubovkami)
ideální pro málo a středně viskózní látky	
možnost čerpat i vysokoviskózní látky	
některá provedení i pro čerpání plynů	
některé mohou běžet naprázdno	
možnost regulace tlaku a průtoku	

Při návrhu čerpadla je nutné respektovat následující požadavky: [1]

- Tlakový rozdíl před a za čerpadlem pro ORC byl odhadnut na **6 a 20 barů**.
- V podkap. 7.2.1 byl definován tepelný zdroj s nominálním tepelným výkonem 135,84 MWt, který je třeba uchládit.
- Hmotnostní průtok R600a, které poteče skrze ORC při výše zmíněném tepelném výkonu, bylo odhadnuto na cca **410 kg/s**.

Tyto parametry byly získány pomocí termodynamického modelu ORC prakticky jako optimální pro daný tepelný zdroj.

Nyní porovnáme výše zmíněné požadavky s klíčovými parametry obou druhů čerpadel z Tab. 7.4.

První bude srovnán výše zmíněný požadovaný tlakový rozdíl s možnostmi obou čerpadel. Zde je patrné, že obě čerpadla by požadovaný tlakový rozdíl zvládly bez větších problémů.

Jako druhý bude srovnán výše zmíněný požadavek na hmotnostní tok R600a opět s možnostmi obou čerpadel. Hodnota max. hmotnostního průtoku viz Tab. 7.4 ukazuje, že jedno odstředivé čerpadlo je schopné přečerpávat 410 kg/s R600a. Naopak membránové čerpadlo by nestačilo pouze jedno. Na přečerpání 410 kg/s R600a by bylo potřeba paralelního chodu nejméně čtyř membránových čerpadel, což je velice neekonomické.

Tab. 7.5 a Tab. 7.6 ukazují výhody a nevýhody obou typů čerpadel pro ORC. Proto oba typy čerpadel dále budou posouzeny z hlediska odhadovaných požadavků na ORC v PITep. Odstředivé čerpadlo má výhody, které jsou pro ORC v PITep velmi důležité. Těmito výhodami je jednoduchá konstrukce, velký nepulsující průtok úměrný rychlosti pohonu, jednoduchá údržba, dlouhá životnost, vhodné pro media s malou viskozitou, vhodné i pro chemicky agresivní látky. Na druhou stranu nevýhody odstředivých čerpadel

pro ORC v PITep jsou nekonstantní výstupní tlak závislý na protitlaku, nevhodnost pro režim start/stop. [1], [3]

Nyní si rozebereme výhody a nevýhody membránových čerpadel pro ORC v PITep. Výhody membránových čerpadel by mohly být přesné dávkování, vhodnost pro střední i vysoké otáčky, jednoduchá údržba, provozní odolnost, ideální pro málo a středně viskózní látky, možnost regulace tlaku a průtoku. Na druhou stranu jsou zde ale klíčové nevýhody pro ORC v PITep, kterými jsou vhodnost pouze pro menší hmotnostní průtoky, méně stálý (pulzující) průtok, složitá konstrukce, vysoká cena, velké rozměry.

Dílčím závěrem celého srovnání je, že pro přepokládané ORC v PITep by bylo výhodnější využít odstředivé čerpadlo s využitím polohy čerpadla vůči kondenzátoru pro omezení kavitace. Tato topologie je nabízena komerčně od italské firmy Turboden. Odstředivé čerpadlo má, avšak dvě nevýhody, které budou provozně ovlivňovat ORC. Jedna z nich je nekonstantní výstupní výtlak, který může být vyřešen pomocí správného nastavení regulátoru pohonu čerpadla. Druhá nevýhoda ORC v PITep bude pravděpodobný flexibilní provoz. Využití odstředivého čerpadla při flexibilním provozu znamená zhoršení dynamické odezvy ORC na změnu parametrů. Je třeba však říci, že odstředivé čerpadlo má více výhod pro implementaci ORC v PITep. To je také důvod proč při návrhu ORC v PITep by bylo odstředivé čerpadlo jednoznačně preferováno. [33]

7.2.5 Současný vývoj trendů návrhu ORC

Nyní bude zmíněn současný vývoj trendů v oblasti vývoje ORC. Většina současných aplikací ORC má relativně jednoduchou strukturu, což znamená subkritické pracovní podmínky, čisté pracovní tekutiny, jediný vypařovací tlak a možné použití rekuperátoru tepla. Toto souvisí s první generací ORC. Stav technologií pro první generaci ORC je již relativně zvládnutý, nicméně stále existuje značný nedostatek know-how a prostoru pro zlepšení současné technologie, což vyžaduje další strategický výzkum. Analogicky k historickému zlepšení účinnosti parovodních cyklů by mělo být cílem zvýšit účinnost ORC nad 20 %. Současný výzkum a vývoj v oblasti ORC se předně zaměřuje na problematiku výběru vhodných pracovních medií pro vhodné tepelné zdroje, ale také na inovační struktury ORC. Současné potenciál zlepšení ORC je následující: [2]

- transkritické cykly zlepšení výkonu o 8 %,
- zeotropické směsi zlepšení výkonu až 16 %,
- regenerační cykly zlepšení výkonu o 14 %,
- kaskádové cykly zlepšení výkonu ne lze zřejmé,

- cykly s dodatečným ohřevem zlepšení výkonu o 4 %,
- dvoufázové expanzní cykly zlepšení výkonu ne lze zřejmé,
- vícenásobné odpařovací tlaky potenciál zlepšení výkonu až 16 %.

Další část výzkumu je zaměřena na optimalizaci turbín, resp. studium účinků látek a sloučenin využitelných pro ORC v blízkosti kritického bodu. [2]

Nejčastěji ORC bývá navržené pro jmenovitý provozní bod. Při částečném zatížení vykazuje ORC zhoršenou účinnost. Je proto nezbytné pro ORC zavést vhodnou kontrolní strategii, zohlednit variabilitu zdroje tepla a zároveň neustále optimalizovat provozní podmínky. [2]

7.2.6 Finální návrh ORC pro modelování

S ohledem na všechny výše zmíněné informace ohledně návrhu ORC nyní bude zmíněna předpokládaná topologie pro ORC v PITep. Jak již bylo zmíněno preferovanou variantou je subkritický ORC, protože tato technologie je v současnost dosti propracovaná a dotažena ke komerčnímu využití viz firma Turboden. [5]

Jako pracovní medium pro navrhované ORC by měl být zvolen R600a. R600a bylo vybráno jako nejvhodnější na bázi výsledků níže uvedených modelů a také v souladu s teplotou tepelného zdroje, resp. cca 105°C. Zvláštní důraz musí být kladen na hermetizaci celého ORC, protože R600a je velmi hořlavý ve směsi se vzduchem, a navíc je relativně drahý. [1], [2], [3]

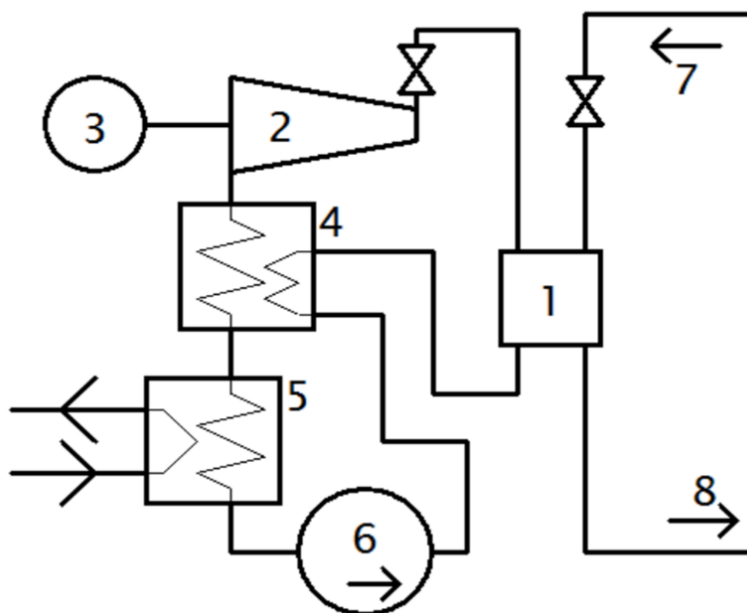
Jako expandér pro navrhované ORC by měl být zvolena jednostupňová axiální turbína. Důvodem návrhu jednostupňové axiální turbíny je relativně vysoký průtok media resp. 410 kg/s, ale na druhou stranu relativně nízký tlakový spád, resp. z 20 na 6,8 barů.

Reálně pro subkritické ORC jsou využitelné tři tepelné výměníky první jako tepelný zdroj, druhý jako rekuperátor a poslední jako kondenzátor. Nicméně níže presentovaný model byl zjednodušen o rekuperátor. Tudíž v modelu se nacházejí dva tepelné výměníky. Oba tyto výměníky jsou modelovány jako plášťové s teplonosnou přepážkou z nerezové ocele. [1], [2], [3]

Jako poslední pro funkčnost ORC musí být vybrány dvě čerpadla první oběhové a druhé čerpadlo chladicí vody. Jak již bylo zmíněno výše, jako oběhové čerpadlo by mělo být zvoleno odstředivé čerpadlo s omezením kavitace pomocí polohy čerpadla vůči kondenzátoru. Odstředivé čerpadlo je výhodné právě pro případy, kdy je relativně vysoký hmotnostní průtok resp. 410 kg/s a relativně nízký výtlak resp. 14 barů. Pro čerpadlo chladicí vody opět není požadován vysoký výtlak, resp. cca 1 bar, ale je třeba čerpat velký

hmotnostní průtok, resp. cca 800 kg/s chladicí vody pro uchlazení ORC. Pro chladicí čerpadlo by mělo být opět využito odstředivé čerpadlo. [2], [33]

Pro lepší představu o návrhu ORC v PITep bude dále ukázána navrhovaná topologie subkritického cyklu s implementovaným rekuperátorem viz Obr. 7.8.



Obr. 7.8 Topologie subkritického ORC [1], [3]

Vysvětlivky: 1 tepelný výměník – ORC výparník, 2 ORC turbína, 3 elektrický generátor, 4 rekuperátor, 5 kondenzátor, 6 oběhové čerpadlo, vstup tepelného zdroje, výstup tepelného zdroje

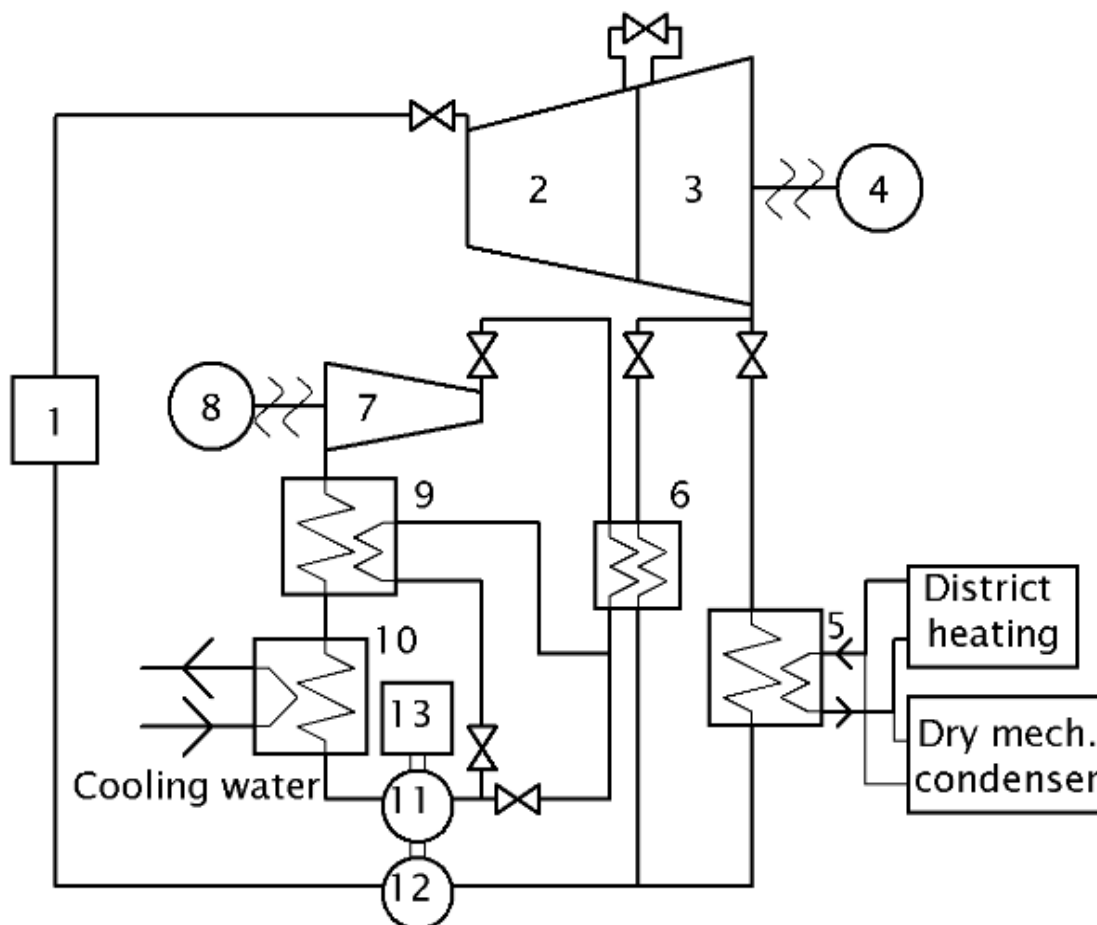
7.2.7 Implementace ORC do protitlakového cyklu a jeho funkce

Nyní bude rozebrána problematika úpravy cyklu TG1 pro implementaci ORC. Pro implementaci ORC je nezbytné navrtat výstupní potrubí z NT dílu TG1 a přidat paralelní potrubí k potrubí do ZO1. Obě vzniklé potrubní cesty by měly být ventilově řízeny pomocí dvou vstupních ventilů, které by měly řídit hmotnostní toky mezi ZO1 a ORC výparníkem. Termodynamické parametry mokré páry na výstupu z NT dílu TG1 jsou, jak již bylo zmíněno 1,2 baru a 104,8°C. Tyto parametry budou použity pro vypaření R600a ve ORC výparníku. V ORC výparníku bude předána teplo do R600a, což umožní kondenzaci páry na kapalinu v cyklu TG1. Naopak R600a pomocí dodaného bude vypařeno. Vypařené R600a bude vedeno do jednostupňové turbíny, kde bude teplo transformováno na mechanickou práci hřídele roztáčející elektrický generátor. Mimo to v ORC turbíně také dojde k tlakovému spádu z 20 barů na 6 barů. Zbytková energie za ORC turbínou má stále ještě využitelné parametry pro rekuperaci residuálního tepla pro

pracovní médium před ORC výparníkem. Toto opatření bude zvyšovat účinnost ORC. Poté bude R600a vedeno do kondenzátoru, kde zkondenzuje na kapalinu. Zkapalněné R600a jde do oběhového čerpadla, kde je R600a přetlakováno znovu na 20 barů. Konečně ORC je uzavřeno, tím že stlačené kapalně R600a se vrací do výparníku, kde opět přijme teplo a vypaří se. [1], [3]

Tato inovativní topologie nabízí několik výhod pro cyklus TG1: [1], [3]

- zvýšená elektrická výroba cyklu TG1 pro možnosti širšího obchodování,
- zvýšení elektrické i tepelné výrobní flexibility nového cyklu,
- možné využití zbytkové tepla v době, kdy není dostatečný tepelný požadavek,
- nahrazení ztrátového SUKO za ziskové ORC.



Obr. 7.9 Implementace subkritického ORC do cyklu TG1 v PITep [1]

Vysvětlivky: 1 soustava kotlů K4, K5 a K6, 2 VT díl TG1, 3 NT díl TG1, 4 elektrický generátor, 5 ZO1, 6 ORC výparník, 7 ORC turbína, 8 elektrický generátor, 9 ORC rekuperátor, 10 kondenzátor, 11 oběhové čerpadlo pro ORC, 12 oběhové čerpadlo pro cyklus TG1, 13 regulace pomocí FM.

8 Modelování technologických částí PITep

8.1 Metodika modelování termodynamických cyklů

Všechny cykly v PITep budou modelovány v prostředí Dymola pomocí modelové knihovny ClaRa+ viz kap. 8.2. Díky příslušným vytvořeným modelům budou získány klíčové výsledky, které ukáží potenciál zavedení implementace ORC do TG1. Jinými slovy případová studie viz kap. 9.1 bude založena částečně na provozních datech, bilančních schématech a také na datech získaných pomocí vytvořených termodynamických modelů, které budou pro srovnání modelovat všechny výrobní technologie PITep, a to také včetně implementace ORC do TG1.

Použité modely jsou upraveny pro potřeby modelování kogeneračních tepláren. Dymola je software, který umožňuje pomocí akauzálního objektového modelování zachytit dynamiku termodynamických cyklů, kterou lze popsat pomocí ODE. Každá část termodynamických cyklů je modelována vlastní objektovou značkou a pomocí příslušných ODE typických pro danou část. Modelované části cyklů jsou poté propojeny pomocí konektorů, které obsahují specifické veličiny termodynamického cyklu. V konektorech mohou být uloženy tři typy veličin: [25], [26]

- Potential variables – veličiny úsilí, což v termodynamice je tlak media.
- Flow variables – toková veličina, což v termodynamice je hmotnostní tok media.
- Stream variables – vnitřní veličina media, což v termodynamice je specifická entalpie a podíl kapalné frakce media.

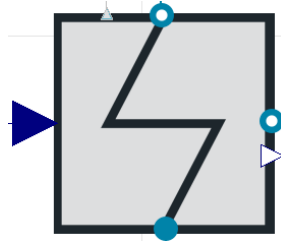
Hlavní částí této práce jsou termodynamické modely týkající se cyklů s turbínami TG1, TG2 a TG3 provozovanými v PITep. Proto nyní budou blíže popsány jednotlivé části těchto modelů pomocí základních principů a rovnic. Termodynamické modely zkoumaných cyklů se skládají z následujících částí: [25], [26]

- parní kolektor,
- jednostupňová turbína,
- tepelný výměník,
- napájecí nádrž,
- čerpadlo.

8.1.1 Parní kolektor

Parní kolektor (PK) slouží k rozvodu páry z tepelného zdroje (kotle) do tepelného motoru (turbíny). PK je modelován jako termodynamický model kotle, který zahrnuje

odpaření oběhové vody a zároveň její přehřátí na termodynamické parametry vhodné pro přidruženou turbínu. Model kotle je založen na bilančních rovnicích hmoty a energie, ale také na přenosových funkcích, charakteristických mapách pro tepelné šíření a tlakové ztrátě. Cílem modelu kotle je modelovat dynamiku tepelného zdroje bez nutnosti hlubšího vzhledu do procesu. Model kotle umožňuje řízení teploty a hmotnostního toku páry. [25]



Obr. 8.1 Grafické znázornění modelu PK jako tepelného zdroje [25]

Rovnice popisující parametry PK, resp. tlak, entalpie a hmotnostní tok jsou: [25]

$$livesteam.p = p_{HP} \quad (8.1)$$

$$livesteam.h_{flow} = h_{HP} \quad (8.2)$$

$$feedwater.m_{flow} = -livesteam.m_{flow} \quad (8.3)$$

Definice tlakové ztráty kotle a dodávaného tepelného výkonu: [25]

$$feedwater.p = \Delta p_{nomHP} + p_{HP} \quad (8.4)$$

$$Q_{flow_{HP}} = convert2HPFiring.y_1 * Q_{flow_{F_{nom}}} \quad (8.5)$$

$livesteam.p$ – výstupní tlak, p_{HP} – parametr tlaku, $livesteam.h_{flow}$ – výstupní entalpie, h_{HP} – parametr entalpie, $feedwater.m_{flow}$ – vstupní hmotnostní průtok, $livesteam.m_{flow}$ – výstupní hmotnostní průtok, $feedwater.p$ – vstupní tlak, Δp_{nomHP} – tlaková ztráta, $Q_{flow_{HP}}$ – požadovaný tepelný výkon, $convert2HPFiring.y_1$ – procentuální výkon kotle, $Q_{flow_{F_{nom}}}$ – nominální tepelný výkon.

Doplňkové informace k modelu PK: [25]

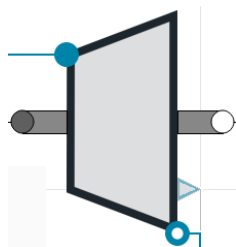
- Model je definován pomocí nominálních parametrů a trendů snižování výkonu.
- Model nerespektuje žádnou tepelnou akumulaci a možnosti uložení hmoty.

8.1.2 Jednostupňová turbína

Jednostupňová turbína (TG) je část turbosoustrojí, do kterého vstupuje i vystupuje pára o stejném hmotnostním toku. Model TG je založen na Stodolově rovnici s implementací charakteristiky změny účinnosti turbíny při částečném zatížení. Základní tvar Stodolovy rovnice je popsán rovnicí (8.6): [25], [26]

$$\frac{m\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} = k \sqrt{\left[1 - \left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^2\right]} \quad (8.6)$$

m – vstupní hmotnostní tok, T_{01} – vstupní teplota, p_{01} - vstupní tlak, p_{02} – výstupní tlak, k - konstanta Stodolovy rovnice, která je dána typem turbíny.



Obr. 8.2 Grafické znázornění modelu TG [25], [26]

Mimo Stodolovu rovnici jsou zde další rovnice, které je popisují model TG: [25]

$$rpm = \frac{d\varphi}{\frac{dt}{2\pi}} \quad (8.7)$$

$$\frac{J * \frac{drpm}{dt} * 2\pi}{60} = shaft_a.\tau - shaft_b.\tau - \frac{P_t}{\frac{d\varphi}{dt}} \quad (8.8)$$

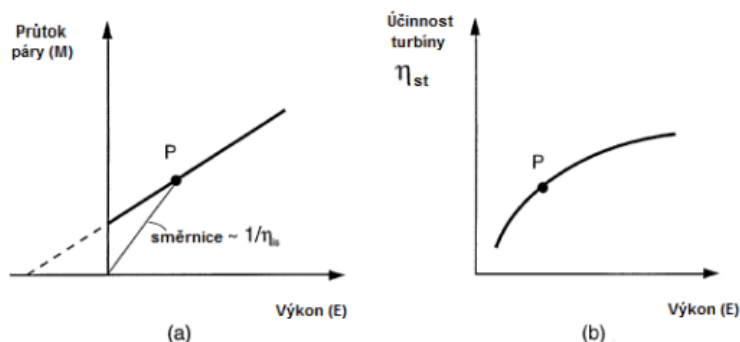
$$outlet.h_{outflow} = \eta_{is} * (h_{is} - inlet.h_{outflow}) + inlet.h_{outflow} \quad (8.9)$$

$$inlet.m_{flow} = - outlet.m_{flow} \quad (8.10)$$

$$P_t = outlet.m_{flow} * (fluidIn.h - fluidOut.h) * \eta_{mech} \quad (8.11)$$

rpm – otáčky, φ – poloha rotoru, J – setrvačnost hřídele, $shaft_a.\tau$ – vstupní moment, $shaft_b.\tau$ – výstupní moment, P_t – mechanický výkon na hřídeli, $inlet.h_{outflow}$ - vstupní entalpie $outlet.h_{outflow}$ – výstupní entalpie, η_{is} – isoetropická účinnost, h_{is} – entalpie na konci ideální isoetropické expanse v turbíně, $inlet.m_{flow}$ - vstupní hmotnostní tok, $outlet.m_{flow}$ - výstupní hmotnostní tok, $fluidIn.h$ - entalpie ve vstupním konektoru, $fluidOut.h$ - entalpie ve výstupním konektoru, η_{mech} - mechanická účinnost.

Model TG respektuje trend poklesu isoetropické účinnosti při částečném zatížení. Tento trend je založen na Willanově přímce viz Obr. 8.3(a), která popisuje lineární vztah mezi vstupním průtokem páry a mechanickým výkonem turbíny. Pro aproximaci tohoto trendu lze použít s výhodou polynom druhého řádu viz Obr. 8.3(b). Obecně pak model TG také respektuje trend poklesu účinnosti při procentuálním zatížení turbíny viz Obr. 3.1 [25]



Obr. 8.3 (a) Willanova přímka (b) závislost isoentrop. účinnosti na el. výkonu [27]

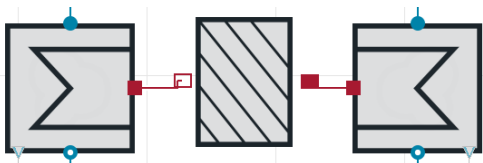
8.1.3 Tepelný výměník

Tepelné výměníky (TV) slouží v termodynamických cyklech pro přenos tepla mezi dvěma medii. Principiálně se jedná o přenos tepla z teplejšího do studenějšího media přes stěnu výměníku. V kogenerační teplárně se vyskytuje několik součástí založených na principu TV, kterými jsou VTO, NTO, KO, ZO a ŠO. [25], [26]

TV je modelován pomocí dvou oddělených prostorů, kterými protékají media, a teplo-vodivé přepážky, přes kterou je teplo předáváno. Přestup tepla je založen na střední logaritmické teplotě viz rovnice (8.12). [25], [26]

$$Q = k_c * A_{heat} * \frac{dT_2 - dT_1}{\ln|dT_2| - \ln|dT_1|} \quad (8.12)$$

Q – přenesená tepelná energie, k_c – koeficient tepelného přenosu, A_{heat} – plocha tepelného prostupu, T_1 – vstupní teplota, T_2 – výstupní teplota



Obr. 8.4 Grafické znázornění modelu tepelného výměníku [25], [26]

Mimo rovnici přestupu tepla jsou v modelu TV další rovnice, které je nutné popsat:

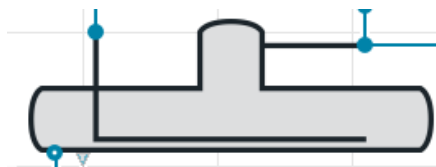
$$A_{heat} = 2\pi * radius_m * l * N_{tubes} \quad (8.13)$$

$$U_i = \frac{m_{str} * c_p * A_{heat}}{N_{rad}} \quad (8.14)$$

$$\frac{dU_i}{dt} = Q_{flow_i} - Q_{flow_{i+1}} \quad (8.15)$$

8.1.4 Napájecí nádrž

Napájecí nádrž (NN) slouží v termodynamických cyklech jako tlakové vyrovnání před NČ. Do NN je zaveden celý objem oběhového media a pomocí páry je udržován tlak v NN. Model NN je tedy založen na úrovnovém fázovém slučování kapalných frakcí. [25], [26]



Obr. 8.5 Grafické znázornění modelu napájecí nádrže [25]

Rovnice popisující NN jsou následující: [25]

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{dp}{dt} * \frac{d\rho}{dp_{hxi}} + \frac{dh}{dt} * \frac{d\rho}{dh_{pxi}} + \sum \frac{d\xi}{dt} * \frac{d\rho}{dxi_{ph}} \quad (8.16)$$

$$\frac{d\rho}{dt} * V = inlet.m_{flow} + outlet.m_{flow} \quad (8.17)$$

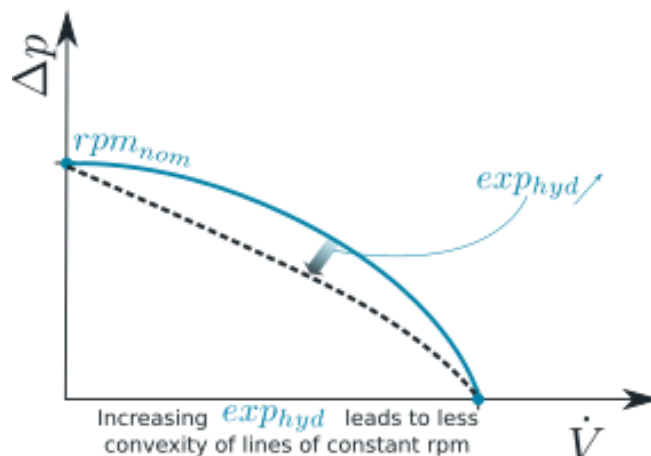
$$inlet.p = p + \Delta p + \Delta p_{geo_{in}} \quad (8.18)$$

$$outlet.p = p + \Delta p_{geo_{in}} \quad (8.19)$$

ρ – hustota, p – tlak, h - entalpie, ξ – sytost media (podíl frakce), p_{hxi} – tlak určený pomocí entalpie a sytosti, h_{pxi} – entalpie určená pomocí tlaku a sytosti, xi_{ph} - sytost určená pomocí tlaku a entalpie, V – objem, $inlet.m_{flow}$ – vstupní hmotnostní tok media do NN, $outlet.m_{flow}$ – výstupní hmotnostní tok media z NN, $inlet.p$ - vstupní tlak, Δp – tlaková ztráta NN, $\Delta p_{geo_{in}}$ – tlaková ztráta mezi frakcemi NN, $outlet.p$ – výstupní tlak.

8.1.5 Čerpadlo

Čerpadla slouží v termodynamických cyklech pro zvýšení tlaku oběhového vody. Knihovna ClaRa+ nabízí tři simulační modely čerpadel s úrovní složitosti L0 – L2. Pro modely v disertační práci byl zvolen model čerpadla úrovně L1. Hydraulická charakteristika je řešena modelem MetaStable_Q124, která je dána křivkou viz Obr. 8.6. Ta je určena hodnotou diferenčního tlaku při nulovém průtoku (Δp_{max}), hodnotou průtoku při nulovém tlaku ($V_{flowmax}$) a exponentem (exp_{hyd}), který upravuje konvexnost křivky při jmenovitých otáčkách. [25]



Obr. 8.6 Charakteristika modelu čerpadla založená na max. hodnotách [25]

Účinností charakteristika je řešena modelem EfficiencyCurves_Q1, ve kterém je definován BEP (Best Efficiency Point – pracovní bod) a charakteristika účinnosti v závislosti na průtoku, včetně korekce degradace účinnosti v oblasti provozu mimo jmenovité otáčky. [25]

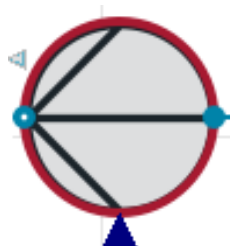
Přepočet charakteristik čerpadla pro proměnné otáčky využívá známých zákonů podobnosti – viz rovnice (8.20) - (8.22). [25]

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1 D_1}{n_2 D_2} \quad (8.20)$$

$$\frac{\Delta H_1}{\Delta H_2} = \left(\frac{n_1 D_1}{n_2 D_2} \right)^2 \quad (8.21)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1 D_1}{n_2 D_2} \right)^3 \quad (8.22)$$

Q – objemový průtok, ΔH – difference tlaku čerpadla, P – příkon čerpadla,
D – průměr oběžného kola, index 1 – stav č. 1, index 2 – stav č. 2

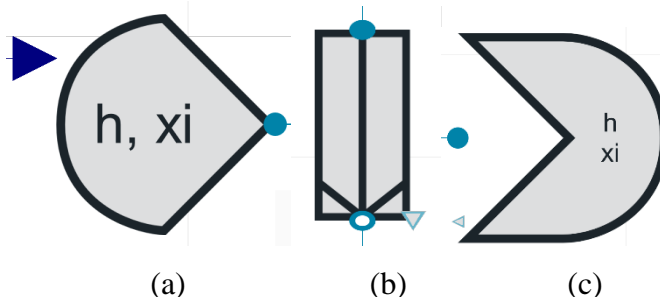


Obr. 8.7 Značka modelu čerpadla s konektorem mechanického výkonu [25]

Tento typ modelu čerpadla viz Obr. 8.7 byl použit pro všechny čerpadla v modelu.

8.1.6 Okrajové podmínky

V termodynamických modelech je nutné určit okrajové podmínky, které jednoznačně určují stav vnějších ale i vnitřních termodynamických veličin. Obecně termodynamické veličiny, které jsou určeny okrajovými podmínkami, mohou být popsány tabulkou v závislosti na jiné termodynamické veličině, popř. mohou odpovídat určitému polynomiálnímu trendu. Pro tyto veličiny lze tedy využít jednu z následujících možností určení okrajových podmínek: [25]

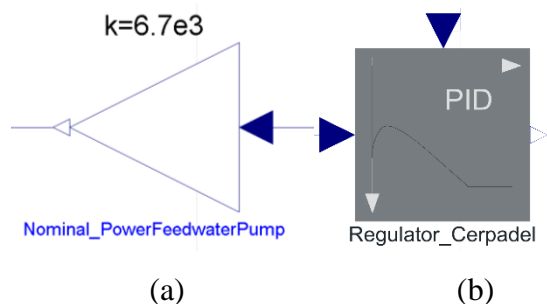


Obr. 8.8 Možnosti určení okrajových podmínek

- (a) okrajová podmínka určující hmotnostní tok média daný trendem,
- (b) vnitřní podmínka určující hmotnostní tok daný konstantou,
- (c) okrajová podmínka určující tlak média daný konstantou. [25]

8.1.7 Mechanismy řízení a regulace v termodynamických modelech

V termodynamických modelech je také nutné regulovat určité termodynamické veličiny. K tomu slouží dva mechanismy, kterými jsou definování trendu nebo regulace pomocí P, PI nebo PID regulátoru. Definování trendu souvisí se zjištěným trendem určité veličiny z reálného provozu. Samotný trend bývá spojen s akčním členem, jako je např. okrajová podmínka, čerpadlo, popř. ventil. Regulace skrze regulátor slouží k nastavení např. potřebného mechanického výkonu pro udržení tlakového diference na oběhovém čerpadle. Obecně regulátor funguje na bázi zpětnovazební regulace a také bývá vždy spojen s akčním členem, kterým opět může být čerpadlo nebo ventil, ale už ne okrajová podmínka. [25]



Obr. 8.9 Možnosti řízení a regulace v rámci termodynamického cyklu

- (a) trend založený na konstantním přepočtu,
- (b) regulátor (výstup do akčního členu, dva vstupy – měřená a požadovaná veličina). [25]

8.2 Modelování vybraných technologických částí PITep

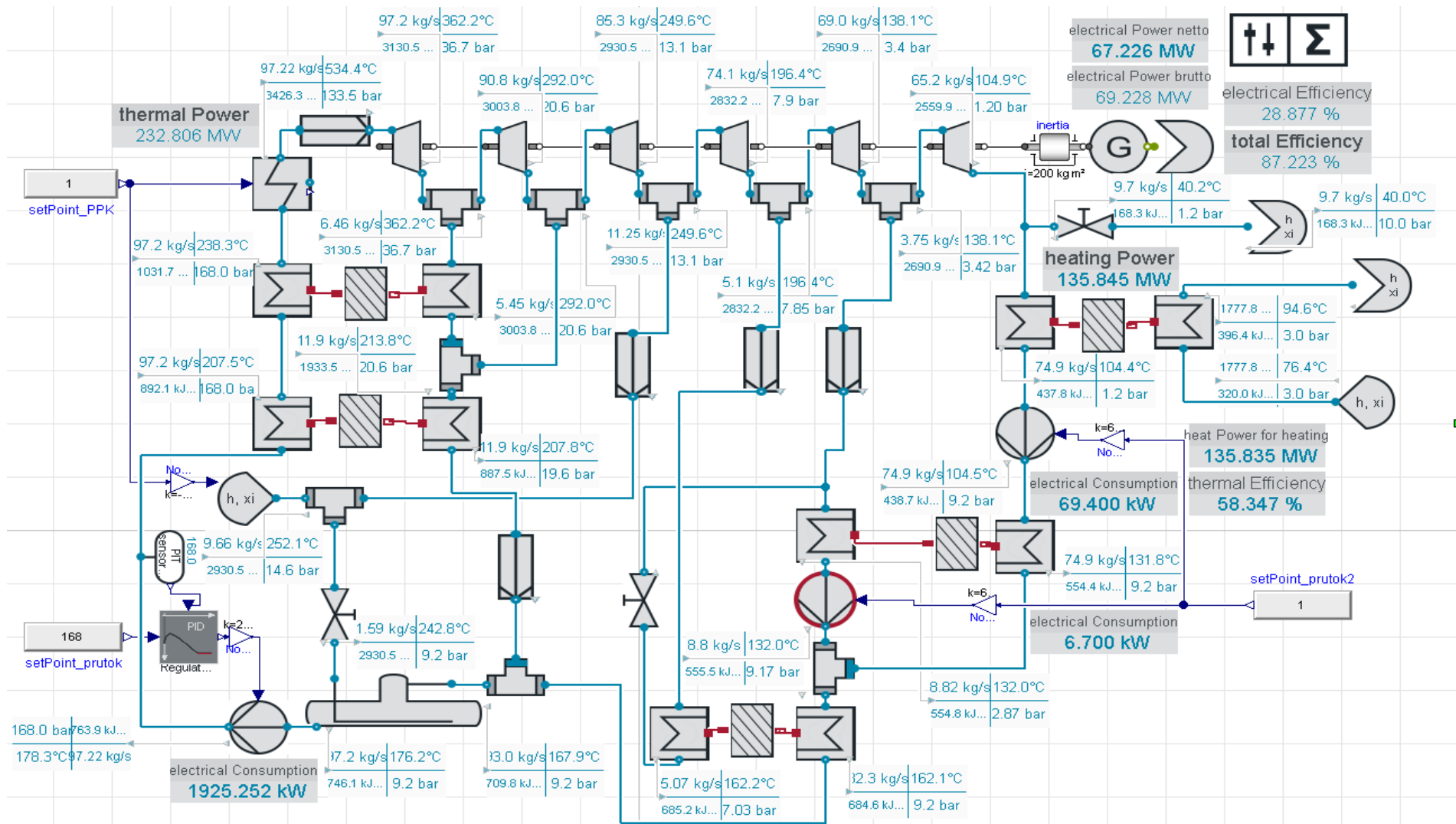
Tato kapitola je zaměřena předně na popsání všech termodynamických modelů, které byly vytvořeny v rámci této disertační práce. Většina z níže prezentovaných modelů má za úkol potvrdit užitečnost implementace subkritického ORC s pracovním médiem R600a do cyklu TG1 v PITep. Zbytek vytvořených modelů se týká ostatních výrobních technologií v PITep, resp. cyklu TG2 a cyklu TG3. Modely TG2 a TG3 jsou vytvořeny pro porovnání s inovační topologie TG1 + ORC a další možnosti návrhu inovací pro tyto cykly do budoucna. [1]

Všechny níže popsané modely jsou vytvořeny v simulačním softwaru Dymola pomocí modelační knihovny ClaRa+. Jedná se o software založený na objektovém modelování, kdy každý subsystém obsahuje rovnice popisující jeho chování. Tyto subsystémy jsou spojeny pomocí konektorů. Tyto konektory obsahují vždy veličinu prezentující tok, resp. hmotnostní tok, veličinu reprezentující úsilí, resp. tlak a mimo to je zde možnost využití ještě třetího typu veličiny, resp. stream, která obsahuje dodatečné informace k výpočtům (typ pracovního media, specifická entalpie, podíl kapalné frakce media). [1]

Všechny vytvořené termodynamické modely jsou verifikovány dle nominálního provozu s možnostmi částečného provozu za pomoci výrobní trendů. Degradace účinnosti cyklů v PITep při částečném provozu koresponduje s křivkou, viz Obr. 3.1. Proto trendy částečného provozu jsou aproximovány touto křivkou posunutou dle nominální hodnoty pro každý cyklus. [1]

8.2.1 Model cyklu TG1

Jako první bude popsán termodynamický model cyklu TG1, který vychází z topologie, viz Obr. 4.3. Cyklus TG1 byl detailně popsán v podkap. 4.2.2. Tento model koresponduje s chováním cyklu v rozsahu 50 až 100 % jmenovitého provozu. Drobná chyba v řádu jednotek procent nastává v rozsahu 20 až 50 % jmenovitého elektrického výkonu. Pod 20 % jmenovitého elektrického výkonu není výhodné TG1 provozovat, a i model cyklu TG1 není v této oblasti výrazně dostatečně přesný. [26]



Obr. 8.10 Model termodynamického cyklu TG1 v kogeneračním provozu [26], [38]

Pracovním médiem modelu TG1 je voda/pára s vlastnostmi odpovídající standardu IF97. Cyklus TG1 je napájen přehřátou parou z PPK. Kotle nejsou zvlášť modelovány. Modelován je pouze PPK tepelným výkonem potřebném pro provoz cyklu TG1. [26]

VT díl je modelován pomocí tří turbínových stupňů. Rozdělení na tři turbínové stupně je dán třemi výstupy páry z VT dílu, resp. neregulovanými odběry pro VTO1 a 2 a regulovaným odběrem páry na konci VT dílu. NT díl je modelován také třemi turbínovými stupni. I zde je toto rozdělení dáno třemi výstupy páry z NT dílu, resp. neregulovanými odběry pro NTO1, 2 a výstupem z NT dílu do ZO1. [26]

Tab. 8.1 Nominální parametry VT a NT dílu TG1 [26]

Typ parametru	Nominální parametry VT a NT dílu TG1						
	Vstup VT dílu	5. odběr (VTO2)	4. odběr (VTO1)	3. odběr (RO+NN)	2. odběr (NTO2)	1. odběr (NTO1)	Výstup NT dílu (ZO1)
Tlak [bar]	133,5	36,7	20,5	13	7,8	3,4	1,2
Teplota [°C]	535	361,5	291,6	249,6	196,8	137,8	104,8
Entalpie [kJ/kg]	3426,3	3130,5	3003,8	2930,5	2832,2	2690,9	2559,9
Hmotnostní tok [kg/s]	97,22	6,47	5,44	11,25	5,07	3,75	64,76
Technologická pára (RO) [kg/s]	-	-	-	9,66	-	-	-
Hmotnostní tok do NT dílu [kg/s]	-	-	-	73,54	-	-	-

Další součástí cyklu TG1 je ZO1. ZO1 funguje pro přenos tepla do CZT. Primární strana ZO1 je použita pro kondenzaci páry z NT dílu. Nad ZO1 je dodávána voda, která odpovídá součtu ztráty vody v cyklu TG1 a množství odebrané technologické páry. Sekundární strana je použita pro základní ohřev CZT. [26]

Tab. 8.2 Nominální parametry ZO1 [26]

Typ parametru	Nominální parametry ZO1	
	Primární strana ZO1	Sekundární strana ZO1
Tlak [bar]	1,2	3
Teplota [°C]	104,8	76,4
Entalpie [kJ/kg]	2559,9	320
Hmotnostní průtok [kg/s]	65,2	1777,78
Dodatečná voda [kg/s]	9,7	-

Systém NTO u TG1 funguje následovně. Pára z 2. odběru je vedena k NTO2, kde kondenzuje na tlakovou vodu. Poté je tlaková voda vedena k NTO1, kde je smíšena s párou z 1. odběru. Směs tlakové vody a páry kondenzuje v NTO1. Zkondenzovaná voda je pak čerpána kondenzátním čerpadlem do napájecí vody, která je vedena do NN. Výměna tepla přes NTO TG1 snižuje tepelný výkon potřebný ze soustavy kotlů pro cyklus, což zvyšuje účinnost TG1. [26]

Systém VTO u TG1 funguje následovně. Pára z 5. odběru je vedena k VTO2, kde kondenzuje na tlakovou vodu. Poté je tlaková voda vedena k VTO1, kde je smíšena s párou ze 4. odběru. Směs tlakové vody a páry kondenzuje ve VTO1. Zkondenzovaná voda

poté teče do NN. Výměna tepla přes VTO znovu snižuje tepelný výkon potřebný ze soustavy kotlů pro cyklus, což zvyšuje účinnost TG1. [26]

Tab. 8.3 Nominální parametry systémů NTO a VTO [26]

Typ parametru	Nominální parametry systémů NTO a VTO			
	<i>Pára do NTO1</i>	<i>Pára do NTO2</i>	<i>Pára do VTO1</i>	<i>Pára do VTO2</i>
Tlak [bar]	3,4	7,8	20,5	36,7
Teplota [°C]	137,8	196,8	291,6	361,5
Entalpie [kJ/kg]	2690,9	2832,2	3003,8	3130,5
Hmotnostní průtok [kg/s]	3,75	5,07	5,44	6,47

NN v cyklu TG1 funguje jako další regenerativní ohřev. V NN však nejsou žádné oddělené prostory, resp. jeden prostor s jednotným tlakem. Jinými slovy, tlaková rovnováha celého cyklu TG1 je zajištěna v NN pomocí regulace úrovně napájecí vody. Všechny odběry z VT dílu jsou ukončeny v NN. Tzn., že do NN teče napájecí voda ze systému NTO, pára z 3. odběru, která funguje pro udržení tlaku a hladiny napájecí vody, a kondenzát ze systému VTO. Tlaková voda z NN je dále vedena do NČ. [26]

Tab. 8.4 Nominální parametry NN [26]

Typ parametru	Nominální parametry NN		
	<i>Napájecí voda</i>	<i>3. odběr (RO)</i>	<i>Kondenzát z VTO</i>
Tlak [bar]	9,2	9,2	19,6
Teplota [°C]	160,3	240,73	211,1
Entalpie [kJ/kg]	677,1	2930,5	902,7
Hmotnostní průtok [kg/s]	83,72	1,59	11,92

V cyklu TG1 jsou provozovány tři čerpadla. První je KČ, které je umístěno mezi ZO1 a NTO1. KČ vytváří rovnovážný tlak pro NN. Další je ČNTO, které je umístěno na výstup NTO1. ČNTO umožňuje přívod kondenzátu z NTO1 do napájecí vody před NN. Poslední je NČ, které je umístěno na výstup NN. NČ zvyšuje tlak na 168 barů, který odpovídá jmenovitému tlaku PPK. To je dosaženo pomocí PI regulátoru, který drží výstupní tlak i při částečném provozu. [26]

Tab. 8.5 Nominální parametry provozovaných čerpadel [26]

Typ parametru	Nominální parametry čerpadel		
	<i>KČ</i>	<i>ČNTO</i>	<i>NČ</i>
Vstupní tlak [bar]	1,2	3,23	9,2
Výstupní tlak [bar]	9,2	9,2	168
Hmotnostní průtok [kg/s]	74,897	8,82	97,22
Mechanická účinnost [%]	90	90	90

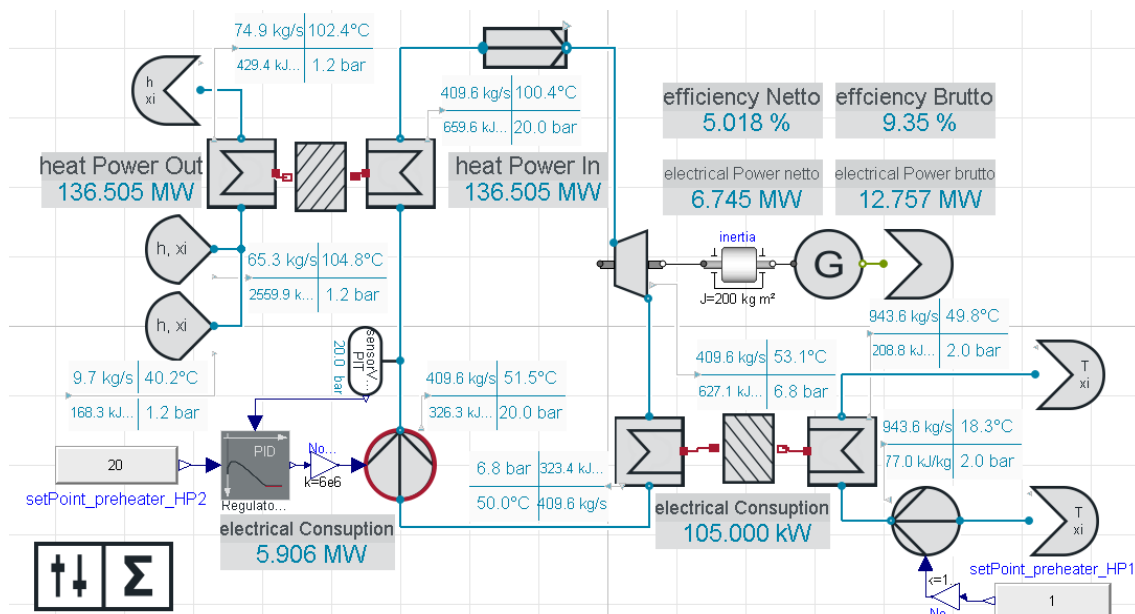
Na závěr popisu modelu TG1 jsou ukázány v Tab. 8.6 dosažené výsledky získané z modelu viz Obr. 8.10.

Tab. 8.6 Dosažené výsledky modelu TG1 při nominálním provozu [26]

Typ výsledku	Dosažené výsledky modelu TG1
	Výsledek
Tepelný výkon cyklu [MWt]	232,81
Tepelný výkon pro ZO1 [MWt]	135,84
Svorkový výkon generátoru [MWe]	69,23
Elektrický příkon KČ [kWe]	69,4
Elektrický příkon ČNTO [kWe]	6,7
Elektrický příkon NČ [kWe]	1925,25
Čistý výkon cyklu [MWe]	67,23
Elektrická účinnost cyklu [%]	28,88
Tepelná účinnost cyklu [%]	58,35
Celková účinnost cyklu [%]	87,22

8.2.2 Model ORC s pracovním médiem R-600a

Další bude popsán termodynamický model subkritického ORC vycházející z topologie, viz Obr. 7.8. Rozdíl mezi modelem a topologií je pouze v zanedbaném rekuperátoru pro zjednodušení modelu. Výběr komponent a popis navrhovaného ORC byl již rozebrán v kap. 7.2. Chování modelu ORC byl ověřen dle chování experimentálního ORC viz [2] v rozsahu 50 až 100 % zatížení. Obr. 8.11 ukazuje stav, kdy všechny tepelný výkon resp. 136,5 MWt z cyklu TG1 je veden do ORC. [1],



Obr. 8.11 Model subkritického ORC s médiem R600a [1], [38]

Pracovním médiem modelu ORC bylo zvoleno, jak již bylo zmíněno, R600a. Chladícím médiem a médiem tepelného zdroje byla voda/pára se standardem IF97. ORC využívá teplo z ORC výparníku, který je umístěn paralelně k ZO1 do cyklu TG1. To je důvod, proč je zdroj tepla pro ORC modelován jako tepelný výměník.

Tab. 8.7 Nominální parametry ORC výparníku (zdroje tepla pro ORC)

Typ parametru	Nominální parametry ORC výparníku	
	Primární strana (voda IF97)	Sekundární strana (R600a)
Tlak [bar]	1,2	20
Teplota [°C]	104,8	100,4
Entalpie [kJ/kg]	2559,9	659,6
Hmotnostní průtok [kg/s]	65,3	409,6
Dodatečná voda [kg/s]	9,7	-

Expandérem je pro ORC využita jednostupňová turbína z důvodu zpracování nízkého tlakového spádu, nicméně vysokého průtoku media. ORC turbína je spojena přes hřídel s generátorem, který vyrábí elektrickou energii.

Tab. 8.8 Nominální parametry ORC turbíny

Typ parametru	Nominální parametry ORC turbíny	
	Vstup do turbíny	Výstup z turbíny
Tlak [bar]	20	6,8
Teplota [°C]	100,4	53,1
Entalpie [kJ/kg]	659,6	627,1
Hmotnostní tok [kg/s]	409,6	409,6
Isoentropická účinnost [%]	85	-
Mechanická účinnost [%]	98	-

Dále navazuje v ORC kondenzátor, což je další tepelný výměník instalovaný v ORC. Na primární straně kondenzátoru je zkondenzován R600a na kapalinu. Sekundární stranou kondenzátoru protéká chladicí voda pro ochlazení R600a na primární straně.

Tab. 8.9 Nominální parametry kondenzátoru pro ORC

Typ parametru	Nominální parametry kondenzátoru pro ORC	
	Primární strana (R600a)	Sekundární strana (voda IF97)
Tlak [bar]	6,8	2
Teplota [°C]	53,1	18,3
Entalpie [kJ/kg]	627,1	77
Hmotnostní tok [kg/s]	409,6	943,6

V ORC jsou instalovány dvě čerpadla. První je čerpadlo chladicí vody, které je umístěno na sekundární straně kondenzátoru. Čerpadlo chladicí vody čerpá chladicí vodu do kondenzátoru, aby na primární straně mohl zkondenzovat R600a. Druhé instalované čerpadlo je oběhové a je umístěné mezi kondenzátorem a ORC výparníkem. Oběhové čerpadlo zvyšuje tlak R600a na 20 barů, který odpovídá jmenovitému tlaku ORC výparníku. Tlak ORC výparníku je opět držen pomocí PI regulátoru, který drží tento tlak i při částečném provozu ORC.

Tab. 8.10 Nominální parametry provozovaných čerpadel v ORC

Typ parametru	Nominální parametry čerpadel v ORC	
	Čerpadlo chladící vody (IF97)	Oběhové čerpadlo (R600a)
Vstupní tlak [bar]	1	6,8
Výstupní tlak [bar]	2	20
Hmotnostní průtok [kg/s]	943,6	409,6
Mechanická účinnost [%]	90	20

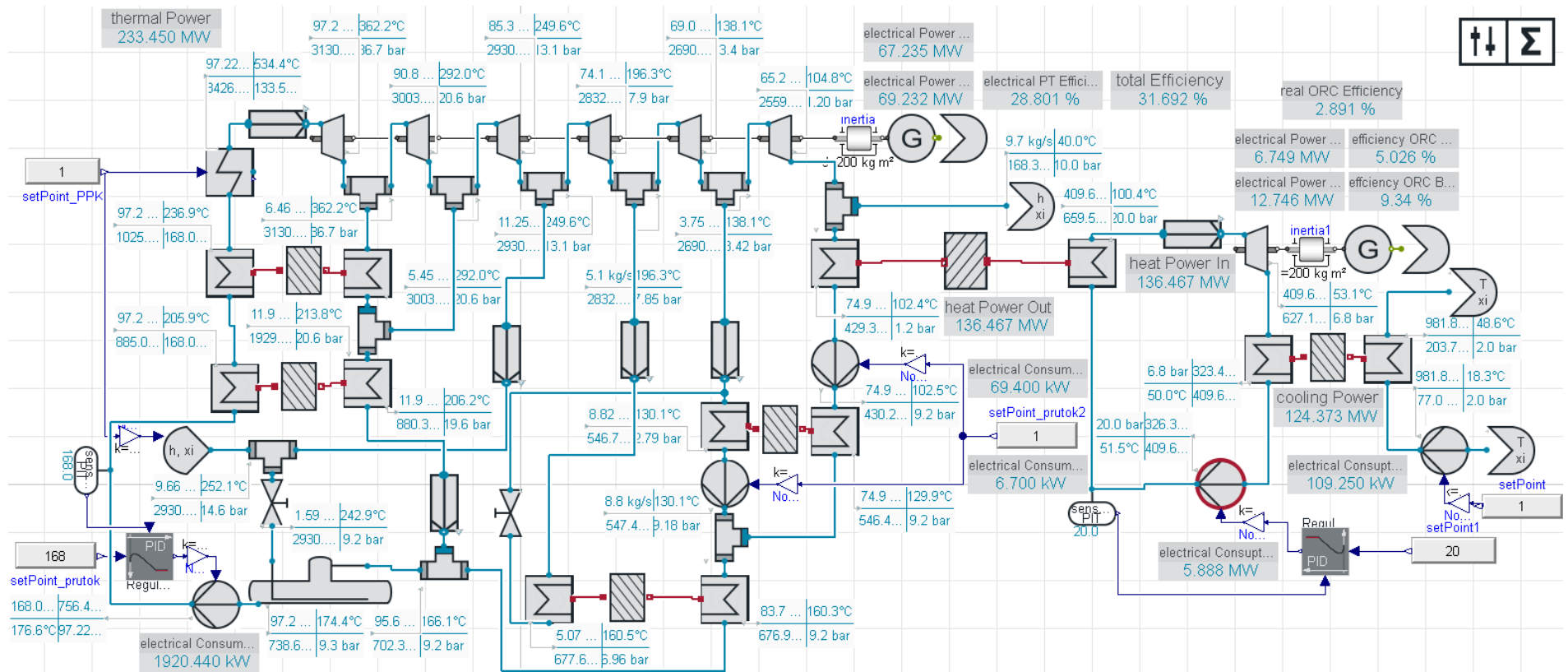
Na závěr popisu modelu ORC budou ukázány v Tab. 8.11 dosažené výsledky získané z modelu viz Obr. 8.11.

Tab. 8.11 Dosažené výsledky modelu ORC při nominálním provozu

Typ výsledku	Dosažené výsledky modelu ORC
	Výsledek
Tepelný výkon do ORC [MWt]	136,51
Svorkový výkon generátoru [MWe]	12,76
Elektrický příkon ČChV [MWe]	0,11
Elektrický příkon NČ [MWe]	5,91
Čistý výkon cyklu [MWe]	6,75
Hrubá elektrická účinnost [%]	9,35
Čistá elektrická účinnost [%]	5,02

8.2.3 Model syntézy cyklu TG1 a ORC bez tepelného požadavku

Nyní bude popsán model syntézy cyklu TG1 a ORC, což podporuje hlavní inovativní myšlenku práce. Jedná se o spojení dvou předtím popsaných modelů, resp. model cyklu TG1 a model ORC. Syntéza je možná pomocí vhodně umístěného ORC výparníku na výstup NT dílu TG1 a ukazuje možnosti ORC jako náhrady SUKO pro uchlazení cyklu TG1 při nominálním provozu. Největší výhodou ORC oproti SUKO je, že ORC elektrickou energii vyrábí na rozdíl od SUKO, který ji spotřebovává. [1]



Obr. 8.12 Model syntézy cyklu TG1 a ORC v kondenzačním provozu [38]

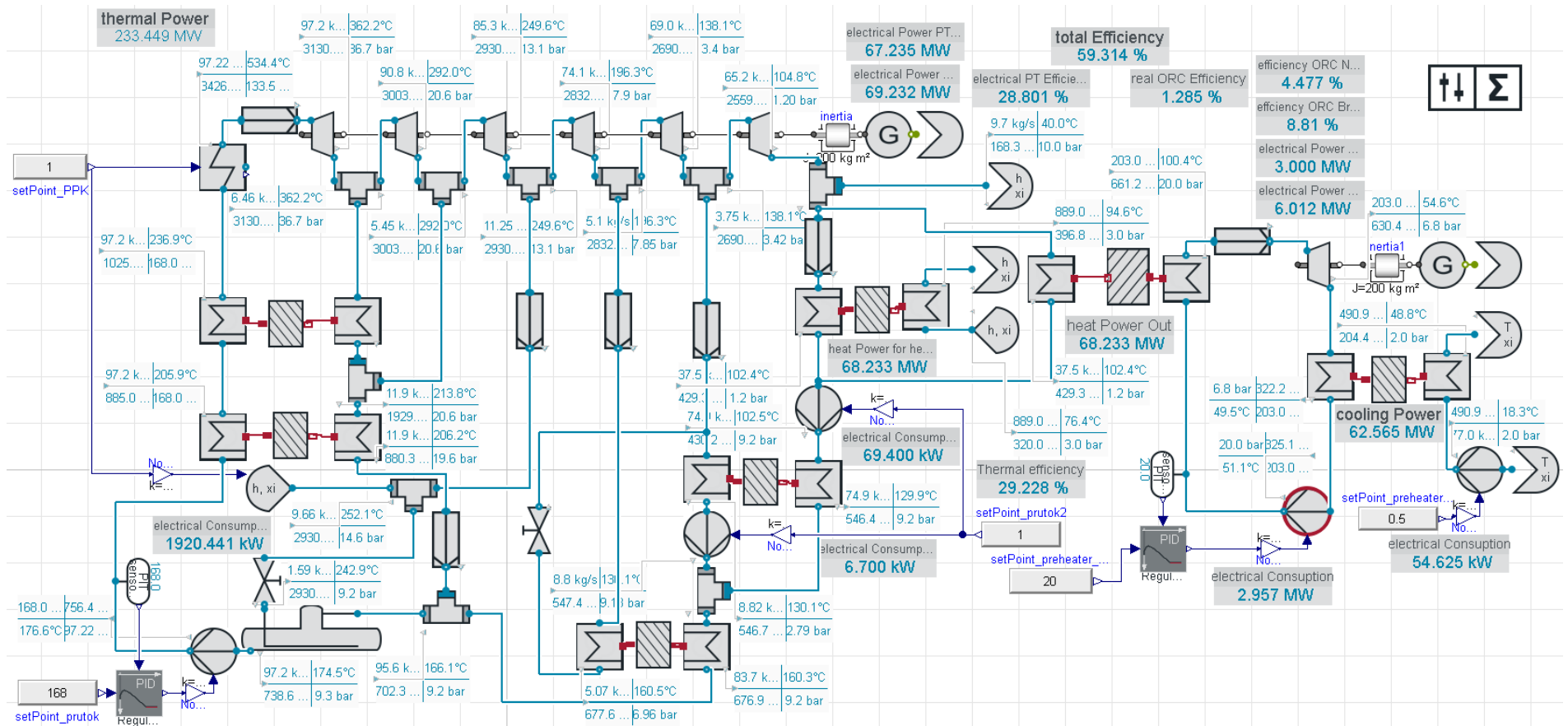
Parametrizace syntézy TG1 a ORC odpovídá parametrizaci dvou předtím popisovaných modelů s tím rozdílem, že tepelný výměník ZO1 z modelu cyklu TG1 byl nahrazen ORC výparníkem. Jinými slovy pára za NT dílem TG1 může vedena pouze do ORC. Tato syntéza reprezentuje stav s mizivým tepelným požadavkem, který nastává obvykle mimo topné období. Závěrem popisu této syntézy budou opět ukázány v Tab. 8.12 dosažené výsledky získané modelem viz Obr. 8.12.

Tab. 8.12 Dosažené výsledky syntézou TG1 a ORC při nominálním provozu

Typ výsledku	Dosažené výsledky syntézy TG1 a ORC
	<i>Výsledek</i>
Tepelný výkon cyklu [MWt]	233,45
Tepelný výkon do ORC [MWt]	136,47
Chladicí výkon kondenzátoru v ORC [MWch]	124,37
Svorkový výkon TG1 [MWe]	69,23
Svorkový výkon ORC [MWe]	12,75
Elektrický příkon KČ [kWe]	69,4
Elektrický příkon ČNTO [kWe]	6,7
Elektrický příkon NČ [kWe]	1920,44
Elektrický příkon ČChV ORC [kWe]	109,25
Elektrický příkon NČ ORC [kWe]	5888
Čistý výkon TG1 [MWe]	67,24
Čistý výkon ORC [MWe]	6,75
Čistý výkon syntézy [MWe]	73,98
Elektrická účinnost TG1 [%]	28,04
Elektrická účinnost ORC [%]	2,81
Elektrická účinnost syntézy [%]	30,85

8.2.4 Model syntézy cyklu TG1 a ORC s částečným tepelným požadavkem

Tento model syntézy se liší od předchozího pouze implementací ZO1 na výstup NT dílu TG1. Tzn., že je zde možnost využití části tepla pro ORC, resp. výroba elektrické energie a částí tepla pro ZO1, resp. základní ohřev CZT.



Obr. 8.13 Model syntézy cyklů TG1 a ORC se zavedením ZO1 v částečně kogeneračním provozu [38]

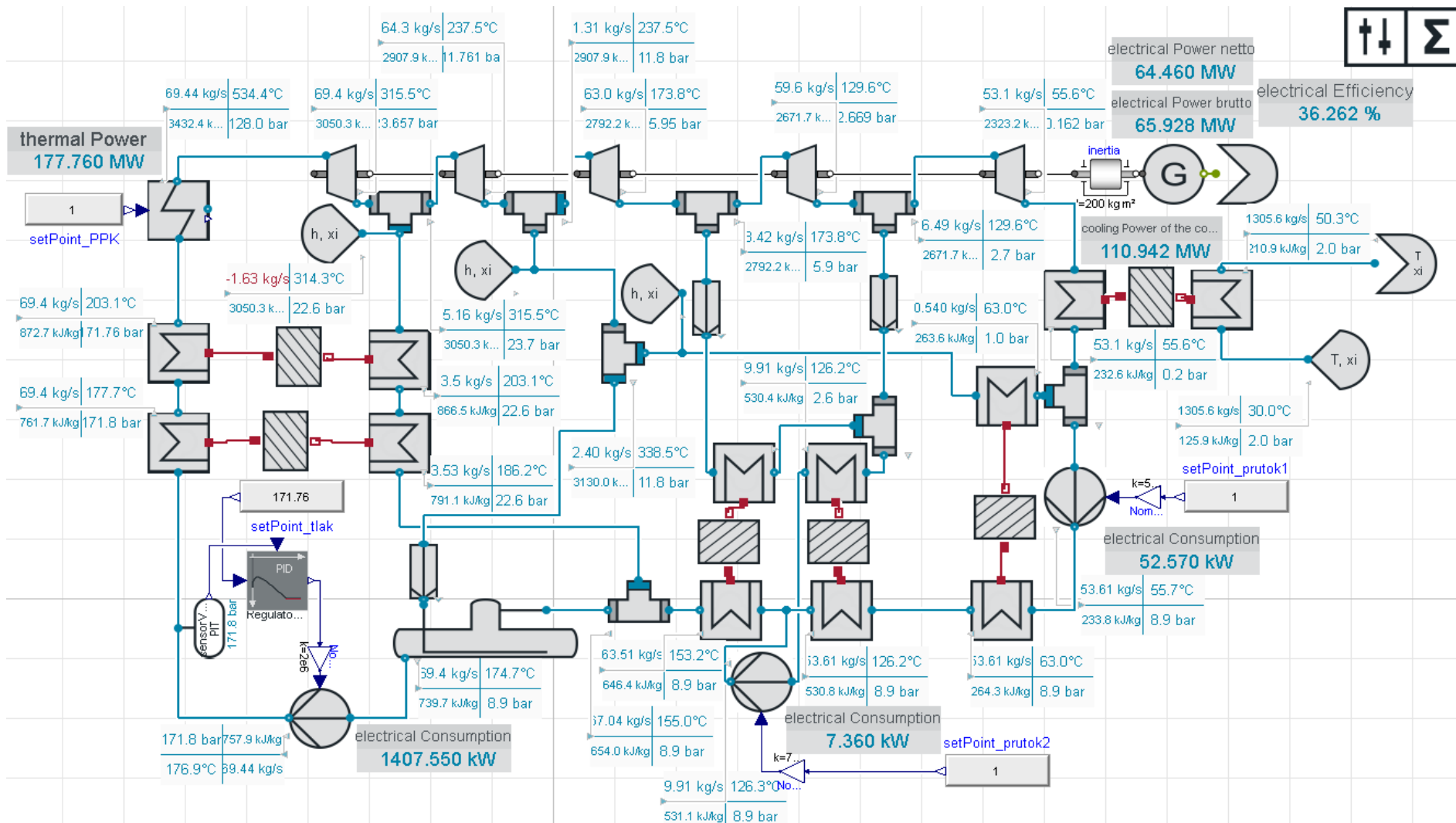
Parametrizace této syntézy odpovídá parametrizaci předchozí syntézy. Rozdílem je zde přidání tepelného výměníku ZO parametrizovaného dle modelu TG1 viz Obr. 8.10. Obr. 8.13 ukazuje model syntézy při stavu, kdy cyklus TG1 je provozován v nominálním provozu a rozdělení páry z NT dílu TG1 mezi ORC a ZO1 je 50 na 50. Tato rozšířená syntéza opět ukazuje, že ORC může nahradit současný SUKO pro uchlazení cyklu TG1 i při částečném provozu. Tento scénář popisuje stav s nedostatečnou tepelným požadavkem pro úplné uchlazení cyklu TG1. Cyklus TG1 by musel při této situaci využít SUKO, který je neefektivní. Tab. 8.13 ukazuje výsledky získané modelem, viz Obr. 8.13.

Tab. 8.13 Dosažené výsledky syntézou TG1 a ORC se zavedením ZO1

Typ výsledku	Dosažené výsledky syntézy TG1 a ORC + ZO1
	<i>Výsledek</i>
Tepelný výkon cyklu [MWt]	233,45
Tepelný výkon do ZO1 [MWt]	68,23
Tepelný výkon do ORC [MWt]	68,23
Chladicí výkon kondenzátoru v ORC [MWch]	62,57
Svorkový výkon TG1 [MWe]	69,23
Svorkový výkon ORC [MWe]	6,01
Elektrický příkon KČ [kWe]	69,4
Elektrický příkon ČNT0 [kWe]	6,7
Elektrický příkon NČ [kWe]	1920,44
Elektrický příkon ČChV ORC [kWe]	54,63
Elektrický příkon NČ ORC [kWe]	2957
Čistý výkon TG1 [MWe]	67,24
Čistý výkon ORC [MWe]	3
Čistý výkon syntézy [MWe]	70,24
Tepelná účinnost ZO1 [%]	29,22
Elektrická účinnost TG1 [%]	28,8
Elektrická účinnost ORC [%]	1,29
Elektrická účinnost syntézy [%]	30,09
Ceklová účinnost syntézy [%]	59,31

8.2.5 Model cyklu TG2

Mimo model cyklu TG1 byly také modelovány i dva zbývající cykly s TG2 a TG3 v PITep. Nyní bude popsán model cyklu TG2 vycházející z topologie viz Obr. 4.6. Model cyklu TG2 koresponduje s chováním TG2 popsáním v podkap. 4.2.3 v rozsahu 20 % - 100 % provozu s relativní chybou jednotek procent.



Obr. 8.14 Model termodynamického cyklu TG2 v kondenzačním provozu [38]

Pracovním médiem modelu TG2 je voda/pára s vlastnostmi odpovídající standardu IF97. Cyklus TG2 je opět napájen přehřátou parou z PPK. Obr. 8.14 ukazuje model kondenzačního provozu TG2 při nulovém tepelném požadavku.

VT díl TG2 je modelován dvěma turbínovými stupni z důvodu dvou výstupů páry, resp. neregulovaný odběr pro VTO a RO na konci VT dílu. RO slouží pro odběr technologické páry a vyrovnávání tlaku v NN. NT díl TG2 je modelován třemi turbínovými stupni z důvodu tří výstupů páry, resp. neregulovanými odběry pro NTO2, 3 a výstup z NT do KO1.

Tab. 8.14 Nominální parametry VT a NT dílu TG2

Typ parametru	Nominální parametry VT a NT dílu TG2 $T_{atm} = 30^{\circ}\text{C}$						
	Vstup VT dílu	Ucpav. pára	4. odběr (VTO)	3. odběr (RO+NN)	2. odběr (NTO3)	1. odběr (NTO2)	Výstup NT dílu (KO1)
Tlak [bar]	128	11,76	23,66	11,76	5,95	2,67	0,16
Teplota [$^{\circ}\text{C}$]	535	446,49	315,02	237,7	174,32	129,59	55,75
Entalpie [kJ/kg]	3432,4	3361	3050,3	2907,9	2792,2	2671,7	2332
Hmotnostní tok [kg/s]	69,44	1,26	3,53	1,31	3,42	6,49	53,06

Navazující částí v modelu je KO1. KO1 kondenzuje páru za NT dílem. Jedná se o tepelný výměník. Primární strana výměníku je použita pro kondenzaci páry z NT dílu. Sekundární stranou protéká chladicí voda, která odebírá energii kondenzující páře. Samozřejmě zde hraje velkou roli teplota okolí, protože v případě nižší teploty okolí jsme schopni vytvořit hlubší vakuum v KO1 a cyklus je tedy efektivnější.

Tab. 8.15 Nominální parametry KO1 při $T_{atm} = 30^{\circ}\text{C}$

Typ parametru	Nominální parametry KO1 $T_{atm} = 30^{\circ}\text{C}$	
	Primární strana KO1	Sekundární strana KO1
Tlak [bar]	0,16	2
Teplota [$^{\circ}\text{C}$]	55,75	30
Entalpie [kJ/kg]	2332	125,9
Hmotnostní průtok [kg/s]	53,06	1305,6

Systém NTO u TG2 funguje následovně. NTO1 je napájen z výstupu ucpávkové páry TG2 nebo také z výstupu technologické páry. Tato pára předá své teplo napájecí vodě, zkondenzuje a jde do KO1. Pára z 2. odběru v NT dílu je vedena k NTO3. Zde je zkondenzována na tlakovou vodu a je dále vedena k NTO2, kde je smíšena s párou z 1. odběru NT dílu. Směs tlakové vody a páry kondenzuje v NTO2 a je čerpána kondenzátním čerpadlem do napájecí vody, která je hnána pod tlakem do NN.

VTO funguje následovně. Pára ze 4. odběru je vedena k VTO. VTO je modelováno dvěma tepelnými výměníky pro efektivnější přenos tepla do tlakové vody před PPK. Pára v VTO kondenzuje a teče do NN.

Tab. 8.16 Nominální parametry systémů NTO a VTO

Typ parametru	Nominální parametry systémů NTO a VTO			
	<i>Pára do NTO1</i>	<i>Pára do NTO2</i>	<i>Pára do NTO3</i>	<i>Pára do VTO</i>
Tlak [bar]	7	2,67	5,95	23,66
Teplota [°C]	333,56	129,59	174,32	315,02
Entalpie [kJ/kg]	3130	2671,7	2792,2	3050,3
Hmotnostní průtok [kg/s]	0,17	6,49	3,42	3,53

NN opět funguje jako regenerativní ohřev. Tlaková rovnováha cyklu TG2 je udržována v NN regulací úrovně napájecí vody. Do NN teče voda ze systému NTO, voda z VTO a pára z 3. odběru, která udržuje tlak a hladinu vody. Voda z NN je vedena do NČ.

Tab. 8.17 Nominální parametry NN v TG2

Typ parametru	Nominální parametry NN v TG2		
	<i>Napájecí voda</i>	<i>3. odběr (RO)</i>	<i>Kondenzát z VTO</i>
Tlak [bar]	8,9	8,9	8,9
Teplota [°C]	153,2	338,5	186,3
Entalpie [kJ/kg]	646,4	3130	791,1
Hmotnostní průtok [kg/s]	63,51	2,4	3,53

V modelu TG2 jsou provozovány tři čerpadla. První je KČ umístěné mezi KO1 a NTO1 a vytváří rovnovážný tlak pro NN. Druhé je ČNTO umístěné na výstup NTO2 a umožňující přívod kondenzátu ze systému NTO do napájecí vody. Poslední je NČ umístěné na výstup NN zvyšující tlak na 171,76 barů, což je jmenovitému tlaku PPK.

Tab. 8.18 Nominální parametry všech provozovaných čerpadel v TG2

Typ parametru	Nominální parametry čerpadel		
	<i>KČ</i>	<i>ČNTO</i>	<i>NČ</i>
Vstupní tlak [bar]	0,16	2,67	9,2
Výstupní tlak [bar]	8,9	8,9	171,76
Hmotnostní průtok [kg/s]	53,6	9,91	69,44
Mechanická účinnost [%]	90	90	90

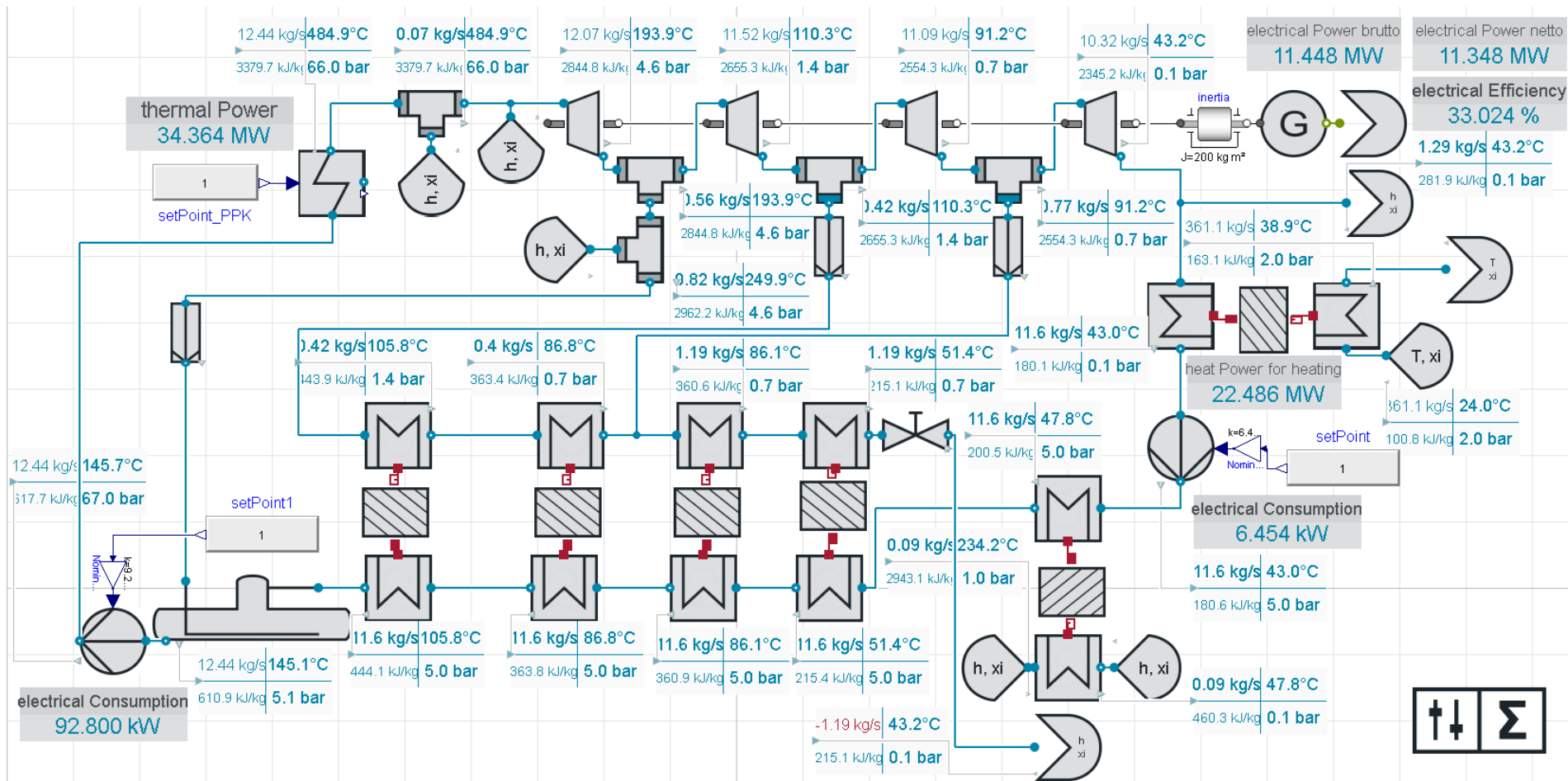
Dosažená výsledky modelu TG2 viz Obr. 8.14 jsou ukázány v Tab. 8.19.

Tab. 8.19 Dosažené výsledky modelu TG2 při nominálním provozu

Typ výsledku	Dosažené výsledky modelu TG2
	<i>Výsledek</i>
Tepelný výkon cyklu [MWt]	177,76
Chladicí výkon KO1 [MWch]	110,94
Svorkový výkon generátoru [MWe]	65,93
Elektrický příkon KČ [kWe]	52,57
Elektrický příkon ČNTO [kWe]	7,36
Elektrický příkon NČ [kWe]	1407,25
Čistý výkon cyklu [MWe]	64,46
Elektrická účinnost cyklu [%]	36,26

8.2.6 Model cyklu TG3

Jako poslední bude popsán model cyklu TG3 vycházející z topologie viz Obr. 4.8. Cyklus TG3 koresponduje s chováním cyklu popsáním v podkap. 4.2.4 v rozsahu 20 % až 100 % nominálního provozu s relativní chybou nepřesahující jednotky procent.



Obr. 8.15 Model termodynamického cyklu TG3 v kondenzačním provozu [38]

Pracovním médiem je opět voda/pára se standardem IF97. TG3 je napájena z SPK jakožto tepelného zdroje. Obr. 8.15 ukazuje kondenzační provoz TG3 bez využití tepla.

VT díl TG3 je modelován pouze jedním turbínovým stupněm kvůli absenci systému VTO. Na konci VT dílu se nachází regulovaný odběr (RO). RO slouží jako možný zdroj páry pro ŠO3 a opět pro vyrovnávání tlaku v NN. NT díl TG3 je modelován třemi turbínovými stupni opět z důvodu tří výstupů páry, resp. neregulovanými odběry pro NTO2, 3 a výstup z NT dílu do KO2.

Tab. 8.20 Nominální parametry turbíny TG3

Typ parametru	Nominální parametry VT a NT dílu TG3 $T_{atm} = 24\text{ °C}$					
	Vstup VT dílu	Ucpav. Pára	3. odběr (ŠO3+NN)	2. odběr (NTO3)	1. odběr (NTO2)	Výstup NT dílu (KO2)
Tlak [bar]	66	4,62	4,62	1,44	0,72	0,09
Teplota [°C]	485	386,16	193,9	110,12	90,57	55,75
Entalpie [kJ/kg]	3379,7	3206,5	2844,8	2655,3	2554,3	2345,2
Hmotnostní tok [kg/s]	12,07	0,27	0,56	0,42	0,77	10,18

Navazující součástí je KO2, kde zkondenzuje pára za NT dílem. Primární strana KO2 je použita pro kondenzaci páry. Sekundární strana KO2 je opět využita pro průchod chladicí vody. Samozřejmě i zde hraje velkou roli teplota okolí, protože v případě nižší teploty okolí jsme i zde schopni vytvořit hlubší vakuum v KO2 a cyklus je potom efektivnější.

Tab. 8.21 Nominální parametry KO2 při $T_{atm} = 24\text{ °C}$

Typ parametru	Nominální parametry KO2 $T_{atm} = 24\text{ °C}$	
	Primární strana KO1	Sekundární strana KO1
Tlak [bar]	0,16	2
Teplota [°C]	55,75	24
Entalpie [kJ/kg]	2332	100,8
Hmotnostní průtok [kg/s]	53,06	361,11
Dodatečná voda [kg/s]	0,12	-

Systém NTO TG3 funguje následovně. NTO1 je napájen z výstupu ucpávkové páry nebo z paralelního kanálu SPK. Tato pára zde zkondenzuje a jde do KO2. Pára z 2. odběru je vedena k NTO3, kde zkondenzuje na vodu a je vedena k NTO2. Zde je mísená s párou z 1. odběru, zkondenzuje a poté jde opět do KO2.

VTO u tohoto cyklu není využito z důvodu nižších parametrů SPK.

Tab. 8.22 Nominální parametry systému NTO TG3

Typ parametru	Nominální parametry systémů NTO TG3		
	Pára do NTO1	Pára do NTO2	Pára do NTO3
Tlak [bar]	1	0,68	1,37
Teplota [°C]	250	89,36	108,76
Entalpie [kJ/kg]	2943,2	2554,3	2655,3
Hmotnostní průtok [kg/s]	0,08	0,77	0,42

NN opět funguje jako regenerativní ohřev pro tlakovou rovnováhu. Do NN teče napájecí voda ze systému NTO a pára z 3. odběru, která udržuje tlak a hladinu napájecí vody. Tlaková voda z NN je vedena do NČ.

Tab. 8.23 Nominální parametry NN TG3

Typ parametru	Nominální parametry NN TG3	
	Napájecí voda	3. odběr (RO)
Tlak [bar]	5	4,38
Teplota [°C]	105,2	238,23
Entalpie [kJ/kg]	646,4	3130
Hmotnostní průtok [kg/s]	63,51	0,82

V cyklu TG3 jsou instalována dvě čerpadla. První je KČ, které je umístěno mezi KO2 a NTO1. KČ vytváří tlakovou rovnováhu pro NN. Druhé je NČ, které je umístěno na výstup NN. NČ zvyšuje tlak na 67 barů, což odpovídá jmenovitému tlaku SPK.

Tab. 8.24 Nominální parametry všech provozovaných čerpadel

Typ parametru	Nominální parametry čerpadel TG3	
	KČ	NČ
Vstupní tlak [bar]	0,09	5,1
Výstupní tlak [bar]	5	67
Hmotnostní průtok [kg/s]	11,6	12,44
Mechanická účinnost [%]	90	90

I zde bude popis modelu TG3 zakončena dosaženými výsledky v Tab. 8.25 z modelu viz Obr. 8.15.

Tab. 8.25 Dosažené výsledky modelu TG3 při nominálním provozu

Typ výsledku	Dosažené výsledky modelu TG3
	Výsledek
Tepelný výkon TG3 [MWt]	34,36
Chladicí výkon KO2 [MWch]	22,49
Svorkový výkon generátoru [MWe]	11,45
Elektrický příkon KČ [kWe]	6,45
Elektrický příkon NČ [kWe]	92,8
Čistý výkon cyklu [MWe]	11,35
Elektrická účinnost cyklu [%]	33,02

8.2.7 Dílčí závěry popisu termodynamických modelů

Všechny výše popsané modely jsou volně parametrizovatelné a použitelné v širokém rozsahu provozních podmínek.

Modely týkající se inovativní topologie cyklu TG1 s implementací ORC jsou klíčovou součástí této kapitoly, protože jejich výsledky jsou základem následující případové studie.

Mimo klíčové modely týkající se cyklu TG1 s implementací ORC jsou zde také popsány modely ostatních cyklů v PITep, resp. modely cyklů TG2 a TG3. U cyklů TG2

a TG3 není potenciál využití ORC. Nicméně termodynamické modely těchto cyklů byly vytvořeny především pro budoucí využití pro případové studie využití energetických úložišť a dalších inovativních prvků v PITep za účelem maximalizace flexibility a efektivity celého provozu PITep.

Elektrická účinnost současného cyklu TG1 dosahuje při optimálních provozních podmínkách maximálně 25,111 %. Optimální provozní podmínky úzce souvisí s dostatečným tepelným požadavkem především ze strany CZT. Reálné tepelné požadavky jsou, však dosti variabilní a silně závislé na venkovní teplotě. [26]

Na druhou stranu v případě implementace ORC do současného cyklu TG1 můžeme vyřešit dva klíčové problémy spojené s PT v současném teplárenství. Pro upřesnění těmito dvěma klíčovými problémy PT jsou myšleny závislost na tepelném požadavku a minimální výrobní flexibilita. [1]

Popsané modely zaměřené na implementaci ORC do cyklu TG1 ukazují, že tato inovace je nejen možná, ale také výhodná. Modelované ORC bylo navrženo tak, aby mělo dostatečný chladicí výkon pro uchlazení cyklu TG1 při nominální provozu v případě nulového tepelného požadavku. Jak již bylo zmíněno, ORC výparník bude umístěn paralelně k ZO1 na výstupu NT dílu TG1. V případě odstavení ZO1 lze očekávat, že celkový tepelný výkon, který musí být uchlazen, bude 136,467 MWt. Tento odebraný výkon je dostačující pro zkapalnění celého hmotnostního toku páry za NT dílem TG1, resp. 65,2 kg/s. Na straně ORC bylo zjištěno, že pro odebrání takového tepelného výkonu je potřeba hmotnostního toku R600a cca 409,6 kg/s při předpokládaných konstrukčních parametrech ORC výparníku. Předpokládané konstrukční parametry ORC výparníku jsou koeficient přestupu tepla 14 kW/m² a plocha ohřevné stěny 1000 m². Ohřevná plocha bude dosažena pomocí velkého počtu trubek v ORC výparníku. [1]

Elektrický výkon ORC je cca 13 MWe při hmotnostním průtoku R600a 409,6 kg/s, vstupním tlaku 20 barů, admisní teplotou 100,4 °C, mechanickou účinností turbíny 98 %, isoentropickou účinností turbíny 85 % a Baumannovým koeficientem rovným 1. Chladicí výkon potřebný v kondenzátoru pro ORC pro zkapalnění celého objemu R600a je cca 125 MW_{ch}. Této situaci odpovídá hmotnostní průtok chladicí vody cca 981,8 kg/s při daných konstrukčních parametrech, což je opět koeficient přestupu tepla 14 kW/m² a plocha ohřevné stěny 1000 m². [1]

Elektrický příkon oběhového čerpadla v ORC v případě využití odstředivého čerpadla musí být relativně vysoký, resp. cca 5,89 MWe s ohledem na jeho velmi nízkou účinnost cca 20 % a tvořený přetlak 13,2 baru. [1]

Elektrický příkon čerpadla chladicí vody v ORC je cca 109,25 kWe. Zde se jedná o čerpání chladicí vody do kondenzátoru s přetlakem 1 bar. [1]

Získaný elektrický výkon ORC lze určit odečtením vlastní spotřeby od svorkového výkonu generátoru. Vlastní spotřeba se skládá ze příkonů obou čerpadel a dodatečné elektrické spotřeby, která je spojena s měřením a regulací ORC. Nicméně dodatečná spotřeba nebude nikterak markantní pouze několik kWe. Celková vlastní spotřeba je tedy vypočítána jako: [1]

$$P_{VS} = P_{O\check{c} ORC} + P_{\check{c} CHV} = 5,89 + 0,11 = 6 \text{ MWe} \quad (8.23)$$

Potom čistý elektrický výkon ORC je vypočítán jako: [1]

$$P_{ORC_{netto}} = P_{ORC_{brutto}} - P_{VS} = 12,75 - 6 = 6,75 \text{ MWe} \quad (8.24)$$

Čistý elektrický výkon ORC byl vypočítán při jeho plném využití. Tedy elektrická účinnost ORC se spočte jako: [1]

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ORC_{netto}}}{P_{TZ}} = \frac{6,75}{239,4} = 2,82\% \quad (8.25)$$

2,82 % je maximální dosažitelná hodnota elektrické účinnosti ORC, která předpokládá, že všechno využitelné teplo z NT dílu TG1 bude vedeno do ORC výparníku. V návaznosti na maximální elektrickou účinnost ORC lze dopočítat maximální celkovou elektrickou účinnost syntézy TG1 a ORC jako: [1]

$$\eta_{TG1+ORC} = \frac{P_{TG1_{netto}} + P_{ORC_{netto}}}{P_{TZ}} = \frac{67,24 + 6,75}{239,4} = 30,91\% \quad (8.26)$$

Kde P_{TZ} je výkon z paliva tepelného zdroje cyklu TG1

Celková elektrická účinnost syntézy TG1 a ORC je srovnatelná s elektrickou účinností kondenzačních turbín TG2 a TG3. Zároveň syntéza TG1 a ORC poskytuje i potřebnou výrobní flexibilitu.

Nicméně, elektrická účinnost ORC klesá s poměrem využití tepla v ORC opět dle trendu viz Obr. 3.1. Využitelné teplo může být i rozděleno mezi ZO1 pro centrální vytápění nebo pro výrobu elektrické energie v ORC. Navzdory faktu, že vylepšení elektrické účinnosti skrze ORC není příliš velké, avšak jedná se to čisté zlepšení bez žádných dodatečných nároků na primární energii.

9 Hlavní dosažené výsledky

9.1 Případová studie implementace ORC do cyklu TG1 v PITep

Tato případová studie má za cíl identifikovat a vyřešit nejslabší místo PITep, resp. TG1 z hlediska současného trendu zvyšující se flexibility a efektivity. Případová studie také shrne všechny předchozí zmíněné informace a výsledky.

Jak již zmíněno v kap. 4.2 PITep je rozdělena na dva systémy parních kolektorů. Jedná se o systém PPK, resp. kotle K4, K5, K6 s turbínami TG1 a TG2 a systém SPK resp. K7 s TG3. Vzhledem k představeným výrobním trendům v kap. 5.4 se v rámci výrobní flexibility využívá pouze technologie ze systému PPK. Systém SPK se vůbec nepodílí na výrobní flexibilitě ba naopak je provozován po maximální možný provozní čas v čistě kondenzačním provozu tak, aby vyráběl maximální elektrický výkon, viz kap. 5.4. Toto je důvod, proč se tato případová dále zabývá pouze výrobní technologií spojenou s PPK, resp. především turbínami TG1 a TG2.

9.1.1 Motivace případové studie

Jak již bylo uvedeno v kap. 3.1, PT nejsou příliš výhodnou volbou pro provoz v současných centrálních teplárnách. Důvod jejich nevýhodnosti je velice nízká výrobní flexibilita, která je způsobena závislostí na tepelném požadavku centrálního vytápění. Nicméně PT mají i své výhody vycházející z jejich konstrukce, kterými jsou vysoká kogenerační účinnost, jednoduchý design, není třeba kondenzátoru a žádný problém s kavitací. Problém s kavitací souvisí s termodynamickými parametry mokré páry na výstupu z turbíny, protože PT má na výstupu termodynamické parametry využitelné pro základní ohřev tedy vyšší, než KT kavitace nenastává.

Na druhou stranu je zde KT, která je naopak preferovanou volbou v současných centrálních teplárnách. KT je charakteristická lepší výrobní flexibilitou a elektrickou účinností při všech provozních podmínkách než PT.

Jak již bylo vysvětleno v kap. 4.2, PITep využívá v rámci flexibilního provozu pouze TG1 a TG2 napojené na PPK. TG1 a TG2 mají srovnatelný nominální výkon, resp. TG1 70MWe a TG2 67MWe. Díky podobnosti nominálních elektrických výkonů TG1 a TG2 mohou být srovnávány z hlediska klíčových teplotenských vlastností.

Nyní se podíváme na TG1 a TG2 z hlediska současných výrobních trendů v PITep, které byly rozebrány v kap. 5.4. Zmíněné výrobní trendy ukázaly, že je efektivnější více využívat TG1 v topném období, kdy je dostatečný tepelný požadavek pro uchlazení TG1.

Naopak v mimo topném období, kdy se teplárna stává polo-špičkovým zdrojem, je efektivnější využívat více TG2 z důvodu vyšší elektrické účinnosti. Nicméně může nastat situace, kdy nominální elektrický výkon TG2 není dostatečný pro pokrytí elektrického požadavku a musí být provozována i TG1. S touto situací není problém v topném období, protože TG2 je velmi flexibilní a může být využita v širokém rozsahu provozu. Nicméně tato situace je problematická především v mimo topném období, protože TG1 v případě mizivého tepelného požadavku se stává velmi ztrátovou, a naopak je potřeba využít dodatečných zařízení pro její uchlazení jako SUKO. SUKO je systém pasivního chlazení pomocí výkonových ventilátorů, což je ztrátové a zatěžuje to vlastní spotřebu cyklu TG1.

Dále je vhodné se na problematiku srovnání TG1 a TG2 podívat z hlediska odstávek PPK, které je popsán v kap. 6.2. Analýza odstávek ukázala, že TG1 je robustnější a spolehlivější výrobní technologie než TG2. Což je pozitivní zjištění vzhledem k TG1.

Všechny výše uvedené informace ukazují na fakt, že slabým místem PITep z hlediska současných trendů je TG1 z důvodu nízké výrobní flexibility. Na druhou stranu TG1 má zajímavé provozní výhody, které převažují. To je také důvodem proč se této práci zabývá primárně inovační topologií zaměřenou na TG1 a eliminaci jejich nedostatků pro zlepšení trvalé udržitelnosti PT do budoucna.

Jako hlavní nedostatek byl identifikován současný systém chlazení pro TG1 SUKO, který funguje pro kondenzaci oběhové vody v době, kdy není dostatečný tepelný požadavek CZT a zároveň požadavky na elektrický výkon převyšují možnosti TG2. Systém SUKO je pasivní, tudíž elektrickou energii spotřebovává na to, aby mohl vyzářit residuální tepelnou energii za TG1 do atmosféry.

Základní myšlenka inovativní topologie je podstatě nahradit systém SUKO pomocí subkritického ORC, který je návrhem relativně jednoduchý a zároveň nepotřebuje dodatečný tepelný zdroj. Dle typu provozu TG1 může ORC nabízet několik výhod. Hlavní výhodou je, že nabízí tolik potřebnou flexibilitu výroby TG1 a tím zvyšuje potenciál její využitelnosti. Další výhody mohou být vyšší celkový elektrický výkon syntézy cyklů, využití ORC pro snížení ztrát při rychlých změnách provozu TG1. V podstatě se jedná o náhradu pasivní technologie, která elektrickou energii spotřebovává, za aktivní technologii, která ji naopak vyrábí.

9.1.2 Respektování účinnosti kotlů, ZO1

Respektování trendů účinnosti K4, K5 a K6 dodávající přehřátou páru do PPK je nezbytné pro vytvoření následující případové studie. Avšak PITep poskytla informace pouze o předpokládaných účinnostech těchto kotlů při jmenovitém výkonu.

Je třeba říci, že reálný trend účinnosti kotle není konstantní. Předpokládaný trend účinnosti kotle by měl být mírně klesající úměrně s tepelným výkonem. Na druhou stranu tento pokles účinnosti je velmi mírný a z důvodu neznalosti tohoto trendu nebudeme pokles účinnosti uvažovat v případové studii. Tzn., že máme K4 a K5 s předpokládanou účinností cca 85 % a K6 s účinností cca 92 %. Tím pádem pro jednoduchost zprůměrujeme účinnosti kotlů a můžeme říci, že se jedná o jeden kotel s účinností 87,33 %. Tato fiktivní účinnost přenosu tepla z paliva do páry bude použita v celé případové studii pro všechny uvažované případy.

Podobně jako u kotlů i tepelné výměníky mají určitou účinnost přenosu tepla a tlakovou ztrátu. Menší tepelné výměníky typu NTO a VTO mohou být z hlediska tepelných ztrát v podstatě zanedbány, protože tvoří jen zanedbatelný podíl těchto ztrát v rámci cyklu TG1. Nicméně větší tepelné výměníky typu ZO1 zanedbány být nemohou. U ZO1 byla opět uvedena hodnota účinnosti přenosu tepla při nominálním výkonu 96,83 %, která opět nereprezentuje trend poklesu tepelného výkonu. Nicméně ani zde se nedopouštíme velké chyby, když tento pokles zanedbáme.

Tab. 9.1 ukazuje jednotlivé uvažované účinnosti pro zmíněné komponenty řešené v případové studii.

Tab. 9.1 Přehled předpokládaných účinností komponent v PITep

Typ kotle	Nominální účinnost kotlů
	Účinnost
Účinnost granulačních kotlů K4 a K5 [%]	85
Účinnost fluidního kotle K6 [%]	92
Průměrná účinnost kotlů [%]	87,33
Účinnost přenosu tepelné energie v ZO1 [%]	96,82

9.1.3 Analýza účinnosti a produkční charakteristiky cyklu s TG1

První bude provedena analýza účinnosti a výroby cyklu TG1. Tato analýza předpokládá v podstatě ideální kogenerační podmínky, resp. vyrobená energie TG1 je vždy požadována. Avšak reálně jsou elektrická, tepelná nebo obě výroby TG1 limitovány určitými požadavky. Tedy kogenerační účinnost často nedosahuje optimálních hodnot. V analýze TG1 je zkoumán pouze kogenerační provoz, protože kondenzační provoz TG1 nelze dosáhnout bez přídavných zařízení pro ochlazení cyklu typu SUKO.

V Tab. 9.2 jsou ukázány klíčové parametry nominálního výkonu kogeneračního provozu TG1. Parametry vycházejí z modelu v podkap. 8.2.1 a předpokladů uvedených v podkap. 9.1.2.

Tab. 9.2 Klíčové parametry cyklu TG1 v kogeneračním provozu

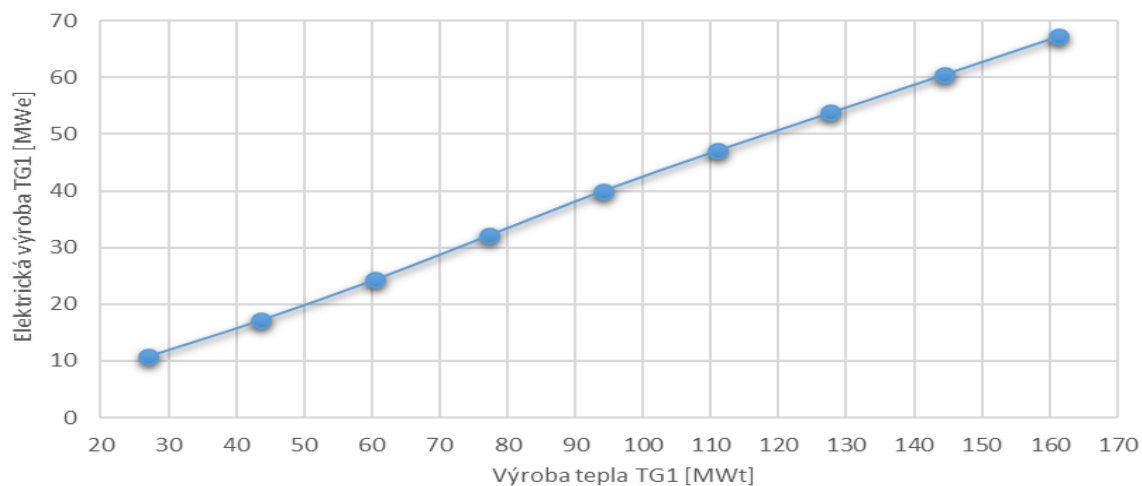
Dopočítaný parametr	Kogenerační provoz
	<i>Nominální parametry TG1</i>
Dodaný tepelný výkon v palivu [MWt]	266,57
Tepelný výkon páry 5. odběr do VTO2 [MWt]	20,26
Tepelný výkon páry 4. odběr do VTO1 [MWt]	16,35
Tepelný výkon páry 3. odběr [MWt]	32,97
Tepelný výkon páry 3. odběr ŠO [MWt]	26,68
Tepelný výkon páry 2. odběr NTO2 [MWt]	14,36
Tepelný výkon páry 1. odběr NTO1 [MWt]	10,09
Tepelný výkon emisní páry [MWt]	167
Entalpický rozdíl v ZO1 na primární straně [kJ/kg]	2130,6
Entalpický rozdíl v ZO1 na sekundární straně [kJ/kg]	75,7
Tepelný výkon ZO1 na primární straně [MWt]	138,99
Tepelný výkon ZO1 do CZT [MWt]	134,58
Mechanická účinnost + účinnost generátoru [%]	96,04
Celková elektrická účinnost TG1 [%]	25,22
Tepelná účinnost ŠO [%]	10
Tepelná účinnost v ZO1 [%]	50,49
Celková kogenerační účinnost TG1 [%]	85,72
Elektrický výkon TG1 [MWe]	69,23
Vlastní spotřeba [MWe]	2
Elektrický výkon TG1 po odečtení vlastní spotřeby [MWe]	67,23

Z parametrů viz Tab. 9.2 vychází následující vytvoření produkční charakteristiky TG1 pomocí hodnot v Tab. 9.3, které byly získány z modelu v podkap. 8.2.1.

Účinnost výroby tepla je rozdělena na dvě části. První část je tepelná účinnost přenosu tepla skrze ZO1 do CZT. Druhá část je tepelná účinnost pro odběr technologické páry, popř. využití v ŠO pro dodatečný tepelný požadavek CZT. Účinnost tepelné výroby je považována za konstantní i při variabilním provozu na rozdíl od elektrické účinnosti, která s poklesem výkonu klesá dle křivky viz Obr. 3.1.

Tab. 9.3 Parametry produkční charakteristiky TG1 v kogeneračním provozu

Parametr	Hladiny tepelného výkonu z PPK pro TG1 v kogeneračním provozu								
	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %	70 %	80 %	90 %	100 %
$P_{t-paliva}$ [MWt]	53,31	79,97	106,63	133,29	159,94	186,6	213,26	239,92	266,57
P_e [MWe]	10,73	17,21	24,34	32,15	39,99	47,06	53,78	60,5	67,23
P_{t-zo1} [MWt]	26,92	40,37	53,83	67,29	80,75	94,2	107,66	121,12	134,58
$P_{t-šo}$ [MWt]	0	3,34	6,67	10,01	13,35	16,68	20,02	23,36	26,69
P_t [MWt]	26,92	43,71	60,51	77,3	94,09	110,89	127,68	144,48	161,27
η_e [%]	20,12	21,52	22,83	24,12	25	25,22	25,22	25,22	25,22
η_{t-CZT} [%]	50,5	54,66	56,74	58	58,83	59,43	59,87	60,22	60,5
η_{kogen} [%]	70,61	76,17	79,57	82,11	83,83	85,64	85,09	85,44	85,72



Obr. 9.1 Dopočtená produkční charakteristika TG1

Produkční charakteristika TG1 viz Obr. 9.1 odpovídá předpokládanému trendu uvedenému, viz Obr. 3.3. Je zde opět vidět velká provázanost tepelné a elektrické výroby, což souvisí s výrazným problémem ohledně výrobní flexibility PT. Tento problém provozu PT je v současném teplárenství velmi signifikantní.

9.1.4 Analýza účinnosti a produkční charakteristiky cyklu s TG2

Jako další bude provedena analýza účinnosti a výroby cyklu TG2. Tato analýza stejně jako předchozí předpokládá ideální kogenerační podmínky. Tedy veškerá vyrobená energie TG2 je vždy požadována. Avšak i zde bývá kogenerační výroba často limitována požadavky a reálná účinnost tak nedosahuje prezentovaných optimálních hodnot. V rámci analýzy TG2 je zkoumán jak kogenerační provoz, tak i kondenzační provoz, protože výrobní flexibilita TG2 umožňuje velmi přecházet mezi těmito dvěma provozními stavy.

V Tab. 9.4 jsou ukázány klíčové parametry při nominálním výkonu v kogeneračním provozu TG2. Parametry vycházejí z modelu v podkap. 8.2.5 a předpokladů uvedených v podkap. 9.1.2.

Tab. 9.4 Klíčové parametry cyklu TG2 v kogeneračním provozu

Dopočítaný parametr	Kogenerační provoz
	Nominální parametry TG2
Dodaný tepelný výkon v palivu [MWt]	199,42
Tepelný výkon ucpávkové páry [MWt]	4,54
Tepelný výkon páry 4. odběr do VTO [MWt]	10,79
Tepelný výkon páry 3. odběr [MWt]	40,76
Tepelný výkon páry 3. odběr technologická pára [MWt]	18,8
Tepelný výkon páry 2. odběr do NTO3 [MWt]	13,21
Tepelný výkon páry 1. odběr do NTO2 [MWt]	111,66
Tepelný výkon emisní páry [MWt]	5,3
Vytvořená mechanický výkon hřídele [MW]	52,10
Entalpický rozdíl v ZO2 na primární straně [kJ/kg]	2128,65
Entalpický rozdíl v ZO2 na sekundární straně [kJ/kg]	94,96
Tepelný výkon ZO2 na primární straně [MWt]	90,01
Tepelný výkon ZO2 do CZT [MWt]	89,98
Mechanická účinnost + účinnost generátoru [%]	96,76
Elektrická účinnost TG2 [%]	24,54
Tepelná účinnost technologická pára nebo ŠO [%]	9,93
Tepelná účinnost ZO2 [%]	45,12
Celková kogenerační účinnost TG2 [%]	79,59
Elektrický výkon TG2 [MWe]	50,41
Modelovaná vlastní spotřeba [MWe]	1,47
Čistý elektrický výkon TG1 po odečtení vlastní spotřeby [MWe]	48,94

Z parametrů viz Tab. 9.4 vychází následující vytvoření produkční charakteristiky TG2 pomocí hodnot z Tab. 9.5, které byly získány z modelu v podkap. 8.2.5.

U analýzy cyklu TG2 je stejná situace v rámci tepelné účinnosti jako u analýzy cyklu TG1. S tím rozdílem, že první tepelná účinnost se týká přenosu tepla skrze ZO2 do CZT. Druhá část tepelné účinnosti je opět pro odběr technologické páry, popř. využití páry v rámci ŠO pro dodatečný tepelný požadavek CZT. Účinnost výroby tepla je opět považována za konstantní i při variabilním provozu a elektrická účinnost opět klesá s výkonem TG2 dle křivky viz Obr. 3.1.

Tab. 9.5 Parametry výrobní charakteristiky TG2 v kogeneračním provozu

Parametr	Hladiny tepelného výkonu z PPK pro TG2 při kogeneračním provozu								
	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %	70 %	80 %	90 %	100 %
$P_{t-paliva}$ [MWt]	39,89	59,83	79,77	99,71	119,65	139,6	159,54	179,48	199,42
P_e [MWe]	7,81	12,52	17,72	23,4	29,1	34,25	39,14	44,03	48,92
P_{t-zo2} [MWt]	18	26,99	35,99	44,99	53,99	62,98	71,98	80,98	89,98
$P_{t-šo}$ [MWt]	0	2,475	4,95	7,43	9,9	12,38	14,85	17,33	18,8
P_t [MWt]	18	29,47	40,94	52,41	63,89	75,36	86,83	98,3	109,78
η_e [%]	19,58	20,94	22,22	23,47	24,33	24,54	24,54	24,54	24,54
η_{t-czt} [%]	45,12	49,25	51,32	52,56	53,39	53,98	54,43	54,77	55,05
η_{kogen} [%]	64,7	70,19	73,54	76,04	77,72	78,52	78,97	79,31	79,59

Pro vytvoření kompletní produkční charakteristiky TG2 ovšem nestačí popsat pouze kogenerační provoz, který je jen jedním ze dvou provozních extrémů. Kogenerační provoz využívá maximálně tepelnou výrobu na úkor elektrické výroby. Druhý provozní

extrém je čistě kondenzační provoz, který je přesným opakem kogeneračního provozu. U čistě kondenzačního provozu je využita maximální elektrická výroba na úkor tepelné výroby.

Proto nyní bude provedena analýza účinnosti a výroby cyklu TG2 v čistě kondenzačním provozu. Čistě kondenzační provoz znamená výrobu pouze elektrické energie. I zde analýza předpokládá ideální podmínky z hlediska požadavků na elektrickou energii, resp. vyrobená elektrická energie TG2 je vždy požadována. Avšak i zde jsou ve skutečnosti požadavky na elektrickou energii často limitovány. Tzn., že elektrická účinnost v kondenzačním provozu nemůže často dosahovat optimálních hodnot.

V Tab. 9.6 jsou ukázány klíčové parametry nominálního kondenzačního provozu TG2. Parametry vycházejí z modelu v podkap. 8.2.5 a předpokladů v podkap. 9.1.2.

Tab. 9.6 Klíčové parametry cyklu TG2 v kondenzačním provozu

Dopočítaný parametr	Kondenzační provoz
	<i>Nominální parametry TG2</i>
Dodaný tepelný výkon v palivu [MWt]	199,42
Tepelný výkon ucpávkové páry [MWt]	4,62
Tepelný výkon páry 4. odběr do VTO [MWt]	10,77
Tepelný výkon páry 3. odběr [MWt]	3,81
Tepelný výkon páry 2. odběr do NTO3 [MWt]	9,55
Tepelný výkon páry 1. odběr do NTO2 [MWt]	17,33
Tepelný výkon emisní páry [MWt]	124,35
Vytvořená mechanický výkon hřídele [MW]	67,93
Mechanická účinnost + účinnost generátoru [%]	97,08
Elektrická účinnost TG2 [%]	31,67
Elektrický výkon TG2 [MWe]	65,93
Modelovaná vlastní spotřeba [MWe]	1,47
Čistý elektrický výkon TG1 po odečtení vlastní spotřeby [MWe]	64,46

Z výše uvedených klíčových parametrů v Tab. 9.6 vychází následující analýza kondenzačního provozu pro vytvoření produkční charakteristiky TG2. Hodnoty kondenzačního provozu viz Tab. 9.7 byly získány z modelu v podkap. 8.2.5.

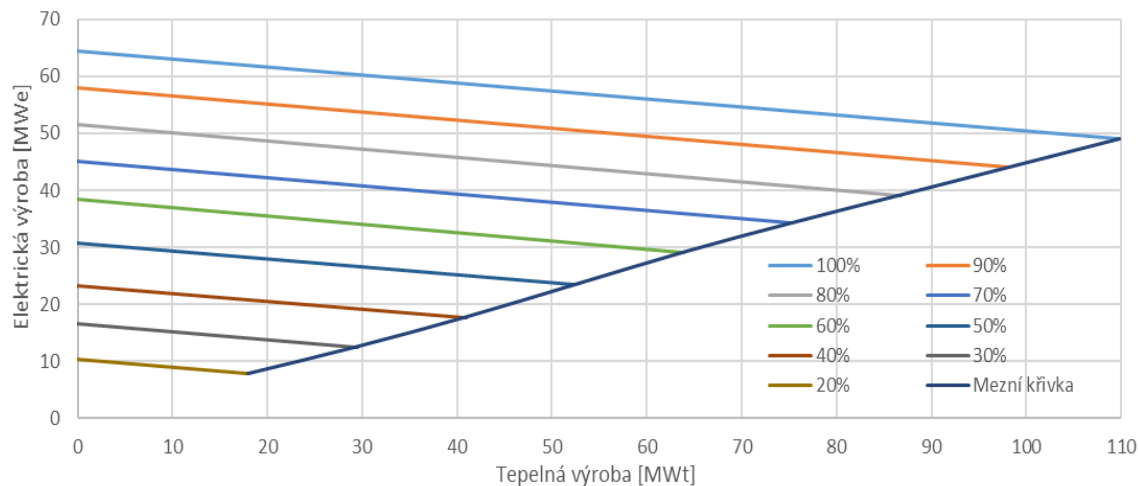
Tab. 9.7 Parametry pro produkční charakteristiku TG2 v kondenzačním provozu

Parametr	Hladiny tepelného výkonu z PPK pro TG2 při kondenzačním provozu								
	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %	70 %	80 %	90 %	100 %
$P_{t-paliva}$ [MWt]	39,89	59,84	79,78	99,73	119,67	139,62	159,56	179,51	199,45
P_e [MWe]	10,29	16,5	23,34	30,82	38,35	45,12	51,57	58,01	64,46
η_e [%]	25,27	27,02	28,67	30,29	31,4	31,67	31,67	31,67	31,67

Tab. 9.7 ukazuje parametry čistého kondenzačního provozu. Tzn., že jsou zde uvedeny pouze tři klíčové veličiny. Těmito veličinami jsou tepelný výkon nutný dodat v palivu kotlům, čistý elektrický výkon po odečtení vlastní spotřeby a dopočítaná elektrická

účinnost cyklu TG2. Elektrická účinnost s poklesem výkonu znovu klesá dle křivky viz Obr. 3.1.

Díky popsání kogeneračního i čistě kondenzačního provozu TG2 nyní známe parametry pro oba provozní extrémy nezbytné pro tvorbu produkční charakteristiky TG2.



Obr. 9.2 Produkční charakteristika turbíny TG2

Produkční charakteristika TG2 viz Obr. 9.2 opět odpovídá předpokládanému trendu ukázanému na Obr. 3.6. Na Obr. 9.2 jsou vyobrazeny dvě limitační přímky. První je tzv. „mezní křivka“, která odpovídá maximálním možnostem využití tepelné výroby TG2. Druhá limitační přímka je spojení nominálních výrob při čistém kondenzačním a kogeneračním provozu. Tato přímka naznačuje maximální vyrobenou elektrickou energii ve všech bodech produkční charakteristiky TG2. Nicméně, v prostoru mezi těmito dvěma limitačními přímkami můžeme TG2 provozovat absolutně flexibilně, což je největší výhoda TG2 oproti TG1.

9.1.5 Analýza účinnosti a produkční charakteristiky cyklu TG1 a ORC

Jako poslední bude provedena analýza účinnosti a výroby syntézy cyklu TG1 a ORC. Implementace ORC se nebude projevovat při dostatečném tepelném požadavku CZT. Tudiž kogenerační výroba TG1 i s implementací ORC bude odpovídat kogenerační výrobě současné TG1. Nicméně změna nastává v možnosti čistě kondenzační výroby TG1 pomocí implementace ORC, která cyklus TG1 dokáže uchládit. Proto nyní bude provedena analýza čistě a částečně kondenzačního provozu syntézy TG1 a ORC. I zde analýza předpokládá ideální podmínky z hlediska požadavků na elektrickou energii. Tedy vyrobená elektrická energie v TG1 a ORC je vždy požadována. Opět i zde je nutné podotknout, že reálné požadavky na elektrickou výrobu jsou často limitovány. Proto syntéza TG1 a ORC opět nemůže vždy dosahovat optimálních hodnot účinnosti.

Tab. 9.8 ukazuje nominální parametry čistě kondenzačního provozu syntézy TG1 a ORC, které vycházejí z modelu v podkap. 8.2.2 a předpokladů v podkap. 9.1.2.

Tab. 9.8 Klíčové parametry syntézy cyklu TG1 a ORC v kondenzačním provozu

Dopočítaný parametr	Kondenzační provoz
	<i>Nominální parametry TG1+ORC</i>
Celkový tepelný výkon dodaný v palivu [MWt]	239,8
Tepelný výkon do ORC [MWt]	136,467
Admisní entalpie do ORC turbíny [kJ/kg]	659,5
Emisní entalpie z ORC turbíny [kJ/kg]	627,1
Nominální hmotnostní tok R600a v ORC [kg/s]	409,6
Elektrický výkon ORC [MWe]	12,746
Spotřeba oběhového čerpadla ORC [MWe]	5,888
Spotřeba kondenzačního čerpadla ORC [kWe]	109,25
Celková vlastní spotřeba [MWe]	5,997
Čistý elektrický výkon ORC po odečtení vlastní spotřeby [MWe]	6,749
Čistý elektrický výkon TG1 po odečtení vlastní spotřeby [MWe]	67,235
Čistý elektrický výkon TG1 + ORC [MWe]	73,984
Elektrická účinnost TG1 [%]	28,038
Elektrická účinnost ORC [%]	2,824
Elektrická účinnost TG1 + ORC [%]	30,852

Z parametrů viz Tab. 9.8 vychází první část analýzy pro vytvoření produkční charakteristiky TG1 a ORC. Hodnoty v Tab. 9.9 byly získány z modelu v podkap. 8.2.2.

Tab. 9.9 Parametry výrobní charakteristiky syntézy TG1 a ORC v kondenzaci

Parametr	Hladiny tepelného výkonu PPK pro TG1+ORC při kondenzačním provozu								
	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %	70 %	80 %	90 %	100 %
$P_{T-paliva}$ [MWt]	47,96	71,94	95,92	119,9	143,88	167,86	191,84	215,82	239,8
P_{e-TG1} [MWe]	10,73	17,21	24,35	32,15	40	47,07	53,79	60,51	67,24
P_{e-ORC} [MWe]	1,08	1,73	2,44	3,23	4,02	4,72	5,4	6,07	6,75
P_{ec} [MWe]	11,81	18,94	26,79	35,38	44,01	51,79	59,19	66,59	73,98
η_{eTG1} [%]	22,37	23,92	25,38	26,82	27,8	28,04	28,04	28,04	28,04
η_{eORC} [%]	2,25	2,4	2,55	2,69	2,79	2,81	2,81	2,81	2,81
η_{ec} [%]	24,62	26,32	27,93	29,51	30,59	30,85	30,85	30,85	30,85

Nyní bude ukázána analýza částečně kondenzačního provozu syntézy cyklu TG1 a ORC. Částečně kondenzační provoz předpokládá, že polovina tepla za NT dílem TG1 bude využita v ZO1 pro základní ohřev CZT a druhá polovina tepla za NT dílem v ORC pro výrobu elektrické energie. Pro analýzu částečně kondenzačního provozu platí stejné předpoklady jako pro předchozí analýzy.

V Tab. 9.10 jsou ukázány klíčové nominální parametry pro částečně kondenzační provoz syntézy cyklu TG1 a ORC vycházející z modelu v podkap. 8.2.4 a z předpokladů v podkap. 9.1.2.

Tab. 9.10 Klíčové parametry syntézy cyklu TG1 a ORC v částečné kondenzaci

Dopočítaný parametr	Provoz 50 % do ORC a 50 % kogen.
	<i>Nominální výkon TG1+ORC</i>
Celkový tepelný výkonu dodaný v palivu [MWt]	239,8
Čistý elektrický výkon TG1 po odečtení vlastní spotřeby [MWe]	67,235
Tepelný výkon páry 3. odběr technologická pára [MWt]	14,160
Tepelný výkon ZO1 do CZT [MWt]	68,233
Tepelný výkon do ORC [MWt]	68,233
Admisní entalpie do ORC turbíny [kJ/kg]	661,2
Emisní entalpie z ORC turbíny [kJ/kg]	630,4
Nominální hmotnostní tok R600a v ORC [kg/s]	203
Elektrický výkon ORC [MWe]	6,012
Spotřeba oběhového čerpadla ORC [MWe]	2,957
Spotřeba kondenzačního čerpadla ORC [kWe]	54,625
Celková vlastní spotřeba [MWe]	3,012
Čistý elektrický výkon ORC po odečtení vlastní spotřeby [MWe]	3,000
Čistý elektrický výkon TG1 + ORC [MWe]	70,235
Elektrická účinnost TG1 [%]	28,038
Elektrická účinnost ORC [%]	1,251
Elektrická účinnost TG1 + ORC [%]	29,289
Tepelná účinnost ZO1 [%]	28,454
Celková kogenerační účinnost TG1 [%]	57,743

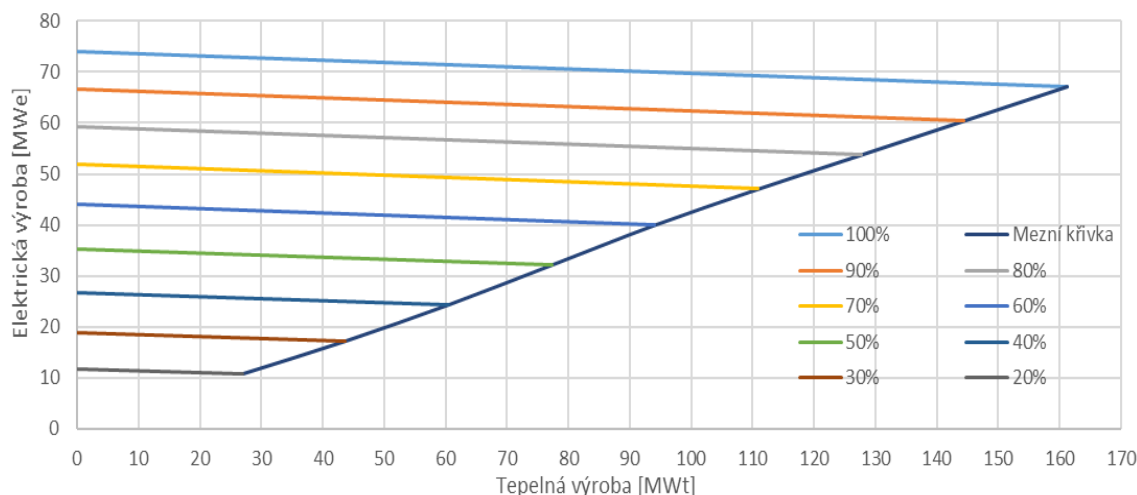
Z parametrů Tab. 9.10 vychází druhá část analýzy pro vytvoření produkční charakteristiky syntézy cyklu TG1 a ORC. Následné hodnoty viz

Tab. 9.11 byly získány a dopočítány z modelu v podkap. 8.2.4.

Tab. 9.11 Parametry výrobní charakteristiky TG1 a ORC v částečné kogeneraci

Parametr	Hladiny tepelného výkonu z PPK pro TG1+ORC při hybridním provozu								
	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %	70 %	80 %	90 %	100 %
$P_{t-paliva}$ [MWt]	47,96	71,94	95,92	119,9	143,88	167,86	191,84	215,82	239,8
P_{e-TG1} [MWe]	10,73	17,21	24,35	32,15	40	47,07	53,79	60,51	67,24
P_{e-ORC} [MWe]	0,48	0,77	1,09	1,44	1,79	2,1	2,4	2,7	3
$P_{e-total}$ [MWe]	11,21	17,98	25,43	33,59	41,78	49,17	56,19	63,21	70,24
P_{t-ZO1} [MWt]	13,65	20,47	27,29	34,12	40,94	47,76	54,59	61,41	68,233
η_{eTG1} [%]	21,19	22,66	24,05	25,4	26,33	28,04	28,04	28,04	28,04
η_{eORC} [%]	1	1,07	1,1	1,2	1,24	1,25	1,25	1,25	1,25
η_{ec} [%]	22,14	23,67	25,12	26,54	27,51	27,75	27,75	27,75	27,75
η_{t-ZO1} [%]	28,45	28,45	28,45	28,45	28,45	28,45	28,45	28,45	28,45
η_{kogen} [%]	51,82	53,44	54,97	56,47	57,49	57,74	57,74	57,74	57,74

Získání parametrů čistě a částečně kondenzačního provozu syntézy cyklu TG+ORC viz Tab. 9.9 a Tab. 9.11 umožňuje tvorbu její produkční charakteristiky, viz Obr. 9.3.



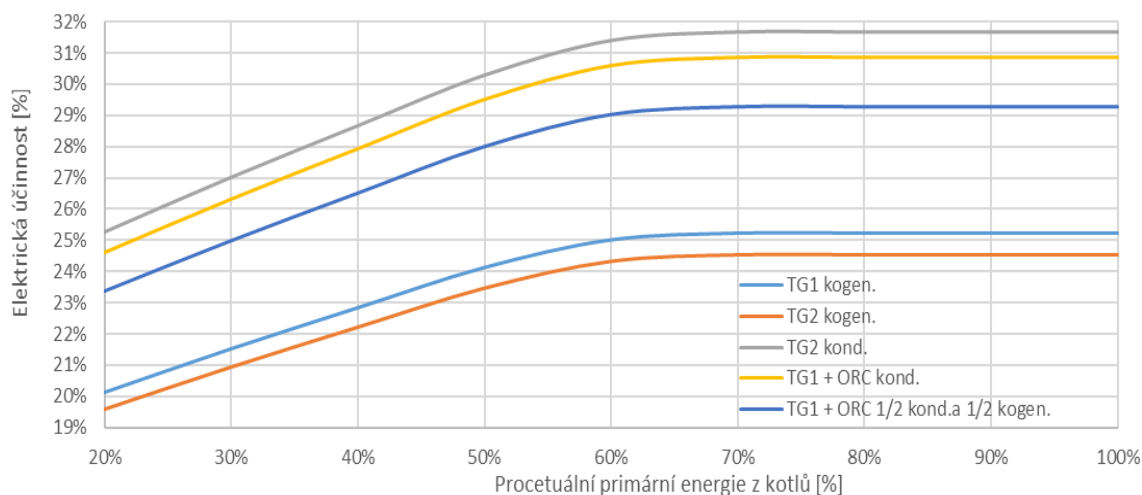
Obr. 9.3 Produkční charakteristika syntézy cyklu TG1 a ORC

Produkční charakteristika syntézy cyklu TG1 a ORC viz Obr. 9.3, je dosti odlišná od produkční charakteristiky současné TG1. Současné mezní produkční charakteristika TG1 odpovídá pouze mezní křivce na Obr. 9.3. Zbytek charakteristiky je získán právě díky implementaci ORC, která umožňuje také dosud nemožný čistě kondenzační provoz syntézy cyklů. ORC tak zajišťuje tolik potřebnou výrobní flexibilitu, která u současného cyklu TG1 byla možná pouze v případě velkých ztrát tepla.

9.1.6 Srovnání účinností předchozích analýz pro různé scénáře

V této podkapitole bude rozebráno srovnání účinností analyzovaných termodynamických cyklů. Srovnána byla elektrická účinností ve vztahu k procentuálnímu výkonu tepelného zdroje. Srovnáno bylo pět variant jmenovitě:

- současná cyklus TG1 v kogeneračním provozu,
- současná cyklus TG2 v kogeneračním a čistě kondenzačním provozu
- uvažovaná syntéza cyklu TG1+ORC v čistě i částečně kondenzačním provozu.



Obr. 9.4 Srovnání křivek el. účinností všech zkoumaných variant provozu

Srovnání křivek elektrických účinností na Obr. 9.4 ukazuje, že nejlepší elektrická účinnost je stále dosahována TG2 v čistě kondenzačním režimu, což odpovídá předpokladu. Na druhou stranu TG2 v kogeneračním provozu má zase nejhorší elektrickou účinnost ze všech zkoumaných variant. Mezi obě varianty provozu TG2 se vmístily všechny ostatní zkoumané varianty provozu cyklu TG1. Je třeba zmínit, že s poměrem využití ORC roste elektrická účinnost, ale zároveň klesá kogenerační účinnost syntézy cyklů TG1+ORC. Tzn., že nejhorší elektrická účinnost cyklu TG1 byla zjištěna u kogeneračního provozu cyklu TG1 bez využití ORC. Varianta s lepší elektrickou účinností byla částečně kondenzační provoz syntézy TG1+ORC, kdy část tepelné energie z NT dílu TG1 jde do ZO1 na základní ohřev CZT a druhá část do ORC na dodatečnou výrobu elektrické energie. Samozřejmě nejlepší varianta, co se týče elektrické účinnosti, byla čistě kondenzační provoz syntézy cyklů TG1+ORC, což znamená, že všechna tepelná energie z NT dílu TG1 bude využita v ORC na elektrickou výrobu. Zlepšení elektrické účinnosti a zlepšení výrobní flexibility syntézy cyklů TG1+ORC je zde patrné.

9.2 Technickoekonomická analýza variant provozů TG1+ORC

Nyní bude provedena technickoekonomická analýza s cílem vyřešit ekonomickou návratnost implementace dvou výkonových variant ORC do současného cyklu TG1. Tyto dvě výkonové varianty navrhovaných ORC jsou následující:

- Varianta menšího ORC1 jako náhrada chladícího výkonu SUKO (cca 54 MWt).
- Varianta většího ORC2 pro uchlazení tepelného výkonu (cca 136,5 MWt) při nominálním provozu turbíny TG1 a při zanedbatelném tepelném výkonu pro CZT,

Pro technickoekonomickou analýzu existuje několik parametrů, které musí být respektovány: [1], [5], [37]

Tab. 9.12 Uvažované parametry pro technickoekonomickou analýzu

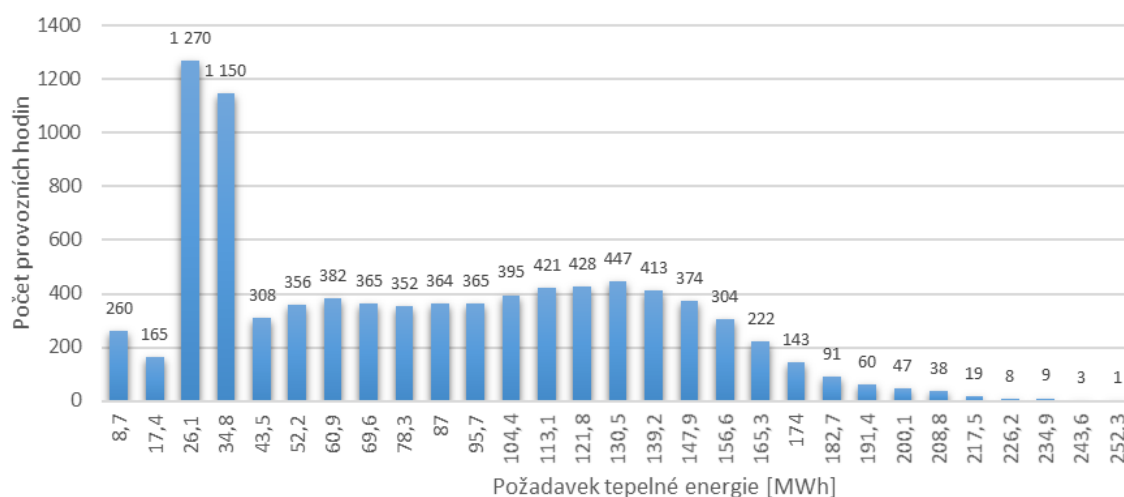
Uvažované parametry	Hodnota
Uvažovaný kurz € na CZK [Kč]	26,2
Úroková sazba	2%
Náklady na výstavbu ORC vztahované na výkon tepelného zdroje [Kč/MWt]	144 100
Náklady na provoz a údržbu ORC vztahované k vyrobené energii [Kč/MWh]	62,88
Běžná výkupní cena z TG1 a TG2 [mil. Kč/GWh]*	2,24
Průměrná cena silové elektrické energie [mil. Kč/GWh]**	1,2
Cena tepelné energie [mil. Kč/GWh]	1,42
Odhadované palivové náklady na vyrobenou MWh v PITep [Kč/MWh]	1 000
Odhadované náklady na emisní povolenky CO ₂ [Kč/MWh]***	328
Celkové náklady na primární energii [Kč/MWh]	1 328

*Garantovaná výkupní cena elektrické energie pro turbíny TG1 a TG2 je zvýšena o zelený bonus cca 1 110 Kč/MWh. Důvodem je spolu spalování biomasy a hnědého uhlí v kotlích napojených na PPK, které napájí turbíny TG1 a TG2 viz kap. 5.1.

**Za průměrnou cenu silové elektřiny na denním trhu by měla být pravděpodobně vykupována elektrická energie vyrobená pomocí ORC.

***Reálná cena emisních povolenek je cca 25 €/MWh, což je cca 655 Kč/MWh. Nicméně, jak zaznělo v kap. 5.1 v PITep je spalováno poměrně velké množství biomasy, resp. v dnešní době už více než polovina spalovaného paliva v PITep je nějaká forma biomasy. Výhoda biomasy je, že za její spalování není zatíženo emisními povolenkami. Proto celková cena za emisní povolenky je více než o polovinu nižší, než je běžné.

Nyní budou definovány průměrné tepelné požadavky pro CZT, které budou využity. Tyto požadavky byly získány průměrem tepelných požadavků z PITep za roky 2015–2017 z kap. 5.2.



Obr. 9.5 Histogram průměrných požadavků tepla CZT PITep 2015-2017

9.2.1 Srovnání kogeneračního provozu TG1+SUKO, TG2 a TG1+ORC1

Nyní bude provedeno srovnání cyklů TG1+SUKO, TG2 a TG1+ORC1 při splnění tepelných požadavků viz Obr. 9.5. První bude provedena analýza TG1+SUKO.

Tab. 9.13 Účinnosti provozu TG1+SUKO v kogeneračním provozu dle Obr. 9.5

Parametr	Provozování TG1+SUKO při daných tepelných požadavcích					
	10 %*	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %
Využití tepelné energie TG1+SUKO						
Provozní hodiny [hod/rok]	1 541	1 409	486	552	527	517
$P_{t-paliva}$ [MWt]	53,31	53,31	79,97	106,63	133,29	159,94
P_{t-CZT} [MWt]	13,46	26,92	43,71	60,61	77,3	94,09
P_{eTG1} [MWe]	10,53	10,73	17,21	24,34	32,15	39,99
Účinnosti TG1+SUKO [%]						
η_{eTG1} [%]	19,75	20,12	21,52	22,83	24,12	25
η_{t-CZT} [%]	25,24	50,49	54,66	50,74	58	58,83
η_{kogen} [%]	43,86	70,61	76,17	79,57	82,11	83,83
Parametr	Provozování TG1+SUKO při daných tepelných požadavcích					
Využití tepelné energie TG1+SUKO	70 %	80 %	90 %	100 %	<i>Součet [GWh]</i>	
Provozní hodiny [hod]	540	601	629	1 958	8760	
$P_{t-paliva}$ [MWt]	186,6	213,26	239,92	266,57	1 309,72	
P_{t-CZT} [MWt]	110,89	127,68	144,48	161,27	745,949	
P_{eTG1} [MWe]	47,06	53,78	60,5	67,23	318,18	
					<i>Průměr [%]</i>	
η_{eTG1} [%]	25,22	25,22	25,22	25,22	23	
η_{t-CZT} [%]	59,43	59,87	60,22	60,5	51,75	
η_{kogen} [%]	85,64	85,09	85,44	85,72	74,75	

*Provozovat TG1 pod 20 % je možné díky zmíněnému SUKO, který přebytečnou energii pro zkondenzování pracovního média emituje do okolí, což je ale velmi ztrátové. To je samozřejmě důvod poklesu účinností při 10 % využití tepelné energie z TG1. SUKO je provozováno na 25 % chladicího výkonu, resp. cca 13,5 MWch.

Logicky efektivní variantou pokrytí zmíněných tepelných požadavků je provozovat cyklus TG1 v kogeneračním provozu. V případě ideálních podmínek elektrické výroby, resp. všechna vyrobená elektrická energie je požadována, vychází průměrná kogenerační účinnost pro splnění tepelných požadavků 74,55 %. Nicméně vzhledem k faktu, že cyklus TG1 má provozní problémy při nízkém tepelném odběru musí být při provozu pod 20 % připojen SUKO i při kogenerační výrobě, neboť je cyklus potřeba uchládit. SUKO zvyšuje vlastní spotřebu. Při využití nominálního chladicího výkonu SUKO je elektrická účinnost cyklu TG1 zhoršena o cca 1,5 %.

Čistě pro srovnání bude provedeno stejné srovnání také pro cyklus TG2.

Tab. 9.14 Účinnosti provozu TG2 v kogeneračním provozu dle Obr. 9.5

Parametr	Provozování TG2 při daných tepelných požadavcích					
	10 %	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %
Využití TG2						
Provozní hodiny [hod/rok]	278	1 263	409	486	552	527
$P_{t-paliva}$ [MWt]	39,88	39,88	59,83	79,77	99,71	119,65
P_{t-CZT} [MWt]	17,32	25,8	41,99	58,66	75,82	93
P_{eTG2} [MWe]	8,32	7,81	12,53	17,72	23,4	29,12
η_{eTG2} [%]	20,86	19,58	20,94	22,22	23,47	24,33
η_{t-CZT} [%]	20,52	45,12	49,25	51,32	52,56	53,39
η_{kogen} [%]	41,38	64,7	70,19	73,54	76,04	77,72
Parametr	Provozování TG2 při daných tepelných požadavcích					
Využití TG2	70 %	80 %	90 %	100 %	<i>Součet [GWh]</i>	
Provozní hodiny [hod]	517	540	601	2 587	8760	
$P_{t-paliva}$ [MWt]	139,6	159,54	179,48	199,42	1 084,72	
P_{t-CZT} [MWt]	109,62	125,98	142,35	158,72	836,81	
P_{eTG2} [MWe]	34,26	39,15	44,05	48,94	258,64	
						<i>Průměr [%]</i>
η_{eTG2} [%]	24,54	24,54	24,54	24,54	22,92	
η_{t-CZT} [%]	53,98	54,43	54,77	55,05	51,01	
η_{kogen} [%]	78,52	78,97	79,31	79,59	73,93	

Další možnou variantou pokrytí tepelných požadavků viz Obr. 9.5 je cyklus TG2. Opět za ideálních podmínek elektrické výroby vychází průměrná kogenerační účinnost 73,93 %. Vzhledem k faktu, že cyklus TG2 vyšel hůře v rámci kogenerační účinnosti než cyklus TG1+SUKO nebudeme se touto variantou dále zabývat.

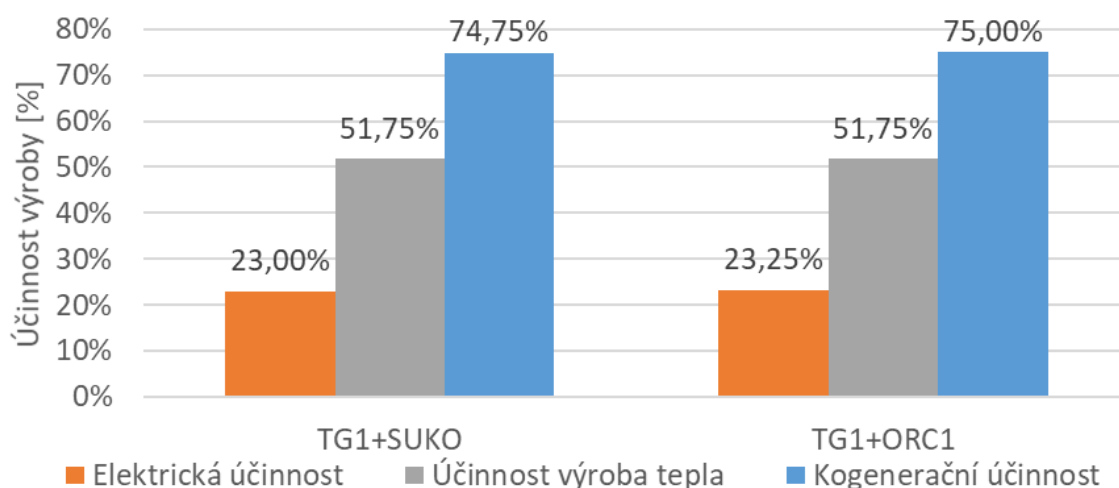
Poslední varianta pokrytí tepelných požadavků viz Obr. 9.5 bude ukázána syntéza cyklů TG1 + ORC1.

Tab. 9.15 Účinnosti provozu TG1+ORC1 v kogeneračním provozu dle Obr. 9.5

Parametr	Provozování TG1+ORC1 při daných tepelných požadavcích					
	10 %	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %
Využití tepelné energie TG1+ORC1						
Provozní hodiny [hod/rok]	1 541	1 409	486	552	527	517
$P_{t-paliva}$ [MWt]	53,31	53,31	79,97	106,63	133,29	159,94
P_{t-CZT} [MWt]	13,46	26,92	43,71	60,61	77,3	94,09
$P_{eTG1+ORC1}$ [MWe]	11,28	10,73	17,21	24,34	32,15	39,99
Účinnosti TG1+ORC2 [%]						
$\eta_{eTG1+ORC1}$ [%]	20,63	20,12	21,52	22,83	24,12	25
η_{t-CZT} [%]	25,24	50,49	54,66	50,74	58	58,83
η_{kogen} [%]	45,87	70,61	76,17	79,57	82,11	83,83
Parametr	Provozování TG1+ORC1 při daných tepelných požadavcích					
Využití tepelné energie TG1+ORC1	70 %	80 %	90 %	100 %	<i>Součet [GWh]</i>	
Provozní hodiny [hod]	540	601	629	1 958	8760	
$P_{t-paliva}$ [MWt]	186,6	213,26	239,92	266,57	1 309,72	
P_{t-CZT} [MWt]	110,89	127,68	144,48	161,27	745,95	
$P_{eTG1+ORC1}$ [MWe]	47,06	53,78	60,5	67,23	319,33	
						<i>Průměr [%]</i>
$\eta_{eTG1+ORC1}$ [%]	25,22	25,22	25,22	25,22	23,25	
η_{t-CZT} [%]	59,43	59,87	60,22	60,5	51,75	
η_{kogen} [%]	85,64	85,09	85,44	85,72	75	

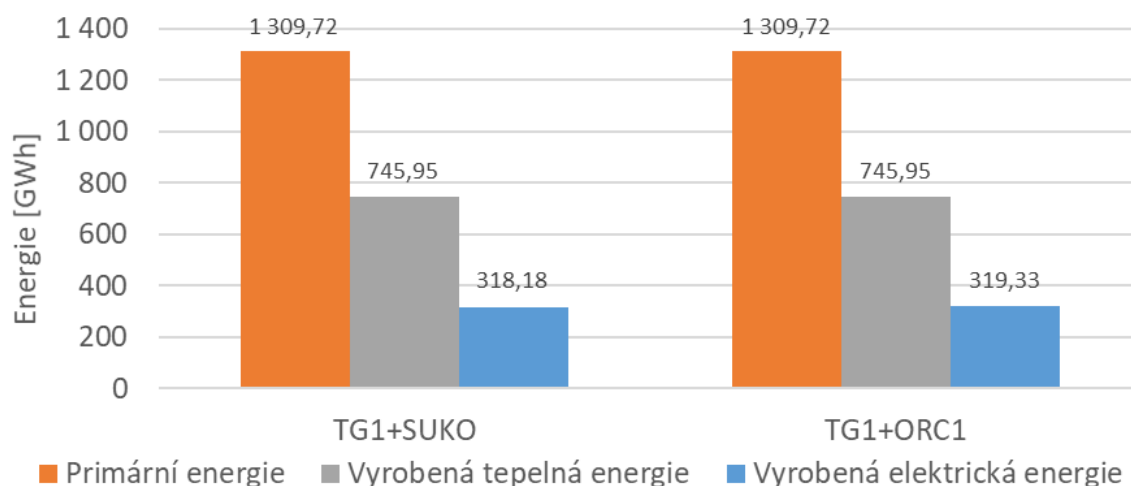
Opět v případě ideálních podmínek elektrické výroby byla zjištěna kogenerační účinnost pro splnění tepelných požadavků 75 %. Kogenerační účinnost syntézy TG1+ORC1 byla zlepšena oproti obou již prezentovaným variantám, což je dáno využitím ORC1 na místo současného SUKO.

Nyní bude provedeno srovnání cyklu TG1+SUKO a syntézy cyklů TG1+ORC1 pomocí kogenerační účinností, získaných energií, ekonomičnosti provozu.



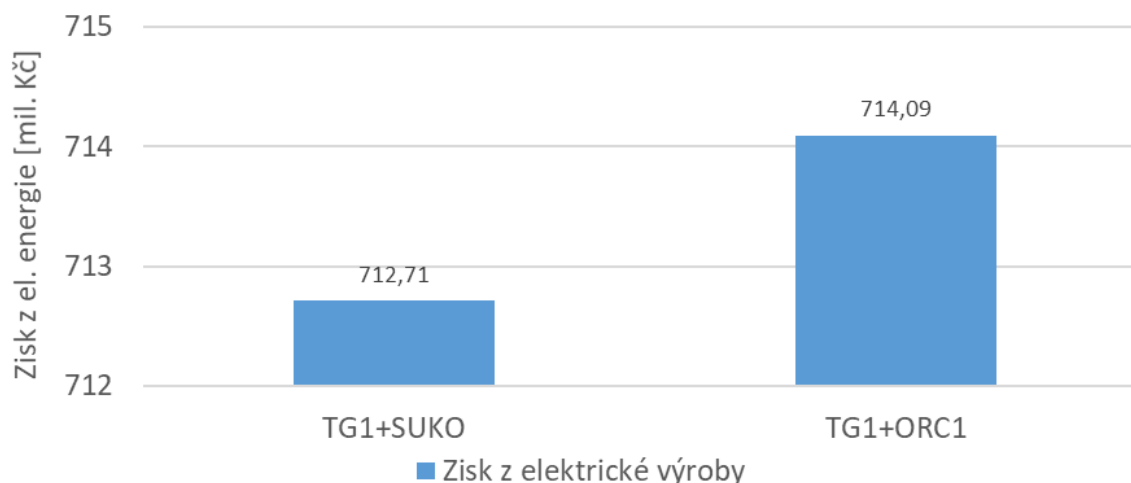
Obr. 9.6 Srovnání elektrických, tepelných a kogeneračních účinností

Syntéza cyklů TG1+ORC1 vyšla lépe oproti variantě TG1+SUKO. Elektrická účinnost cyklu byla zlepšena o 0,25 %.



Obr. 9.7 Srovnání vyrobených primárních, elektrických a tepelných energií

Primární energie a výroba tepla byla totožná, zatímco elektrická výroba vzrostla. To je klíčový fakt vycházející z Obr. 9.7. Při stejné primární energii cyklu TG1 bylo vyrobeno pomocí ORC1 o 1,15 GWh elektrické energie ročně více.



Obr. 9.8 Ekonomický přínos ORC1 jako náhrada SUKO kogenerační provoz

Při ceně elektrické energie 1,2 mil. Kč/GWh [35] vzrostl zisk z produkce elektrické energie syntézy cyklů TG1+ORC1 o cca 1,38 mil. Kč oproti cyklu TG1+SUKO.

Proto nyní bude proveden odhad ekonomické návratnosti ORC1 jako náhrady za SUKO v kogeneračním provozu.

Investiční náklady na výstavbu ORC1 budou odhadnuty takto: [1], [37]

$$\text{Investice do výstavby ORC1} = 144\,100 \frac{\text{Kč}}{\text{MWt}} * 54 \text{ MWch} = \mathbf{7,78 \text{ mil. Kč}} \quad (9.1)$$

Finanční zisk ORC1 byl určen z nadvýroby elektrické energie syntézy cyklů TG1+ORC1 oproti cyklu TG1+SUKO za splnění tepelných požadavků viz Obr. 9.5:

$$\text{Roční zisk ORC1} = \mathbf{1,38 \text{ mil. Kč.}} \quad (9.2)$$

Poté náklady na provoz a údržbu ORC1 budou odhadnuty následovně:

$$\text{Náklady na O\&M} = 1,15 \text{ GWh} * 62,88 \frac{\text{Kč}}{\text{MWh}} = \mathbf{72\,312 \text{ Kč.}} \quad (9.3)$$

Výše uvedené provozní náklady ORC1 budou dále odečteny od vypočítaného ročního zisku ORC1 a dostáváme čistý zisk ORC1. [1], [37]

$$\text{Roční zisk ORC1} = 1\,380\,000 \text{ Kč} - 72\,312 \text{ Kč} = \mathbf{1\,307\,688 \text{ Kč.}} \quad (9.4)$$

Nyní bude ze získaných hodnot spočítána ekonomická návratnost implementace ORC1 při započítání nákladů obětované příležitosti při úrokové sazbě 2 %.

$$\text{Návratnost počáteční investice ORC1} = \mathbf{6 \text{ let a } 5 \text{ měsíce.}} \quad (9.5)$$

Tato ekonomická návratnost ORC1 byla získána při využití ORC1 po 1 541 hodin za rok při kogeneračním provozu cyklu TG1 na 25 % nominálního výkonu ORC1.

9.2.2 Srovnání elektrické výroby TG1+SUKO a TG1+ORC1

Nyní bude provedeno srovnání cyklu TG1+SUKO a syntézy cyklů TG1+ORC1, kdy ORC1 je opět se svým chladicím výkonem cca 54 MWch navrženo jako náhrada za současné SUKO. Nicméně zde je využito informace, že SUKO je průměrně v provozu cca 600 hodin ročně. Využití SUKO je dáno následujícím rozložením chladicího výkonu:

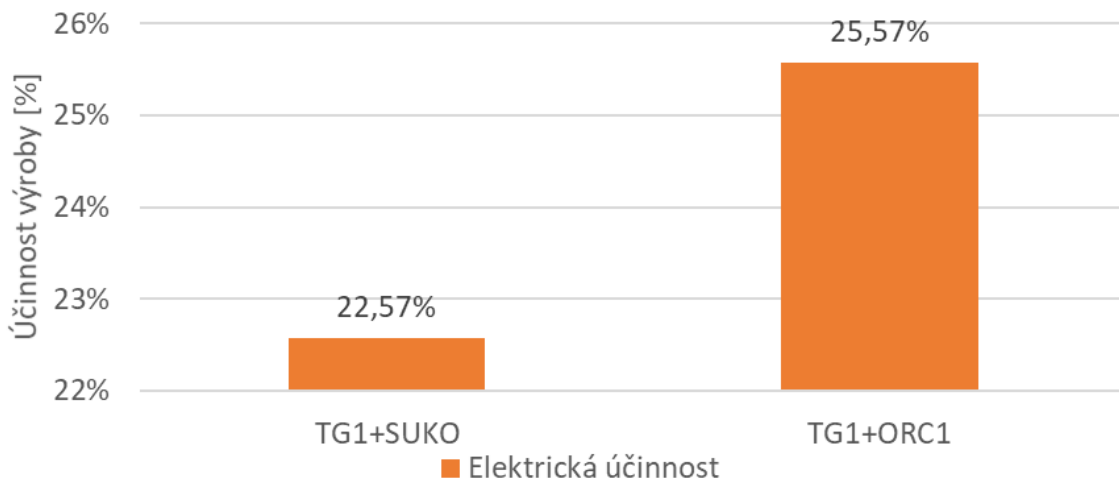
- 25 % chladicího výkonu SUKO 150 hodin provozu,
- 50 % chladicího výkonu SUKO 150 hodin provozu,
- 75 % chladicího výkonu SUKO 150 hodin provozu,
- 100 % chladicího výkonu SUKO 150 hodin provozu.

Pro připomenutí SUKO je využíváno pro provoz cyklu TG1 především v mimo topném období, a to buď v době odstávky cyklu TG2, nebo v době výhodné poptávky po regulační energii, resp. v době výhodné ceny za elektrickou energii.

Tab. 9.16 Srovnání provozu TG1+SUKO a TG1+ORC1

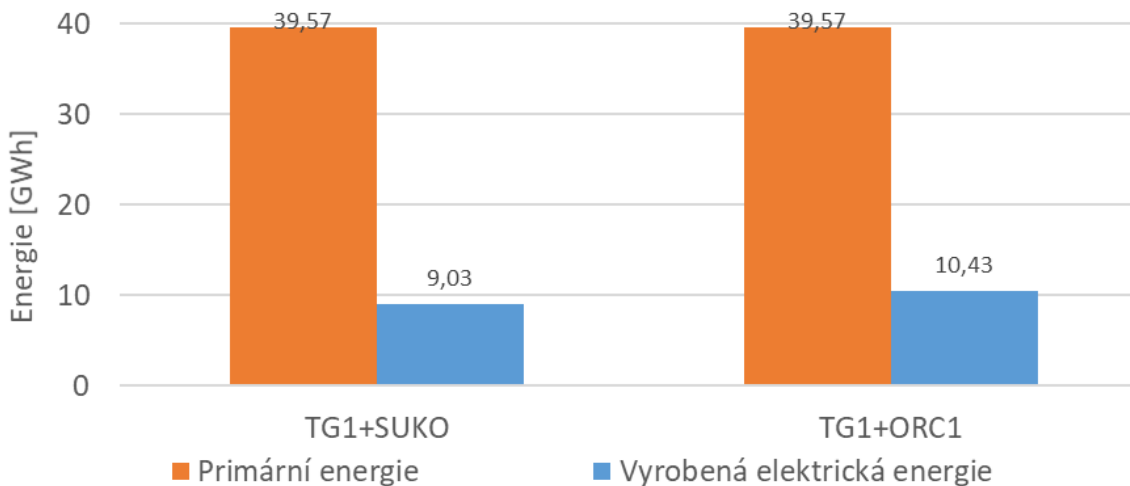
Parametr	Provozování TG1+SUKO				
	25 %	50 %	75 %	100 %	Součet [GWh]
Využití SUKO					
Provozní hodiny [hod/rok]	150	150	150	150	600
P_{paliva} [MWt]	47,96	47,96	71,94	95,92	39,57
$P_{\text{eTG1+SUKO}}$ [MWe]	10,55	10,37	16,4	24,35	9,03
Účinnosti TG1+SUKO [%]					<i>Průměr [%]</i>
η_{eTG1} [%]	22,37	22,37	23,92	25,39	23,51
η_{eSUKO} [%]	-0,38	-0,75	-1,13	-1,5	-0,94
$\eta_{\text{eTG1+SUKO}}$ [%]	22	21,62	22,8	23,88	22,57
Parametr	Provozování TG1+ORC1				
Využití ORC1	25 %	50 %	75 %	100 %	Součet [GWh]
Provozní hodiny [hod/rok]	150	150	150	150	600
P_{paliva} [MWt]	47,96	47,96	71,94	95,92	39,57
P_{eTG1} [MWe]	10,73	10,73	17,21	24,35	9,45
P_{eORC2} [MWe]	0,49	1,29	2,02	2,7	0,98
$P_{\text{eTG1+ORC1}}$ [MWe]	11,22	12,02	19,23	27,05	10,43
Účinnosti TG1+ORC1 [%]					<i>Průměr [%]</i>
η_{eTG1} [%]	22,37	22,37	23,92	25,39	23,51
η_{eORC} [%]	1,03	2,15	2,25	2,81	2,06
$\eta_{\text{eTG1+ORC1}}$ [%]	23,4	24,52	26,17	28,2	25,57

Nyní bude provedeno srovnání cyklu TG1+SUKO a syntézy cyklů TG1+ORC1 z hlediska jednotlivých účinností, získaných energií, ekonomičnosti provozu.



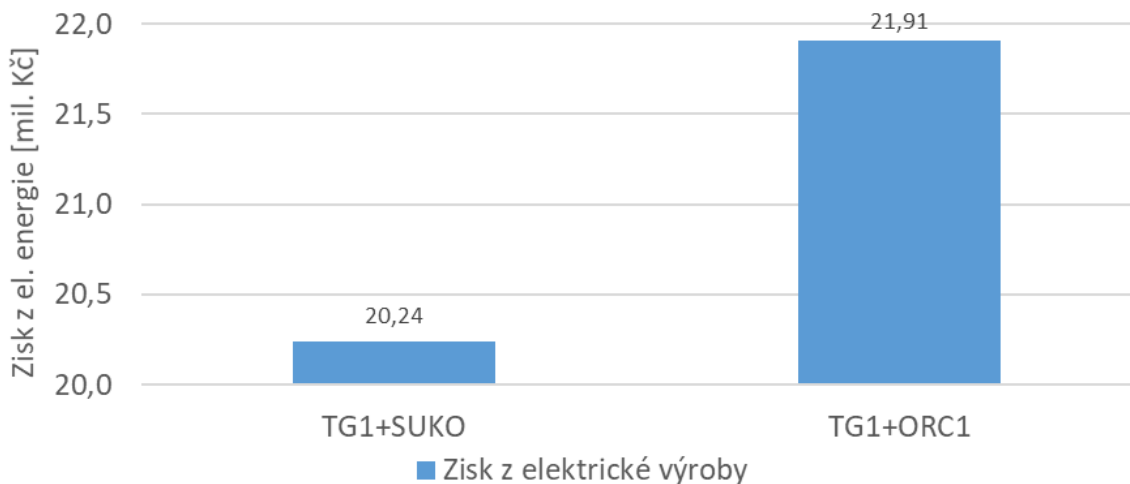
Obr. 9.9 Srovnání elektrických účinností TG1+SUKO a TG1+ORC1

V Obr. 9.9 je ukázáno, že syntéza cyklů TG1+ORC1 vychází o 3 % lépe z hlediska elektrické účinnosti než cyklus TG1+SUKO.



Obr. 9.10 Srovnání vyrobené primárních, elektrických a tepelných energií

Toto srovnání je založeno na přibližném využití SUKO. SUKO je systém výkonových ventilátorů, který maří mimo využitelné teplo také část vyrobené elektrické energie pro svou vlastní spotřebu. Proto je vyšší vyrobená elektrická energie turbínou TG1 v syntéze s ORC1 o 418,2 MWh. ORC1 nezatěžuje cyklus TG1 vlastní spotřebou opak má svou vyrobenou elektrickou energii cca 976,1 MWh, což nárůst oproti využití SUKO. Celkový přírůstek elektrické energie oproti cyklu TG1+SUKO je tedy 1,39 GWh v rámci zmíněného 600 hodinového provozu především mimo topné období.



Obr. 9.11 Ekonomický přínos ORC1 jako náhrada SUKO kondenzační provoz

Při ceně elektrické energie 1,2 mil. Kč/GWh [35] vzrostl zisk z produkce elektrické energie syntézy cyklů TG1+ORC1 o cca 1,67 mil. Kč oproti cyklu TG1+SUKO.

Nyní opět bude proveden odhad ekonomické návratnosti ORC1 jako náhrady za SUKO v kondenzačním provozu.

Investiční náklady na výstavbu ORC1 budou odhadnuty takto: [1], [37]

$$\text{Investice do výstavby ORC1} = \mathbf{7,78 \text{ mil. Kč}} \quad (9.6)$$

Finanční zisk ORC1 byl určen z nadvýroby elektrické energie syntézy cyklů TG1+ORC1 oproti cyklu TG1+SUKO při průměrném využití 600 hodin za rok:

$$\text{Roční zisk ORC1} = \mathbf{1,67 \text{ mil. Kč.}} \quad (9.7)$$

Poté náklady na provoz a údržbu ORC1 budou odhadnuty následovně:

$$\text{Náklady na O\&M} = 1,39 \text{ GWh} * 62,88 \frac{\text{Kč}}{\text{MWh}} = \mathbf{87\,403 \text{ Kč.}} \quad (9.8)$$

Výše uvedené provozní náklady ORC1 budou dále odečteny od vypočítaného ročního zisku ORC1 a dostáváme čistý zisk ORC1. [1], [37]

$$\text{Roční zisk ORC1} = 1\,670\,000 \text{ Kč} - 87\,403 \text{ Kč} = \mathbf{1\,582\,597 \text{ Kč.}} \quad (9.9)$$

Nyní bude ze získaných hodnot spočítána ekonomická návratnost implementace ORC1 při započítání nákladů obětované příležitosti při úrokové sazbě 2 %.

$$\text{Návratnost počáteční investivce} = \frac{7,78 \text{ mil. Kč}}{1,583 \text{ mil. Kč}} = \mathbf{5 \text{ let a 3 měsíce.}} \quad (9.10)$$

Tato ekonomická návratnost ORC1 byla získána při využití ORC1 po 600 hodin za rok při kondenzačním provozu cyklu TG1 při rovnoměrně rozloženém elektrickém výkonu ORC1.

Návratnost náhrady ORC1 za SUKO vypadá relativně dobře. Navíc se dá stále říci, ORC1 zlepšuje flexibilitu protitlakového cyklu TG1.

V technickoekonomické analýze ORC1 jsou uvedeny dva možné případy finanční návratnosti investice do ORC1 při implementaci do současného cyklu TG1. Jak kogenerační, tak i kondenzační provoz ukazuje určité možnosti, které by se částečně daly kombinovat. Hypoteticky kdyby bylo získáno ročně 50 % zisku z kogeneračního a 80 % z kondenzačního provozu, tak návratnost ORC1 by byla při započítání nákladů obětované příležitosti při úrokové sazbě 2 % následující:

$$\text{Návratnost počáteční investivce} = \frac{7,78 \text{ mil. Kč}}{1,898 \text{ mil. Kč}} = \mathbf{4 \text{ let a 4 měsíce.}} \quad (9.11)$$

9.2.3 Srovnání nominálního provozu TG1+ORC2 a TG2

V tomto srovnání bude uvažována větší navržené ORC2 pro pokrytí nominálního tepelného výkonu za turbínou TG1, resp. chladicí výkon 136,5 MWch.

Nyní bude provedeno srovnání cyklů TG1+ORC2 a TG2 při maximální možné výrobě a splnění tepelných požadavků viz Obr. 9.5. Obě varianty přechází mezi nominálním kogeneračním a kondenzačním provozem. Syntéza cyklů TG1+ORC2 je uplatněna v případě nedostatečného tepelného požadavku.

Tab. 9.17 Účinnosti provozu TG1 a ORC2 pro nominální výkon viz Obr. 9.5

Parametr	TG1+ORC2 při 100 % výkonu a daných tepelných požadavcích					
	0 %	10 %	20 %	30 %	40 %	50 %
Využití tepelné energie TG1+ORC2						
Provozní hodiny [hod/rok]	278	1 263	1 409	486	552	527
P _{t-paliva} [MWt]	239,88	239,88	239,88	243,21	246,55	249,89
P _{t-CZT} [MWt]	0	13,46	26,92	43,71	60,5	77,3
P _{eTG1} [MWe]	67,23	67,23	67,23	67,23	67,23	67,23
P _{eORC2} [MWe]	6,76	6,08	5,41	4,73	4,05	3,38
P _{eTG1+ORC2} [MWe]	73,98	73,31	72,63	71,96	71,28	70,61
Účinnosti TG1+ORC2 [%]						
η _{eTG1} [%]	28,04	27,76	27,47	27,19	26,91	26,63
η _{eORC2} [%]	2,81	2,53	2,25	1,97	1,69	1,41
η _{eTG1+ORC2} [%]	30,85	30,29	29,73	29,16	28,6	28,04
η _{t-CZT} [%]	0	5,55	10,98	20,46	27,75	34,09
η _{kogen} [%]	30,85	35,84	40,7	49,63	56,35	62,12
Využití tepelné energie TG1+ORC2	60 %	70 %	80 %	90 %	100 %	Součet [GWh]
Provozní hodiny [hod]	517	540	601	629	1 958	8760
P _{t-paliva} [MWt]	253,22	256,56	259,9	263,235	266,57	2 206,81
P _{t-CZT} [MWt]	94,09	110,89	127,68	144,48	161,27	742,21
P _{eTG1} [MWe]	67,23	67,23	67,23	67,23	67,23	588,9
P _{eORC2} [MWe]	2,70	2,03	1,35	0,68	0	27,23
P _{eTG1+ORC2} [MWe]	69,93	69,25	68,58	67,90	67,23	616,13
Účinnosti TG1+ORC2 [%]						Průměr [%]
η _{eTG1} [%]	26,35	26,06	25,78	25,50	25,22	26,52
η _{eORC2} [%]	1,13	0,84	0,56	0,28	0	1,29
η _{eTG1+ORC2} [%]	27,47	26,91	26,35	25,78	25,22	27,81
η _{t-CZT} [%]	39,9	45,38	50,6	55,63	60,5	33,64
η _{kogen} [%]	67,38	72,29	76,95	81,41	85,72	61,45

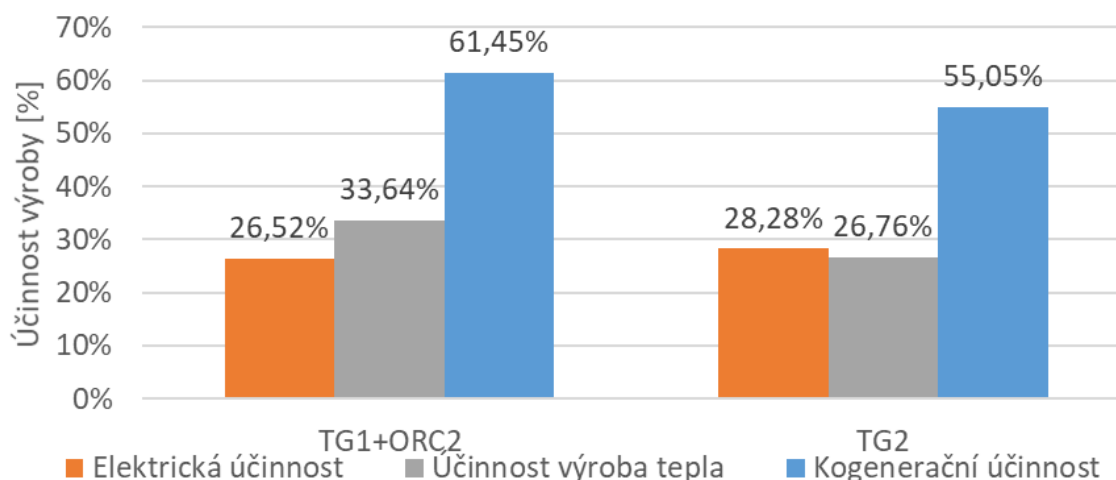
Provoz syntézy cyklů TG1+ORC2 při nominálním výkonu se pohybuje po křivce maximální výroby ve spotřební charakteristice viz Obr. 9.3. Průměrná kogenerační účinnost syntézy cyklů TG1+ORC2 byla cca 61,45 % za splnění tepelných požadavků viz Obr. 9.5. Díky ORC2 je dodána cyklu TG1 větší výrobní flexibilita.

Další variantou pokrytí tepelných požadavků viz Obr. 9.5 je cyklus TG2. TG2 má nižší výkon než syntéza cyklů TG1+ORC1. Proto budou vyrobené energie z TG2 po zjištění průměrných účinností výroby TG2 přepočítány a srovnány na dodanou tepelnou energii, která se bude rovnat tepelné energii cyklu TG1.

Tab. 9.18 Účinnosti provozu TG2 pro nominální výkon viz Obr. 9.5

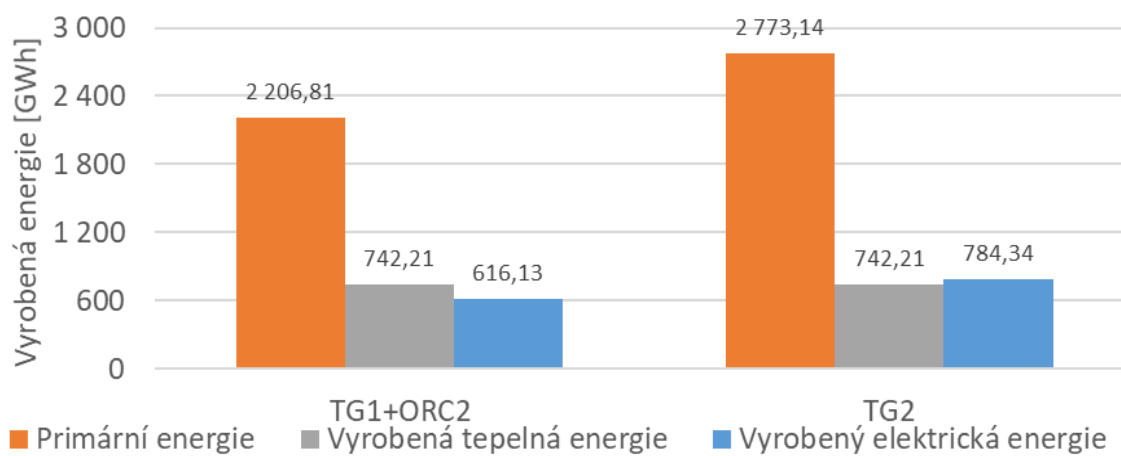
Parametr	TG2 při 100 % výkonu a daných tepelných požadavcích					
Využití tepelné energie TG2	0 %	10 %	20 %	30 %	40 %	50 %
Provozní hodiny [hod/rok]	0	278	1 263	1 409	486	552
$P_{t-paliva}$ [MWt]	179,62	179,62	179,62	182,1	184,57	187,05
P_{eTG2} [MWe]	64,46	62,91	61,36	59,8	58,25	56,7
Účinnosti TG2 [%]						
η_{eTG2} [%]	31,67	30,96	30,24	29,53	28,82	28,11
η_{t-CZT} [%]	0	4,51	9,02	17,67	24,25	30,01
η_{kogen} [%]	31,67	35,47	39,27	47,2	53,07	58,11
Parametr	TG2 při 100 % výkonu a daných tepelných požadavcích					
Využití tepelné energie TG2	60 %	70 %	80 %	90 %	100 %	Součet [GWh]
Provozní hodiny [hod]	527	517	540	601	2 587	8760
$P_{t-paliva}$ [MWt]	189,52	192	194,47	196,95	199,42	1 642,86
P_{t-CZT} [MWt]	63,89	75,36	86,83	98,3	109,78	443,76
P_{eTG} [MWe]	55,15	53,6	52,05	50,49	48,94	500,1
Účinnosti TG2[%]						Průměr [%]
η_{eTG2} [%]	27,39	26,68	25,97	25,25	24,54	28,28
η_{t-CZT} [%]	35,34	40,45	45,4	50,26	55,05	26,76
η_{kogen} [%]	62,74	67,13	71,37	75,51	79,59	55,05

Průměrná kogenerační účinnost TG2 za splnění tepelných požadavků viz Obr. 9.5 byla 55,05 %.



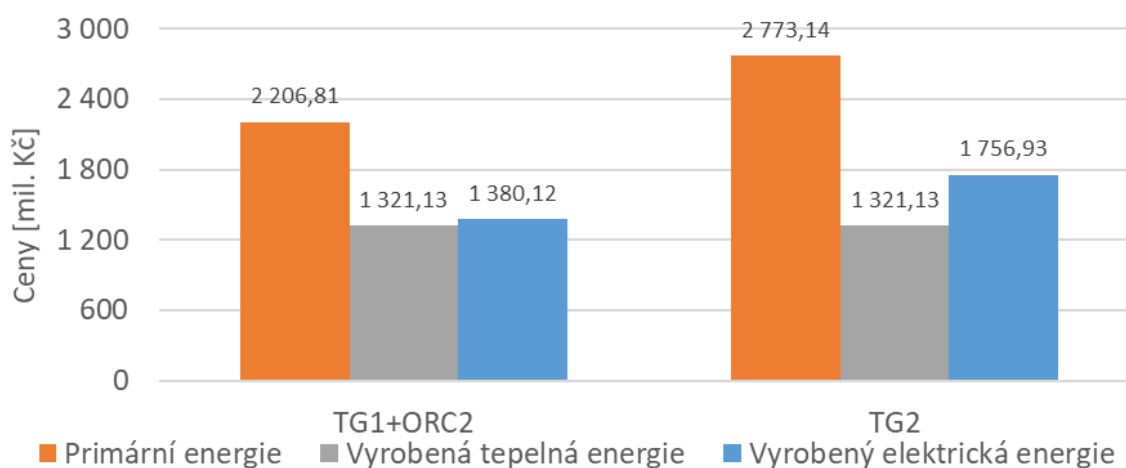
Obr. 9.12 Srovnání elektrické, tepelné a kogenerační účinnosti obou variant

Díky dosaženým účinnostem cyklu TG2 můžeme přepočítat na stejnou tepelnou výrobu, aby cyklus TG2 byl srovnatelný se syntézou cyklů TG1+ORC2.



Obr. 9.13 Srovnání vyrobené primární, elektrické a tepelné energie obou variant

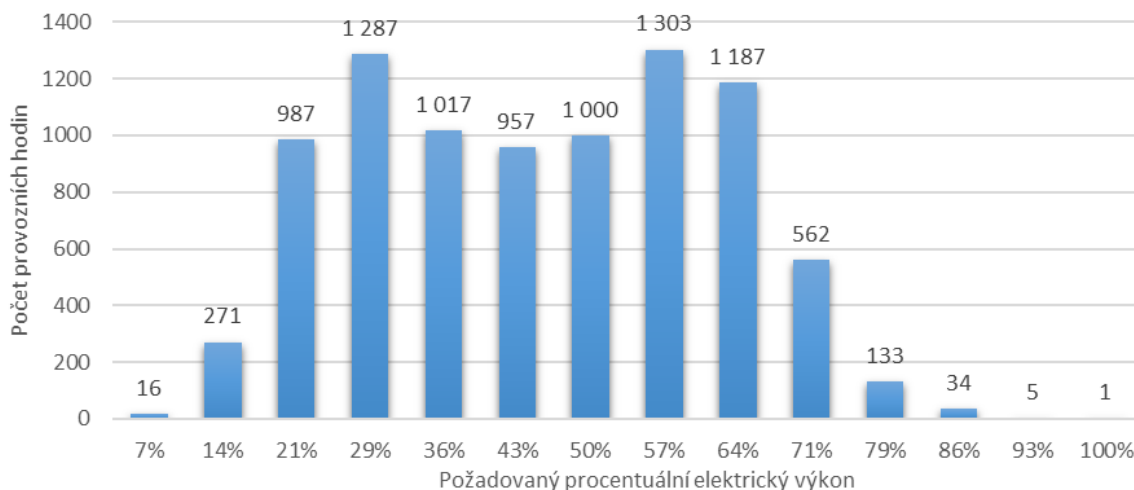
Obr. 9.13 ukazuje, že při srovnání cyklu TG2 a syntézy cyklů TG1+ORC2 v případě stejného vyrobeného tepla, má cyklus TG2 o 168,22 GWh více elektrické energie. Nicméně na výrobu jak elektrické, tak tepelné energie by potřeboval o 566,33 GWh primární energie více. Cena elektrické energie z kogenerační výroby je uvažována 2,24 mil. Kč/GWh [35]. Standartní cena tepla je uvažována 493,9 Kč/GJ tepla [36], resp. 1,78 mil. Kč/GWh. Palivové náklady 1 mil. Kč/GWh jsou uvažovány.



Obr. 9.14 Srovnání ekonomického přínosu syntézy cyklů TG1+ORC2 a cyklu TG2

Finanční zisky z elektrické i tepelné výroby lze sečíst a po odečtení nákladů na primární energii dostáváme zisk cyklů. Pro tento případ by byl zisk syntézy cyklů TG1+ORC2 cca 494,4 mil. Kč a zisk cyklu TG2 by byl cca 304,9 mil. Kč. Efektivnější provoz je dán vyšším ziskem z provozu. Syntéza cyklů TG1+ORC2 by vydělala o 189,5 mil. Kč více než cyklus TG2, resp. vyplatilo by se zde provozovat syntézu TG1+ORC2.

Nyní bude provedeno srovnání kondenzačních provozů syntézy cyklů TG1+ORC2 a cyklu TG2 pro pokrytí hypotetických ročních požadavků na elektrickou výrobu. Aby se požadavky elektrické výroby přiblížili realitě, byly získány zprůměrováním požadavků na elektrickou výrobu v PlTep za roky 2015, 2016 a 2017 viz kap. 5.3.



Obr. 9.15 Histogram hypotetických požadavků elektrické výroby

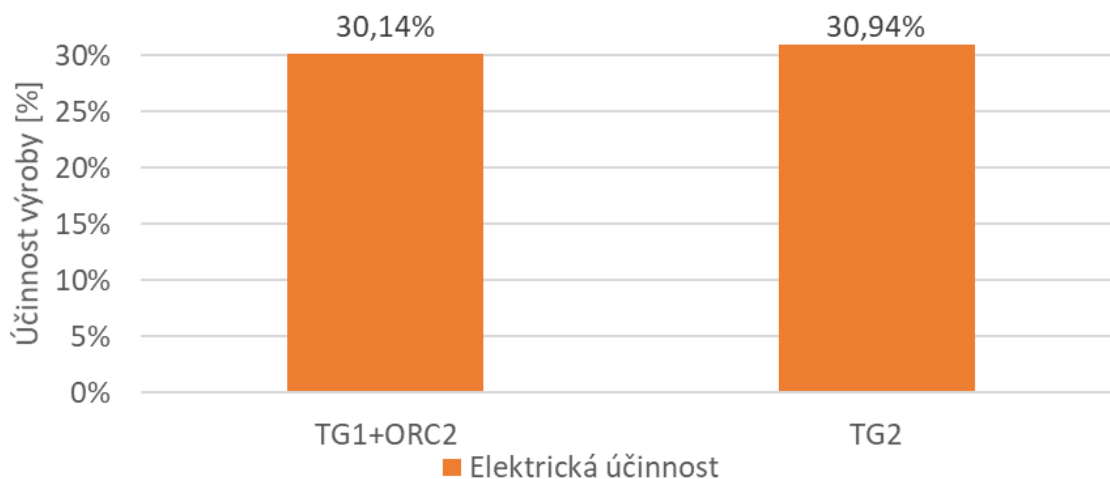
Existuje teoretický předpoklad, že cyklus TG2 by měl být v kondenzačním provozu účinnější než syntéza cyklů TG1+ORC2. Nicméně oproti současnému cyklu TG1+SUKO by syntéza cyklů TG1+ORC2 měla nabízet i možnost kondenzační provozu při nominálním výkonu s elektrickou účinností jen o málo nižší než cyklus TG2.

Histogram viz Obr. 9.15 byl využit jako požadavek pro následující srovnání kondenzačních provozů variant syntézy cyklů TG1+ORC2 a cyklu TG2 viz Tab. 9.19.

Tab. 9.19 Srovnání účinnosti provozu TG1+ORC2 a TG2 požadavky v Obr. 9.15

Parametr	Čistě kondenzační provoz TG1+ORC2 při daných elektrických požadavcích									
	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %	70 %	80 %	90 %	100 %	Součet [GWh]
Provozní hodiny [hod]	16	271	987	1287	1017	957	1000	1303	1922	8760
$P_{t-paliva}$ [MWt]	47,98	71,96	95,95	119,94	143,93	167,91	191,9	215,89	239,88	1 510,657
P_{eTG1} [MWe]	10,73	17,21	24,34	32,15	39,99	47,06	53,78	60,5	67,23	417,768
P_{eORC2} [MWe]	1,08	1,73	2,44	3,23	4,01	4,72	5,4	6,07	6,75	41,941
$P_{eTG1+ORC2}$ [MWe]	11,81	18,93	26,79	35,37	44,01	51,78	59,18	66,58	73,98	459,709
										<i>Průměr [%]</i>
η_{eTG1} [%]	22,36	23,91	25,37	26,8	27,79	28,04	28,04	28,04	28,04	27,39
η_{eORC2} [%]	2,24	2,4	2,55	2,69	2,79	2,81	2,81	2,81	2,81	2,75
$\eta_{eTG1+ORC2}$ [%]	24,61	26,31	27,92	29,49	30,58	30,85	30,85	30,85	30,85	30,14
Parametr	Čistě kondenzační provoz TG2 při daných elektrických požadavcích									
	20 %	30 %	40 %	50 %	60 %	70 %	80 %	90 %	100 %	Součet [GWh]
Provozní hodiny [hod]	16	271	987	1287	1017	957	1000	1303	1922	8760
$P_{t-paliva}$ [MWt]	35,93	53,89	71,85	89,81	107,77	125,74	143,7	161,66	179,62	1 131,19
P_{eTG2} [MWe]	10,29	16,5	23,34	30,82	38,35	45,12	51,57	58,01	64,46	400,58
										<i>Průměr [%]</i>
η_{eTG2} [%]	25,27	27,02	28,67	30,29	31,4	31,67	31,67	31,67	31,67	30,94

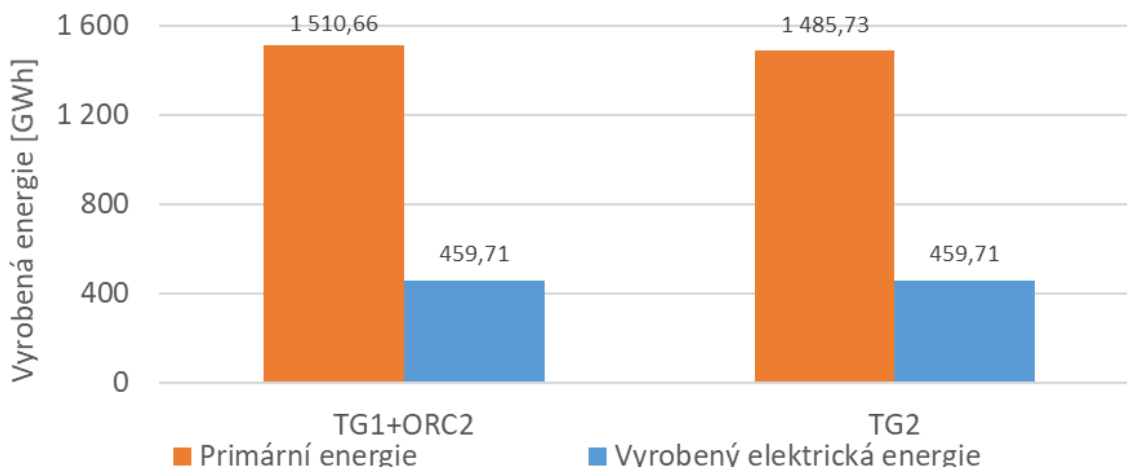
Elektrická účinnost cyklu TG2 byla 0,8 % vyšší než u syntézy cyklů TG1+ORC2.



Obr. 9.16 Srovnání elektrických účinností TG1+ORC2 a TG2

Toto srovnání tedy dopadlo dle očekávání ve prospěch cyklu TG2. Nicméně dá se předpokládat, že syntéza cyklů TG1+ORC2 by dopadla výrazně než současný cyklus TG1+SUKO, který kondenzačního provozu v nominálním provozu ani není schopen.

Díky získaným elektrickým účinnostem může být přepočítána primární energie cyklu TG2 na stejnou vyrobenou elektrickou energii jako má syntéza cyklů TG1+ORC2.



Obr. 9.17 Srovnání vyrobené primární, elektrické energie obou variant

Při stejné množství vyrobené elektrické energie bude potřebovat syntéza cyklů TG1+ORC2 potřebovat o 24,92 GWh primární energie než cyklus TG2. Při palivových nákladech 1 mil. Kč/GWh je finanční ztráta syntézy cyklů TG1+ORC2 24,92 mil. Kč.

Vzhledem k tomu, že srovnání kondenzačních provozů dopadlo ve prospěch cyklu TG2 nemá cenu řešit ekonomickou návratnost syntézy TG1+ORC2 pro tento případ. Nicméně elektrická účinnost syntézy cyklů TG1+ORC2 se přiblížila cyklu TG2.

I přes fakt, že bylo ukázáno v předchozích dvou srovnáních, že elektrická účinnost syntézy cyklů TG1+ORC2 při kondenzačním provozu není tolik efektivní jako cyklus

TG2. Nicméně, existují také provozní časy, kdy by ORC2 bylo výhodné využívat. Tyto časy budou dále specifikovány.

Nyní lze hrubě spočítat odhad ekonomické návratnosti ORC2 s tepelným výkonem 136,5 MWch pro uchlazení cyklu TG1 při nominálním provozu bez tepelného požadavku. Investiční náklady na výstavbu ORC2 budou v korunách přibližně: [1], [37]

$$\text{Investce do ORC2} = 144\,100 \frac{\text{Kč}}{\text{MWt}} * 136,5 \text{ MWch} = \mathbf{19,67 \text{ mil. Kč}} \quad (9.12)$$

Poté bude určena hypotetická vyrobená elektrická energie pomocí ORC2 za topné a mimo topné období. Mimo topné období je uvažováno měsíce květen, červen, červenec, srpen a září. Elektrická výroba mimo topného období byla spočítána z analýzy cyklu TG1 viz kap. 5.4. Rok 2017 byl vybrán z důvodu nízkého využití cyklu TG1. Důležitým předpokladem je, že v tomto období bude ORC2 využito průměrně na 90 % nominálního výkonu ORC2. Jedná se o odhad možného využití ORC2 za celé mimo topné období. [1], [37]

$$\text{Elektrická energie ORC2 za mimo topné období} = \mathbf{1059 \text{ MWh}} \quad (9.13)$$

Topné období je uvažováno zbylých sedm měsíců. Elektrická výroba topného období byla opět spočítána z analýzy současného cyklu TG1 viz kap. 5.4 za rok 2017. Důležitým předpokladem je, že v tomto období bude ORC2 využito průměrně na 5 % nominálního výkonu. Opět se jedná o odhad možného využití ORC2 v topném období.

$$\text{Elektrická energie ORC2 za topné období} = \mathbf{672 \text{ MWh}} \quad (9.14)$$

Získaná roční elektrická energie pomocí ORC2 je potom získána součtem elektrických energií za topné a mimo topné období: [1], [37]

$$\text{Roční elektrická energie ORC2} = 1059 \text{ MWh} + 672 \text{ MWh} = \mathbf{1731 \text{ MWh}}. \quad (9.15)$$

Finanční zisk z ORC2 bude vypočítán v souladu s vypočítanou roční výrobou ORC2 následovně: [1], [37]

$$\text{Roční zisk ORC2} = 1\,731 \text{ MWh} * 1,2 \frac{\text{mil.Kč}}{\text{GWh}} = \mathbf{2,077 \text{ mil. Kč}}. \quad (9.16)$$

Náklady na provoz a údržbu ORC2 budou odhadnuty následovně:

$$\text{Náklady na O\&M} = 1\,731 \text{ MWh} * 62,88 \frac{\text{Kč}}{\text{MWh}} = \mathbf{108\,845 \text{ Kč}}. \quad (9.17)$$

Výše uvedené provozní náklady ORC2 se pak odečtou od vypočítaného ročního zisku ORC2 a dostáváme čistý zisk ORC2. [1], [37]

$$\text{Roční zisk ORC2} = 2,077 \text{ mil. Kč} - 108\,845 \text{ Kč} = \mathbf{1\,968\,355 \text{ Kč}}. \quad (9.18)$$

Nyní bude vypočítána celková návratnost implementace ORC2 do cyklu TG1 při započítání nákladů obětované příležitosti při úrokové sazbě 2 % následující:

$$\text{Návratnost investivce} = \frac{19,67 \text{ mil.Kč}}{1,97 \text{ mil.Kč}} = \mathbf{\text{cca 11 let a 3 měsíce}}. \quad (9.19)$$

Při vyšším využití ORC2 by byla návratnost příznivější. Nicméně je jasné, že implementace ORC2 s výkonem 136,5MWh pro zkondenzování objemu páry při nominálním provozu nebude tolik výhodný pro využití v PITep. Nicméně takové využití by bylo možné v teplárnách, kde nejsou instalovány kondenzační turbíny.

Závěrem jsou shrnuty výsledky variant cyklů všech scénářů, viz Tab. 9.20.

Tab. 9.20 Srovnání dosažených účinností vyšetřovaných variant provozu

Parametr	Srovnání provozů cyklů TG1+SUKO, TG2 a TG1+ORC1 – kogenerační provoz viz Obr. 9.5		
	TG1+SUKO	TG2	TG1+ORC1
Maximální η_e [%]	25,22	24,54	25,22
Průměrná roční η_e [%]	23	22,92	23,25
Maximální η_{kogen} [%]	85,72	79,59	85,72
Průměrná roční η_{kogen} [%]	74,75	73,93	75
Parametr	Srovnání provozů TG1+SUKO a TG1+ORC1 – mimo topné období do 40 % výkonu TG1		
	TG1+SUKO	TG1+ORC1	
Maximální η_e [%]	23,88	28,2	
Průměrná roční η_e [%]	22,57	25,57	
Parametr	Srovnání provozů TG2 a TG1+ORC2 – nominální výkon při tepelném požadavku viz Obr. 9.5		
	TG2	TG1+ORC2	
Maximální η_e [%]	31,67	30,85	
Průměrná roční η_e [%]	28,28	27,81	
Maximální η_{kogen} [%]	79,59	85,72	
Průměrná roční η_{kogen} [%]	55,05	61,45	
Parametr	Srovnání provozů TG2 a TG1+ORC2 – čistě kondenzační výroba viz Obr. 9.15		
	TG2	TG1+ORC1	
Maximální η_e [%]	31,67	30,85	
Průměrná roční η_e [%]	30,94	30,14	

Ze zkoumaných scénářů viz Tab. 9.20 lze usuzovat, že při implementaci ORC1 nebo ORC2 do cyklu TG1 by zůstala původní kogenerační účinnost při dostatečném tepelném požadavku a přibyla by výrobní flexibilita, která je velmi žádaná v moderním teplárenství.

Tab. 9.21 Srovnání ekonomické návratnosti implementace ORC1 a ORC2

Parametr	Srovnání ekonomické návratnosti ORC1 a ORC2
ORC1 – kogenerační provoz	6 let a 5 měsíců
ORC1 – kondenzační provoz	5 let a 3 měsíce
ORC1 – kombinovaný provoz	4 let a 4 měsíce
ORC2 - 1731 MWh	11 let a 3 měsíc

Nejprve byla řešena implementace ORC1 do cyklu TG1 při minimálním ročním využití v topném období, kdy cyklus TG1 byl využíván v kogeneračním provozu za splnění tepelných požadavků viz Obr. 9.5. Tzn., že ORC1 by bylo využíváno pouze při nízké tepelné poptávce, kdy by cyklus TG1 musel fungovat pod 20 % svého nominálního výkonu. Proto ORC1 využívá stavy (cca 1541 hodin za rok) nízkého tepelného požadavku a odebírá část tepla pro svou elektrickou výrobu. Kdyby by ORC1 bylo provozováno pouze v topném období, návratnost investice ORC1 by byla cca 6 let a 5 měsíců.

Poté byla řešena implementace ORC1 do cyklu TG1 v mimo topné období, což nastává v době odstávky cyklu TG2 nebo při vysoké poptávce po elektrické energii (cca 600 hodin za rok). Kdyby by ORC1 bylo provozováno pouze v mimo topném období, návratnost investice ORC1 by byla cca 5 let a 3 měsíce.

Reálný provoz ORC1 by byl pravděpodobně kombinací obou zmíněných možností. Strážlivě bylo odhadnuto, že by ORC1 bylo provozováno po 80 % doby v mimo topném období a po 50 % doby v topném období. Pro tuto variantu byla spočítána návratnost investice ORC1 cca 4 roky a 4 měsíce, což je slibná návratnost.

Dále byla řešena implementace ORC2 do cyklu TG1. Ta byla zkoumaná na dvou hypotetických případech. První případ předpokládal neustále nominální výkon cyklu TG1 při splnění tepelných požadavků viz Obr. 9.5. Syntéza cyklů TG1+ORC2 byl efektivnější provozovat než cyklus TG2, nicméně elektrická účinnost syntézy by i tak nedosahovala úrovně cyklu TG2. Z tohoto důvodu nebyla na tento případ počítána návratnost investice.

Dále byla řešena implementace ORC2 do cyklu TG1 při kondenzačním provozu v porovnání s cyklem TG2. Tento případ vyšel opět dle očekávání pro cyklus TG2. Proto ani zde nebyla počítána ekonomická návratnost ORC2. Nicméně je zde prezentován fakt, že cyklus TG1 s implementací ORC2 může dosáhnout kondenzačního provozu, což u současného cyklu TG1 není možné. Navíc se syntéza cyklů TG1+ORC2 svou flexibilitou a efektivitou výroby výrazně přiblížila cyklu TG2.

Návratnost ORC2 byla počítána z dat podprůměrného výrobního roku, kdy by vyrobená energie ORC2 dosahovala cca 1731 MWh. V takovém případě by ekonomická návratnost ORC2 byla cca 11 let a 3 měsíce, což by bylo pro PITep nerealizovatelné. Nicméně je zde ukázán fakt, že by implementace ORC2 mohla dávat smysl v jiných provozech, kde například nejsou instalovány KT.

10 Závěr

10.1 Hlavní přínosy práce

Hlavní cíl práce byl identifikovat současné problémy v teplárenství a jejich řešení pomocí implementace ORC. Současných problémů v teplárenství je hned několik jako například ekonomičnost provozu, spalovaná paliva, neplánované odstávky technologií, emisní povolenky atd. Proto byl vybrán konkrétní problém tepláren s určitou výrobní technologií. Jednalo se o PT, které jsou robustní teplárenskou výrobní technologií, která je provozována ve velkém množství centrálních tepláren v ČR i Evropě viz kap.1.2.

Řešení problémů PT je umožněno implementací ORC za PT. Implementace ORC byla uvažována pro největší instalovanou PT v ČR TG1 v PITep s výkonem 70 MWe. Cyklus TG1 v PITep má elektrickou účinnost silně závislou na tepelném požadavku CZT. Tento problém lze vyřešit pomocí ORC v době nedostatečného tepelného požadavku. Výhodou implementace ORC pro cyklus TG1 může být také možnost kondenzačního provozu mimo topném období, což pro současné TG1 není možné.

Pro potvrzení výhodnosti implementace ORC byly provedeny všechny analýzy korespondující s cíli práce viz kap. 1.3:

- posouzení ekonomičnosti kogeneračních zařízení,
- posouzení současných teplárenských turbín,
- analýza výrobní technologie v PITep,
- analýza současných provozních trendů PITep,
- analýza odstávek PITep,
- analýza návrhu ORC,
- modelování technologických částí PITep,
- případová studie implementace ORC do TG1,
- technickoekonomická analýza syntézy TG1 a ORC.

Čtyři prvotní analýzy ukázaly, že cyklus TG1 má v rámci PITep důležitou provozní roli a má cenu se inovací cyklu TG1 zabývat. Především se ukázaly provozní výhody a nevýhody PT oproti preferovanější variantě pro teplárenství KT. Výhodou je vyšší kogenerační účinnost a nevýhodami je nižší elektrická účinnost, závislost na tepelném požadavku a nízká výrobní flexibilita.

Dále byla provedena analýza počtů a důvodů odstávek výrobních technologií PITep. Tato analýza ukázala především robustnost turbíny TG1, která je

nejméně poruchovou výrobní technologií PITep, což podpořilo myšlenku využití výhod a robustnosti turbíny TG1 a zároveň eliminovat její nevýhody.

Další část práce byla proto zaměřena na návrh ORC pro využití residuální energie za NT dílem turbíny TG1 v PITep. Postupně byly navrhovány jednotlivé části ORC:

- Výběr pracovního média – dle teploty tepelného zdroje bylo vybráno pracovní medium R600a. ORC musí být hermetizován kvůli hořlavosti R600a.
- Návrh expandéru ORC – dle tlaků v ORC 20 a 6,8 barů byla navržena jedno stupňová turbína s jmenovitým výkonem 13 MWe.
- Návrh výměníků tepla – dle přenášení relativně velkého tepla byly zvoleny plášťové výměníky pro ORC výparník i pro kondenzátor.
- Návrh oběhového čerpadla ORC – dle velkého průtoku R600a (cca 410 kg/s) bylo zvoleno odstředivé čerpadlo, které by stačilo jedno o příkonu 6 MWe.
- Dle zkušeností byla zvolena technologie subkritického ORC od firmy Turboden.

Implementace ORC zahrnuje „by pass“ k ZO1 u turbíny TG1 a přidání ventilů před ORC a ZO1. Skrze regulaci ventilů jsou zde řízeny průtoky páry za NT dílu turbíny TG1.

Další část práce byla zaměřena na modelování provozovaných termodynamických cyklů PITep, nicméně především na modelování implementace ORC do cyklu TG1. Byly zde postupně popsány modely současného cyklu TG1, ORC, syntézy cyklu TG1+ORC při kondenzačním provozu, syntézy cyklu TG1+ORC při částečném kondenzačním provozu (50 % průtoku do ZO1 a 50 % průtoku do ORC) a cykly TG2 a TG3 v kondenzačních provozech. Všechny termodynamické parametry použité v modelech byly získány z reálných dat z PITep a verifikovány dle bilančních schémat. Modely byly vytvořeny k zachycení termodynamického chování cyklů při variabilním provozu. Modely implementace ORC ukazují, že R600a lze s výhodou použít pro tento typ ORC.

Další část práce byla zaměřena na případovou studii. Byly zde prezentovány produkční charakteristiky turbín TG1 a TG2 při kogeneračním i kondenzačním provozu. Dále byly ukázány výhody implementace ORC do cyklu TG1 pomocí variant provozů a následného srovnání účinností provozů. Jednoznačně se prokázalo, že implementace ORC do cyklu TG1 odstranila hlavní nevýhody cyklu TG1 při zachování jeho výhod.

Poslední částí byla technickoekonomická analýza se zaměřením na ekonomickou návratnost investic do ORC. V rámci technickoekonomické analýzy byly uvažovány dvě varianty ORC pro TG1. Prvním byl ORC1 se stejným chladícím efektem, jako má SUKO, resp. 54 MWch a elektrickým výkonem 2,7 MWe. ORC1 by nahradilo současnou funkci

SUKO. Druhým bylo ORC2 s chladícím efektem 136,5 MWch, který by umožňoval kondenzační provoz cyklu TG1, a elektrickým výkonem 6,75 MWe. Dle zjištění ekonomických návratností obou variant ORC by v případě PITep dávala více smysl varianta menšího ORC1 s hypotetickou ekonomickou návratností 4 roky a 4 měsíce.

Implementace obou ORC do cyklu TG1 by zvyšovala možnosti syntézy cyklů z hlediska využitelnosti a flexibility elektrické výroby. Díky tomuto zlepšení by se turbína TG1 mohla lépe a efektivněji účastnit denního trhu s elektrickou energií a získávat tak lepší cenu elektrickou energií.

Všechny výsledky práce ukazují na zlepšení flexibility a ekonomičnosti provozu cyklu TG1 v syntéza s ORC.

10.2 Perspektivní směry dalšího výzkumu

Existují i další dostupné inovativní technologie, které by současný stav PT mohly také vylepšit. Těmito technologiemi mohou být:

- nízkoteplotní úložiště tepla (TES) implementované paralelně k ZO1 a ORC,
- větší využití absorpčních chladicích jednotek v rámci města Plzně.

Nabízí se možné varianty syntéz zmíněných technologií, které by umožnily cyklu TG1 ještě efektivnější fungovat než samotná implementace ORC:

- ORC + nízkoteplotní TES (hydratované soli, organické materiály, a materiály s fázovou změnou).
- ORC + zvýšení instalovaného chladicího výkonu v absorpčních jednotkách
- ORC + nízkoteplotní TES + zvýšení instalovaného chladicího výkonu

V této práci byla rozebrána varianta užití pouze ORC, avšak tyto technologie mohou dodat cyklu TG1 ještě větší důležitost a flexibilnější výrobu. Proto by tyto možnosti měly být respektovány jako možné slibné cesty do budoucna s ohledem další výzkum v této oblasti.

Je důležité také zmínit dopady spojené s implementací ORC. Implementace ORC vyžaduje jen malé změny v současném cyklu TG1, resp. navrtání výstupu z NT dílu TG1 a přidání škrtících ventilů. Při správné instalaci by implementace ORC měla zanedbatelný dopad na cyklus TG1. Jinými slovy pouze jeden ventil by byl přidán, na kterém by mohla teoreticky být způsobena porucha, nicméně to by mělo být ošetřeno v rámci SKŘ.

Seznam použité literatury a informačních zdrojů

- [1] Hromádka, A., Sirový, M., & Martínek, Z. (2019). Innovation in an Existing Backpressure Turbine for Ensure Better Sustainability and Flexible Operation. *Energies*, 12(14), 2652. doi:10.3390/en12142652
- [2] Wang, Y., Liu, X., Ding, X., & Weng, Y. (2016). Experimental investigation on the performance of ORC power system using zeotropic mixture R601a/R600a. *International Journal of Energy Research*, 41(5), 673-688. doi:10.1002/er.3664
- [3] Mavromatis, S., & Kokossis, A. (1998). Conceptual optimisation of utility networks for operational variations—I. targets and level optimisation. *Chemical Engineering Science*, 53(8), 1585-1608. doi:10.1016/s0009-2509(97)00431-4
- [4] Hromádka, A., & Martinek, Z. (2017). Overview of the organic Rankine cycles and their current utilization: Verification of several current ORCs utilization by the software Dymola. *2017 18th International Scientific Conference on Electric Power Engineering (EPE)*. doi:10.1109/epe.2017.7967272
- [5] Turboden. (n.d.). ORC systems for Waste Heat Recovery. Retrieved from <https://www.turboden.com/solutions/1053/waste-heat-recovery>.
- [6] Teplárna. (2020, February 12). Retrieved from <https://cs.wikipedia.org/wiki/Teplárna>
- [7] VÍTEK, S. (2016-04-08). ORC oběh pro využití tepla KJ. Retrieved from https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php
- [8] Hromádka, A.. (2013, June 25). Kombinovaná výroba tepla a elektřiny v Plzeňské teplárenské a.s. Retrieved from <https://dspace5.zcu.cz/handle/11025/7252>
- [9] Hromádka, A.. (2015, May 26). Analýza a optimalizace procesního řízení. Retrieved from <https://dspace5.zcu.cz/handle/11025/18815>
- [10] V Německu bude od zítra k dispozici výkon všech zbylých jaderných bloků. (n.d.). Retrieved June 02, 2020, from <https://oenergetice.cz/jaderne-elektrarny/nemecku-bude-od-zitra-k-dispozici-vykon-vsech-zbylych-jadernych-bloku>.
- [11] Beneš & Michl. (n.d.). Elektřina. Retrieved June 02, 2020, from <http://www.pltep.cz/elektrina/>
- [12] Forrest, F. A. (2020). Podpůrné služby | Skupina ČEZ. Skupina ČEZ - Produktová Sekce. <https://www.cez.cz/cs/podpora/ostatni-sluzby/systemy-pro-energeticke-provozy/podpurne-sluzby>

- [13] Trh s elektřinou - specifika, účastníci trhu a rozdělení. (n.d.). Retrieved June 2, 2020 from <https://oenergetice.cz/elektrina/trh-s-elektrinou/trh-s-elektrinou>
- [14] Dokumentace Trhy. (2020). OTE, a.s. Retrieved June 2, 2020 <https://www.ote-cr.cz/cs/dokumentace/dokumentace-elektrina/dokumentace-trhy>
- [15] Kataloguspor.cz. 2020. Energeticky Úsporná Opatření : CHLAZENÍ - Absorpční/Adsorpční Chlazení. [online] Retrieved June 2, 2020 <http://www.kataloguspor.cz/Absorpcni-adsorpcni-chlazení.html>
- [16] SumavaNet.CZ. (n.d.). Retrieved June 02, 2020, from <http://www.klatep.cz/klatep/fr.asp?tab=klatep>.
- [17] Hromádka, A.. Posouzení využitelnosti protitlakové a kondenzační turbíny v kogeneračních teplárnách. Retrieved from <https://dspace5.zcu.cz/handle/11025/30700>.
- [18] Martinek, Z., Hromádka, A., & Hammerbauer, J. (2017). Reliability Characteristics of Power Plants. *Advances in Electrical and Electronic Engineering*, 15(1). doi:10.15598/aeec.v15i1.2043
- [19] Luo, X., Wang, J., Dooner, M., & Clarke, J. (2015). Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation. *Applied Energy*, 137, 511-536. doi:10.1016/j.apenergy.2014.09.081
- [20] Beneš & Michl. (n.d.). Chlad. Retrieved June 02, 2020, from <https://www.pltep.cz/chlad/>.
- [21] Letcher, T. M. (2016). Storing Energy, with Special Reference to Renewable Energy Sources. *Chemistry International*, 38(6). doi:10.1515/ci-2016-0627
- [22] Farhad, M. H., Malek, A. B., Hasanuzzman, M., & Rahim, N. A. (2013). Technical review on biomass conversion processes into required energy form. *2013 IEEE Conference on Clean Energy and Technology (CEAT)*. doi:10.1109/ceat.2013.6775628
- [23] S-EPI s.r.o., A. (n.d.). 477/2012 Sb. Vyhláška o stanovení druhů a parametrů podporovaných obnovitelných zdrojů pro výrobu elektřiny, tepl...: Aktuálne znenie. Retrieved June 02, 2020, from <https://www.epi.sk/zzcr/2012-477?fbclid=IwAR07nH-GP3rt00R82uke7tipCahu1WQP1C--i9jWacq lFI1xpZpRebH6ZI>
- [24] Výše výkupních cen a zelených bonusů. (n.d.). Retrieved June 01, 2020, from <https://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energii/91-vyse-vykupnich-cen-a-zelenych-bonusu>

- [25] Hromádka, A., Sirový, M.. Matematické modely vybraných subsystémů technologie sekundárního okruhu a vlastní spotřeby JE. 2019.
- [26] Hromádka, A., Jiříčková, J., Sirový, M., & Martínek, Z.. Operation assessment of cogeneration power plant by thermodynamic model. Retrieved June 02, 2020, from <https://otik.uk.zcu.cz/handle/11025/35860>.
- [27] Uhmann, P.. Kogenerace v jednotkách pro termické zpracování biomasy a odpadů. Retrieved from <https://dspace.vutbr.cz/handle/11012/7866>
- [28] Průměrná cena emisní povolenky pro rok 2019. (n.d.). Retrieved from <https://www.eru.cz/cs/-/prumerna-cena-emisni-povolenky-pro-rok-2019>
- [29] Výše výkupních cen a zelených bonusů. (n.d.). Retrieved from <https://www.tzb-info.cz/ceny-paliv-a-energii/91-vyse-vykupnich-cen-a-zelenych-bonusu>
- [30] Hromádka, A., Jirickova, J., & Martinek, Z. (2018). Analysis of the unplanned shutdowns and estimation of reliability in Temelin. *2018 19th International Scientific Conference on Electric Power Engineering (EPE)*. doi:10.1109/epe.2018.8395953
- [31] Isobutan. (2019, December 03). Retrieved from <https://cs.wikipedia.org/wiki/Isobutan>.
- [32] Voda. (2020, March 01). Retrieved from <https://cs.wikipedia.org/wiki/Voda>.
- [33] Principy průmyslových čerpadel – 4.díl - odstředivá ... (n.d.). Retrieved from <https://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-4dil-odstrediva-cerpadla>.
- [34] Principy průmyslových čerpadel – 5.díl - rotační pístová ... (n.d.). Retrieved June 2, 2020, from <https://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-5dil-rotacni-pistova-cerpadla>.
- [35] Elektřina - ceny a grafy elektřiny, vývoj ceny elektřiny 1 MWh - 1 rok - měna EUR | Kurzy.cz. Retrieved from <https://www.kurzy.cz/komodity/cena-elektřiny-graf-vyvoje-ceny/>
- [36] Michl, B. W. (2020). Ceny tepla | Plzeňská teplárenská. Retrieved from <https://www.pltep.cz/ceny-tepla/>
- [37] Quoilin, S., Broek, M. V., Declaye, S., Dewallef, P., & Lemort, V. (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, 168-186. doi:10.1016/j.rser.2013.01.028
- [38] GmbH, TLK-Thermo. "Home." *ClaRa*, www.claralib.com/.

Seznam publikací vztahujících se k disertační práci

- [A1] HROMÁDKA, A., JIŘIČKOVÁ, J., MARTÍNEK, Z., SIROVÝ, M. Comprehensive mathematical model of the turbomachinery in the czech nuclear power plant Temelin. In Proceedings of the 9th International Scientific Symposium on Electrical Power Engineering (ELEKTROENERGETIKA 2017). Košice: Technical University of Košice, 2017. s. 545-550. ISBN: 978-80-553-3195-9
- [A2] HROMÁDKA, A., MARTÍNEK, Z. Overview of the organic Rankine cycles and their current utilization. In Proceedings of the 2017 18th International Scientific Conference on Electric Power Engineering (EPE). Piscataway: IEEE, 2017. s. 200-205. ISBN: 978-1-5090-6405-2
- [A3] MARTÍNEK, Z., HROMÁDKA, A., HAMMERBAUER, J. Reliability characteristics of power plants. Advances in Electrical and Electronic Engineering, 2017, roč. 15, č. 1, s. 37-45. ISSN: 1336-1376
- [A4] HROMÁDKA, A., JIŘIČKOVÁ, J., MARTÍNEK, Z. Analysis of the unplanned shutdowns and estimation of reliability in Temelin. In Proceedings of the 2018 19th International Scientific Conference on Electric Power Engineering (EPE). Piscataway: IEEE, 2018. s. 551-556. ISBN: 978-1-5386-4612-0 , ISSN: 2376-5623
- [A5] HROMÁDKA, A. Posouzení využitelnosti protitlakové a kondenzační turbíny v kogeneračních teplárnách. In Elektrotechnika a informatika 2018. Elektrotechnika, elektronika, elektroenergetika. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2018. s. 37-40. ISBN: 978-80-261-0785-9
- [A6] HROMÁDKA, A., JIŘIČKOVÁ, J., MARTÍNEK, Z. Analysis of the unplanned shutdowns and estimation of reliability in Temelin. In Proceedings of the 2018 19th International Scientific Conference on Electric Power Engineering (EPE). Piscataway: IEEE, 2018. s. 551-556. ISBN: 978-1-5386-4612-0 , ISSN: 2376-5623
- [A7] HROMÁDKA, A., SIROVÝ, M., MARTÍNEK, Z. Innovation in an existing backpressure turbine for ensure better sustainability and flexible operation. Energies, 2019, roč. 12, č. 14, s. 1-20. ISSN: 1996-1073
- [A8] HROMÁDKA, A., Inovace protitlakové turbíny pro zajištění lepší udržitelnosti a flexibilního provozu. In Elektrotechnika a informatika 2019. Elektrotechnika, elektronika, elektroenergetika. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019. s. 25-28. ISBN: 978-80-261-0871-9
- [A9] HROMÁDKA, A., SIROVÝ, M. Matematické modely vybraných subsystémů technologie sekundárního okruhu a vlastní spotřeby JE. Západočeská univerzita v Plzni, 2019.
- [A10] HROMÁDKA, A., JIŘIČKOVÁ, J., MARTÍNEK, Z., SIROVÝ, M. Operation assessment of cogeneration power plant by thermodynamic model. In Proceedings of the 10th International Scientific Symposium on Electrical Power Engineering (ELEKTROENERGETIKA 2019). Košice: Technical University of Košice, 2019. s. 32-37. ISBN: 978-80-553-3324-3

Ostatní publikace a výstupy studenta

- [B1] HROMÁDKA, A. Dynamická stabilita v elektrizační soustavě ČR. In Elektrotechnika a informatika 2016. Elektrotechnika, elektronika, elektroenergetika. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2016. s. 173-176. ISBN: 978-80-261-0516-9
- [B2] HROMÁDKA, A. Výpočet charakteristik dynamické spolehlivosti elektrárenského bloku. In Elektrotechnika a informatika 2017. Elektrotechnika, elektronika, elektroenergetika. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2017. s. 175-178. ISBN: 978-80-261-0712-5
- [B3] HROMÁDKA, A., JIŘIČKOVÁ, J., MARTÍNEK, P. Analýza neplánovaných odstávek jaderné elektrárny Temelín. Západočeská univerzita v Plzni, 2017.
- [B4] HROMÁDKA, A., SIROVÝ, M., VINŠ, M. Určení okrajových podmínek pro komplexní modelování sekundárního okruhu JETE. Západočeská univerzita v Plzni, 2018.
- [B5] HROMÁDKA, A., SIROVÝ, M. Expertní systém pro optimalizaci paralelních čerpacích systémů. 2018.
- [B6] HROMÁDKA, A., SIROVÝ, M., VINŠ, M. Možnosti tvorby grafického uživatelského rozhraní fyzikálních modelů ze softwaru Dymola. Západočeská univerzita v Plzni, 2018.
- [B7] JIŘIČKOVÁ, J., MARTÍNEK, Z., HROMÁDKA, A. Analýza scénáře 3A.2.2.6: únik ze smyčky vedoucí k vylití žlabů XL/ E-1 s následným přechodem do scénáře 3B.5.2.2: zaplavení hermetické zóny. Západočeská univerzita v Plzni, 2018.
- [B8] HROMÁDKA, A., MARTÍNEK, Z. Usability assessment of mathematical models of the bathtub curve. In Proceedings of the 2019 20th International Scientific Conference on Electric Power Engineering (EPE). Piscataway: IEEE, 2019. s. 151-155. ISBN: 978-1-72811-333-3 , ISSN: 2376-5623