



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF

PAROPLYNOVÝ CYKLUS Z HLEDISKA TERMODYNAMIKY

TITLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JAN PRANSPERGER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

DOC. ING. MICHAL JAROŠ, DR.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁRSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Pransperger

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

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

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

Paroplynový cyklus z hlediska termodynamiky

v anglickém jazyce:

Steam-gas cycle from a thermodynamic viewpoint

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Požadavkem současné doby je maximální využití energetických zdrojů, zejména fosilních paliv. Důsledkem je snaha o neustálé zvyšování účinnosti tepelných cyklu i hledání nových způsobů přeměny tepla na práci. Teoretický základ této problematiky tvoří termodynamika, zejména její 1. a 2. zákon.

Cíle bakalářské práce:

Proveďte termodynamický rozbor paroplynového cyklu a porovnejte jej s jinými tepelnými cykly. Teoretický rozbor doplňte posouzením provozu konkrétního zařízení (např. paroplynové teplárny Červený Mlýn). Na základě zjištěných provozních údajů vypočtete teoretické hodnoty vybraných parametru cyklu.

Seznam odborné literatury:

Pavelek, M. a kol.: Termomechanika. Skripta FSI VUT. Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2003.

Cengel, Y. A., Boles, M. A.: Thermodynamics: an engineering approach. 6th ed. McGraw-Hill, New York, 2008.

Horlock J. H.: Advanced Gas Turbine Cycles. Elsevier, 2003.

Kadrnožka, J., Ochrana, L.: Teplárenství. Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2001.

Internetové a jiné zdroje dle vlastního výběru studenta.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato práce se věnuje termodynamice paroplynového cyklu a porovnává jej s některými jinými tepelnými oběhy. Zaměřuje se na účinnost cyklu a na její omezení v kontextu druhého termodynamického zákona. Dále krátce shrnuje některá jeho technická provedení a možnosti. V druhé části jsou uvedené poznatky aplikovány na konkrétním příkladu provozu brněnské teplárny Červený mlýn a nabízí posouzení jeho účinnosti.

Klíčová slova:

Paroplynový cyklus, kombinovaný oběh, účinnost, termodynamika, Červený mlýn

Abstract

This thesis deals with thermodynamic of steam-gas cycle and compare that with some others heat cycles. It focuses on efficiency of cycle and its limits in the context of the second thermodynamic law. Also it shortly summarizes some technical solutions and possibilities of the cycle. The mentioned knowledge are applied to concrete example of Brno's heat and power plant Červený mlýn (Red mill) in the last part and allow assessment of its efficiency.

Key words:

Steam-gas cycle, combined cycle, efficiency, thermodynamic, Red mill

Bibliografická citace této práce:

PRANSPERGER, J. *Paroplynový cyklus z hlediska termodynamiky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakult strojního inženýrství, 2010. 31 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci napsal samostatně a uvedl všechny použité prameny a literaturu, ze kterých jsem čerpal.

V Brně dne 26. Května 2010

Jan Pransperger

Obsah

1	Úvod	7
2	Základní poznatky o tepelných cyklech	8
2.1	Význam paroplynového cyklu	9
2.2	Princip realizace tepelných oběhů	9
3	Termodynamický rozbor	13
3.1	Účinnost	13
3.2	Parní oběh (Rankinův-Clausiusův cyklus)	13
3.3	Plynový oběh (Braytonův cyklus)	16
3.4	Paroplynový cyklus	18
3.5	Diskuse teoretické části	21
4	Hodnocení paroplynové teplárny Červený mlýn	23
4.1	Technické parametry provozu	23
4.2	Výpočet účinnosti a dalších parametrů paroplynového oběhu teplárny	24
4.3	Diskuse výpočtové části	26
5	Závěr	28
6	Použitá literatura	29
7	Seznam použitých symbolů	30

1 Úvod

V současnosti se stále zvyšuje poptávka po elektrické energii a lze předpokládat, že tento trend v dohledné době neustane. Na druhé straně jsou cítit stále silnější tlaky na ekologičnost naší existence na Zemi, které se prolínají i do ekonomické sféry. Ať už z pohledu ekonomického nebo ekologického je tedy minimalizace dopadů výroby elektřiny na životní prostředí vysoce žádoucí. Jednou z cest, jak toho dosáhnout, je zvyšování účinnosti přeměn energie získané spalováním fosilních paliv, která stále představují v produkci energií rozhodující podíl. Paroplynový cyklus nabízí možnost relativně velkého zvýšení účinnosti oproti stávajícím parním oběhům hojně používaným v tepelných elektrárnách a teplárnách a lze na něj v určité míře některé takovéto provozy snadno přestavět.

Primárním cílem této práce je proto doložit vysokou efektivitu paroplynového cyklu v porovnání s rozšířenějšími, avšak zastaralejšími tepelnými oběhy, a to využitím zákonů termodynamiky ke stanovení mezí účinnosti těchto cyklů. Současně si klade za cíl fyzikální rozbor problematiky a popis termodynamických dějů, jimiž se tento oběh řídí, aby bylo možno lépe porozumět zákonitostem a omezením paroplynového cyklu a byly tak nastíněny možnosti k jeho dalšímu rozvoji. Sekundárním cílem této práce je pak naznačit možnosti k přechodu na tuto výhodnější technologii v energetických provozech seznámením čtenářů se základním technickým provedením paroplynových centrál a praktickými možnostmi paroplynového oběhu.

Vzhledem k rešeršnímu charakteru této práce je hlavní metodou k dosažení těchto cílů (a v podstatě smyslem této práce) vytvoření přehledu dostupných informačních zdrojů a shrnutí hlavních relevantních myšlenek tak, aby bylo možné získat ucelený základní náhled na problematiku a v případě hlubšího zájmu o daný konkrétní aspekt bylo usnadněné jeho další studium.

Smyslem druhé části práce je rozbořením konkrétního paroplynového provozu (jmenovitě teplárny Červený mlýn v Brně) ilustrovat praktické použití teoretických vztahů z předchozí části a prakticky doložit vysokou účinnost paroplynového cyklu a výhodnost investic do modernizace podobných (parních) provozů, jakým Červený mlýn před rekonstrukcí býval.

2 Základní poznatky o tepelných cyklech

Drtivá většina v současnosti vyrobené elektrické energie je získávána přeměnou tepelné energie. K tomu se využívají termodynamické cykly, což jsou vhodně zvolené termodynamické děje navazující jeden na druhý a tvořící tak uzavřenou smyčku, takže se cyklus po svém proběhnutí vrací do výchozího stavu.

Nejpoužívanějším způsobem přeměny tepelné energie (vzniklé spalováním tuhého nebo kapalného paliva) je využití parního cyklu, který je znám též jako Rankine-Clausiusův cyklus. Jeho podstatou je ohřev vody a její přeměna na páru o vysokém tlaku, která je posléze přiváděna do parostrojního zařízení (v současné době se používá výhradně parních turbín), kde expanduje. Tím přenáší část své energie na parní soustrojí (lopatky turbíny) a koná tak práci.

Plynové cykly na rozdíl od parního nevyužívají změnu fáze pracovní látky a probíhají tedy pouze v plynném skupenství. Přívod tepla do pracovní látky těchto cyklů a jeho odvod z ní lze obecně uskutečnit pomocí výměníků tepla. Pracovní látka pak neopouští oběh a takové cykly se nazývají uzavřené. Takovéto oběhy se však vyskytují velmi zřídka. Mnohem častěji je teplo vyrobeno spalováním paliva (nejčastěji plynu nebo lehkého topného oleje) přímo v proudu pracovní látky – tedy vzduchu stlačeného kompresorem. Proud horkého vzduchu je pak veden přes plynovou turbínu, kde expanduje, a nespotřebované teplo je spolu s ním odvedeno do okolí. Tento způsob realizace se nazývá otevřený cyklus a plynové turbíně v něm pracující se říká též spalovací turbína.

Z termodynamiky vyplývá (bude rozebráno později), že účinnost jakéhokoli cyklu je tím vyšší, čím je větší diference mezi střední teplotou, při níž je teplo do cyklu dodáváno, a střední teplotou, při níž je z cyklu teplo odváděno. Ve snaze zvýšit účinnost cyklů se tedy zavádí množství opatření, které mají docílit zvýšení střední vstupní a snížení výstupní teploty. U plynových cyklů se jedná především o regeneraci tepla, stupňovité spalování, případně mezichlazení. U parních cyklů pak například o přihřívání páry.

Jiným druhem přístupu, který má za následek podstatné zvýšení účinnosti, je syntéza předešlých dvou druhů tepelných cyklů, která umožňuje využití jejich předností a minimalizaci jejich nevýhod. Plynový cyklus totiž probíhá mezi poměrně vysokými teplotami. Spaliny vstupují do turbíny při teplotách v rozmezí 950–1400 °C [1; str. 26], což je pro účinnost dobré, ale po expanzi ji opouštějí taktéž při vysokých teplotách (konkrétně při 400–575 °C), takže výsledná účinnost není příliš vysoká. Oproti tomu parní cyklus využívá přehřátou páru o teplotách kolem 560 °C a teplo je pak z cyklu odváděno při teplotě 30–40 °C [2; str. 23]. Spojením obou cyklů vzniká tzv. paroplynový (nebo též kombinovaný) cyklus, jehož rozbor je předmětem této práce. Z termodynamického hlediska (de facto i z hlediska jeho technické realizace) se stále jedná o dva separované oběhy: o cyklus plynový, po němž následuje cyklus parní. Podstatnou inovací je však zapojení těchto oběhů do série, tedy využití ztrátové energie z plynového oběhu (tepla) v cyklu parním. V paroplynovém oběhu tedy dochází k přeměně tepelné energie na mechanickou (následně elektrickou) dvakrát, což má pochopitelně příznivý dopad na jeho účinnost.

2.1 Význam paroplynového cyklu

V parních elektrárnách je v současnosti vyráběno cca 60 % elektrické energie vyrobené v České republice; s připočtením podílu jaderných elektráren, které fakticky využívají též cyklus, je to přes 80 %.

Čistě plynové elektrárny se na výrobě podílí jen z asi 1 %. Plynové turbíny se totiž využívají pouze k vykrytí náhlých nárůstů spotřeby, tzv. špičkových zatížení, nebo jako záložní generátory. Jejich konstrukce totiž umožňuje rychlé najetí z klidu na plný výkon. Malé rozšíření plynových turbín jako primárního zdroje elektrické energie je dáno relativně vysokou cenou zemního plynu, který se nejčastěji využívá jako jejich palivo.

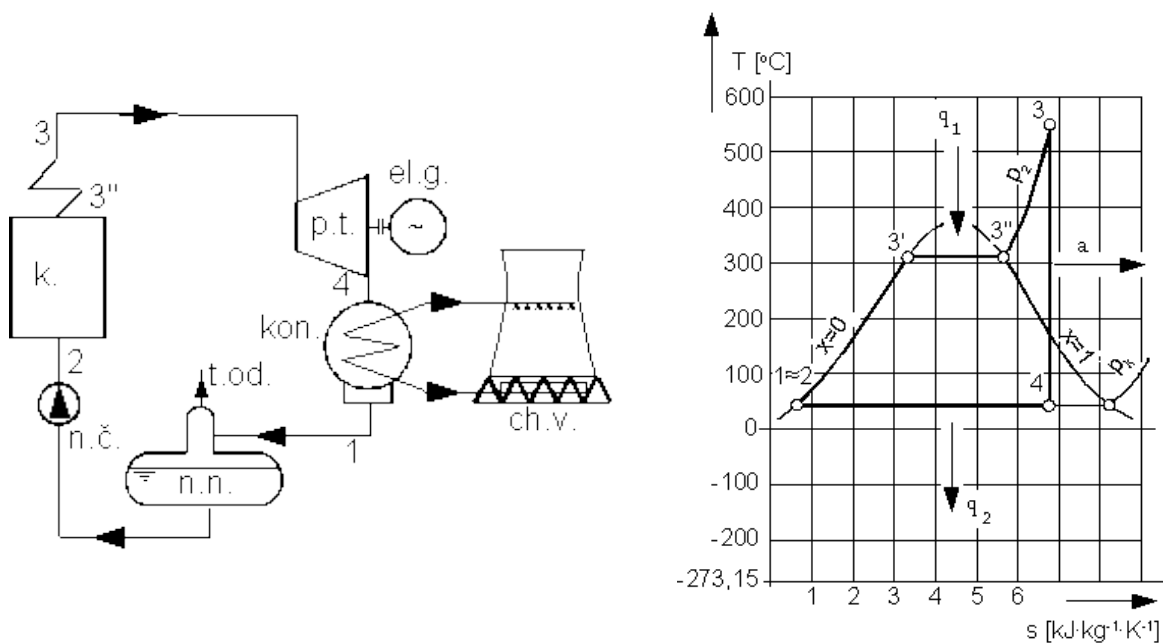
Paroplynové elektrárny (a teplárny) pak z celkového instalovaného výkonu elektrárenské soustavy ČR představují asi 5 %. Jejich význam však v poslední době narůstá, o čemž hovoří mimo jiné meziroční prudší nárůst množství jimi vyrobené energie (mezi roky 2007 – 2008 asi o 25 %). Elektrárenská společnost ČEZ navíc hovoří o svých plánech na výstavbu nových paroplynových elektráren (v říjnu tohoto roku má začít výstavba velké paroplynové elektrárny v severočeských Počeradech o výkonu 840 MW, další paroplynové energetické centrály plánuje v tuzemsku i v zahraničí). V Jihomoravském kraji je situace poněkud jiná. Paroplynové elektrárny zde představují cca 30 % instalovaného výkonu.

Výhodou paroplynových elektráren je vysoká flexibilita k pokrývání odběrových špiček (což umožňuje plynová část cyklu) a nízké emise na jednotku vyrobené energie. To je dáno jednak druhem paliva (zemní plyn umožňuje poměrně „čisté“ spalování; technologický vývoj navíc umožňuje i zplyňování uhlí a jeho spalování bez přílišné zátěže životního prostředí), jednak i vysokou účinností kombinovaného cyklu (tedy vysokým využitím spáleného paliva).

(Údaje o množství elektřiny vyráběné v jednotlivých typech energetických centrál použité v této kapitole čerpány z [3].)

2.2 Princip realizace tepelných oběhů

Schéma zapojení parního oběhu a jeho znázornění v T-s diagramu je na obr. 1. Provedení Rankinova-Clausiova cyklu je dáno charakterem pracovní látky (voda) a především faktem, že během cyklu prodělává fázovou přeměnu (mění se na páru). Voda (stav 1) je z napájecí nádrže (n.n.) čerpána napájecím čerpadlem (n.č) do parního kotle (stav 2; práce napájecího čerpadla se však často zanedbává a bod 2 se ztotožňuje s bodem 1). Zde je ohřívána za konstantního tlaku. Je jí tedy dodáváno teplo (q_1) a prodělává fázovou přeměnu (mezi body 3' a 3'') na páru, jejíž teplota dále roste (stav 3). Pára je přivedena do parní turbíny (p.t.), kde expanduje (na stav 4). Tím turbíně předá část svojí energie ve formě práce a ($a=q_1-q_2$) a následně je v kondenzátoru (kon.) izobaricky zkapalněna za odvodu tepla (q_2). Napájecím čerpadlem je vháněna zpět do parního kotle a celý cyklus se opakuje.



Obr. 1: Rankine-Clausiusův cyklus (schéma a T-s diagram) (převzato z 4; oddíl 55j)

Kromě velikosti střední teploty, při níž je do cyklu přiváděno teplo, je účinnost cyklu dána také velikostí střední teploty, při níž teplo z cyklu odvádíme. Její spodní hodnota je prakticky omezena teplotou okolí (teplotou chladicí vody, teplotou vzduchu). Geografické podmínky panující v České republice neumožňují využití vhodnějšího (tzn. chladnějšího) chladicího média (jakým je například mořská voda, voda ve velkých jezerech nebo dostatečně mohutný tok), tudíž k odvodu tepla musí postačovat kondenzátory v chladicích věžích (jenž pak tvoří známé panoráma jaderných i tepelných elektráren).

Jinou možností, jak teplo z cyklu odvézt, je jeho další využití například k ohřevu užitkové vody nebo přímo k vytápění. Tím je využita další část energie uvolněná spalováním paliva a efektivnost jeho využití (tedy de facto účinnost) vzrůstá. Toto spojení výroby elektřiny a užitného tepla (česky teplárenství) se také nazývá *kogenerace* (z angličtiny cogeneration), v cizojazyčné literatuře též označováno jako CHP – Combined Heat and Power.

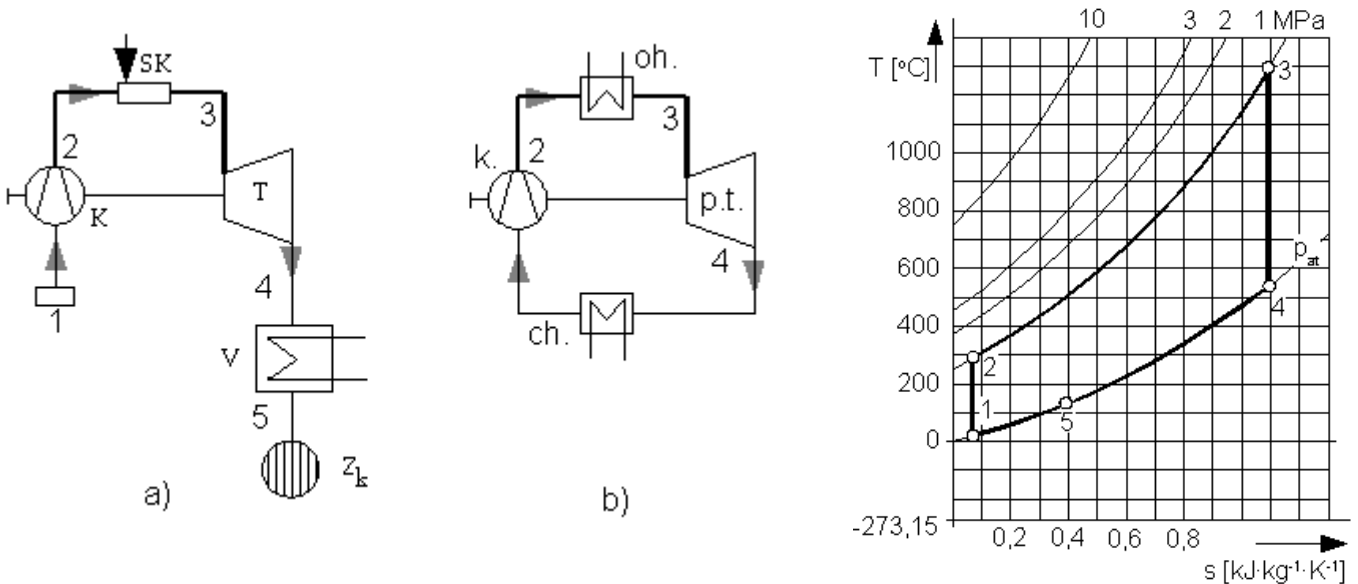
Kogeneraci prakticky využívají teplárny (jako například brněnská teplárna Červený mlýn, o níž bude pojednáno v poslední části), které kromě produkce tepla k vytápění, produkují i nezanedbatelné množství elektrické energie pocházející právě z parního nebo paroplynového cyklu. Překážkou zavedení téhož v parních elektrárnách (kde je snaha o maximální přeměnu tepla získaného z paliva na elektrickou energii) je nízký potenciál odváděného tepla - jeho nízká teplota (okolo 34 °C).

Ta je v teplárnách zvýšena (na úkor účinnosti samotného parního cyklu – viz dále) zastavením expanze při vyšším tlaku. Teplo je pak z cyklu odváděno při vyšších teplotách (90–150 °C) a je tedy prakticky využitelné. Jeho odvod se uskutečňuje přes výměník, který ve schématu nahrazuje kondenzátor. Schéma se tudíž v podstatě nemění, jen je využito teplo odcházející přes kondenzátor/výměník. Co se ale podstatně mění, je účinnost samotného parního cyklu, která je odvislá od střední spodní teploty (viz kapitola 3.2, obr. 4). Tato účinnost klesá, avšak účinnost teplárny jako celku se kogenerací zvýší, protože se do celkové energie vytěžené z paliva započítává krom elektrické i energie v podobě tepla.

Parní turbíny pracující v prvně uvedeném režimu (tedy s nízkou teplotou, při níž je teplo z cyklu odváděno) se též označují jako kondenzační. Turbíny, u nichž je tlak za turbínou z uvedených důvodů mnohonásobně vyšší než u kondenzačních turbín (je zde protitlak), se označují jako protitlakové.

Průběh plynového oběhu (i jeho realizace) o něco zjednodušíme fakt, že pracovní cyklus probíhá jen v plynné fázi pracovní látky. Jeho náčrt v T-s diagramu i schéma zapojení jsou na obr. 2. V otevřeném cyklu (obr.2-a), v praxi nejpoužívanějším, je venkovní vzduch nejprve nasáván kompresorem (K) a stlačen (1-2). Posléze je vháněn do spalovací komory (SK), kde se mísí s palivovým plynem (nejčastěji zemním plynem) a výsledná směs je spalována (2-3). Spalinové plyny o vysoké teplotě expandují (3-4) a předávají část své vnitřní energie rotoru plynové (spalovací) turbíny (T). I po expanzi mají spalinové plyny vysokou teplotu. Část jejich tepla, tedy tepla odváděného z cyklu (4-1), může být využita (4-5) např. prostřednictvím ohřevu vody průchodem přes výměník (V). Zbytek (5-1) nelze nevyužít, jedná se o tzv. komínovou ztrátu (Z_k), která je dána teplotou a množstvím spalin odcházejících z cyklu ven.

Průběh uzavřeného cyklu (obr. 2b), kdy pracovní látka neopouští oběh a neuniká do okolí, je de facto totožný. Pracovní látka je taktéž stlačována kompresorem, její ohřev a ochlazení se však děje prostřednictvím výměníků tepla v kotli (resp. chladiči) a ona se po expanzi přes plynovou turbínu vrací zpět do kompresoru. V praxi se ovšem těchto oběhů nevyužívá, neboť je výhodnější plyn spalovat přímo ve spalovací komoře s turbínou. Odpadají tak ztráty spojené s nevratným sdílením tepla při přestupu tepla skrze výměníky.

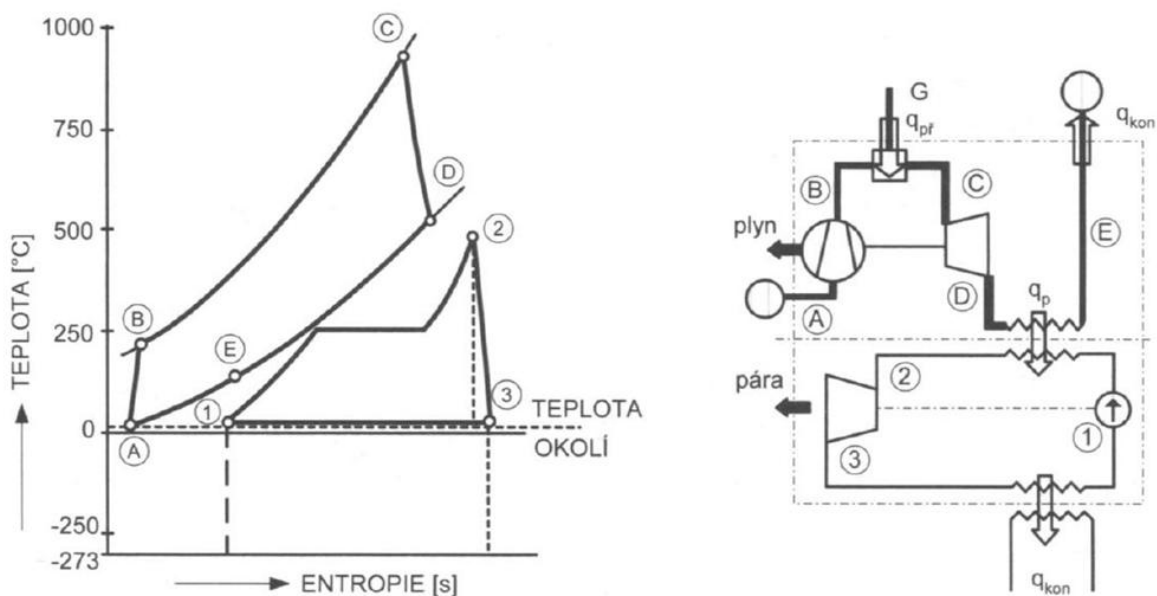


Obr. 2: Plynový cyklus a) otevřený b) uzavřený [4; oddíl 58]

Teplo, které se z cyklu odvádí, bývá nejčastěji využíváno podobně jako u parních cyklů ke kogeneraci (plynné teplárny) nebo k ohřevu užitkové vody pro účely závodu, jenž plynovou turbínu využívá jako vlastní generátor energie. Jistou výhodou plynového cyklu je fakt, že při kombinované výrobě elektřiny a tepla není snížena vlastní účinnost turbíny (nebo jen nepatrně), co se týká přeměny tepelné energie v energii mechanickou/elektrickou. Jinými slovy vyrábí srovnatelné množství

elektrické energie, ať už je z ní odváděné teplo využíváno či nikoli. To v parním cyklu neplatí, při kogeneraci je množství elektrické energie vyrobené z jednotkového množství paliva asi poloviční, ve srovnání s případem, kdy parní turbína slouží pouze k výrobě elektrické energie. [2; str. 29] (Důvody proč je tomu tak byly nastíněny v předchozí kapitole a budou dále rozvedeny v následující části).

Paroplynové elektrárny a teplárny jsou dnes považovány za nejdokonalejší tepelné energetické centrály. [2; str. 30] Paroplynový cyklus v nich používaný je v současnosti nejmodernějším způsobem výroby elektrické energie z hlediska využití dodávaného tepla. To je dáno tím, že přeměna tepelné energie zde probíhá dvakrát; nejprve v plynovém, posléze v parním cyklu. Princip technického provedení je na obr. 3. Pracovní látka (vzduch) je nasán (A) a stlačen kompresorem a přiveden do spalovací komory (B), kde probíhá spalování paliva – zemního plynu (C). Prochází plynovou turbínou, které předává při expanzi část své energie (D). Spaliny pokračují z plynové turbíny do kotle (v tomto bodě dochází ke propojení plynového a parního cyklu). V kotli dochází k předávání tepla spalin (D-E) vodě a dochází tak k vývinu a ohřevu páry v parním cyklu (1-2). Část tepla nevyužita odchází (E-A) – jedná se o komínovou ztrátu. Parní kotel je konstruován podobně jako kotel uhelných elektráren a v některých technických provedeních umožňuje ohřev (přihřívání) vody-páry parního oběhu zdrojem tepla nezávislým na plynové části oběhu (například druhým plynovým hořákem nebo kotlem na tuhé palivo). Přehřátá pára dále expanduje přes parní turbínu a zbylé teplo odchází přes výměník.



Obr. 3: Paroplynový cyklus (T - s diagram a schéma zapojení) [5; str. 8]

Stejně jako u parního cyklu i u paroplynového oběhu lze teplo odváděné z jeho parní části využít. Pro kogeneraci zde platí stejné omezení jako u parního cyklu, neboť se v podstatě o parní cyklus jedná. Paroplynová teplárna (jako je brněnský Červený mlýn) se tedy od paroplynové elektrárny liší, podobně jako parní teplárna od parní elektrárny, výstupní teplotou kondenzátu, z čehož plyne typ použité parní turbíny (protitlakové namísto kondenzační) a rozdílná účinnost přeměny tepelné energie na elektrickou v parním cyklu.

3 Termodynamický rozbor

Jak již bylo řečeno, paroplynový cyklus se prakticky sestává ze dvou separovaných oběhů (parního a plynového). Jeho termodynamický rozbor se tedy bude nejprve zabývat každým tímto oběhem zvlášť a až v závěrečné části bude řešit specifika spojená s jejich propojením.

3.1 Účinnost

Základním kritériem, které nás u tepelných oběhů zajímá, je jejich účinnost. Tepelná (termická) účinnost je podíl získané (mechanické) práce a tepla přivedeného do cyklu. Termická účinnost je tedy definována vztahem

$$\eta_t = \frac{A}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1)$$

kde A je získaná práce, Q_1 je teplo do cyklu přiváděné a Q_2 teplo z cyklu odváděné.

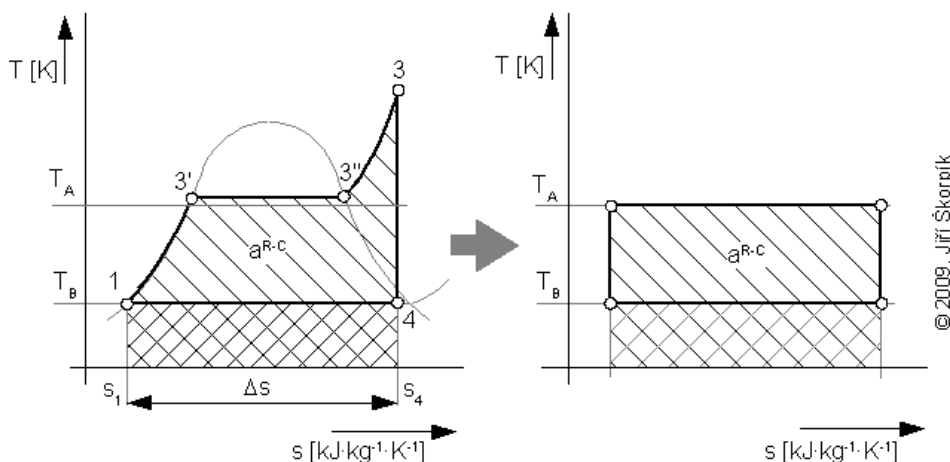
Termická účinnost je přímo ovlivněna teplotami, při nichž teplo přivádíme a odvádíme. Pro ideální tepelný cyklus – Carnotův cyklus platí:

$$\eta_{tc} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2)$$

Jeho účinnost η_{tc} je v souladu s druhým termodynamickým zákonem největší teoreticky možnou účinností, kterou cyklus pracující mezi danými dvěma teplotami může dosáhnout.

3.2 Parní oběh (Rankinův-Clausiovův cyklus)

Jednou z možností pro získání představ o možné maximální účinnosti parního cyklu v daných podmínkách je jeho převedení na Carnotův cyklus (tzv. carnotizace), jehož účinnost lze snadno stanovit. Zavedeme proto střední teplotu, při které teplo do cyklu přivádíme (obr. 4).



Obr. 4: Carnotizace Rankinova-Clausiova cyklu [4; oddíl 125]

Teplota páry před turbínou je u běžných parních oběhů zhruba 560 °C. Střední teplota, při níž je teplo do cyklu přiváděno se pohybuje kolem 300 °C (573 K). Střední teplota při, níž je teplo z cyklu odváděno je cca 30 °C (303 K). Dosadíme-li do vztahu (2) za T_1 a T_2 střední teploty T_s parního cyklu, dostáváme teoretickou nejvyšší účinnost tohoto konkrétního cyklu:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{s2}}{T_{s1}} = 1 - \frac{303}{573} = 47 \% \quad (3)$$

Skutečná účinnost je ještě o něco nižší, protože musí brát v úvahu ztráty na kotli, termodynamickou účinnost turbíny apod. Výše uvedený výpočet nicméně dostatečně demonstrovuje základní omezení parního cyklu, kterým je hraniční hodnota účinnosti daná teplotami, mezi nimiž cyklus pracuje. Zvýšení účinnosti lze dosáhnout především změnou středních teplot přívodu a odvodu tepla. Zvýšení teploty přívodu tepla je technicky proveditelné, nicméně jsou zde jistá omezení. Především je nutno ctít pevnostní charakteristiky materiálů tlakové části kotle, parovodů, vstupních částí turbíny atd. namáhaných za vysoké teploty [2; str. 22]. V případě paroplynového cyklu však navyšování střední teploty T_{s1} není relevantní, neboť koresponduje s teplotou, při níž je odváděno teplo z plynové části oběhu. Snížení teploty odvodu tepla T_{s2} je v případě parního i paroplynového cyklu žádoucí, ale je omezeno možnostmi odvodu tepla, tedy chlazením. K odvodu tepla se totiž využívá okolní prostředí. Je-li to možné, je vhodné využít např. chladnou mořskou či jinou vodu (např. z dostatečně mohutného toku řeky, či rozlehlé vodní plochy jezera). Tam, kde to možné není, nastupují chladicí věže a přebytečné teplo je vypouštěno přímo do ovzduší. Teplotu odvodu tepla tedy není možné snížit, nejedná-li se o provozy v příhodných podmínkách.

Ze vztahu (2), taktéž vyplývá již zmíněné snížení účinnosti výroby elektrické energie v případě, že parní cyklus (potažmo parní část paroplynového cyklu) využíváme v teplárenství (ke kogeneraci) – tedy využíváme odváděné teplo k vytápění nebo jiným obdobným účelům. Abychom mohli odváděné teplo využít, musí mít dostatečnou teplotu. V takovém případě expanzi v turbíně ukončujeme při vyšším tlaku, kdy je teplota sytosti páry přes 90 °C nebo ještě vyšší, což výrazně snižuje termickou účinnost. Toto snížení je tím větší, čím větší je tlak (tzv. protitlak) a tedy i teplota páry za turbínou. Odtud název protitlaková turbína, která se používá v parních a paroplynových teplárnách. Pro úplnost dodejme, že snížení termické účinnosti (tedy de facto účinnosti výroby elektřiny z paliva) v případě teplárny je více než dostatečně vynahrazeno zvýšením celkové účinnosti (tedy přeměny energie z paliva na užitečnou energii). To proto, že k elektrické energii E získané z tepelné energie paliva Q_{pal} se v případě teplárny přičítá ještě teplo dodané spotřebitelům Q_d [2; str. 24-25]:

$$\eta_{el} = \frac{E}{Q_{pal}} \quad (4)$$

$$\eta_{tep} = \frac{E + Q_d}{Q_{pal}} \quad (5)$$

η_{el} je účinnost elektrárny, η_{tep} je účinnost teplárny.

Termickou účinnost parního cyklu lze z podílu práce k přivedenému teplu (1) vyjádřit i pomocí entalpií odečtených pro daný parní oběh z tepelného diagramu (obr. 1) a vztažených na jednotkovou hmotnost vodní páry 1 kg.

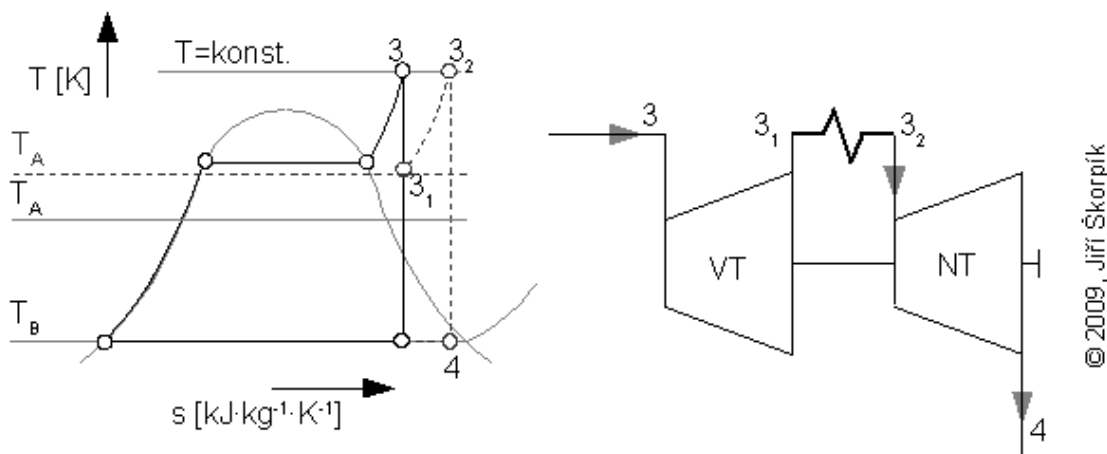
$$\eta_t = \frac{A}{Q_1} = \frac{a_t}{q_h} = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_1} \quad (6)$$

kde teplo q_h přivedené do cyklu je rovno entalpickému spádu $h = i_3 - i_1$. Práci turbíny lze určit v souladu s prvním zákonem termodynamiky pro otevřenou soustavu jako rozdíl entalpie na počátku a na konci adiabatické expanze. [6; str. 178]

Z uvedeného vztahu je zřejmé, že získanou práci a tedy i účinnost cyklu lze zvýšit zvětšením entalpického spádu $i_3 - i_4$. Toto je možné řešit zvýšením parametrů admisní páry vstupující do turbíny (mimo jiné i teploty, což je v souladu se zvýšením účinnosti podle vztahu (3)) nebo také snížením kondenzačního tlaku.

Při prodlužování entalpického spádu na nižší kondenzační tlaky je však pára na konci expanze příliš mokrá a vzniká nebezpečí zvýšeného opotřebení turbínových lopatek kapičkami vody. Tomuto stavu se často čelí tzv. meziohřevem páry [6; str. 179]. Schéma zapojení meziohřevu mezi vysokotlakým a nízkotlakým dílem turbíny je na obr. 5. Zlepšení tepelné účinnosti meziohřevem je v praxi 2 až 4 %. Užívá se proto jen u velkých elektrárenských bloků, kde navíc zlepšuje termodynamickou účinnost [5; str. 11].

Další způsoby navyšování účinnosti parního oběhu (např. regenerativní ohřev vody) jsou uvedeny např. v literatuře [4], [5], [7].



Obr. 5: T-s diagram parního oběhu s meziohřevem páry [4; oddíl 129]

3.3 Plynový oběh (Braytonův cyklus)

Druhou, neméně důležitou část paroplynového cyklu tvoří plynové soustrojí. Plynovým cyklem v podstatě celý paroplynový oběh začíná a je jím zásadně ovlivněn.

Oběh spalovacích turbín, idealizovaný jako Braytonův oběh (viz obr. 2), začíná kompresí nasávaného vzduchu, u níž se předpokládá, že je adiabatická. Do ohřátého, stlačeného vzduchu je ve spalovací komoře vstříkováno palivo. Výsledná směs je posléze zapálena a hoří při téměř konstantním tlaku (předpokládá se tedy izobarický přívod tepla). Nakonec horké spaliny o vysokém tlaku adiabaticky expandují ve spalovací turbíně a jsou vypouštěny do okolní atmosféry (často však nejprve projdou přes výměník, aby část jejich tepla mohla být využita např. právě v parní části kombinovaného cyklu). Na obrázku je přísně vzato znázorněn uzavřený cyklus, avšak popsaný otevřený cyklus se z termodynamického pohledu chová stejně. Můžeme si totiž představit, že vypouštěním spalin je z nich odváděno teplo za konstantního (atmosférického) tlaku, čímž se vrací do původního stavu, za nějž je vzduch do cyklu přiváděn.

Pro účinnost plynového cyklu platí (za předpokladu, že pracovní látkou je ideální plyn):

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{1 - \frac{T_1}{T_4}}{1 - \frac{T_2}{T_3}} = 1 - \frac{T_4}{T_3} \quad (7)$$

Zavedeme-li ε jako kompresní poměr tlaků p_2 a p_1 , pak pro izoentropickou změnu platí:

$$\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (8)$$

a po úpravě dostáváme:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{T_4}{T_3} \quad (9)$$

Ze vztahu (9) vyplývá, že termická účinnost ideální rovnotlaké plynové turbíny nezávisí na množství přivedeného tepla a je závislá pouze na Poissonově konstantě κ a kompresním poměru ε . S narůstajícím kompresním poměrem účinnost turbíny narůstá, např. pro $\varepsilon = 20$ by vycházela hodnota účinnosti $\eta_t = 0,576$.

Uvedené však platí pouze pro ideální oběh, který má izoentropickou účinnost turbíny η_{ize}^T a kompresoru η_{ize}^K rovnou jedné. V reálném případě však platí, že $\eta_{ize}^T = 0,87$ až $0,89$ a $\eta_{ize}^K = 0,84$ až $0,86$, tudíž skutečná účinnost turbíny je mnohem nižší [7; str. 36-39].

Navíc tyto nižší účinnosti kompresoru a turbíny se promítají i do vztahů mezi teplotami T_2 a T_1 (respektive T_4 a T_3), jak je uvedeno níže.

Ve vzorcích je zaveden teplotní poměr $\tau = T_3/T_1$ a dále zde definujeme izoentropickou účinnost turbíny a kompresoru:

$$\eta_{ize}^K = \frac{T_{2ize} - T_1}{T_2 - T_1} \quad \eta_{ize}^T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4ize}} \quad (10)$$

Teplota po kompresi a expanzi je:

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{ize}^K} \right) \quad T_4 = T_3 \left(1 - \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) \eta_{ize}^T \right) \quad (11)$$

kompresní práce je pak:

$$a_k = \Delta i_k = c_p (T_2 - T_1) = \frac{c_p \cdot T_1}{\eta_{ize}^K} \left(\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (12)$$

a expanzní práce:

$$a_T = \Delta i_T = c_p (T_3 - T_4) = c_p \cdot \eta_{ize}^T \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) \quad (13)$$

Přivedené teplo je:

$$q_{2,3} = c_p (T_3 - T_2) = c_p [(T_3 - T_1) - (T_2 - T_1)] = c_p \cdot T_1 \left[\tau - 1 - \frac{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{ize}^K} \right] \quad (14)$$

Tepelná účinnost spalínového oběhu po úpravě je:

$$\eta_{t,g} = \frac{a_T - a_k}{q_{2,3}} = \frac{\eta_{ize}^T \cdot \eta_{ize}^K \cdot \tau - \varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \left[\frac{\eta_{ize}^K (\tau - 1)}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} - 1 \right]} \quad (15)$$

Výsledný vztah pro účinnost spalovací turbíny včetně jeho odvození byl převzat z [7; str. 37]. *Pozn: Ve vztahu pro kompresní práci je opravena chyba nacházející se v originále – teploty v závorce mají špatné indexy. Jejich správná hodnota je ale zřejmá z dosazení.*

Z uvedeného vyplývá, že takto určená účinnost s rostoucím tlakovým poměrem ε roste jen do určité hodnoty dané teplotním poměrem $\tau = T_3/T_1$ (tedy poměrem nejvyšší a nejnižší teploty cyklu), po jejímž překročení klesá. Hodnotu tlakového poměru ε je tedy nutné pro dané konkrétní pracovní teploty vhodně optimalizovat. S narůstající hodnotou teplotního poměru τ optimální hodnota tlakového poměru ε (pro získání maximální účinnosti) vzrůstá. To je v souladu s druhým termodynamickým zákonem o závislosti maximální účinnosti na rozdílu teplot, mezi nimiž cyklus pracuje.

3.4 Paroplynový cyklus

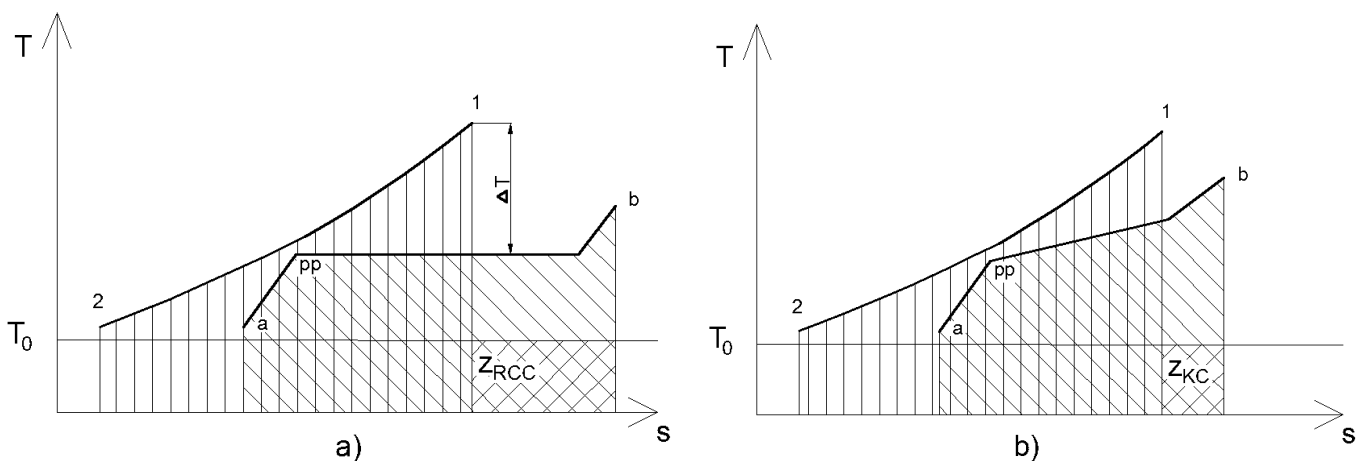
Paroplynový oběh díky spojení dvou předchozích oběhů umožňuje především vytvoření pracovní oblasti cyklu mezi vysokou teplotou na straně jedné a teplotou dostatečně nízkou na straně druhé. Z toho plyne (viz (2)) jeho vysoká termická účinnost. Ta je však snižována celou řadou dílčích ztrát, především v jednotlivých částech cyklu (parní a plynové), jak bylo nastíněno výše. Kromě již uvedeného je však nutno brát v potaz také podmínky přenosu tepla ve spalínovém kotli, který tvoří přechod mezi plynovou a parní částí oběhu.

Právě zde dochází ke ztrátám nevratným sdílením tepla, které jsou v zásadní míře ovlivněny rozdílem (tzv. teplotním spádem ΔT) mezi teplotou, při níž je teplo odváděno (ze spalínů za plynovou turbínou), a teplotou, při níž jej přivádíme do parního oběhu (další části cyklu). Pro poměrnou ztrátu exergie na kotli ξ_e byl odvozen vztah [8]

$$\xi_e = T_0 \cdot \frac{\Delta T}{T_{\phi}^2} \quad (16)$$

kde T_{ϕ} je střední teplota, při níž je do cyklu přiváděno teplo, T_0 je teplota okolí.

U jednoduchého (jednotlakého) paroplynového cyklu je zásadním problémem fakt, že odvádění tepla ze spalínů ve spalínovém kotli probíhá při klesající teplotě, kdežto toto teplo je přiváděné do Rankinova-Clausiova cyklu, který probíhá v oblasti mokré páry (ve výparníku) při konstantní teplotě. Následkem toho je teplotní spád ΔT v určitém místě diagramu T-s (při nejvyšší teplotě spalínů) značně vysoký, jak je vidět na obr.6a. To vede ke zvýšení celkových ztrát nevratným sdílením tepla. Tuto situaci lze částečně vyřešit použitím vícetlakého parního oběhu (bude rozvedeno dále) nebo nahrazením klasického Rankinova-Clausiova cyklu (RCC) oběhem s jinými vlastnostmi pracovní látky, jak jej navrhl A. I. Kalina. Kalinův cyklus (KC) používá místo vody a vodní páry jako pracovní látku směs vody a čpavku, jejíž odpařování a kondenzace probíhají při změně teploty (obr. 6-b). Křivka, na níž probíhá přivádění tepla do Kalinova cyklu, pak lépe sleduje průběh křivky odvodu tepla ze spalínů. Teplotní spád mezi oběma látkami tudíž není ani při nejvyšší teplotě spalínů tak vysoký jako u RCC a celková ztráta nevratným sdílením tepla je tedy menší [8].



Obr. 6: Průběh teplot v T-s diagramu: a) Rankinův-Clausiov cyklus b) Kalinův cyklus (převzato z [8])

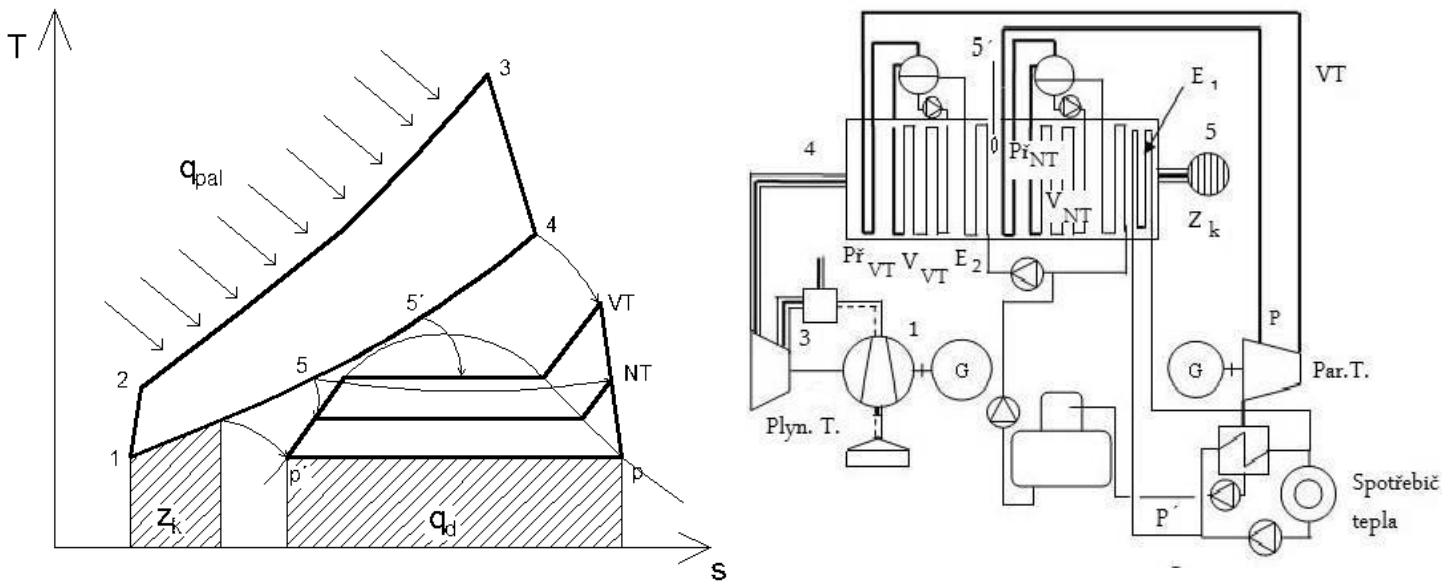
Velkou nevýhodou jednotlakového Rankinova-Clausiova cyklu je to, že místo s nejmenším teplotním spádem na kotli (tzv. pinch point), určuje vztah mezi tlakem páry a teplotou, na kterou lze vychladit nositele tepla (spaliny). Pro dostatečné vychlazení nositele tepla je možné použít jen velmi nízký tlak páry, neboť při vyšším tlaku páry pinch point určuje poměrně vysokou teplotu nositele tepla před ekonomizérem (*pozn: to vede k navýšení tepla, které je bez užítku vypouštěno komínem do okolí, tedy k navýšení komínové ztráty*). Nízký tlak páry vede k nízké účinnosti parního cyklu a je tím významnější, čím nižší je vstupní teplota nositele tepla [8]. Tento nedostatek lze minimalizovat použitím vícetlakového Rankinova-Clausiova oběhu.

Přestože prof. Kadrnožka ve svém článku [8], z něž v této části vycházím především, přiznává Kalinovu cyklu jisté výhody, k možnostem nahrazení Rankinova-Clausiova cyklu tímto oběhem v prostředí paroplynových elektráren je skeptický. Dovolím si zde shrnout některé z jeho závěrů. Především přestože odpařování směsi použité v Kalinově cyklu při vzrůstající teplotě je nespornou výhodou, přináší tato vlastnosti směsi i slabiny. Kondenzace se totiž děje obdobně při proměnné teplotě, což, není-li ve velkém rozsahu uplatněna rekuperace tepla, vede k výrazně vyšším teplotním spádům při odvodu tepla do okolí a tedy větším ztrátám exergie nevratným sdílením tepla, než je tomu u Rankinova-Clausiova cyklu (zde je konstantní teplota kondenzace výhodou). Tyto ztráty jsou navíc větší při nižších teplotních hladinách, takže tento nedostatek může i převážit úsporu získanou při přivádění tepla do oběhu. Je tedy nutné tomuto předcházet právě rozsáhlou rekuperací. Ta je ovšem složitá a nákladná a její provedení si žádá několikanásobně větší plochy výměníků tepla, než jsou teplosměnné plochy kotle a kondenzátorů klasického Rankinova-Clausiova cyklu. Dalším podstatným nedostatkem je fakt, že rozdíl mezi teplotami syté kapaliny a syté páry není příliš velký (nejvíce 90–100 °C). Tento teplotní rozdíl může být významný při menším celkovém ochlazení nositele tepla, ale při jeho vysoké vstupní teplotě, např. při přímém spalování fosilních paliv a v paroplynových elektrárnách, je tento vliv méně podstatný. Proto Kalinův cyklus může přinést podstatně větší výhody při použití nízkopotenciálního tepla (např. geotermální energie, odpadní teplo) než v oblasti paroplynových bloků.

Kromě uvedeného navíc hlavní přednost Kalinova cyklu (zmenšení středního teplotního spádu při přivádění tepla) není tak markantní ve srovnání s vícetlakovými Rankinovými-Clausiovými cykly, neboť tento rozdíl se se zvyšujícím se počtem tlakových úrovní zmenšuje. Navíc poměrné exergické ztráty klesají s rostoucí teplotou, tudíž nejsou pro celkovou účinnost zásadní [8].

Další možností snížení teplotního spádu ΔT a tedy ztrát nevratným sdílením tepla je použití již zmíněného dvojtlakového (nebo vícetlakového) tepelného oběhu parní turbíny. Teplo ze spalin je v něm nejprve přiváděno k ohřevu vody-páry o vysokém tlaku. Po té, co teplota spalin příliš klesne (dostane se pod teplotu pinch pointu daného tlakem vody), je zbylé teplo spalin využíváno k ohřívání jiného potrubí, v němž je voda a následně pára o nižším tlaku (tedy i nižším pinch pointu). Tím se sníží mezera mezi teplotou spalin a teplotou vody a páry během výměny tepla, aniž by se zároveň znemožnilo využití tepla spalin při nižších teplotách. Průběh teplot dvoutlakového parního oběhu je patrný z obr. 7, na němž je zároveň schéma jeho provedení. Spaliny odcházející z plynové turbíny nejprve předávají své teplo pracovní látce ve vysokotlakém přehříváku $Př_{VT}$, následně výparníku V_{VT} a vysokotlaké části

ohříváku vody (ekonomizéru) E_2 . Následně jsou spaliny ochlazovány v nízkotlakém parním okruhu ($Př_{NT}$, V_{NT} , E_1). Expanze páry probíhá ve vícetlaké turbíně tak, že nejdříve expanduje vysokotlaká pára do nižšího tlaku. Při něm se do tělesa turbíny přivádí přehřátá pára z nižší tlakové hladiny a smísí se s tokem páry v turbíně. Další expanze pokračuje se sloučenými toky v nízkotlakové části parní turbíny [9; str. 10].



Obr. 7: Paroplynová teplárna s protitlakovou turbínou a dvoutlakovým kotlem [2; str. 31]

Víacetlakové paroplynové zařízení je pochopitelně dražší než jednotlaké, jeho vyšší cenu proto musí vyvážit vyšší účinnost. Nejvýraznější zvýšení účinnosti (v řádu několika jednotek procent) nastane právě při zvýšení počtu tlakových hladin z jedné na dvě. V praxi nic nebrání dalšímu navyšování tlakových hladin, ale s jejich vzrůstajícím počtem další navyšování účinnosti rychle klesá. Tří tlakových hladin se proto používá jen u paroplynových centrál s velkým výkonem, kde i malé zvýšení účinnosti přináší velké úspory.

Na celkovou účinnost paroplynového cyklu jako celku mají pochopitelně všechny výše řečené body významný vliv. Práce získaná z kombinovaného oběhu je součtem prací získaných z jednotlivých částí, v čemž zásadní roli hraje jejich účinnost. Další ztráty shrnuje účinnost kotle na odpadní teplo η_K , která vyjadřuje, jak velký podíl přivedeného odpadního tepla je využit.

Celkovou práci vykonanou plynovým oběhem lze vyjádřit vztahem:

$$a_g = q_{pal} \cdot \eta_{t,g} \quad (17)$$

kde $\eta_{t,g}$ je tepelná účinnost plynového oběhu, q_{pal} je teplo dodané v palivu.

Práce vykonaná parním oběhem je:

$$a_p = q_p \cdot \eta_{t,p} = q_{pal} \cdot (1 - \eta_{t,g}) \cdot \eta_K \cdot \eta_{t,p} \quad (18)$$

kde q_p je teplo předané v kotli a $\eta_{t,p}$ je tepelná účinnost parního cyklu.

Účinnost paroplynového oběhu z hlediska vyrobené elektrické energie se pak určí jako [7; str. 4]

$$\eta_{t,pp} = \frac{a_g + a_p}{q_{pal}} = \eta_{t,g} + (1 - \eta_{t,g}) \cdot \eta_k \cdot \eta_{t,p} \quad (19)$$

Ze vztahu (19) je názorně vidět rozhodující význam účinnosti plynového cyklu na celkovou účinnost paroplynového oběhu, neboť parní cyklus pracuje až s teplem, které „zbylo“ z cyklu plynového, navíc zmenšeným o ztrátu na kotli, která v praxi činí přes deset procent. Přestože je tedy účinnost parní části také velmi důležitá (protože využitím odpadního tepla přispívá k účinnosti v paroplynovém cyklu), je účelné využít maximum tepla hned v plynové části.

3.5 Diskuse teoretické části

Jak bylo doloženo na konci předešlé části (vztah (19)) nejvýznamnější podíl na celkové práci paroplynového cyklu má cyklus plynové turbíny a je proto logické se jeho účinnost snažit maximálně navýšit. Nejsnáze toho lze dosáhnout zvýšením teploty spalin před turbínou. K dané teplotě spalin je dále nutné vhodně zvolit kompresní poměr. To v praxi znamená, že s nárůstem teploty spalin je spojen i nárůst jejich tlaku. To klade vysoké nároky na konstrukci turbíny a především na použité materiály, které musí splňovat pevnostní a únavové charakteristiky při značně vysokých teplotách i tlacích. V dnešní době bylo dosaženo teploty spalin přes 1400 °C a lze předpokládat, že trend navyšování bude (především díky pokrokům v oblasti nových materiálů) dále pokračovat. Proto to bude pravděpodobně právě toto navyšování, co v budoucnosti přispěje největší měrou k dalšímu růstu účinnosti paroplynového cyklu. Nelze ani opomíjet snahu o zvýšení účinnosti kompresoru a vnitřní účinnosti vlastní plynové turbíny.

Další částí v rovnici (19) je účinnost spalinového kotle, která vyjadřuje ztráty při přenosu tepla na výměnících. Možnost jejich zmenšení přináší změna média parního cyklu, která by v důsledku změny jeho vlastností vedla ke zmenšení teplotního spádu v průběhu ochlazování spalin a kterou využívá Kalinův cyklus. Toto řešení se však v praxi neukazuje o tolik účinnější než jiná opatření, z nichž asi nejdůležitější je použití vícetlakého cyklu parní turbíny. Jeho přínos se projevuje nejvýrazněji při přechodu z jedné na dvě tlakové hladiny, další navyšování účinnosti při větším počtu tlakových hladin je již jen malé. V konstrukčním řešení kotle je prostor pro inovace také dost malý. V této oblasti tedy nelze očekávat výraznější progresi, snad jen v případě zcela odlišného přístupu a originálního nového pojetí, jakým byl například právě návrh Kalinova cyklu.

Možnosti vylepšení parního cyklu jsou také značně omezené. Jak již bylo řečeno, už sama maximální možná účinnost parního cyklu není a nemůže být příliš vysoká. Nastíněné způsoby zvyšování účinnosti se snaží přibližovat této maximální hodnotě a vezmeme-li v úvahu účinnosti nejmodernějších parních elektráren (dosahující až 45 % [2; str. 31], ovšem za poněkud lepších podmínek než příklad (3)), víceméně se to daří. Přihlédneme-li navíc k dlouhé době, po kterou vývoj parního cyklu probíhal, můžeme konstatovat, že bylo v podstatě dosaženo horních limitů účinnosti tohoto cyklu daných termodynamikou. Prostor pro zlepšování je zde tudíž velmi malý. (Proto se ostatně v praxi přistupuje ve stále větší míře k realizaci paroplynových

cyklů jako kvalitativně vyšší technologii přeměny energie [7; str. 5]). Cesta pro zvyšování účinnosti paroplynového cyklu vede tedy daleko spíše přes zlepšování jeho zbývajících aspektů než přes výraznější zvýšení účinnosti parního oběhu. Středem pozornosti v paroplynovém cyklu z hlediska termodynamiky tedy zůstává navyšování parametrů jeho plynové části a optimalizace navazujících částí.

4 Hodnocení paroplynové teplárny Červený mlýn

4.1 Technické parametry provozu

Příkladem moderního energetického provozu, který využívá zvýšení účinnosti tepelného oběhu předřazením spalovací turbíny před parní oběh, může být brněnská paroplynová teplárna Červený mlýn, kterou provozují Teplárny Brno a.s. Došlo zde k výrazné modernizaci a nahrazení původního zastaralého uhelného zdroje tehdejší parní teplárny zcela novým paroplynovým provozem, využívajícím jako paliva zemní plyn. Tím došlo nejen ke zvýšení podílu vyrobené elektřiny, ale také ke snížení ekologické zátěže, neboť spalování zemního plynu je mnohem „čistší“ než uhelný provoz. V podniku je nyní umístěna spalovací turbína s instalovaným elektrickým výkonem 70 MW dodaná firmou Siemens (typ V 64.3A), která je připojena ke spalínovému kotli horizontálního provedení. Ten dodala firma ABB Energetické systémy. Pára získaná v tomto kotli je vedena do dvoutlakové protitlakové parní turbíny od téže firmy (Alstom, typ ABB GE 40) s výkonem 24 MW a je dále využívána v tepelných výměnících k ohřevu vody pro napojené horkovody. K vyrovnání rozdílů mezi okamžitou dodávkou tepla a plánovaným výkonem je využíván instalovaný akumulátor horké vody o objemu 5 tis. m³ [10]. Součástí provozu jsou i záložní horkovodní plynové kotle o jmenovitém výkonu 27 MW, které sloužily k pokrytí poptávky během výstavby.

Plynová turbína je navržena tak, aby v ní bylo možno po drobných úpravách spalovat i extralehký topný olej. Žádalo by si to však přestavbu zásobníků v objektu, což se při současných cenách blízkých cenám zemního plynu nejeví jako výhodné. Nicméně nedávná plynová krize zachovává tuto možnost stále atraktivní.

Paroplynový provoz teplárny je v současnosti certifikován k poskytování podpůrných služeb České přenosové soustavě – sekundární a terciární regulaci a dispečerské 30minutové záloze. To umožnila instalace by-passového komínu a divergované klapky, která umožňuje start spalovací turbíny bez spalínového kotle. Spalovací turbína je tak s vyřazením spalínového kotle schopna najet na plný výkon do 30 minut od zapálení. By-passový komín tak umožňuje využívat plynovou spalovací turbínu celoročně, i v letních měsících, kdy po skončení topné sezóny je výkon teplárny nižší než padesát procent. Spalovací turbína je pak přeřazena do dispečerské zálohy a funguje zcela samostatně, nezávisle na zbytku paroplynového cyklu. To navíc umožňuje provádění údržbářských prací [11].

Vzhledem k tomu, že Červený mlýn je teplárna, je příkladem nejen efektivity paroplynového cyklu, ale také výhodnosti kogenerace. Teplo získané z paliva je nejprve využito v cyklu s největší dostupnou účinností (paroplynovém) k výrobě elektřiny a zbytek (až na nevyhnutelné ztráty) teplárna Červený mlýn dodává ve formě horké vody o jmenovitých parametrech 130/70 °C do oblasti Žabovřesk, Králova Pole a části sídliště Lesná. Navíc, protože je Červený mlýn nejmodernější teplárenská centrála brněnské soustavy, je síť navržena tak, aby v přechodném období dodával teplo navíc i do zbylé části sídliště Lesná, do Líšně a Vinohrad [1; str. 68].

Znamé technické parametry teplárny Červený mlýn shrnuje tabulka 1 [1; str. 68]:

Tab. 1: Technické parametry teplárny Červený mlýn

Palivo	zemní plyn a LTO
Celkový elektrický výkon	95 MW
Celkový tepelný výkon	139 MW
<i>Spalovací turbína</i>	
typ	Siemens V64 3A
výkon na svorkách generátoru	70 MW
kompresní poměr	16,6
výstupní teplota spalin	568 °C
průtok spalin	194 kg/s
<i>Parní turbína</i>	
dvoutlaková protitlaková ABB	Alstom GE 40
výkon na svorkách generátoru	25 MW
parametry páry na vstupu do turbíny	
tlak	3,6 - 6,2 MPa
teplota	465 - 495 °C

4.2 Výpočet účinnosti a dalších parametrů paroplynového oběhu teplárny

Nejprve určíme účinnost plynové turbíny Siemens V 64.3A. Je znám její kompresní poměr a teplota spalin za turbínou (viz tab. 1). Zásadní parametr, a sice teplota spalin za spalovací komorou, je bohužel zastřen obchodním tajemstvím, jeho hodnotu tedy můžeme jen odhadovat. Výpočet podle (11) by naznačoval teplotu přes 1300 °C, což je poměrně hodně i na dnešní dobu a vezmeme-li v úvahu rok zahájení provozu (1999), je tato hodnota pravděpodobně nereálná. Odhadneme proto teplotu spalin před plynovou turbínou na 1100° C, což odpovídá teplotě u takovýchto cyklů používané. Účinnost kompresoru η_{ize}^K je cca 0,85, účinnost turbíny volíme $\eta_{ize}^T = 0,88$. Teplotu okolí bereme 4°C (na tuto teplotu je navržen spalinový kotel) [12], což odpovídá faktu, že teplárna Červený mlýn pracuje na plný výkon jen v topné sezóně. Účinnost plynové turbíny pak stanovíme dosazením do vzorce (15):

$$\tau = \frac{T_3}{T_1} = \frac{1393}{277} = 5,03 \quad (20a)$$

$$\begin{aligned} \eta_{t,g} &= \frac{a_T - a_K}{q_{2,3}} = \frac{\eta_{ize}^T \cdot \eta_{ize}^K \cdot \tau - \epsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\epsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \left[\frac{\eta_{ize}^K (\tau - 1)}{\epsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 1 \right]} = \\ &= \frac{0,88 \cdot 0,85 \cdot 5,03 - 16,6^{\frac{1,4-1}{1,4}}}{16,6^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot \left[\frac{0,85(5,03 - 1)}{16,6^{\frac{1,4-1}{1,4}}} - 1 \right]} = 38 \% \quad (20b) \end{aligned}$$

Výsledek můžeme porovnat s účinností ideálního cyklu vypočtenou podle (9):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{16,6^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 55,2 \% \quad (21)$$

Je vidět, že výsledky se skutečně významně liší. Určujícím parametrem tohoto ideálního cyklu je totiž *pouze* kompresní poměr a jak již bylo řečeno, nebere v úvahu vliv účinností kompresoru a turbíny a další vlivy, působící na podobu reálné konečné teploty spalin za turbínou. S danou účinností by ideální cyklus pracoval při zvolené vstupní teplotě spalin 1100 °C jen v případě, že by adiabatická expanze skončila na teplotě 351 °C (výpočet podle (9)). Jak víme z parametrů cyklu, konečná teplota spalin reálného cyklu je asi o 200 °C vyšší. Mnohem přesněji za použití druhého termodynamického zákona v rovnici (9) účinnost plynového cyklu vyjádříme, pokud ji stanovíme přímo z poměru teplot T_1 a T_3 , který známe, a nebudeme uvažovat závislost poměru teplot T_3 a T_1 pouze na kompresním poměru ε a exponentu κ , která v praxi nefunguje takto přímo. Z rovnice (9) tedy:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{841}{1393} = 39,6\% ; \left\{ 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \neq 1 - \frac{T_4}{T_3} \right\} \quad (22)$$

Je vidět, že takto určená teoretická účinnost plynového cyklu je mnohem bližší účinnosti, kterou jsme stanovili pro reálný případ plynové turbíny v teplárně Červený mlýn. To také naznačuje přibližnou správnost zvolené teploty spalin před turbínou $T_3 = 1100$ °C.

K určení účinnosti dvoutlakové parní turbíny Alstom ABB GE 40 využijeme vyjádření vykonané práce a odvedeného tepla pomocí změn entalpií mezi jednotlivými stavy. Provedeme však jisté zjednodušení. Nebudeme počítat s parametry vysokotlaké a nízkotlaké části jako se samostatnými jednotkami, ale budeme předpokládat, že plochy vymezené jejich křivkami na sebe přesně doléhají (obr. 7) a můžeme je nahradit jediným parním cyklem. Jinými slovy, že přivedené a odvedené teplo a především práce provedená vysokotlakou a nízkotlakou částí se rovná odpovídajícím energiím jednoho parního cyklu, pracujícím mezi stejnými parametry. Ostatně rozdělení turbíny na dvě části se provádí kvůli snížení ztrát při přenosu odpadního tepla z plynové části do části parní, samotný parní cyklus nijak neovlivní. (Řečené by neplatilo v případě přihřívání páry nebo podobných opatření, ty však v provozu Červeného mlýna nejsou aplikovány).

Entalpii před adiabatickou expanzí páry (stav 1) určíme z parametrů páry na vstupu do turbíny (viz tab. 1) z i-s diagramu: $p_3 = 6,2$ MPa, $t_3 = 495$ °C $\Rightarrow i_3 = 3400$ kJ/kg. Uvedenému tlaku odpovídá teplota syté páry t_4 cca 150 °C. To odpovídá faktu, že protitlakové turbíny na rozdíl od kondenzačních turbín nepracují s mokrou párou. Navíc teplota na ohříváku cca 150 °C odpovídá požadavkům na její využitelnost pro ohřev topné vody se jmenovitou teplotou 130 °C. Teplotě $t_4 = 150$ °C odpovídá tlak syté páry $p_4 = 0,476$ MPa na výstupu z turbíny, entalpie syté páry $i_4 = 2746$ kJ/kg a entalpie syté kapaliny $i_1 = 632$ kJ/kg.

Účinnost parního cyklu určíme ze vztahu (6):

$$\eta_t = \frac{A}{Q_1} = \frac{a_t}{q_h} = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_1} = \frac{3400 - 2746}{3400 - 632} = 23,6\% \quad (23)$$

Výsledná účinnost není příliš velká, to jsme však ani neočekávali. Protitlaková turbína je navržena tak, aby expanze páry byla zastavena na relativně vysoké teplotě,

protože jen tehdy má dostatečný potenciál, aby byla dále využitelná pro kogeneraci. To pochopitelně negativně ovlivňuje účinnost elektrárenské přeměny tepla. Pro srovnání: pokud bychom páru ochlazovali dále (v případě kondenzační turbíny v provozu paroplynové elektrárny se stejnými vstupními parametry páry), dospěli bychom obdobným výpočtem jako v předešlém případě k účinnosti cca 37 %, což je hodnota obvyklá u parních oběhů v elektrárenských provozech.

Známe-li nyní účinnosti obou částí paroplynového oběhu, můžeme určit jeho celkovou elektrárenskou účinnost ze vztahu (19). Musíme však znát ještě účinnost spalínového kotle η_k , která pro návrhový provozní stav (okolní teplota 4 °C, relativní vlhkost vzduchu 75 %, atmosférický tlak 99,8 kPa a zemní plyn jako palivo plynové turbíny) činí 88,77 % [13]. Elektrárenská účinnost oběhu je tedy

$$\begin{aligned}\eta_{t,pp} &= \frac{a_g + a_p}{q_{pal}} = \eta_{t,g} + (1 - \eta_{t,g}) \cdot \eta_k \cdot \eta_{t,p} = \\ &= 0,385 + (1 - 0,385) \cdot 0,888 \cdot 0,236 = 51,4 \% \end{aligned} \quad (24)$$

Teplárna Červený mlýn tedy teoreticky přemění cca polovinu energie uvolněné z paliva na energii elektrickou. Elektřina však představuje jen část její produkce. Další část pak představuje výroba tepla, při níž je využíváno teplo odebírané z parní části paroplynového cyklu. Z hlediska využití energie paliva tudíž účinnost parní části cyklu není důležitá, protože de facto veškeré teplo, které projde z plynové turbíny přes spalínový kotel, je využito (buď přeměněno v elektřinu na parní turbíně, nebo dodáváno ve formě horké vody spotřebitelům). Teplárenská účinnost paroplynové teplárny se tedy určí z následujícího vztahu [1; str. 42]:

$$\begin{aligned}\eta_{tep,pp} &= \frac{a_g + a_p}{q_{pal}} = \eta_{t,g} + (1 - \eta_{t,g}) \cdot \eta_k = \\ &= 0,385 + (1 - 0,385) \cdot 0,888 = 93 \% \end{aligned} \quad (25)$$

4.3 Diskuse výpočtové části

Výsledek (25) je v souladu s očekáváním; skutečná účinnost podobných provozů poskytujících teplo v prostřednictvím teplé vody bývá okolo 90 % [1; str. 39]. Celková účinnost je tedy značně vysoká, což je ale u tepláren obvyklé. Je to logicky dáno relativně snadným zužitkováním uvolněného tepla k vytápění a ohřevu. Účinnost výtopen se ostatně blíží sta procentům, je omezována jen účinností kotle. Nicméně při kogeneraci je důležité to, že vedle vysokého využití paliva dochází současně k výrobě elektřiny, tj. energie více využitelné (a také poptávané), která pak nemusí být s nízkou účinností vyráběna v klasických kondenzačních elektrárnách.

Výsledek jasně demonstruje velmi vysoké zužitkování paliva (respektive energie uvolněné jeho spálením) a dokládá, že provoz teplárny Červený mlýn je moderním a efektivním řešením poptávky po energiích a zároveň rozumně uspokojuje i ekologické stanovisko, tj. požadavek na co nejnižší produkci škodlivin na jednotku vyrobené energie. Řečené lze pochopitelně zobecnit na všechny podobné provozy (paroplynové teplárny) a do jisté míry i na paroplynové elektrárny. Tam je celková účinnost ze zřejmých důvodů nižší (nevyžívají teplo uvolněné z parní části cyklu), nicméně i tak je uspokojivě vysoká, jak by vyplývalo ze vztahu (24), kdybychom

za účinnost parního cyklu dosadili pro elektrárenský provoz obvyklejší hodnotu cca 40 %. Obdrželi bychom pak cca 60 % účinnost provozu, již nejmodernější paroplynové elektrárny v současnosti i překračují [1, str. 37].

To je právě důvodem, proč je potenciál paroplynového cyklu tak vysoký a proč lze očekávat, že jeho zastoupení při výrobě elektřiny v budoucnu dále poroste. Tento trend dokládají i investice energetické skupiny ČEZ do výstavby nových paroplynových provozů zmíněné v úvodu. Kromě novostaveb se jeví jako rozumné investovat i do modernizace současných parních tepláren a elektráren, kde lze předřazením plynové turbíny získat znatelný nárůst účinnosti při výrobě elektřiny. To je možné i při zachování tuhých paliv jako primárního paliva pro parní cyklus, neboť lze plynovou turbínou o menším výkonu poháněnou plynem pouze „přitápět“ [14]. (Není tak sice plně využít potenciál paroplynového cyklu, nicméně přestavba je pak snazší a rychlejší při nižších investičních nákladech.) Za pozornost jistě stojí také technologie umožňující zplynování uhlí (více např. v [15]), které lze pak použít jako palivo pro paroplynový cyklus namísto nákladného zemního plynu.

Závěrem ještě dodejme, že vzhledem k tomu, že předmětem této práce je především termodynamika cyklu, tedy teoretický popis zákonitostí tepelného děje, při výpočtech účinnosti zanedbáváme množství mechanických a jiných dílčích ztrát, protože s jádrem problematiky souvisí jen okrajově. Zmíněné ztráty lze vyjádřit jako jednotlivé účinnosti konkrétních částí, které vyjadřují, jak velký podíl energie (práce) obdržené z cyklu se dostane skrze ně „dál“ až na výstup, který představují svorky generátoru. Proto někdy hovoříme o účinnosti vztažené na svorky generátoru, která představuje poměr skutečně obdržené energie a tepla uvolněného z paliva. Lze ji získat vynásobením účinnosti paroplynového cyklu, kterou jsme stanovili výše, účinnostmi zanedbaných komponent. To jsou například: *termodynamická účinnost turbíny*, která vystihuje nedokonalost termodynamické přeměny v turbíně (expanzní děje nejsou zcela adiabatické, dochází ke sdílení tepla s okolím), *mechanická účinnost soustrojí*, *účinnost generátoru* a další. Vypočtené účinnosti jsou tedy pořád jen teoretické, jejich skutečné hodnoty lze získat až měřením v praxi.

5 Závěr

Tato práce měla posloužit především ke shromáždění pramenů a k vytvoření ucelené představy o problematice paroplynového cyklu a nastínit hlavní zákonitostmi, jimiž se řídí. Čtenář by měl po přečtení této práce být dobře obeznámen se základními termodynamickými ději paroplynového cyklu a s důsledky (možnostmi a omezeními) z nich vyplývajícími. Druhotným cílem bylo, aby čtenář pochopil základní technickou koncepci paroplynových oběhů a získal tak představu jejich možné realizace, ať již nově navrhovaných, nebo při modernizaci stávajících parních energetických centrál. Tento cíl se nepodařilo splnit beze zbytku, vzhledem k rozsahu práce mu byl věnován jen malý prostor. Dané téma by proto mohlo být v budoucnu samostatně zpracováno v jiné obdobné práci.

Během termodynamického rozboru paroplynového oběhu se také podařilo doložit jeho vysokou efektivitu v porovnání s jinými tepelnými oběhy, což byl jeden z hlavních cílů. Bylo zmíněno několik možností, jak dosáhnout ještě větší účinnosti při vylepšení některých aspektů. Za nejslibnější cestu autor považuje snahy o zvyšování teploty spalin před plynovou turbínou, která má, jak se ukázalo, výrazný vliv na celkovou účinnost. V této oblasti lze též podniknout hlubší zkoumání.

Posledním z cílů bylo posouzení reálné paroplynové centrály a praktická aplikace dříve získaných poznatků. Posouzení provozu bylo pochopitelně možno provést komplexněji a detailněji, nicméně to nebylo hlavní náplní této práce. Zde jsme se spokojili se získáním konkrétních výsledků především v oblasti vysoké účinnosti provozu, dokládající tak předchozí závěry.

Paroplynový cyklus je komplexním tepelným oběhem a není proto snadným úkolem jej v praxi optimalizovat, neboť jeho účinnost závisí na celé řadě faktorů. Autor doufá, že tato práce přispěje k zájmu o tento dosud nejdokonalejší způsob transformace tepelné energie a k hlubšímu pochopení pochodů, jimiž se řídí.

6 Použitá literatura

- [1] KRBEK, Jaroslav; POLESNÝ Bohumil. *Kogenerační jednotky – Zřizování a provoz*. Praha: GAS s r.o., 2007. 72s. ISBN 978-80-7328-151-9 [cit. 2010-05-01] Dostupné z WWW: <http://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/kogeneracni_jednotky_zrizovani_provoz_2220047233.pdf>
- [2] KADRNOŽKA, Jaroslav; OCHRANA, Ladislav. *Teplárenství*. Brno: CERM, 2001. 177s. ISBN 80-7204-222-X
- [3] *Roční zpráva o provozu ES ČR 2008 – ERÚ*. [online]. c2008. Energetický regulační úřad. [cit. 2010-05-01]. Dostupné z WWW: <http://www.eru.cz/user_data/files/statistika_elektro/rocní_zprava/2008/index.htm>
- [4] ŠKORPÍK, Jiří. *Zdroje a přeměna energie*. [online]. c2006-2010. [cit. 2010-05-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/>>
- [5] SCHEJBAL, Konstantin; NOHAC Karel. *Elektroenergetika 1 – Základy termomechaniky*. [online]. [cit. 2010-05-01]. Dostupný z WWW: <http://www.webs.zcu/fel/kee/+EE1/Cast7-1/Termodynamika_pro_plusEE1.pdf>
- [6] PAVELEK, Milan; a kolektiv. *Termomechanika*. 3. vyd., v CERM první. Brno: CERM, 2003. 286 s. ISBN 80-214-2409-5
- [7] KOLAT, Pavel. *Energetické centrály (Paroplynové cykly)*. Ostrava: VŠB –Technická univerzita. Fakulta strojní, 1995. 74s. ISBN 80-7078-272-2
- [8] KADRNOŽKA, Jaroslav. Termodynamické zhodnocení Kalinova cyklu a vícetlakového Rankinova-Clausiova cyklu se zaměřením na paroplynové elektrárny. *Energetika*. 2000, roč. 50, č. 1, s. 14-19. ISSN 0375-8842
- [9] KONEČNÝ, Václav. *Návrh paroplynového zařízení*. Plzeň: Západočeská univerzita. Strojní fakulta, 2007. 128 s. ISBN 978-80-7043-532-8
- [10] *Provoz Červený mlýn*. [online]. c2010. Teplárny Brno, a.s. [cit. 2010-05-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.teplarny.cz/?page=cerveny-mlyn>>
- [11] *By-pasový komín pro využití spalovací turbíny cyklu KVET k poskytování DZ 90*. [online]. c2004. Teplárenské sdružení České republiky. [cit. 2010-05-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.tscr.cz/index.php?pg=0350&x=2004p>>
- [12] KAŠPÁREK, Lubomír; SEDLÁČEK Karel. Červený mlýn ve znamení paroplynu. *MM Průmyslové spektrum*. 1999, roč. 3, č. 12, s. 10-11. ISSN 1212-2572
- [13] KUGLER, Vladimír. Spalinový kotel horizontálního provedení v brněnské teplárně Červený mlýn. *Energetika*. 1998, roč. 48, č. 7-8, s. 228-229. ISSN 0375-884
- [14] HROMEK, Rostislav. Termodynamické aspekty PPC, zejména repoweringu. *Energetika*. 1999, roč. 49, č. 12, s. 390-391. ISSN 0375-8842
- [15] ŠŤASTNÝ, Miroslav. Termodynamické Paroplynová elektrárna s integrovaným zplyňováním ve Vřesové. *Energetika*. 2009, roč. 59, č. 2, s. 49-53. ISSN 0375-8842

7 Seznam použitých symbolů

a, A	- (měrná) práce
a_g	- práce vykonaná plynovým cyklem
a_k	- kompresní práce
a_p	- práce vykonaná parním cyklem
a_T	- expanzní práce
c_p	- měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
E	- elektrická energie
h	- entalpický spád
i	- entalpie
p	- tlak
q_1, q_h, Q_1	- (měrné) teplo do cyklu přiváděné
q_2, Q_2	- (měrné) teplo z cyklu odváděné
q_p	- předané teplo
Q_d	- dodané teplo
q_{pal}, Q_{pal}	- (měrná) tepelná energie z paliva
s	- entropie
T, t	- teplota
T_1	- teplota přívodu tepla
T_2	- teplota odvodu tepla
T_0	- teplota okolí
T_s	- střední teplota
ΔT	- teplotní spád
T_θ	- střední teplota přívodu tepla do cyklu
ε	- kompresní poměr
κ	- Poissonova konstanta

η_{el}	- účinnost elektrárny
η_{ize}^K	- izentropická účinnost kompresoru
η_{ize}^T	- izentropická účinnost turbíny
η_k	- účinnost spalínového kotle
η_t	- termická účinnost
η_{tc}	- účinnost Carnotova cyklu
η_{tep}	- účinnost teplárny
$\eta_{tep,pp}$	- teplotní účinnost paroplynové teplárny
$\eta_{t,g}$	- termická účinnost plynové turbíny
$\eta_{t,p}$	- tepelná účinnost parního cyklu
$\eta_{t,pp}$	- účinnost paroplynového oběhu
τ	- teplotní poměr (T_3/T_1)
ξ_e	- poměrná ztráta exergie