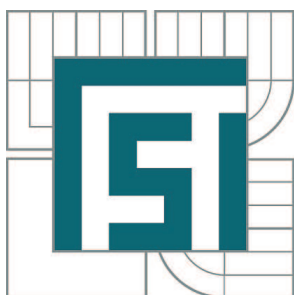


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

TEPELNÉ MOTORY PRO VYUŽÍVÁNÍ ODPADNÍHO TEPLA

HEAT ENGINES FOR WASTE HEAT UTILIZATION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PAVEL MACHÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAN JEDELSKÝ, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2009/10

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Macháček Pavel

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Tepelné motory pro využívání odpadního tepla

v anglickém jazyce:

Heat engines for waste heat utilization

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Snaha o efektivní využívání zdrojů odpadního resp. nízkopotenciálního tepla je jedním z rysů energetiky současnosti. Pro přeměnu tepelné energie na mechanickou práci se začínají používat některé netradiční tepelné oběhy (Stirlingův cyklus, Organický Rankinův cyklus, Kalinův cyklus a další) s lepší efektivitou než standardní technologie. Tato práce je zaměřena na zmapování současných konstrukcí těchto motorů a porovnání jejich technických parametrů.

Cíle bakalářské práce:

Popis 3-4 netradičních tepelných oběhů s uvedením typických aplikací. Rešerše několika tepelných motorů využívajících tyto oběhy, získání informací o provozních parametrech (instalované výkony, teploty na vstupech, používané média, konstrukce, typ zdroje tepla). Sestavení diagramu tepelného oběhu, výpočet termické účinnosti, specifikace několika porovnávacích kritérií a porovnání oběhů.

Seznam odborné literatury:

- [1] B. Milton "Thermodynamics-Combustion and Engines", Chapman & Hall, 1995.
[2] PAVELEK, M. a kol.: Termomechanika. Učební texty vysokých škol. VUT FSI, Brno 2003.
[3] G. Walker., Stirling Engines, (1980),17, Oxford Univ. Press.
[4] Liu, B.-T., K.-H. Chien, C.-C. Wang. 2004. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery, Energy 29: 1207-1217.
[5]
[6] http://www.ieabcc.nl/meetings/task32_Beijing_WS/A3%20Presentation%20ORC%20Stirling.pdf
[7] <http://www.bios-bioenergy.at/en/waste-heat-utilisation.html>
[8] <http://www.sero.se/Filer/Husavik.pdf>
[8] informace dostupné z webu výrobců a provozovatelů těchto zařízení

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Jedelský, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 11.11.2009



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato práce se zabývá tepelnými oběhy pro využití odpadního tepla a jejich srovnáním.

V první části jsou popisovány jednotlivé tepelné oběhy, jejich základní modifikace a princip činnosti, jejich výhody a nevýhody a typické aplikace.

Druhá část je věnována technickým parametrům, vytvoření idealizovaných modelů těchto oběhů na základě získaných dat. Je zde také provedeno jejich srovnání.

Abstract

This thesis deals with heat cycles for waste heat utilization and their comparison.

The first part describes particular heat cycles, their basic modifications and working principle, their advantages and disadvantages and typical applications.

The second part is dedicated to technical parameters and creating of idealized models of those cycles on the basis of gained data. The comparison of the cycles is also done.

Klíčová slova

Stirlingův cyklus, organický Rankinův cyklus, Braytonův cyklus, Kalinův cyklus, odpadní teplo, tepelný oběh.

Keywords

Stirling cycle, organic Rankine cycle, Brayton cycle, Kalina cycle, waste heat, heat cycle.

Bibliografická citace

MACHÁČEK, P. *Tepelné motory pro využívání odpadního tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 38 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Jedelský, Ph.D.

Čestné prohlášení

„Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně bez cizí pomoci. Vycházel jsem pouze ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury. Veškeré zdroje, ze kterých jsem čerpal, řádně cituji a jsou uvedeny v seznamu použité literatury.“

15.5.2010 v Brně

Pavel Macháček

Poděkování

„Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Janu Jedelskému, Ph.D. za poskytnutí odborných rad, informací a zapůjčení odborné literatury.“

OBSAH

1	ÚVOD	9
2	TECHNOLOGIE PRO VYUŽÍVÁNÍ ODPADNÍHO TEPLA	11
2.1	Stirlingův cyklus	11
2.1.1	Modifikace Stirlingova motoru	11
2.1.2	Princip činnosti Stirlingova motoru	12
2.1.3	Porovnání ideálního a reálného Stirlingova oběhu	13
2.1.4	Výhody a nevýhody	14
2.1.5	Typické aplikace	14
2.2	Organický Rankinův cyklus	15
2.2.1	Rozdělení ORC podle uspořádání cyklu	15
2.2.2	Princip činnosti ideálního ORC s rekuperátorem	16
2.2.3	Porovnání ideálního cyklu s reálným	17
2.2.4	Výhody a nevýhody	17
2.2.5	Typické aplikace	18
2.3	Plynová turbína s externím spalováním	18
2.3.1	Typy EFGT	19
2.3.2	Princip činnosti otevřeného EFGT	19
2.3.3	Porovnání ideálního a reálného cyklu	19
2.3.4	Výhody a nevýhody	20
2.3.5	Typické Aplikace	21
2.4	Kalinův cyklus.....	21
2.4.1	Princip činnosti.....	22
2.4.2	Výhody a nevýhody	22
2.4.3	Typické aplikace	22
3	PARAMETRY REÁLNÝCH OBĚHŮ.....	23
3.1	Stirlingův motor	23
3.2	ORC.....	23
3.3	Kalinův cyklus.....	24
4	VÝPOČET PARAMETRŮ.....	25
4.1	Stirling.....	25
4.2	ORC.....	27
4.3	EFGT	28
5	POROVNÁNÍ OBĚHŮ.....	30
5.1	Závislost na účinnosti regenerátoru (rekuperátoru)	30
5.2	Závislost na maximální teplotě	31
6	ZÁVĚR.....	33
7	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	34
8	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	37
9	SEZNAM PŘÍLOH	38

1 ÚVOD

V současné době se spotřeba energií ve světě zvyšuje a tento trend má dále pokračovat. S výrobou energie souvisí zvýšená těžba primárních zdrojů. Zásoba těchto zdrojů, které nyní pokrývají většinu energetické spotřeby, se snižuje. Získávání energie z těchto zdrojů s sebou přináší negativní vliv na životní prostředí. Z těchto důvodů je třeba využívat energii efektivně. Jednou z možností, jak s energií efektivněji zacházet, je využití odpadního tepla. Mezi odpadní teplo např. patří:

- Teplo obsažené v horkých kondenzátech;
- teplo ze spalin odcházejících do komínů z kotlů průmyslových pecí;
- teplo vznikající chladnutím tepelně zpracovávaných výrobků.

Odpadní teplo může mít různou teplotu. Z tohoto hlediska ho můžeme podle [1] rozdělit na:

1) Odpadní teplo s teplotou pod 100°C

Může být použito pro vytápění, pro tepelná čerpadla, nebo k přeměně na jiný druh energie, např. na elektrickou. Takové teplo může využít např. Kalinův cyklus.

2) Odpadní teplo s teplotou mezi 100 a 400°C

Takové teplo uvolněné do atmosféry představuje důležitou část z celkových tepelných emisí. Využití tohoto tepla by přineslo značné úspory pro průmysl. Toto teplo může být využito tepelnými čerpadly, organickým Rankinovým cyklem atd.

3) Odpadní teplo nad 400°C

Takové teplo vzniká ve sklárnách, hutnictví železa a barevných kovů, chemických provozech atd. Zdrojem je obvykle horký plyn, ale také chladicí voda atd. Toto teplo je používáno pro předehřívání vzduchu pro spalování, při výrobě elektřiny a pro dodávání tepla vytápěcím systémům.

Výhody využití odpadního tepla všeobecně dělí na přímé a nepřímé. Přímou výhodou je, že využití odpadního tepla se přímo podílí na účinnosti procesu. Zvýšením účinnosti se snižují náklady, a tím pádem se může snížit i cena výrobku, což je v současné době vysoké konkurence ve všech odvětvích velice důležité. Mezi nepřímé výhody patří snížení produkce spalin. Při spalování unikají do prostředí toxické látky (např. oxid uhelnatý), které jsou pro přírodu škodlivé. Pokud množství energie vzniklé spalováním je dostačující i bez využití odpadního tepla, můžeme při jeho využití snížit množství spalovaného paliva pro získání stejného množství energie. Na snížení produkce spalin navazuje snížení velikosti zařízení, která se spalinami manipulují, např. ventilátory. Tato zařízení už nemusejí být tak výkonná, což souvisí s cenou těchto zařízení. Pokud se sníží výkon těchto zařízení, sníží se množství energie potřebné pro jejich provoz.

Z informací na webových stránkách Ministerstva průmyslu a obchodu [2] vyplývá, že se v dalších letech plánuje zvyšování spotřeby obnovitelných a druhotných zdrojů energie. Využití odpadního tepla má v této roli hrát velmi malou úlohu, plánuje se především zvýšení spotřeby biomasy. Proto se tato práce nezabývá pouze využitím odpadního tepla, ale využitím i jiných energetických zdrojů pro tyto technologie. Stirlingův cyklus dokáže například využít energii vzniklou spalováním fosilních paliv nebo biomasy, podobně jako Plynová turbína s vnějším spalováním. Kalinův cyklus využívá nejčastěji geotermální energii. Organický Rankinův cyklus dokáže využít solární energii. Aplikace těchto technologií je široká a účinnosti relativně vysoké, proto je třeba se jimi zabývat a využívat jejich potenciál.

2 TECHNOLOGIE PRO VYUŽÍVÁNÍ ODPADNÍHO TEPLA

2.1 Stirlingův cyklus

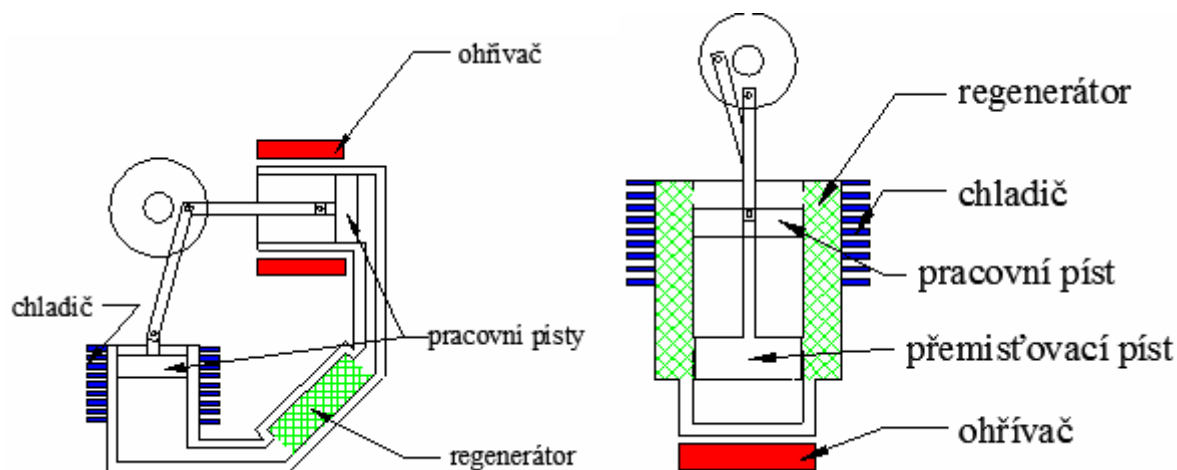
Stirlingův motor, známý také jako horkovzdušný motor, si nechal v roce 1816 patentovat skotský pastor Robert Stirling. V letech 1827 a 1840 obdržel další dva patenty pro zdokonalené varianty svého stroje. Na jeho počest nesou tyto motory jeho jméno. V 19. a 20. století vznikaly různé aplikace těchto motorů, které např. pumpovaly vodu. Malé motory mohly dokonce pohánět domácí ventilátory nebo šicí stroje. Používaly se různé druhy paliv (kapalná, pevná i plynná). V té době byl Stirlingův motor limitován především metalurgickými možnostmi své doby. Z těchto důvodů byl vytlačen elektromotory a spalovacími motory. Technologický rozvoj výroby materiálů v 50. letech 20. století umožnil další rozvoj Stirlingova motoru [3].

2.1.1 Modifikace Stirlingova motoru

Z konstrukčního hlediska rozlišujeme tři základní modifikace Stirlingova motoru:

1) Alfa modifikace

Obsahuje dva písty ve dvou různých válcích, jak je znázorněno na obrázku 1. Jeden je „teplý“ a druhý „studený“. Chladič, regenerátor a ohříváč jsou umístěny mezi těmito válci. Teplý válec je umístěn uvnitř vysokoteplotního prostoru, studený v nízkoteplotním prostoru. Toto provedení umožňuje snížení měrné hmotnosti na jednotku výkonu, je velmi rozšířené.



Obr. 1: Alfa modifikace (vlevo) a beta modifikace (vpravo) Stirlingova motoru [4]

2) Beta modifikace

V jednom válci se pohybují dva písty podle obrázku 1. Přemísťovací píst pouze přemísťuje plyn z teplého prostoru do chladného prostoru a naopak. Pracovní píst koná práci.

3) Gama modifikace

Tyto motory obsahují dva písty, z nichž jeden je přemísťovací a druhý pracovní. Každý z nich se pohybuje ve vlastním válci. Tato modifikace se objevuje u modelů Stirlingova motoru a u motorů o malých výkonech. Gama modifikace je na obrázku 2.

2.1.2 Princip činnosti Stirlingova motoru

Princip činnosti Stirlingova motoru s regenerátorem pro gama modifikaci podle [5], [6]:

1) 1-2 Izotermická komprese

V první fázi je většina plynu v kontaktu s chladnou částí, plyn se ochlazuje, dochází ke kontrakci, pracovní píst se pohybuje dolů. Teplo je přenášeno z pracovní látky do chladiče.

2) 2-3 Izochorický ohřev

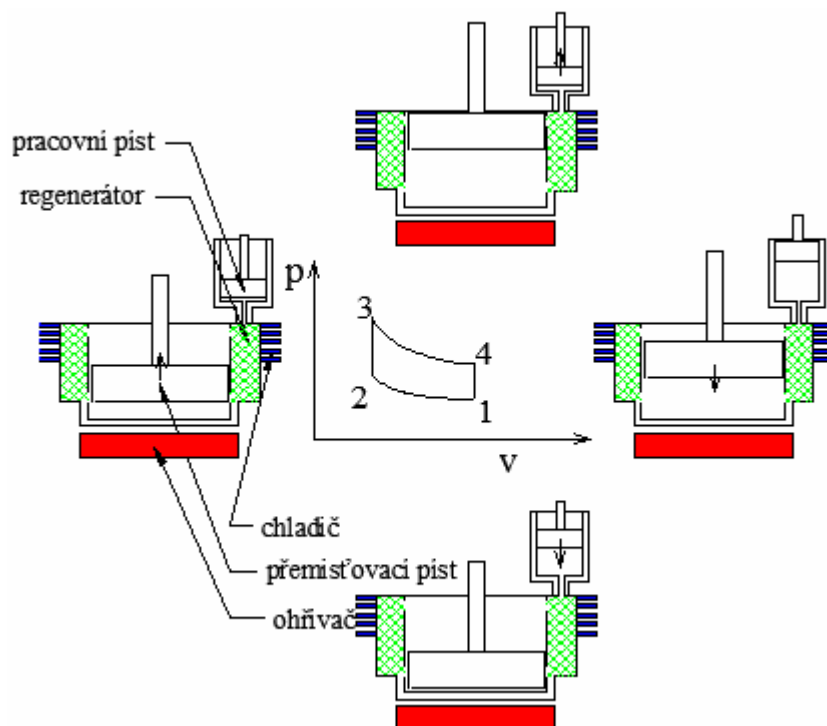
V druhé fázi se díky setrvačnému momentu pohybuje přemísťovací píst směrem k chladné části. Teplo je přenášeno z regenerátoru do pracovní látky.

3) 3-4 Izotermická expanze

Ve třetí fázi je většina plynu v kontaktu s teplou částí. Plyn se ohřívá a expanduje, pracovní píst se pohybuje nahoru. Teplo je přenášeno k pracovní látce z vnějšího zdroje.

4) 4-1 Izochorické ochlazování

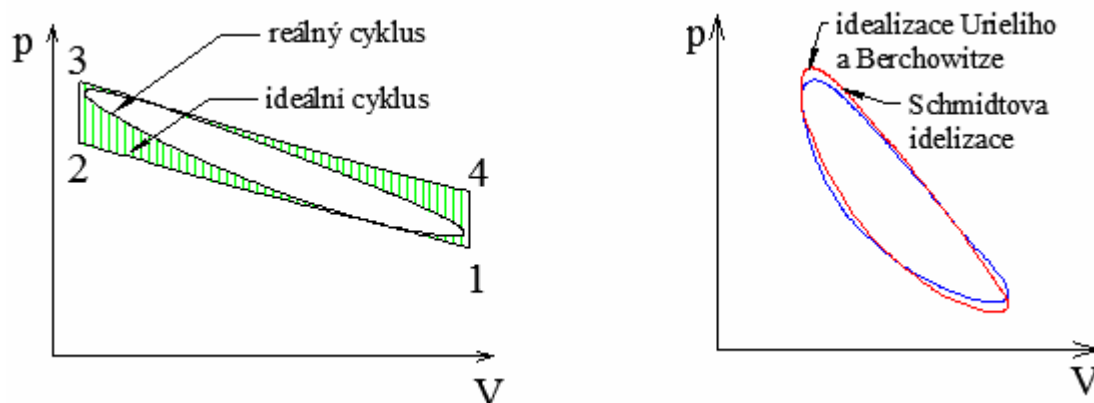
Ve čtvrté fázi setrvačný moment umožní pohyb pístu směrem k teplé části. Plyn je přesouván ke chladnému konci. Teplo je přenášeno z pracovní látky k regenerátoru.



Obr.2: Gama modifikace Stirlingova motoru [6]

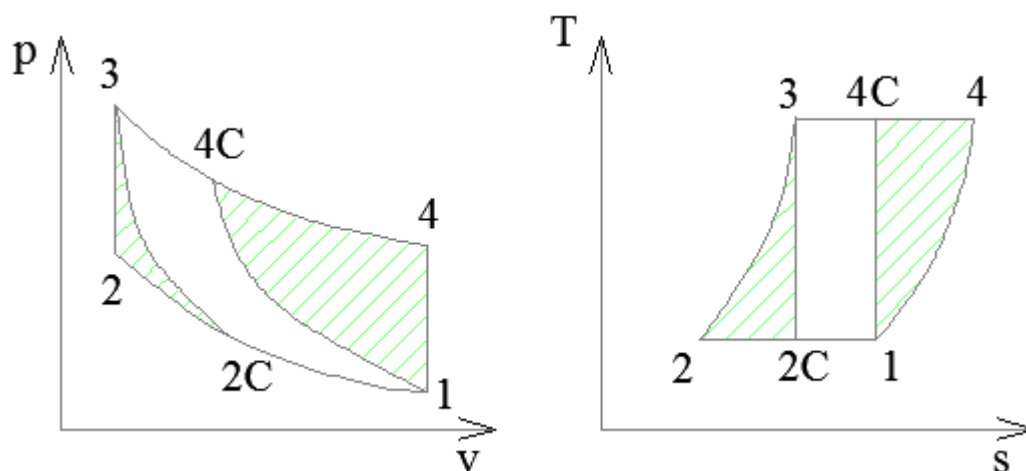
2.1.3 Porovnání ideálního a reálného Stirlingova oběhu

Skutečný termodynamický cyklus se od reálného značně liší, jak je patrné z obrázku 3. Je to způsobeno např. nedokonalými izotermickými podmínkami, únikem tepla do okolí atd. [7]. Z těchto důvodů je účinnost ideálního cyklu vyšší než reálného.



Obr.3: Znáznornění reálného a ideálního diagramu v p-V diagramu [7] a různých idealizací [8]

Ideální cyklus je od reálného značně vzdálený, proto se pro návrh Stirlingova motoru používají analytické nebo numerické modely, případně se vychází ze zkušeností konstruktéra. Mezi tyto modely patří například Schmidtův model nebo model Urieliho a Berchowitze [8].



Obr.4: Carnotův a Stirlingův cyklus v p-v a T-s diagramu, body označené písmenem C jsou body Carnotova cyklu [6]

Termická účinnost ideálního Stirlingova cyklu s ideálním regenerátorem je stejná jako termická účinnost Carnotova cyklu pro stejné vstupní a výstupní teploty. Pro ideální regenerátor je teplo odvedené během 4-1 absorbováno tímto regenerátorem a uvolněno pracovní látce během 2-3. Srovnání je na obrázku 4.

2.1.4 Výhody a nevýhody

Výhody a nevýhody byly čerpány z [9] a [5].

1) Výhody:

- Ke spalování nedochází přímo v motoru, ale mimo něj, proto lze použít téměř jakéhokoliv druhu paliva;
- lze využít odpadní teplo, geotermální i solární energii, tu převést na mechanickou práci a dále na elektřinu;
- většina Stirlingových motorů má ložiska a těsnění na chladicí straně, nepotřebují tedy tolik maziva;
- motor není třeba často kontrolovat, intervaly kontrol jsou v řádech 5000-10000 hodin, pracovní látka totiž není v přímém kontaktu se spaliny;
- nízká hlučnost, plynulý chod, nízké vibrace;
- při správné konstrukci má motor díky vnějšímu spalování nižší emise než spalovací motory;
- protože operují s nižšími tlaky, jsou bezpečnější než parní motory;
- motor je celkově menším komplexem než jiné pístové motory, nejsou potřeba ventily a palivový systém je jednoduchý.

2) Nevýhody:

- Vyrábí se v menších počtech, což zvyšuje cenu;
- použití speciálních materiálů, požadována odolnost proti korozi, odolnost vůči vysokým teplotám;
- pomalejší regulace výkonu;
- nemůže pracovat okamžitě, musí být nejdříve „zahřát“;
- chladicí teplota je požadována co nejnižší z důvodu dosažení maximální termické účinnosti, což výrazně zvětšuje velikost chladiče a omezuje jeho použití jako motoru v automobilech.

2.1.5 Typické aplikace

V současnosti se tyto motory používají především pro výrobu elektrické, popř. tepelné energie. Stirlingův motor má omezený rozsah působnosti. Jeho konkurentem je v současnosti především spalovací motor. Výrobní náklady Stirlingova motoru jsou 2-3× vyšší než u motoru s vnitřním spalováním se stejným výkonem [3]. Je tedy třeba pečlivě vybírat aplikace, pro které je Stirlingův motor vhodný. V současné době je Stirlingův motor vhodný zejména pro následující aplikace:

- **Solární elektrárny**

Používají se zrcadlová pole, která odrazí paprsky do jednoho místa, kam se nainstaluje Stirlingův motor. Stirlingův motor je jediný pístový motor, který dokáže přeměnit sluneční energii přímo na mechanickou a následně elektrickou energii. V porovnání s ostatními technologiemi dosahuje tato technologie vyšších účinností. Pracovní látkou těchto motorů je vodík nebo helium. Účinnost přeměny tepelné energie na elektrickou je u nejlepších motorů 40 % [6], [9].

- **Námořnictví**

Stirlingův motor může sloužit jako pohonná jednotka ponorky. V těch je stlačený kyslík, který je potřeba pro spalování paliva. Tyto ponorky dnes mohou být pod vodou od několika dní do dvou týdnů [10].

- **Výroba energie spalováním paliv**

Teplo je motoru poskytováno z hořáku, který může spalovat pevná (pelety, dřevo), kapalná (nafta) i plynná (bioplyn, zemní plyn) paliva. Výhodou oproti ostatním motorům je, že spalování probíhá mimo motor.

2.2 Organický Rankinův cyklus

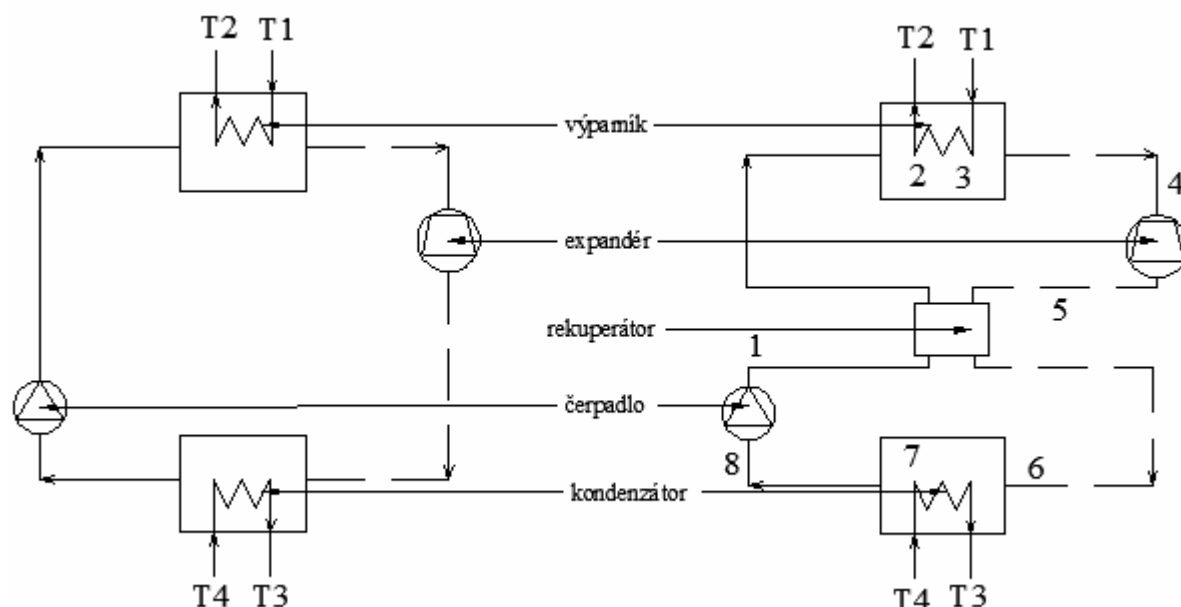
Rankinův cyklus je termodynamický cyklus, který převádí teplo na práci. Jako pracovní látka je obvykle použita voda. Rankinův cyklus využívající vodu produkuje přibližně 85 % světové produkce elektřiny. Je pojmenován po skotském inženýrovi a fyzikovi Williamu Johnovi Macquorn Rankinovi, který vyvinul kompletní teorii parního motoru. Brzy se začaly objevovat cykly, které využívaly jiné pracovní látky než vodu, jako například organický Rankinův cyklus (dále jen ORC). Tato technologie byla seriózně vyvíjena během 20. století. Důležité studie byly provedeny po 2. světové válce v Rusku, USA a Izraeli. ORC umožňuje kogeneraci (kombinovaná výroba el. energie a tepla) z nízkopotenciálního tepla (tepla o nízké teplotě). To umožňuje právě použití organické látky jako látky pracovní, která má oproti vodě při daných podmínkách lepší vlastnosti (nižší teplota varu). Dnes mají tyto cykly výkony v řádech MW, jsou ale vhodné i pro nižší výkony [11].

2.2.1 Rozdělení ORC podle uspořádání cyklu

1) Bez rekuperátoru

Na konci expanze má pracovní médium vyšší teplotu, než je teplota kondenzace. Médium odcházející z čerpadla má naopak nižší teplotu, než je teplota vypařování. V rekuperátoru je teplo z média o vyšší teplotě předáno médiu o nižší teplotě. Tímto dochází k zvýšení účinnosti procesu. ORC bez rekuperátoru má tedy nižší účinnost, ale je jednodušší.

2) S rekuperátorem



Obr.5: ORC bez rekuperátoru (vlevo) a s rekuperátorem (vpravo) [12]

2.2.2 Princip činnosti ideálního ORC s rekuperátorem

Princip činnosti je popsán podle [12] pro ORC s rekuperátorem z obrázku 5.

1) Izobarické vypařování (1-4)

Kondenzát je ohříván v rekuperátoru. Do výparníku vchází médium o teplotě T_1 , kde předává teplo sekundárnímu obvodu s pracovním médiem. Dochází k vypařování média. Předpokládají se nulové ztráty tlaku v tepelném výměníku.

Ohřívání může být rozděleno do tří částí: přehřívání (1-2), vypařování (2,3) a přehřívání (3-4).

2) Izoentropická expanze (4-5)

Páry se rozpínají v turbíně, která je připojena na generátor, který produkuje elektrickou energii. Předpokládá se, že expandér nevyměňuje teplo s prostředím, nulové ztráty třením atd.

3) Izobarická kondenzace (5-8)

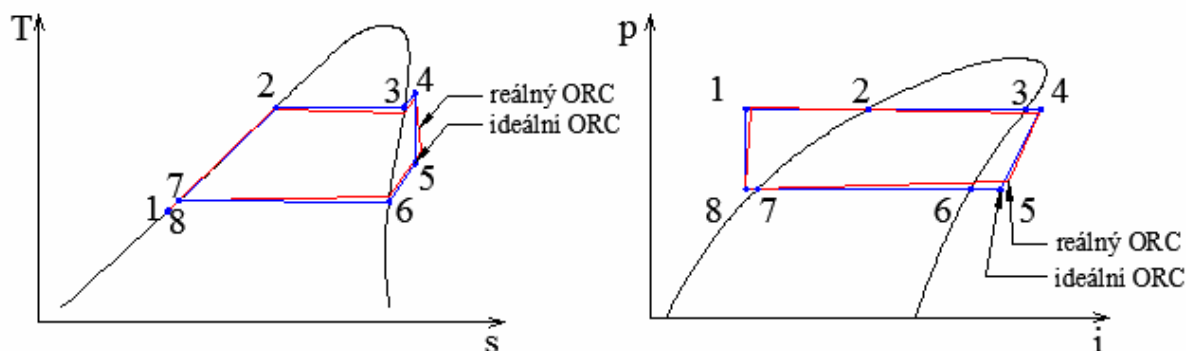
Páry jsou ochlazeny v rekuperátoru, poté kondenzují v kondenzátoru. Teplota T_3 je vyšší než teplota T_4 , může být využita např. pro vytápění.

Ochlazování může být rozděleno na chlazení přehřáté páry (5-6), kondenzaci (6-7) a přechlazení (7-8).

4) Izoentropické čerpání (8-1)

Čerpadlo čerpá kondenzát.

2.2.3 Porovnání ideálního cyklu s reálným



Obr.6: Porovnání ideálního a reálnějšího ORC v T-s a p-i diagramu [11]

Reálný cyklus má nižší účinnost než ideální cyklus. Například při expanzi je pouze část energie přeměněna na práci (obrázek 6). Zbytek se přemění na teplo. V tepelném výměníku prochází pracovní médium klikatou cestou, aby byla zajištěna dobrá tepelná výměna, ale sníží se i tlak, takže i využitelná energie. V pumpě nastávají elektro-mechanické ztráty atd. [12].

2.2.4 Výhody a nevýhody

Výhody a nevýhody čerpány z [13].

1) Výhody:

- Systém dokáže využívat teplo s relativně nízkou teplotou;
- vysoká pracovní spolehlivost při nízkých provozních nákladech;
- jednotlivá pracovní média není třeba upravovat;
- vyšší účinnosti oproti parní turbíně, zejména při částečném zatížení;
- turbína má nižší otáčky, což umožňuje přímý pohon generátoru;
- kotle mají z důvodu nižšího tlaku, teploty a chemických vlastností pracovní látky až dvojnásobnou životnost tlakových dílů oproti parní turbíně;
- oproti parní turbíně mají lopatky nižší opotřebení z důvodu nepřítomnosti kapiček;
- minimální nároky na stavbu a požadovaný prostor oproti parní turbíně;
- nenáročnost na obsluhu zařízení, nízká hlučnost;
- zařízení dosahuje z důvodu nižších tlaků a teplot vyšších životností;
- možnost regulace turbosoustrojí v celém výkonovém rozsahu;
- pracovní médium není korozivní.

2) Nevýhody:

- Menší zkušenost s tímto systémem;
- relativně vysoké investiční náklady;
- oproti parnímu Rankinově cyklu je potřeba přídavný olejový cyklus;
- pracovní média jsou vesměs hořlavá;
- vysoké nároky na těsnost systému.

2.2.5 Typické aplikace

- **Využití odpadního tepla**

Využití odpadního tepla je nejdůležitější oblastí vývoje ORC. Může být aplikován v teplárnách a elektrárnách nebo v průmyslových i zemědělských procesech, jako je kvašení, výfuky z pecí atd.

- **Elektrárny na biomasu**

Biomasa je dostupná všude na světě a může být použita pro produkci elektrické energie. Problémem jsou vysoké investiční náklady do zařízení, které se snižují s nižšími tlaky v ORC elektrárnách. ORC může být použit i pro menší elektrárny. Typické využití se nabízí u kotlen na biomasu, kde se primární energie využije na výrobu tepla i elektrické energie. Účinnost takového systému je cca 85 %. Toto je velká výhoda, protože např. celková účinnost klasické tepelné elektrárny, kde se teplo z kondenzace nevyužije, je cca 30 % [13].

- **Geotermální elektrárny**

Geotermální zdroje tepla se pohybují v rozmezí od 50 do 350 °C, což je pro ORC ideální. Nicméně je třeba mít na paměti, že pro ORC využívající nízkoteplotní zdroje tepla (menší než 100 °C) je účinnost velmi nízká a podstatně závisí na teplotě chladiče [14].

- **Solární elektrárny**

ORC může využít solární energie nahrazením Rankinova parního cyklu. Může pracovat při nižších teplotách, s vyšší účinností [14].

2.3 Plynová turbína s externím spalováním

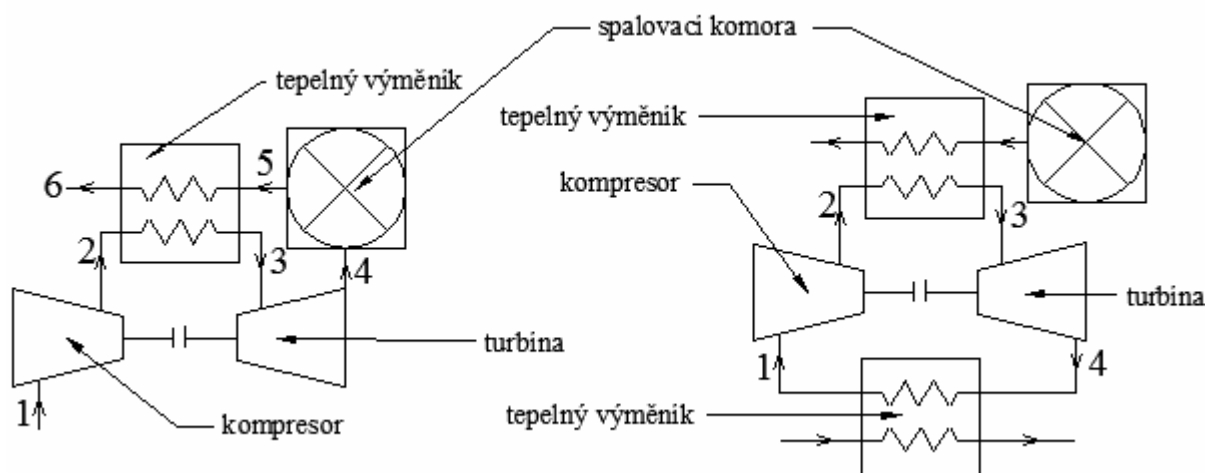
Základní cyklus plynové turbíny je pojmenován po bostonském inženýrovi Georgovi Braytonovi, který jako první navrhnul Braytonův cyklus v druhé polovině 19. století. Nyní se Braytonův cyklus používá pro ty plynové turbíny, kde se komprese a expanze uskutečňují v rotačním stroji. Dnes existují dvě hlavní oblasti použití plynových turbín – letectví a výroba elektrické energie.

Plynová turbína s externím spalováním (Externally fired gas turbine), dále jen EFGT, se od klasického Braytonova cyklu liší tím, že spalovací komora není přímo připojena ke plynové turbíně. Výfukové plyny při spalování nejsou v přímém kontaktu s lopatkami turbíny. Plynové turbíny s přímým a nepřímým spalováním jsou si v koncepci podobné a termodynamicky je popisuje Braytonův cyklus. Myšlenka vnějšího spalování u plynové turbíny není nová. Mezi 30. a 60. lety minulého století nebyla k dispozici „čistá“ paliva jako zemní plyn za nízké ceny pro produkci elektrické energie. Byla používána „špinavá“ paliva, která mohla být použita jen pro (co se týče plynové turbíny) plynovou turbínu s vnějším spalováním [15].

2.3.1 Typy EFGT

1) Uzavřený cyklus

V uzavřeném cyklu je pracovní médium vráceno zpět do kompresoru po ochlazovacím procesu (obrázek 7).



Obr.7: Otevřený (vlevo) a uzavřený (vpravo) EFGT [16]

2) Otevřený cyklus

Otevřený cyklus je popsán v následující části pro obrázek 7.

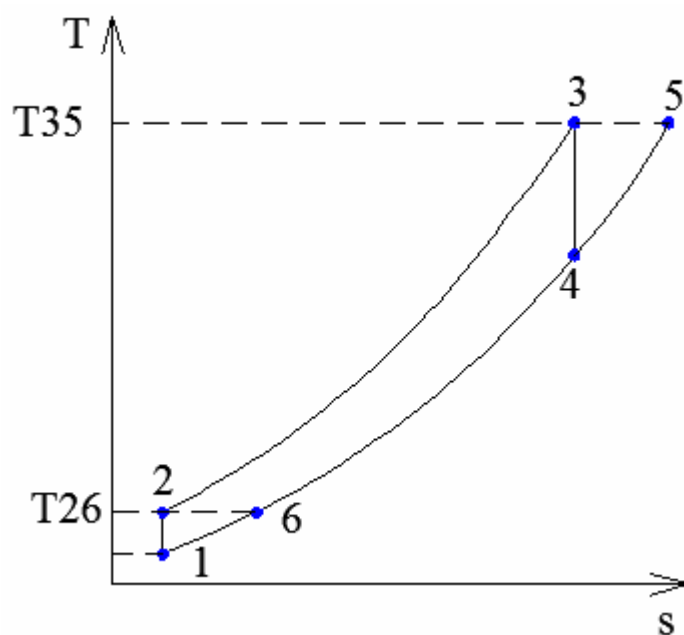
2.3.2 Princip činnosti otevřeného EFGT

Princip činnosti je popsán pro otevřený EFGT. V tomto cyklu je pracovní médium vyhozeno do prostředí po ochlazovacím procesu, nebo může být dodáno do spalovací komory jako zdroj tepla a kyslíku. Popsáno podle [16].

- 1) Izoentropická komprese (1-2);
- 2) Izobarický ohřev ve vysokoteplotním tepelném výměníku (2-3);
- 3) Izoentropická expanze (3-4);
- 4) Izobarické zvýšení teploty v spalovací komoře (4-5);
- 5) Izobarické ochlazení ve vysokoteplotním tepelném výměníku (5-6).

2.3.3 Porovnání ideálního a reálného cyklu

Reálný oběh se od ideálního značně liší. Části oběhu se realizují se ztrátami a pracovní látkou není ideální plyn. Pracovní médium plynových oběhů se ideálnímu plynu přibližuje, takže tato skutečnost není příliš důležitá. V reálném cyklu dochází ke ztrátám tlaku, kompresor zpracovává větší tlakový spád než turbína. Dále kompresor a turbína pracují s určitou účinností, nepracují ideálně [17]. Ideální EFGT je na obrázku 8.



Obr.8: Ideální EFGT v T-s diagramu [16]

2.3.4 Výhody a nevýhody

Některé výhody a nevýhody nalezeny na [15].

1) Výhody:

- Podobně jako u Stirlingova motoru se může použít různý typ paliva (pevná, kapalná i plynná), nezáleží na tom, jestli je palivo „čisté“ nebo „špinavé“;
- oproti Rankinově cyklu má vyšší termodynamickou účinnost, EFGT má totiž vyšší vstupní teplotu do turbíny s nižším tlakem;
- od spalování po ohřívání pracovního média pro turbínu, spalování probíhá při atmosférickém tlaku, což je výhodnější než použití zařízení pro vstřikování a stlačování paliva – toto zjednodušuje systém a snižuje provozní náklady;
- pro otevřený cyklus je většinou pracovní médium čistý vzduch, což snižuje poškození a erodování kompresoru nebo lopatek turbíny, zvyšuje se životnost systému;
- změna mezi typy paliva je mnohem jednodušší ve srovnání s plynovou turbínou s přímým spalováním, nejsou potřeba téměř žádné úpravy.

2) Nevýhody:

- Oproti plynové turbíně s přímým spalováním má nižší účinnost z důvodu nižší vstupní teploty do turbíny;
- vyšší složitost systému.

2.3.5 Typické Aplikace

Pro plynovou turbínu s vnějším spalováním může být využito jakékoliv teplo o dostatečné teplotě.

- **Solární energie**

Jednou z možností je využití solární energie. V solárním tepelně-elektrickém systému má EFGT stejnou roli jako Stirlingův motor. Solární teplo z kolektoru je zaměřeno na horkovzdušný tepelný výměník a buď sám, nebo s podporou spalování paliva v spalovací komoře ohřívá pracovní médium, které vstoupí do turbíny. Pro menší elektrárny jsou vhodné parabolické kolektory, zatímco pro větší elektrárny jsou vhodnější solární věže.

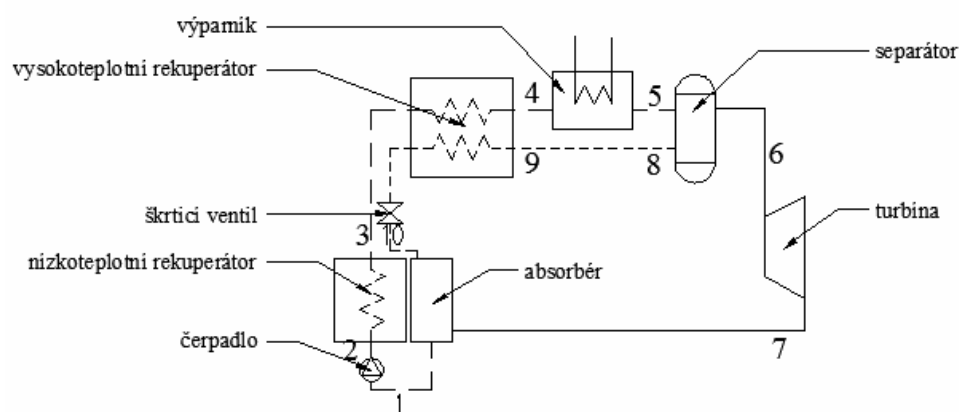
- **Elektrárny na biomasu a jiná paliva**

Pro spalování biomasy v těchto systémech jsou dvě možnosti

- o Pro biomasu v pevném stavu by měl být jemně spalovaný materiál ve spalovací komoře spojen s vírovým odprašovačem ke snížení množství částic ve výfukovém plynu a v případě nízkého bodu tání částic také k odstranění kapalných usazenin.
- o Surový plyn z tepelného zplyňování může být využit bez odstraňovače dehtu, jelikož vyšší uhlovodíky jsou štěpeny při obecně vyšší teplotě v spalovací komoře. Bioplyn prochází filtrem, kde jsou odstraněny pevné částice předtím, než se plyn dostane do standardního hořáku. Odpadní teplo z rekuperátoru může být použito pro sušení a přehřívání biomasy [18].

2.4 Kalinův cyklus

Kalinův cyklus v 80. letech 20. století vynalezl a nechal si patentovat Dr. Alexander Kalina, Rus žijící v USA. Kalinův cyklus je modifikací Rankinova cyklu, který využívá kapalinu s nízkým bodem varu – roztok amoniaku ve vodě, namísto „čisté“ kapaliny (obvykle vody). První významnější projekt vznikl na poč. 90. let v Kalifornii, USA, na přelomu století také v Japonsku a na Islandě. Oproti ORC je tato technologie dodnes velice málo rozšířena.



Obr.9: Schéma Kalinova cyklu [19]

2.4.1 Princip činnosti

Princip činnosti je popsán pro obrázek 9. Tento cyklus začíná za absorbérem (1) při nízkém tlaku. Médium je čerpáno čerpadlem (2) za zvyšování tlaku. Médium je předeřháto v nízkoteplotním (3) a vysokoteplotním (4) rekuperátoru předtím, než dorazí do výparníku. Ve výparníku je směs zahřáta, dojde k částečnému vypaření (5). Kapalina s parou pokračují do separátoru, kde jsou rozděleny na výpary (6) a kapalinu (8). Sytá pára o vysokém tlaku vstupuje do turbíny a rychle expanduje a snižuje svou teplotu (7). Kapalina ze separátoru (8), poté co odevzdá část tepla ve vysokoteplotním výměníku (9), snižuje tlak ve škrticím ventilu (10). Poté se médium z (10) a (7) smísí v absorbéru a zkondenzuje [19].

2.4.2 Výhody a nevýhody

1) Výhody:

- Kalinův cyklus dosahuje vyšších účinností než ORC, ale jen pro určité teploty;
- vypařování a kondenzace s velkým teplotním rozsahem, což je vhodné pro přírodní tepelné zdroje, záleží na koncentraci amoniaku ve vodě;
- amoniak nemá GWP (potenciál globálního oteplování) ani ODP (schopnost odbourávat ozon) vlastnosti.

2) Nevýhody:

- Cyklus využívá směs vody a amoniaku, koncentrace směsi se mění. Na to je potřeba drahá technologie;
- turbína představuje kritickou komponentu cyklu pro vysoký tlak, musí mít vysoké otáčky za účelem dosažení uspokojivých adiabatických účinností;
- materiály komponent musí být odolné vůči korozi a vůči vysokým tlakům;
- tato technologie zatím není příliš prozkoumaná a používaná;
- amoniak má toxický potenciál, je ho ale možné detekovat již při nízkých hladinách a díky jeho využívání vznikají cenné zkušenosti v této oblasti.

2.4.3 Typické aplikace

- **Využití geotermální a solární energie a odpadního tepla**
- **Využití energie moří a oceánů**

Oproti Rankinově cyklu přináší několik vylepšení. Pára odcházející z turbíny je před vstupem do kondenzátoru zkapalněna v absorbéru. Aby se zvýšila účinnost, je kapalně médium před načerpáním do odparky smíseno v regenerátoru s kapalinou ze separátoru a se zbylým objemem v regenerátoru. Nevýhodou tohoto cyklu je nižší výkon kondenzátoru a odparky kvůli nerovnoměrné kondenzaci a vypařování média [20].

3 PARAMETRY REÁLNÝCH OBĚHŮ

Parametry zařízení, používaných pro uvedené technologie, jsou seříděny do tabulek. Zdroje, ze kterých se čerpalo, jsou uvedeny v tabulce ve sloupci Webové stránky. Do tabulek byli uvedeni výrobci, které se podařilo vyhledat na internetu. Pro lepší srovnání jsou zde uvedeni nejen výrobci cyklů pro využití odpadního tepla, ale i pro jiné tepelné zdroje.

3.1 Stirlingův motor

Tab.1: Tabulka reálných parametrů pro Stirlingův motor

Výrobce	Stát	Zdroje tepla	Aplikace	Výkon (elektrický)	Teplota zdroje	Pracovní médium	Webové stránky
Stirling Energy Systems	USA	solární	SE*	25 kW každá jednotka	nezjištěno	nezjištěno	< http://www.stirlingenergy.com/ >
STM Power Inc.	USA	plynná, kapalná i pevná paliva, horký vzduch	CHP**, WHR***, další	38 kW	>500 °C	vodík	< http://www.stmpower.com/ >
INFINIA	USA	odpadní teplo, paliva (např. bioplyn), solární	CHP, PD****, další	power dish-do 3kW	nezjištěno	nezjištěno	< http://www.infiniacorp.com/ >
Stirling Technology, Inc.	USA	paliva (dřevo, pelety, přírodní plyn)	CHP	do 3,5 kW	>510 °C	vzduch	< http://www.stirling-tech.com/ >
Sunpower	USA	solární, různá paliva (fosilní, biomasa)	CHP	35 W-7,5 kW	nezjištěno	nezjištěno	< http://www.sunpower.com/ >
WhisperGen	Nový Zéland	různá paliva (nafta, zemní plyn, kerosén)	CHP	do 1 MW	nezjištěno	dušík	< http://www.whispergen.com/ >
ReGen POWER SYSTEMS	USA	odpadní teplo, odpadní biologické zdroje, solární	CHP, WHR	500 kW-2 Mw	250°C	nezjištěno	< http://www.rgpsystems.com/ >
Stirling DK	Dánsko	biomasa	CHP	10-500 kW	950-1050 °C	helium	< http://www.stirling.dk/ >
Stirling Systems GmbH	Švýcarsko	různé druhy paliv	CHP	1,2 kW	650 °C	helium	< http://stirling-systems.ch/ >

* SE.....Solární energie

** CHP...Combined heat and power, tj. kombinovaná teplo a elektřina

*** WHR...Waste heat recovery, tj.využití odpadního tepla

**** PD.....Power dish, tj.talířová energie

Podle tabulky 1 je teplo pro Stirlingovy motory většinou získáváno spalováním paliv, v několika případech výrobce uvádí, že je motor vhodný i pro využití odpadního tepla. Výkony se pohybují od desítek W do jednotek MW. Zdroje tepla mají teplotu od 250 °C do 1050 °C. Nejčastěji používaným médiem je helium.

3.2 ORC

Zdrojem tepla jsou nejčastěji solární energie, geotermální energie, biomasa a odpadní teplo, jak je vidět z tabulky 2. Výkony těchto zařízení se pohybují od několika kW do několika MW. Celkově se ale pohybují výše než u Stirlingova motoru. Zdroje tepla jsou nižší, od 80 do 400 °C. Pracovní média jsou odlišná, volí se podle toho, pro jaké teploty a zdroje tepla bude jednotka určena. Některé hodnoty v tabulce 2 převzaty z [21].

Tab.2: Tabulka reálných parametrů pro ORC

Výrobce	Stát	Zdroje tepla	Aplikace	Výkon (elektrický)	Teplota zdroje	Pracovní médium	Webové stránky
Ormat	USA	geotermální, odpadní teplo a další	GE*, WHR, další	200 kW-7,5 MW	150-300°C	n-pentan	< http://www.ormat.com/ >
Adoratec	Německo	pevná biomasa, odpadní teplo	CHP	315-1600 kW	300°C	OMTS	< http://www.adoratec.com/ >
Turboden	Itálie	biomasa, pelety, odpadní teplo, geotermální, solární	CHP, GE	280 kW-7 MW	100-300°C	OMTS, Solkatherm	< http://www.turboden.eu/ >
Cryostar	Francie	odpadní teplo, solární	WHR, GE	nezjištěno	100-400°C	R245fa, R134a	< http://www.cryostar.com/ >
Freepower	UK	odpadní teplo, bioplyn, biomasa, geotermální, solární	WHR	6 kW	180-220°C	Hydro-fluoroether	< http://www.freepower.co.uk/ >
Tri-o-gen	Nizozemsko	odpadní teplo	WHR	60-160 kW	>350 °C	nezjištěno	< http://www.triogen.nl/ >
UTC Power	USA	geotermální, odpadní teplo, paliva	WHR, GE	280 kW	>93°C	nezjištěno	< http://www.utc.com/ >
Koehler-Ziegler	Německo	biomasa	CHP	70-200 kW	150-270 °C	uhlovodíky	< http://www.koehler-ziegler.de/ >
Electratherm	USA	solární, biomasa, odpadní teplo, další	WHR	50 kW	>93 °C	nezjištěno	< http://www.electratherm.com/ >
Infinity Turbine	USA	geotermální, odpadní teplo, paliva	WHR	250 KW	>80 °C	R134a	< http://www.infinityturbine.com/ >
Barber-Nichols	USA	odpadní teplo, geotermální	WHR, GE	2,7 MW	>115 °C	nezjištěno	< http://www.barber-nichols.com/ >
GMK	Německo	geotermální, biomasa, odpadní teplo	WHR, GE, BE**	0,5-5 MW	120-350 °C	GL160	< http://www.gmk.info >
tts	ČR	biomasa	CHP	200-1500 kW	250-300 °C	silikonová sloučenina	< http://www.tts.cz/ >

* GE...Geotermální energie

** BE... Energie z biomasy

3.3 Kalinův cyklus

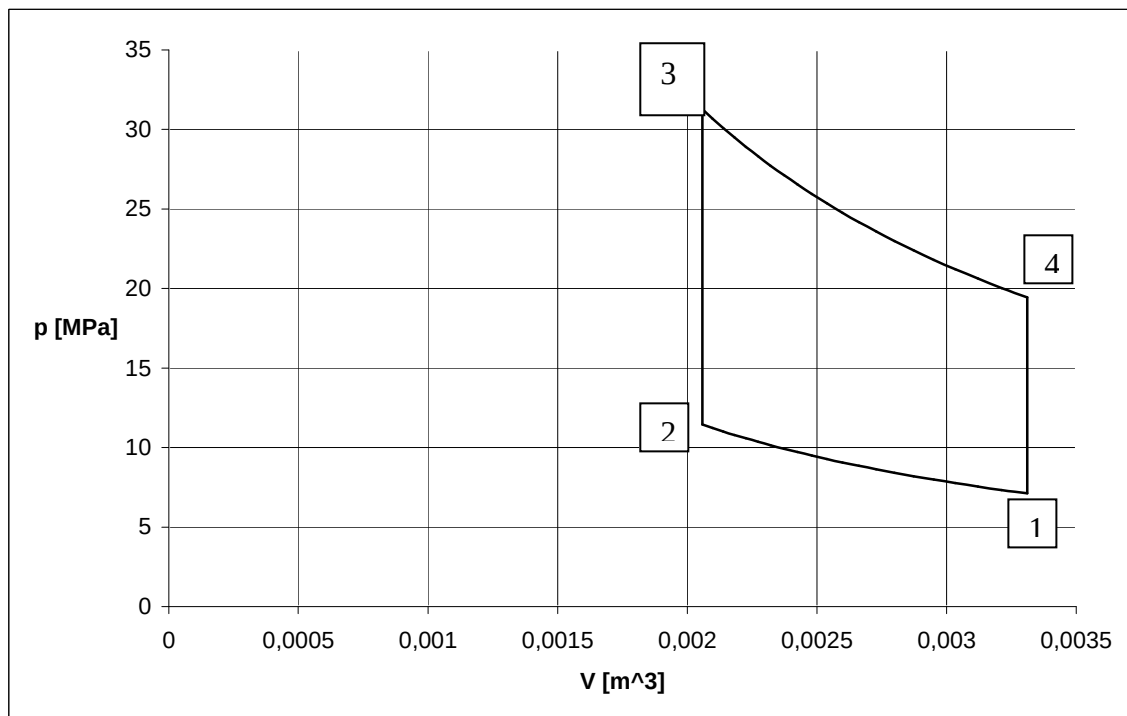
Výrobci Kalinova cyklu se nepodařilo najít mnoho, jak je vidět z tabulky 3. Zdrojem tepla byla nejčastěji geotermální energie a odpadní teplo. První uvedený výrobce využívá tuto technologii dokonce i pro zdroje tepla o teplotě 900 °C.

Tab.3: Tabulka reálných parametrů pro Kalinův cyklus

Výrobce	Stát	Zdroje tepla	Aplikace	Výkon (elektrický)	Teplota zdroje	Pracovní médium	Webové stránky
GlobalGeothermal	Více zemí	odpadní teplo, geotermální	WHR, GE	>50 kW	80-900 °C	směs amoniak-voda	< http://www.globalgeothermal.com/ >
exorka	Německo	geotermální	GE	nezjištěno	100-200 °C	směs amoniak-voda	< http://www.exorka.com/ >
Raser Technologies	USA	odpadní teplo	WHR	nezjištěno	nezjištěno	směs amoniak-voda	< http://www.rasertech.com/ >
Siemens	Německo	geotermální	GE	nezjištěno	nezjištěno	směs amoniak-voda	< http://www.siemens.com/ >

4 VÝPOČET PARAMETRŮ

4.1 Stirling



Obr.10: p-V diagram ideálního Stirlingova cyklu

Jedná se o výpočet ideálního oběhu. Původně se do oběhu započítávaly mechanické ztráty a přes různé koeficienty, např. tepel a výkonů, se měl výpočet stát reálnějším. Při změně parametrů oběhu bylo třeba koeficienty měnit, nebylo jasné jakým způsobem, protože se nenalezlo dostatečné množství dat. Z tohoto důvodu bylo od tohoto řešení ustoupeno, do výpočtu ideálního Stirlingova motoru byl zahrnut pouze regenerátor. Program pro výpočet parametrů je vypracován v programu MS Excel (příloha č. 1). Při výpočtu jsou využity vztahy uvedené na [22] a v [23]. Diagram Stirlingova motoru se značením je na obrázku 10.

Tab.4: Hodnoty potřebné pro výpočet

Název	Zkratka
Hmotnost pracovní látky	m
Nejvyšší teplota	$T_{\max}$
Nejnižší teplota	$T_{\min}$
Maximální objem	$V_{\max}$
Minimální objem	$V_{\min}$
Účinnost regenerátoru	η_{reg}
Plynová konstanta	r
Měrná tepelná kapacita při 0 °C ($V=\text{konst.}$)	c_v
Otáčky motoru	N

Pro objemy a teploty v jednotlivých bodech platí:

$$\begin{array}{llll} V_1 = V_{\max} & V_2 = V_{\min} & V_3 = V_{\min} & V_4 = V_{\max} \\ T_1 = T_{\min} & T_2 = T_{\min} & T_3 = T_{\max} & T_4 = T_{\max} \end{array}$$

Nejprve se spočte tlak p_3 a p_1 ze stavové rovnice:

$$p_3 = \frac{m \cdot r \cdot T_{\max}}{V_{\min}} \quad (1) \quad p_1 = \frac{m \cdot r \cdot T_{\min}}{V_{\max}} \quad (2)$$

Dále se spočte tlak p_2 a p_4 ze vztahu pro izotermický děj:

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot V_{\max}}{V_{\min}} \quad (3) \quad p_4 = \frac{p_3 \cdot V_{\min}}{V_{\max}} \quad (4)$$

Teplo Q_{12} a Q_{34} pro izotermický děj:

$$Q_{12} = p_1 \cdot V_{\max} \cdot \ln \frac{V_{\min}}{V_{\max}} \quad (5) \quad Q_{34} = p_3 \cdot V_{\min} \cdot \ln \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \quad (6)$$

Teplo Q_{23} a Q_{41} bez regenerátoru pro izochorický děj:

$$Q_{23} = c_v \cdot m \cdot (T_{\max} - T_{\min}) \quad (7) \quad Q_{41} = c_v \cdot m \cdot (T_{\min} - T_{\max}) \quad (8)$$

Teplo dodávané regenerátorem:

$$Q_{reg} = \eta_{reg} \cdot |Q_{41}| \quad (9)$$

Teplo Q_{23reg} a Q_{41reg} s regenerátorem:

$$Q_{23reg} = Q_{23} - Q_{reg} \quad (10) \quad Q_{41reg} = (1 - \eta_{reg}) \cdot Q_{41} \quad (11)$$

Teplo Q_H dodané ohříváčem a teplo Q_C odebrané chladičem:

$$Q_H = Q_{23reg} + Q_{34} \quad (12) \quad Q_C = Q_{12} + Q_{41reg} \quad (13)$$

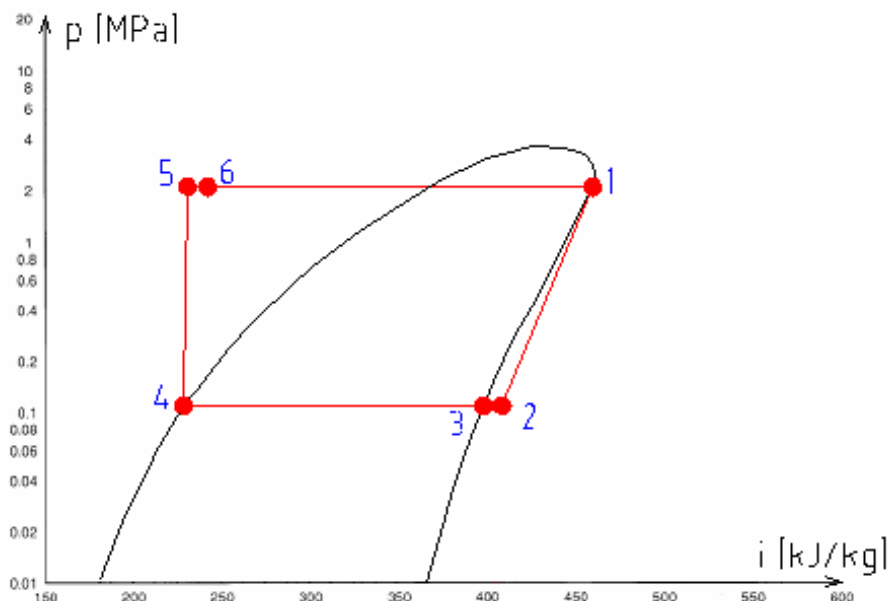
Celková práce A a z ní vypočítaná termická účinnost η_t :

$$A = Q_H - |Q_C| \quad (14) \quad \eta_t = \frac{A}{Q_H} \cdot 100 \quad (15)$$

Carnotova porovnávací účinnost η_C a výkon P :

$$\eta_C = \left(1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} \right) \cdot 100 \quad (16) \quad P = A \cdot \frac{N}{60} \quad (17)$$

4.2 ORC



Obr.11: p-i diagram ORC pro látku R123, která je vhodná pro odpadní teplo, použit diagram z [24]

Výpočet je proveden pro ORC s rekuperátorem pro jednotkovou hmotnost. Pro zjednodušení se počítá s adiabatickou účinností turbíny a kompresoru 1. Nedochozí k přechlazení ani přehřívání. Jako médium je použito R123. Zakreslený oběh ORC je na obrázku 11. Využito rovnic z [12].

Práce čerpadla a_c a práce turbíny a_t :

$$a_c = i_5 - i_4 \quad (18) \quad a_t = i_1 - i_2 \quad (19)$$

Teplo, které by mohl rekuperátor při účinnosti 100 % využít q_{rek} a teplo odevzdané rekuperátorem $q_{rekskut}$:

$$q_{rek} = i_2 - i_3 \quad (20) \quad q_{rekskut} = \eta_{rek} \cdot q_{rek} \quad (21)$$

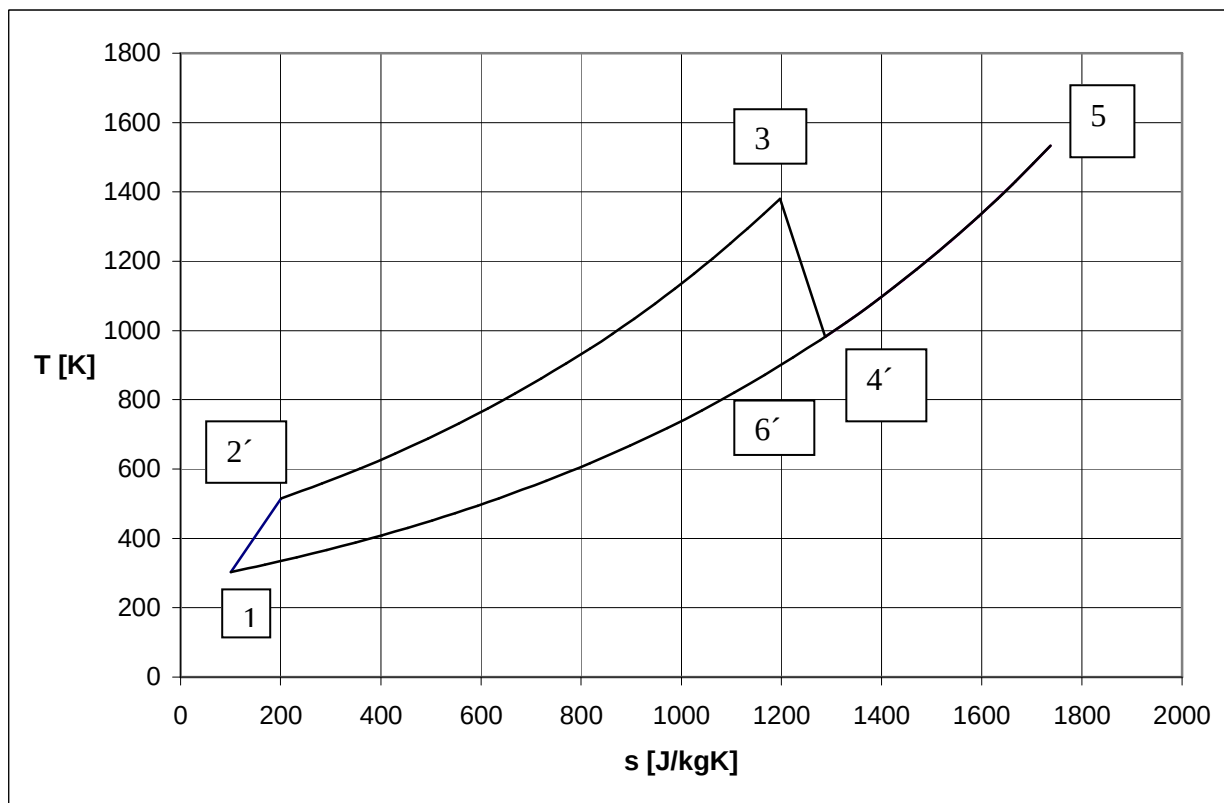
Teplo poskytnuté ve výparníku q_v a teplo odvedené ochlazením v kondenzátoru q_k :

$$q_v = i_1 - i_5 - q_{rekskut} \quad (22) \quad q_k = i_3 - i_4 \quad (23)$$

Termická účinnost:

$$\eta_t = \frac{a_t - a_c}{q_v} = \frac{(i_1 - i_2) - (i_5 - i_4)}{(i_1 - i_5) - \eta_{rek} \cdot (i_2 - i_3)} \quad (24)$$

4.3 EFGT



Obr.12: T-s graf EFGT

Výpočet je proveden pro EFGT (obrázek 12), kde mohou mít kompresor i turbína libovolnou účinnost. Program pro výpočet je vypracován v programu MS Excel (příloha č.2). Při výpočtu bylo použito rovnic z [22] a výpočtů z [25] a [26].

Tab.5: Hodnoty potřebné pro výpočet

Název	Zkratka
Nejvyšší tlak	$p_{\max}$
Nejnižší tlak	$p_{\min}$
Hmotnostní tok vzduchu	$\dot{m}$
Teplota okolního vzduchu	T_1
Teplota za spalovací komorou	T_5
Účinnost rekuperátoru	η_{rek}
Měrná tepelná kapacita při 0 °C ($p=\text{konst.}$)	c_p
Izoentropický exponent	κ
Adiabatická účinnost turbíny	η_T
Adiabatická účinnost kompresoru	η_K

Pro tlaky v jednotlivých bodech platí:

$$p_1 = p_{\min}$$

$$p_3 = p_{\max}$$

$$p_5 = p_{\min}$$

$$p_2 = p_{\max}$$

$$p_4 = p_{\min}$$

$$p_6 = p_{\min}$$

Spočte se teplota T_2 ze vztahu pro adiabatický děj a ze známé účinnosti kompresoru můžeme určit teplotu T_2' :

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (25)$$

$$T_2' = \frac{T_2 - T_1}{\eta_K} + T_1 \quad (26)$$

Teplotě T_6 je přiřazena teplota T_2' , z teploty T_6 se spočítá teplo, které může rekuperátor využít při 100 % účinnosti $\dot{Q}_{rek}$ a teplo, které dodá při dané účinnosti $\dot{Q}_{rekskut}$:

$$\dot{Q}_{rek} = c_p \cdot \dot{m} \cdot (T_5 - T_6) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{rekskut} = \dot{Q}_{rek} \cdot \eta_{rek} \quad (28)$$

Nyní lze spočítat teplotu T_3 a z ní teplotu T_4 :

$$T_3 = \frac{\dot{Q}_{rekskut}}{c_p \cdot \dot{m}} + T_2' \quad (29)$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (30)$$

Dále je spočtena teplota T_4' a teplota T_6' :

$$T_4' = -(\eta_T \cdot (T_3 - T_4) - T_3) \quad (31)$$

$$T_6' = T_2' + (T_5 - T_3) \quad (32)$$

Teplo vstupující do oběhu pro izobarický děj:

$$\dot{Q}_{skut} = c_p \cdot \dot{m} \cdot (T_5 - T_4') \quad (33)$$

Práce turbíny A_T a práce kompresoru A_K :

$$A_T = c_p \cdot \dot{m} \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_T \quad (34)$$

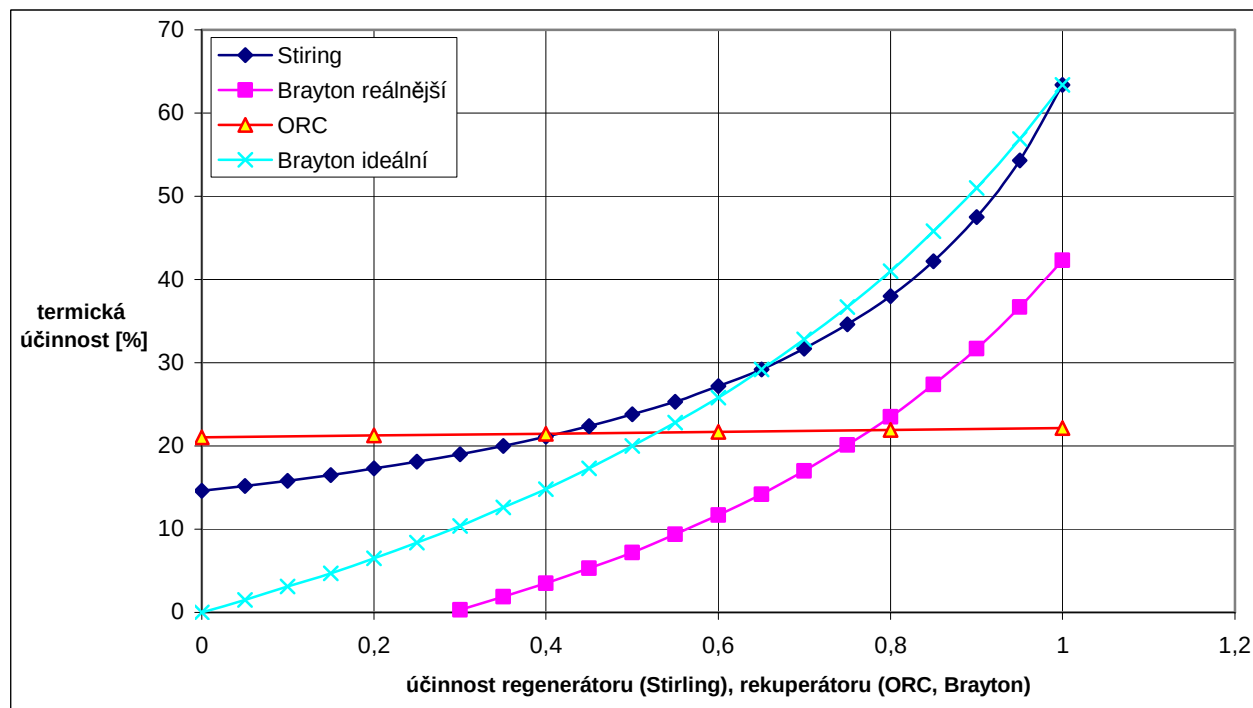
$$A_K = \frac{c_p \cdot \dot{m} \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_K} \quad (35)$$

Termická účinnost:

$$\eta_t = \frac{A_T - A_K}{\dot{Q}_{skut}} \cdot 100 \quad (36)$$

5 POROVNÁNÍ OBĚHŮ

5.1 Závislost na účinnosti regenerátoru (rekuperátoru)



Obr.12: Závislost termické účinnosti na účinnosti rekuperátoru (regenerátoru) pro srovnávané cykly. Vytvořeno na základě tabulky 6

Tab.6: Tabulka zadávaných konkrétních hodnot. Vstupní hodnoty pro Braytonův cyklus převzaty z [18] a [27]. Hodnoty Stirlingova motoru z [28] a hodnoty ORC z [21].

EFGT			Stirling			ORC		
$p_{\max}$	450000	[Pa]	m	0,01635	[kg]	$T_{\max}$	423	[K]
$p_{\min}$	100000	[Pa]	$T_{\max}$	948	[K]	$T_{\min}$	303	[K]
$\dot{m}$	0,7833	[kg/s]	$T_{\min}$	347	[K]	η_T	1	[-]
T_1	303	[K]	$V_{\max}$	0,003311	[m ³]	η_K	1	[-]
T_5	1273	[K]	$V_{\min}$	0,002058	[m ³]			
η_{rek}	0,85	[-]	η_{reg}	0,85	[-]			
c_p	1010	[J/kgK]	r	4152,2	[J/kgK]			
κ	1,4	[-]	c_v	10393	[J/kgK]			
η_T	0,8261	[-]	N	3300	[min ⁻¹]			
η_K	0,768	[-]						

• ORC

Rekuperátor nemá na termickou účinnost ORC téměř žádný vliv (obrázek 12), je to způsobeno tím, že oběh je značně zjednodušený, nedochází k přehřívání ani k přechlazování média, čerpadlo a turbína pracují s adiabatickou účinností 1. Rekuperátor může tudíž využít malého teplotního spádu, a z tohoto důvodu může přenést malé množství tepla.

• EFGT

Graf EFGT (Brayton ideální) prochází bodem [0,0] (obrázek 12). Zadáány jsou hodnoty z tabulky 6 kromě η_T a η_K , které jsou 1 -. Při účinnosti rekuperátoru 0 - by měla být práce kompresoru i turbíny 0 J. Protože se zadává maximální tlak pro výpočet oběhu, musí ho kompresor dosáhnout. Jeho práce je stejná jako práce turbíny, protože podle (34) a (35) záleží na teplotách před kompresorem (turbínou) a za kompresorem (turbínou), $T_1=T_4$, $T_2=T_3$.

V grafu EFGT (Brayton reálnější) je do výpočtu zahrnuta účinnost turbíny a kompresoru z tabulky 6. Stejně jako u „Brayton ideální“ musí kompresor i při nulové účinnosti rekuperátoru dosáhnout zadaného tlaku. Práce kompresoru je větší než práce turbíny. Teplota za kompresorem (T_2') se sice rovná teplotě před turbínou (T_3), ale teplota před kompresorem (T_1) je menší než teplota za turbínou (T_4'). Proto je až do účinnosti rekuperátoru přibližně 0,3 termická účinnost záporná.

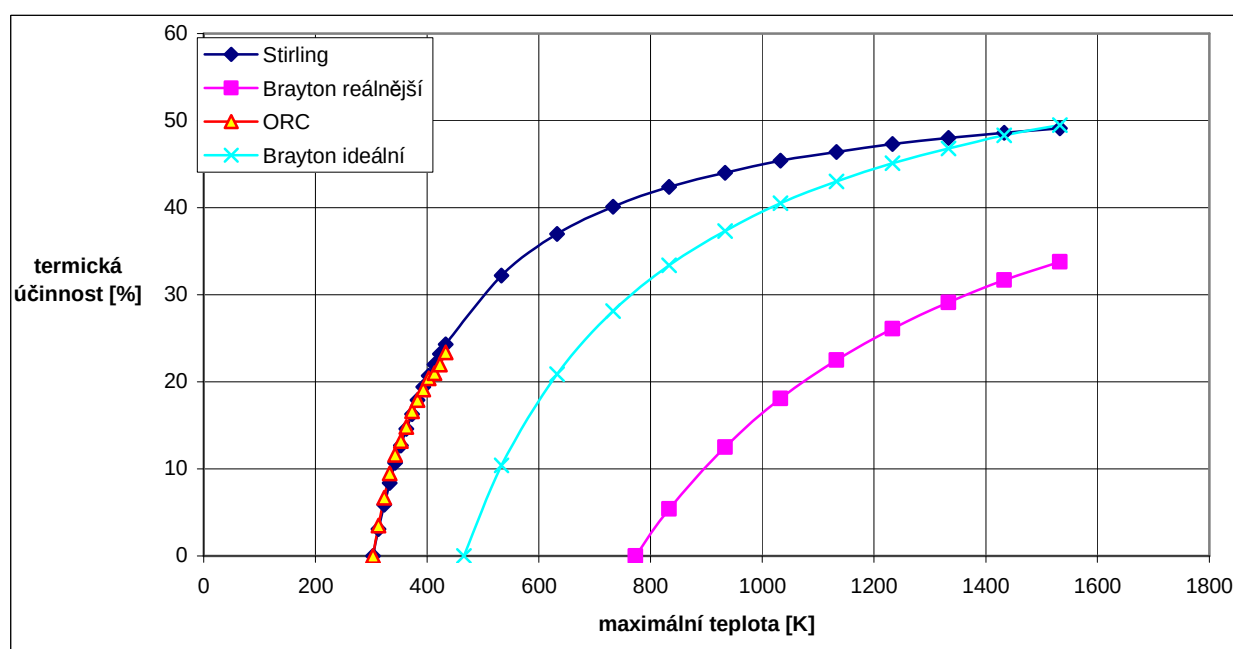
• Stirling

Termická účinnost Stirlingova motoru je účinností regenerátoru velmi ovlivněna. Graf neprochází bodem [0,0] (obrázek 12), protože i při účinnosti regenerátoru 0 - je teplo dodané ohřivačem větší než teplo odebrané chladičem a je tedy konána práce.

• POROVNÁNÍ

Z grafu je zřejmé, že účinnosti cyklů vzrůstají s vzrůstající účinností regenerátoru (rekuperátoru). Čím více se účinnost regenerátoru (rekuperátoru) přibližuje 1 (100 %), tím rychleji termická účinnost narůstá. Toto neplatí pro ORC, jehož termická účinnost narůstá přibližně lineárně.

5.2 Závislost na maximální teplotě



Obr.13 Závislost termické účinnosti na teplotě pro srovnávané cykly. Vytvořeno na základě tabulky 6

- **ORC**

Při nulovém teplotním rozdílu je termická účinnost 0 % (obrázek 13). Protože rekuperátor nemá na termickou účinnost tohoto cyklu téměř žádný vliv, není s ním v obrázku 15 počítáno.

- **EFGT**

Termická účinnost EFGT (Brayton ideální) není při nulovém rozdílu teplot 0 % (obrázek 13), ale je záporná. Je to způsobeno zadáváním tlaků, které zůstávají konstantní. Při malém rozdílu teplot je teplota $T_6 > T_5$, což není možné. Je třeba dosáhnout takového teplotního rozdílu, aby teplota T_5 byla větší než T_6 . Tato podmínka stačí pro „Brayton ideální“. Pro „Brayton reálnější“ musí být rozdíl teplot větší, protože čerpadlo a turbína nepracují s ideální účinnostmi. Termická účinnost pro „Brayton ideální“ je kladná od horní teploty 466 K, pro „Brayton reálnější“ od 773 K.

- **Stirling**

Při nulovém teplotním rozdílu je termická účinnost 0 % (obrázek 13). Termická účinnost je závislá na rozdílu teplot především při nízkých rozdílech.

- **POROVNÁNÍ**

Nejnižší teplota je konstantní (303 K). Nejvyšší teplota je u všech cyklů kromě ORC 1533 K. Tyto teploty byly voleny. U ORC je nejvyšší teplota 433 K. Při této teplotě se při adiabatické expanzi nedostaneme do oblasti mokré páry, navíc se musíme pohybovat v oblasti pod kritickým bodem, který je pro danou látku 456,9 K. Z grafu vyplývá, že termická účinnost je velice závislá na teplotě $T_{\max}$ a $T_{\min}$, a to především při malých teplotních rozdílech. Nejrychleji roste termická účinnost s rozdílem teplot u ORC a Stirlingova motoru. Nejpomaleji u „Brayton reálnější“.

6 ZÁVĚR

Jedním z nejdůležitějších cílů této práce je porovnání oběhů. Původně se předpokládalo, že oběhy budou porovnány vždy pro několik zástupců jednoho typu. Přes značné úsilí autora a vedoucího práce se nepodařilo sehnat potřebné informace. Někteří z výrobců byly kontaktováni s žádostí o poskytnutí dat nezbytných pro sestavení tepelného oběhu, jedná se ovšem o citlivé informace, které si každý výrobce chrání. Podařilo se sehnat parametry jednoho Stirlingova motoru, EFGT bylo nutné sestavit ze dvou pramenů, ORC byl sestaven na základě informací v [21], kde jsou uvedeny látky a teploty používané pro oběhy využívající odpadní teplo. Kalinův cyklus nebyl kvůli svojí složitosti sestaven.

Výpočty oběhů jsou jednoduché, což vyplývá z rozsahu problematiky. Pro sestavení reálnějších oběhů je třeba odpovídajících znalostí a času. Na obrázku č. 12 a 13 je na příkladě EFGT vidět, že čím je tepelný oběh reálnější, tím více se liší od ideálního. K dosažení reálnějších výsledků by bylo potřeba v práci dále pokračovat.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Waste energy recovery in the industry in the ECE region. Geneva : UNITED NATIONS, 1985. 248 s. ISBN 92-1-116318-8.
- [2] Ministerstvo průmyslu a obchodu [online]. Mpo, 2008 [cit. 2010-05-21]. Státní energetická koncepce ČR. Dostupné z WWW: <<http://www.mpo.cz/dokument5903.html>>.
- [3] Stirling engine : Stirling [online]. [2005] [cit. 2010-03-23]. Historie. Dostupné z WWW: <<http://www.stirling.cz/tedom-stirlinguv-motor-historie.html>>.
- [4] Amazing Men and their Magical Machines [online]. [2006] [cit. 2010-03-25]. The Stirling Cycle Engine. Dostupné z WWW: <<http://magicalmachines.weebly.com/the-stirling-cycle-engine.html>>.
- [5] Solar navigator [online]. NJK, c2000 [cit. 2010-03-25]. STIRLING ENGINE. Dostupné z WWW: <http://www.solarnavigator.net/stirling_engine.htm>.
- [6] KONGTRAGOOL, Bancha; WONGWISES, Somchai. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. PERGAMON [online]. 3 October 2002, 7, [cit. 2010-05-19]. Dostupný z WWW: <www.sciencedirect.com>.
- [7] Macháček, J. Stirlingův termodynamický cyklus. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2009. 133 s. Vedoucí dizertační práce Ing. Jan Gregor, CSc.
- [8] ŠKORPÍK, Jiří. PŘÍSPĚVEK K NÁVRHU STIRLINGOVA MOTORU : Zkrácená verze Ph.D. Thesis. Brno, 2008. 30 s. Dizertační práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav, Konstrukční a procesní inženýrství . ISBN 978-80-214-3763-0, ISSN 1213-4198.
- [9] ŠMÍD, Václav , et al. Využití netradičních zdrojů energie ve vytápění. Praha : Dům techniky ČSVTS Praha, 1988. 136 s. 60 - 890 - 87 /3814 - 1049C/.
- [10] ABSOLUTE ASTRONOMY [online]. c2010 [cit. 2010-05-20]. Stirling engine. Dostupné z WWW: <http://www.absoluteastronomy.com/topics/Stirling_engine>.
- [11] TURBODEN [online]. InvisibleStudio, [2010] [cit. 2010-03-25]. Organic Rankine Cycle. Dostupné z WWW: <<http://www.turboden.eu/en/rankine/rankine-history.php>>.
- [12] QUOILIN, Sylvain . An introduction to thermodynamics applied to Organic Rankine Cycles [online]. [Liège] : Labothap - ULG, 2008. 19 s. Oborová práce. University of Liège, Faculty of Applied Sciences . Dostupné z WWW: <http://www.labothap.ulg.ac.be/cmsms/Staff/QuoilinS/ORC_thermodynamics_SQ081126.pdf>.
- [13] Tts : energie z biomasy [online]. [2009] [cit. 2010-03-25]. Kogenerace z biomasy. Dostupné z WWW: <<http://www.tts.cz/novinky-tts-aktuality.php>>.
- [14] ABSOLUTE ASTRONOMY [online]. c2010 [cit. 2010-05-20]. Organic Rankine Cycle. Dostupné z WWW: <http://www.absoluteastronomy.com/topics/Organic_Rankine_Cycle>.

- [15] MOHAMMAD AL-ATTAB, KHALED ALI. *DEVELOPMENT AND CHARACTERIZATION OF BIOMASS GASIFIERCOMBUSTOR SYSTEM FOR HOT AIR PRODUCTION* [online]. Yemen : EPrints@USM, 2007. 24 s. Diplomová práce. University of Yemen. Dostupné z WWW: <http://eprints.usm.my/8909/1/DEVELOPMENT_AND_CHARACTERIZATION_OF_BIOMASS_GASIFIER-COMBUSTOR_SYSTEM_FOR_HOT_AIR_PRODUCTION.pdf>.
- [16] ELMGAARD, Brian; HENRIKSEN, Ulrik; QVALE, Björn. Thermodynamic Analysis of Supplementary-Fired Gas Turbine Cycles. *INTERNATIONAL JOURNAL OF THERMODYNAMICS* [online]. June 2003, vol.6, no. 2, [cit. 2010-03-24]. Dostupný z WWW: <<http://www.icatweb.org/vol6/vol6.2/elm3630jY.pdf>>. ISSN 1301-9724.
- [17] SKLENÁŘ, O. *Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 55 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Hugo Šen.
- [18] KAUTZ, Martin ; HANSEN, Ulf . The Externally Fired Gas Turbine (EFGT-Cycle) and Simulation of Key Components. In KAUTZ, Martin; HANSEN, Ulf .The Externally Fired Gas Turbine. Rostock : University of Rostock, Institute for Energy and Environmental Technology, [2003] [cit. 2010-03-24]. Dostupné z WWW: <http://www.fms.uni-rostock.de/ieut/Lisbon_Paper_Kautz.pdf>.
- [19] LOLOS, Periklis A. ; ROGDAKIS, Emanuil D. THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A KALINA POWER UNIT DRIVEN BY LOW TEMPERATURE HEAT SOURCES. *THERMAL SCIENCE* [online]. 2009, vol. 13, no. 4, [cit. 2010-03-24]. Dostupný z WWW: <<http://thermalscience.vinca.rs/pdfs/2009-4/periklis.pdf>>. ISSN 0354-9836.
- [20] HOLBA, Marek, et al. Tzbinfo : stavebnictví, úspory energií [online].Topinfo , 16.5.2005 [cit. 2010-03-25]. Získávání energie z oceánů: technologie OTEC. Dostupné z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=2514>>. ISSN 1801-4399.
- [21] QUOILIN, Sylvain; LEMORT, Vincent. Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems. In QUOILIN, Sylvain. *ECONOMICS AND MANAGEMENT OF ENERGY IN INDUSTRY*. BELGIUM : University of Liège, April 2009 [cit. 2010-05-19]. Dostupné z WWW: <http://www.labohtap.ulg.ac.be/cmsms/uploads/File/ECEMEI_PaperULg_SQVL090407.pdf>.
- [22] *Cvika z Terma (zs 2009/2010)* [online]. [2009] [cit. 2010-05-20]. Tabulky termodynamických dějů ideálních plynů - pro 1 kg plynu. Dostupné z WWW: <<http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/Termomechanika/Deje1kg/deje-1kg.pdf>>.
- [23] PAVELEK, Milan, et al. TERMOMECHANIKA. 3. přepracované. Brno :AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, Brno, 2003. 286 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [24] DuPont [online]. USA : 3/98 [cit. 2010-05-21]. Refrigerants. Dostupné z WWW: <http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h52157_Suva123_pus h.pdf>.
- [25] DUNN, D.J. *Freestudy* [online]. [2009] [cit. 2010-05-20]. Thermodynamics. Dostupné z WWW: <<http://www.freestudy.co.uk/thermodynamics/t3201.pdf>>.

- [26] VORÁČEK, Václav. *ENERGETICKÉ STROJE : Tepelné oběhy a motory*. 1.vydání. Ostrava : Moravské, tiskařské závody, 1978. 216 s.
- [27] KUMAR, B.R.Krishna. Energy Conservation Steam Turbines. In KUMAR, B.R.Krishna. *INDIA CLEANTECH FORUM*. Bangalore, India : TurboTech, 3rd August 2007 [cit. 2010-05-19]. Dostupné z WWW: <<http://www.docstoc.com/docs/20165357/Energy-Conservation-Steam-Turbines>>.
- [28] ROGDAKIS, E.D., et al A MATHCAD PROGRAM (AMOCO) AS A SIMPLE TOOL FOR THE STUDY OF THE STIRLING ENGINES. In *EUROPEAN STIRLING FORUM*. Athens, Greece : National Technical University of Athens, September 2002 [cit. 2010-05-19]. Dostupné z WWW: <[http://users.kyk.sch.gr/nborbil/2002_6th_EUROPEAN_STIRLING_FORUM_OSNA BRUCK_GERMANY_%20AMOCO.pdf](http://users.kyk.sch.gr/nborbil/2002_6th_EUROPEAN_STIRLING_FORUM_OSNA_BRUCK_GERMANY_%20AMOCO.pdf)>.

8 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka

EFGT	Plynová turbína s externím spalováním
ORC	Organický Rankinův cyklus
SE	Solární energie
CHP	Kombinované teplo a elektřina
WHR	Využití odpadního tepla
PD	Power dish „Talířová energie“
GE	Geotermální energie
BE	Energie z biomasy
GWP	Potenciál globálního oteplování
ODP	Schopnost odbourávat ozon

Název

Symbol

T

s

m

 $\dot{m}$ η

N

Q

 $\dot{Q}$

A

P

i

V

 κ

r

c

Název

Teplota

Entropie

Hmotnost

Hmotnostní tok

Účinnost

Otáčky

Teplo

Tepelný tok

Práce

Výkon

Entalpie

Objem

Izoentropický exponent

Plynová konstanta

Měrná tepelná kapacita

Jednotka

[K]

[J/kgK]

[kg]

[kg/s]

[-], [%]

[min⁻¹]

[J]

[J/s]

[J]

[W]

[kJ/kg]

[m³]

[-]

[J/kgK]

[J/kgK]

Index

min

max

reg

rek

1,2,3,4,5,6,7,8

H

C

t

skut

p

v

K,k

T,t

Název

Minimální

Maximální

Regenerátor

Rekuperátor

Stav dle grafu

Dodaný

Odebraný, Carnot

Termický

Skutečný

Tlak

Výměník tepla

Kompresor

Turbína

9 SEZNAM PŘÍLOH

- 1) Stirlingův oběh**
- 2) EFGT**
- 3) Obrázky**