

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

IDEÁLNÍ OBĚHY PLYNOVÝCH TURBÍN

IDEAL CYCLE GAS TURBINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MAREK BOBČÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Marek Bobčík

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:

Ideální oběhy plynových turbín

v anglickém jazyce:

Ideal cycle gas turbines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Porovnat ideální oběhy různých typů plynových turbín. Zahrnutí vlivu regenerace. Rozbor oběhů vícestuňových turbín.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše aktuálně používaných plynových turbín. Rozbor termické účinnosti různých oběhů plynových turbín. Rozsah práce 15-30 stran.

Seznam odborné literatury:

- [1] Cengel, Yunus A.; Boles, Michael A. (2005). Thermodynamics - an Engineering Approach. McGraw-Hill.
- [2] Giampaolo Tony; Gas Turbine Handbook: Principles and Practice 4th Edition, 2009 by The Fairmont Press.
- [3] Kadrnožka Jaroslav; Tepelné turbíny a turbokompresory I základy teorie a výpočtů, CERM 2009.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Obsahem této práce je popis základní charakteristiky různých ideálních oběhů plynových turbín. Postupně jsou odvozeny základní vzorce, pomocí nichž je získán výsledný vztah pro výpočet termické účinnosti. Poté je porovnávána termická účinnost různých typů tepelných oběhů, které se používají pro plynové turbíny.

KLÍČOVÁ SLOVA

termická účinnost, plynová turbína, ideální Braytonův tepelný oběh, tlakový poměr, regenerace

ABSTRACT

The purpose of this bachelor thesis is to describe the basic characteristics of ideal cycle gas turbines. It deals with the derivation of basic formulae for thermal efficiency calculation. It then draws a comparison between the thermal efficiency of various types of heat cycles used for gas turbines.

KEY WORDS

thermal efficiency, gas turbine, ideal Brayton cycle, pressure ratio, regeneration

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BOBČÍK, M. *Ideální oběhy plynových turbín*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 45 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D..

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval doc. Ing. Josefu Štětinovi Ph.D. za trpělivost a ochotu při odborných konzultacích v průběhu psaní této bakalářské práce. Také bych rád poděkoval své rodině a přítelkyni za jejich podporu a porozumění v průběhu celého studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci *Ideální oběhy plynových turbín* vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce doc. Ing. Josefa Štětiny Ph.D. Současně prohlašuji, že jsem v příloženém seznamu uvedl všechny použité zdroje.

Marek Bobčík

V Brně dne 23. května 2011

OBSAH

| | |
|---|----|
| ÚVOD..... | 13 |
| 1 HUMPHREYŮV TEPELNÝ OBĚH | 14 |
| 1.1 Termodynamické děje | 15 |
| 1.2 Odvození vzorce termické účinnosti | 15 |
| 1.3 Grafické znázornění účinnosti Humpreyova tepelného oběhu..... | 16 |
| 2 BRAYTONŮV TEPELNÝ OBĚH..... | 17 |
| 2.1 Termodynamické děje | 18 |
| 2.2 Čistá získaná práce | 18 |
| 2.3 Odvození vzorce termické účinnosti | 19 |
| 2.4 Odvození vzorce optimálního tlakového poměru | 19 |
| 2.5 Optimální rozmezí teplot a tlakového poměru | 20 |
| 2.6 Skutečný Braytonův tepelný oběh | 21 |
| 2.7 Grafické znázornění účinnosti Braytonova tepelného oběhu..... | 21 |
| 3 BRAYTONŮV TEPELNÝ OBĚH S REGENERACÍ..... | 23 |
| 3.1 Termodynamické děje | 24 |
| 3.2 Odvození vzorce termické účinnosti | 24 |
| 4 BRAYTONŮV TEPELNÝ OBĚH S MEZICHLAZENÍM, OPĚTOVNÝM OHŘEVEM A REGENERACÍ | 26 |
| 4.1 Termodynamické děje | 27 |
| 5 CARNOTŮV TEPELNÝ OBĚH A JEHO VÝZNAM V INŽENÝRSTVÍ..... | 29 |
| 5.1 Odvození vzorce termické účinnosti | 30 |
| 6 EXERGETICKÁ ÚČINNOST A JEJÍ VÝZNAM V INŽENÝRSTVÍ..... | 31 |
| 6.1 Odvození vzorce termické účinnosti | 31 |
| 7 PROČ POUŽÍVÁME PLYNOVOU TURBÍNU ANEB CO NÁM PŘINÁŠÍ..... | 33 |
| 7.1 Světová produkce plynových turbín | 33 |
| 7.2 Paroplynový cyklus..... | 35 |
| 7.3 Palivový článek a plynová turbína..... | 36 |
| 7.4 Mikroturbíny..... | 37 |
| ZÁVĚR | 39 |
| SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ | 40 |
| SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ | 42 |
| SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ | 44 |

ÚVOD

Již od počátku se lidstvo pokouší vyrobit pomůcky pro zjednodušení a ulehčení každodenní práce. Později se lidé pokouší navrhnout jednoduché stroje, které by jim sloužily. Musíme si uvědomit, že od jednoduchých pomůcek až po složitější stroje uplyne dlouhé období vývoje. Jinak tomu není ani ohledně plynové turbíny.

Plynová turbína se skládá z několika důležitých komponentů. Vývoj každého z komponentů přímo nebo nepřímo ovlivnil vynalezení plynové turbíny.

Počátky můžeme pozorovat již v roce 130 před naším letopočtem, když Hero z Alexandrie vytváří velmi zjednodušenou parní turbínu k otevírání dveří. V roce 1687 Angličan Isaac Newton, publikuje své tři pohybové zákony. Nyní si lidstvo může snadněji představit a následně teoreticky spočítat potenciál turbín. Ale i přesto ještě dlouhou dobu lidstvo nepozná prvotní schéma plynové turbíny. Teprve v roce 1791 vytváří Angličan John Barber základní obrys obsahující pístový kompresor, spalovací komoru a turbínu, který si nechává patentovat. Dokonce přemýšlí o využití svého návrhu pro tryskový pohon [12]. Bohužel nejsou po technické stránce komponenty dostatečně výkonné, aby bylo možné plynovou turbínu použít pro potřeby lidstva. Díky patentovanému obrysu se plynová turbína dostává mezi více lidí, kteří zkouší tento návrh – případně jeho určitou část – zdokonalit.

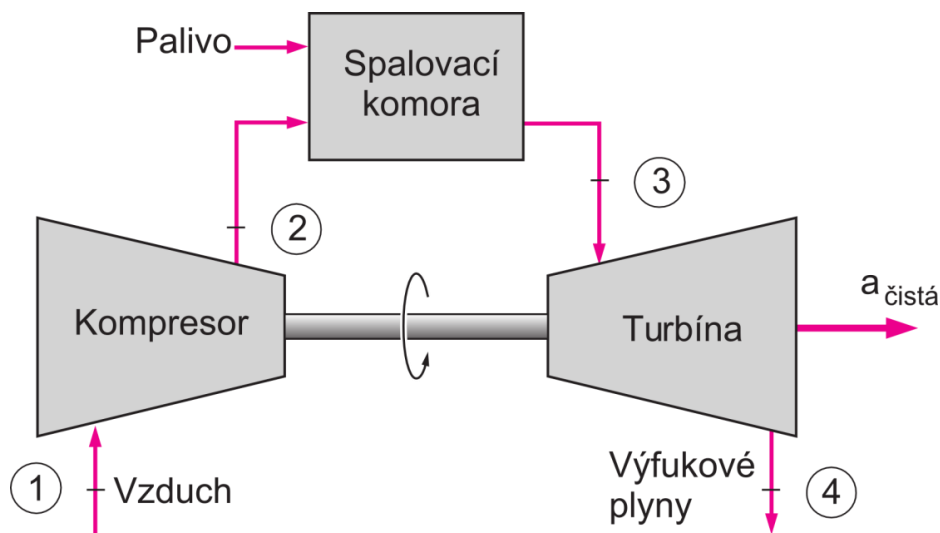
S příchodem 20. století nastává čas plynové turbíny. Komponenty jsou již na dostatečné výkonové úrovni a materiály jsou již schopny vydržet vysoké teploty uvnitř turbíny [12].

V roce 1930 Angličan Frank Whittle podává patentovou přihlášku na využití plynové turbíny pro tryskový pohon. Ta není uznána až do roku 1939, kdy dostává za úkol navrhnout letadlový motor. V květnu 1941 probíhá úspěšně test tohoto motoru. Plynová turbína se dostává do popředí zájmu pro použití v leteckém průmyslu, kde dochází k největšímu vývoji [12].

Cílem této práce je porovnání ideálních oběhů používaných pro plynové turbíny z hlediska termické účinnosti a následné stanovení vhodnosti použití.

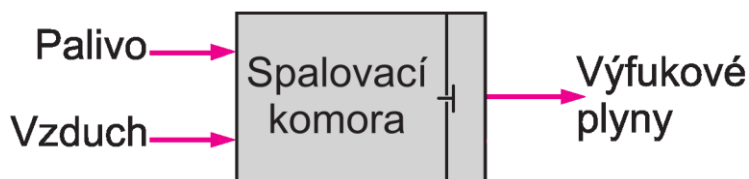
1 HUMPHREYŮV TEPELNÝ OBĚH

Humphreyův tepelný oběh se používá jako porovnávací oběh plynových turbín, které spalují palivo za konstantního objemu. Tento tepelný oběh je v podstatě Lenoirův tepelný oběh s kompresí. Činnost těchto zařízení je přetržitá, proto se také nazývají motory pulzační [4]. Schéma tohoto zařízení je zobrazeno na obrázku 1.1.



Obr. 1.1 Schéma Humphreyova tepelného oběhu, upraveno z [1]

Izochorické spalování je zajištěno spalovací komorou se vstupním ventilem vzduchu a palivovým ventilem. Výstupní ventil zplodin se otevře až po izochorickém spálení směsi, která je dále vedena do plynové turbíny [4]. Schématický náčrt spalovací komory je zobrazen na obrázku 1.2.



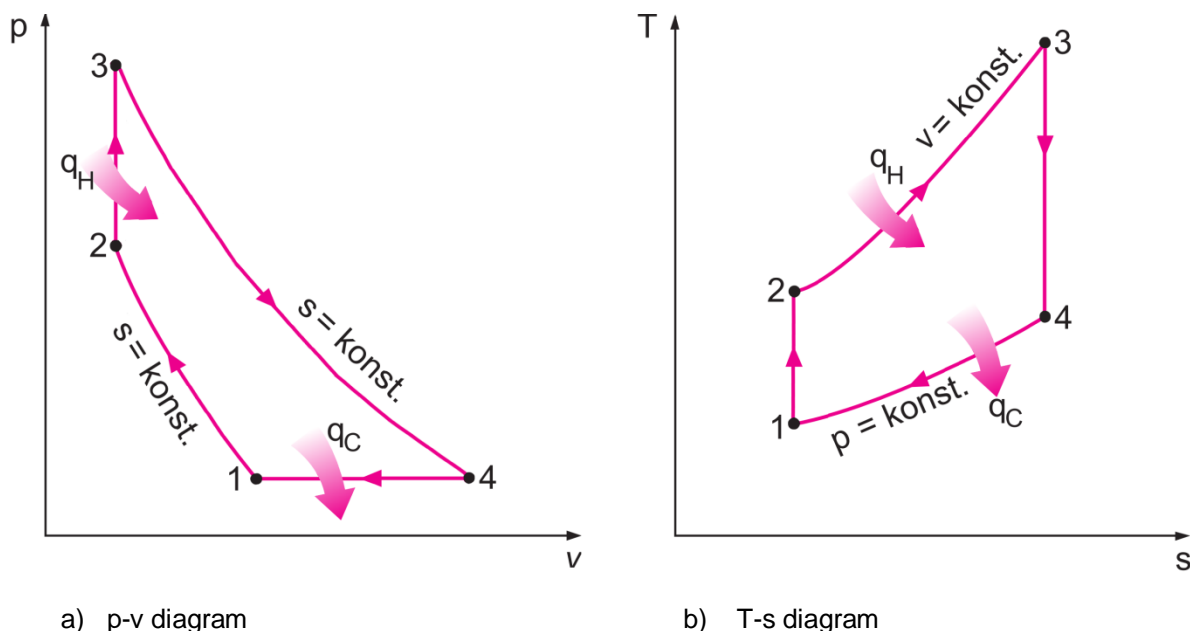
Obr. 1.2 Schéma spalovací komory, upraveno z [4]

Shrnutí [11]:

- se stejným kompresorem lze při izochorickém přívodu tepla dosáhnout vyšší teploty T_3 než u Braytonova tepelného oběhu a následně větší práci
- má při stejném tlakovém poměru „ ϵ “ větší „ η_t “ než Braytonův tepelný oběh, ale vyžaduje složitější zařízení a prakticky se nepoužívá

1.1 Termodynamické děje

- 1 - 2 Izoentropická (adiabatická) komprese (kompresor)
- 2 - 3 Izochorický přívod tepla (spalovací komora)
- 3 - 4 Izoentropická (adiabatická) expanze (turbína)
- 4 - 1 Izobarický odvod tepla (výměník, okolí)



Obr. 1.3 Ideální p-v a T-s diagram, upraveno z [13]

1.2 Odvození vzorce termické účinnosti [4]

Všimněme si, že všechny čtyři děje probíhají za konstantního proudění, kde změny kinetické a potenciální energie jsou zanedbatelné. Energetickou bilanci tedy vyjádříme na jednotku hmotnosti.

$$(q_H - q_C) + (a_1 - a_2) = u_b - u_a \quad (1.1)$$

Kde pro přivedené a odvedené teplo platí:

$$q_H = u_3 - u_2 = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (1.2)$$

$$q_C = i_4 - i_1 = c_p \cdot (T_4 - T_1) \quad (1.3)$$

Pak termická účinnost ideálního Humphreyova cyklu je:

$$\eta_t = \frac{a_{\text{čistá}}}{q_H} = 1 - \frac{q_C}{q_H} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \kappa \cdot \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1.4)$$

Zde zavedeme substituci pro tlakový poměr a objemový poměr:

$$\varepsilon = \frac{p_3}{p_2} ; \psi = \frac{v_1}{v_2} \quad (1.5)$$

Nyní si vyjádříme všechny teploty pomocí hodnoty teploty T_1 :

$$T_2 = T_1 \cdot \psi^{\kappa-1} \quad (1.6)$$

$$T_3 = T_1 \cdot \psi^{\kappa-1} \cdot \varepsilon \quad (1.7)$$

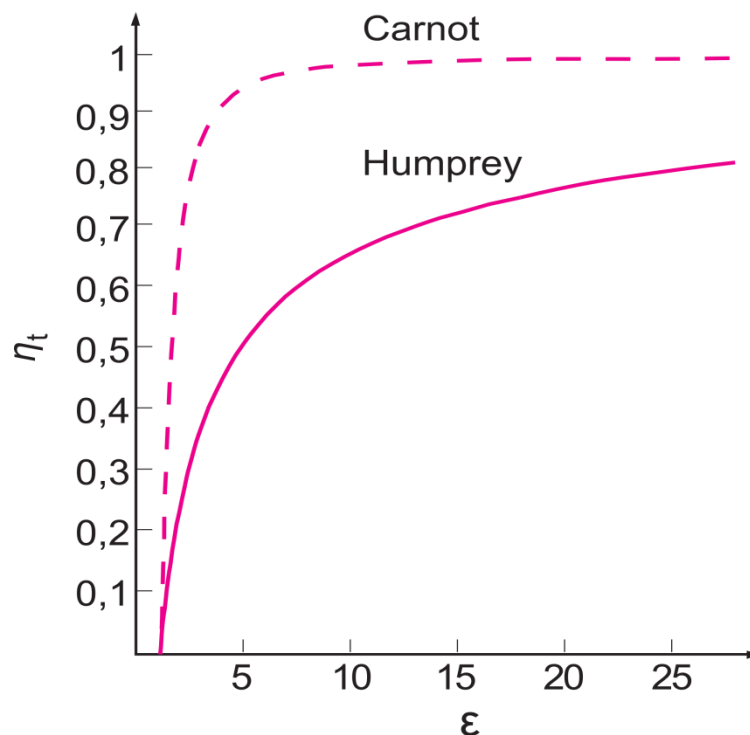
$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\frac{1}{\kappa}} \quad (1.8)$$

Po dosazení těchto rovnic do rovnice (1.4), získáme zjednodušený výsledný vztah termické účinnosti:

$$\eta_t = 1 - \frac{\kappa \cdot T_1 \cdot \left(\varepsilon^{\frac{1}{\kappa}} - 1\right)}{T_1 \cdot (\psi^{\kappa-1} \cdot \varepsilon - \psi^{\kappa-1})} = 1 - \frac{\kappa \cdot \left(\varepsilon^{\frac{1}{\kappa}} - 1\right)}{\psi^{\kappa-1} \cdot (\varepsilon - 1)} \quad (1.9)$$

1.3 Grafické znázornění účinnosti Humpeyova tepelného oběhu

Srovnání Humpeyova tepelného oběhu s Carnotovým tepelným oběhem popisuje obrázek 1.4. Srovnáním těchto oběhů lze pozorovat značnou vůli termických účinnosti mezi těmito oběhy.

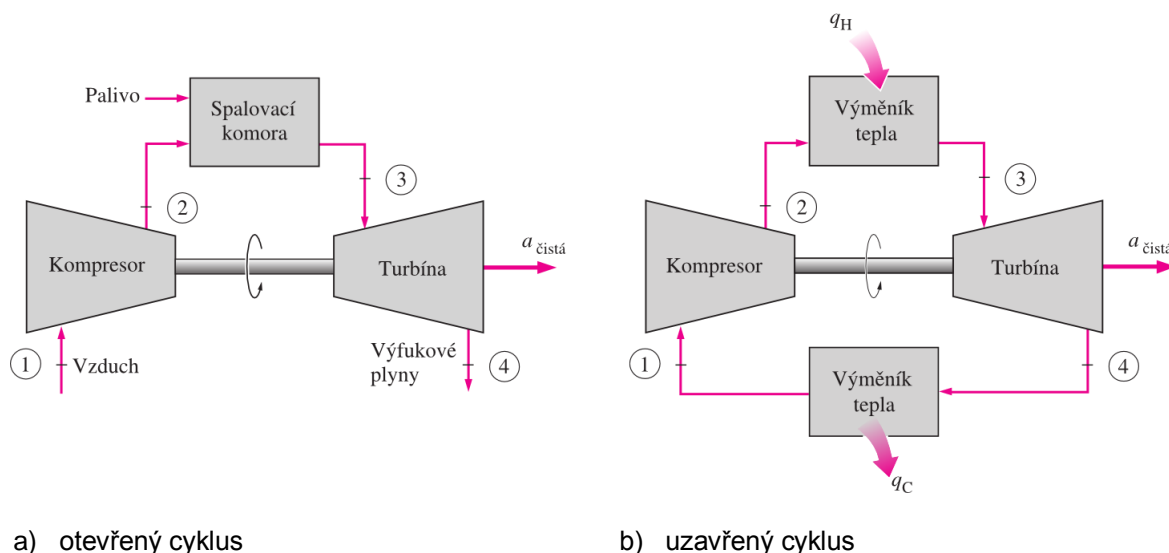


Obr. 1.4 Průběh termických účinností v závislosti na tlakovém poměru

Porovnáním tepelných oběhů, získáme představu o možnostech růstu účinnosti plynových turbín, zejména kde je limit a k čemu se úpravami chceme přiblížit. Mezi tyto úpravy řadíme např.: využití regenerace, mezichlazení při izoentropické kompresi nebo opětovný ohřev u izoentropické expanze.

2 BRAYTONŮV TEPELNÝ OBĚH

Braytonův tepelný oběh byl poprvé použit Georgem Braytonem v pístovém motoru spalujícím olej, který sám vyvinul kolem roku 1870. Dnes se používá jako porovnávací oběh plynových turbín pouze pokud se komprese a expanze uskuteční v rotačních strojích [1].



Obr. 2.1 Otevřený a uzavřený cyklus, upraveno z [1]

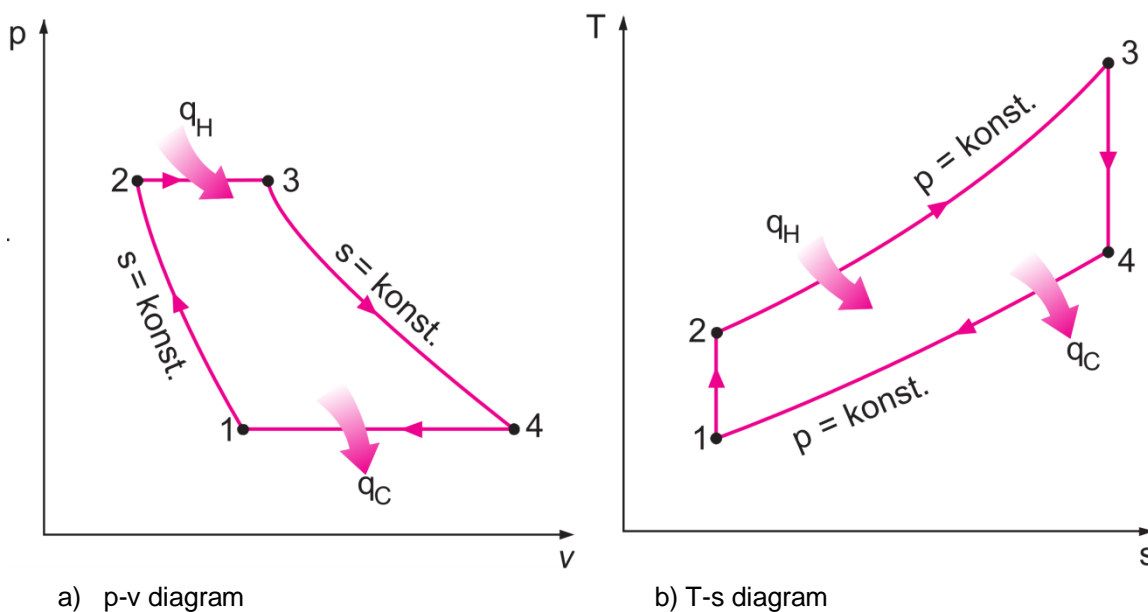
Plynové turbíny se obvykle používají v otevřeném cyklu, který je vidět na obrázku 2.1a. Vzduch je za okolních podmínek nasán do kompresoru, kde se zvýší teplota a tlak vzduchu. Stlačený vzduch vstupuje do spalovací komory. Při smíšení s palivem dochází ke spalování za konstantního tlaku. Vzniklé spaliny proudí do turbíny, kde expandují na atmosférický tlak a předávají kinetickou energii lopatkám turbíny. Následně jsou výfukové plyny vypouštěny z turbíny do okolí. Otevřený cyklus může být modelovaný jako uzavřený cyklus dle obrázku 2.1b, s využitím standardních předpokladů [1]. Komprese a expanze zůstávají stejné, ale spalovací komora je nahrazena výměníkem tepla, kterému je předáno teplo ze spalin. Po výstupu z turbíny je pracovní plyn veden přes výměník, který odebírá plynu teplo a následně proudí zpět do kompresoru [7].

Shrnutí [7]:

- otevřený oběh lze realizovat i v místech, kde není dostatek chladicí vody nebo není možné účelně využívat odpadní teplo ze spalin
- nevýhodou otevřeného oběhu je fakt, že spaliny, které mají ještě poměrně vysokou výstupní teplotu, jsou vypouštěny bez využití jejich tepelného potenciálu do okolí
- v uzavřeném oběhu není ohrožena plynová turbína erozivními účinky spalin a teplo výstupních spalin je možné dále využívat

2.1 Termodynamické děje

- 1 - 2 Izoentropická (adiabatická) komprese (kompresor)
- 2 - 3 Izobarický přívod tepla (spalovací komora)
- 3 - 4 Izoentropická (adiabatická) expanze (turbína)
- 4 - 1 Izobarický odvod tepla (výměník, okolí)



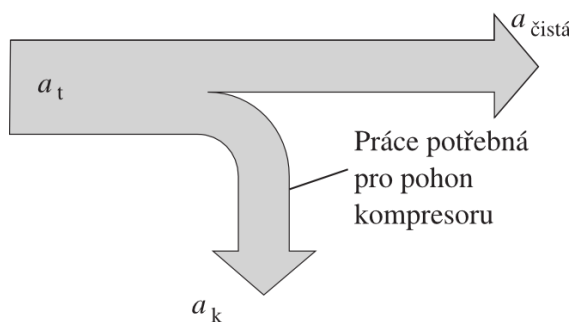
Obr. 2.02 Ideální p-v a T-s diagram, upraveno z [1]

2.2 Čistá získaná práce

Z celkové práce vyrobené turbínou musíme část (obvykle až polovinu) použít pro pohon kompresoru. Tato situace může být ještě horší, pokud je izoentropická účinnost kompresoru a turbíny nízká. Plynové turbíny jsou obvykle větší než parní turbíny, protože značnou část získané práce zpětně využívají kompresory [1].

Výsledný vztah pro výpočet čisté získané práce:

$$a_{\text{čistá}} = a_t - a_k \tag{2.1}$$



Obr. 2.3 Grafické rozdělení prací, upraveno z [1]

2.3 Odvození vzorce termické účinnosti

Všimněme si, že všechny čtyři děje probíhají za konstantního proudění, kde změny kinetické a potenciální energie jsou zanedbatelné. Energetickou bilanci tedy vyjádříme na jednotku hmotnosti.

$$(q_H - q_C) + (a_1 - a_2) = u_b - u_a \quad (2.2)$$

Kde pro přivedené a odvedené teplo platí:

$$q_H = i_3 - i_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.3)$$

$$q_C = i_4 - i_1 = c_p \cdot (T_4 - T_1) \quad (2.4)$$

Pak termická účinnost ideálního Braytonova cyklu je:

$$\eta_t = \frac{a_{\text{čistá}}}{q_H} = 1 - \frac{q_C}{q_H} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (2.5)$$

Charakteristická rovnice pro izoentropický děj (tj. 1-2 a 3-4):

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (2.6)$$

Zde zavedeme substituci pro tlakový poměr:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.7)$$

Po dosazení těchto rovnic do rovnice (2.5), získáme zjednodušený výsledný vztah termické účinnosti:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{1}{\kappa}}} \quad (2.8)$$

2.4 Odvození vzorce optimálního tlakového poměru [8]

Důležitý vztah specifické práce použitý pro výpočet optimálního tlakového poměru:

$$a_s = c_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}}}\right) - c_p \cdot T_1 \cdot \left(\varepsilon^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} - 1\right) \quad (2.9)$$

Nyní za předpokladu, že nechceme maximální účinnost, ale vztah pro maximální čistou práci, vyhodnotíme podmínku pro optimální tlakový poměr:

$$\frac{\partial a_s}{\partial \varepsilon} = 0 \quad (2.10)$$

Za optimálních podmínek získáme vztah:

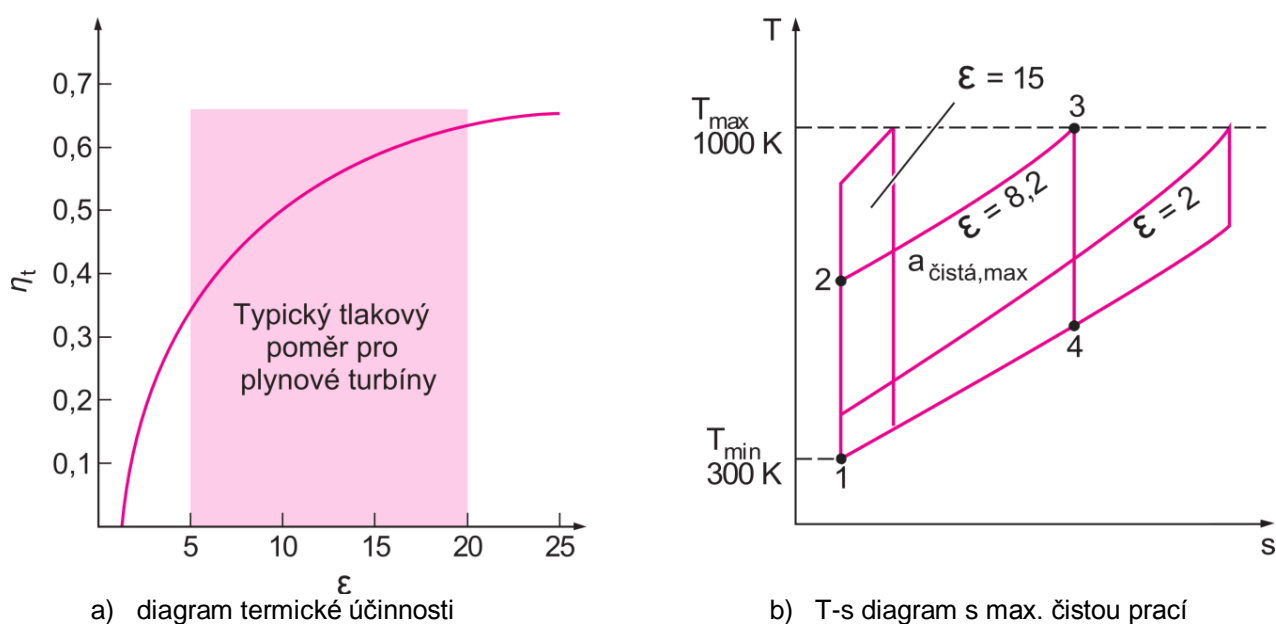
$$T_2 = T_4 = \sqrt{T_1 \cdot T_3} \quad (2.11)$$

Z předchozích rovnic získáváme vzorec pro výpočet optimálního tlakového poměru:

$$\varepsilon = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{2 \cdot (\kappa-1)}} \quad (2.12)$$

2.5 Optimální rozmezí teplot a tlakového poměru

Termická účinnost pro ideální Braytonův oběh je funkcí tlakového poměru „ ε “ a konstanty „ κ “, jak je vidět na obrázku 2.4. Termickou účinnost zvyšují oba tyto parametry, což platí i pro skutečný oběh plynové turbíny. Většinou se tlakový poměr pohybuje na úrovni 11 až 16. Maximální teplota „ T_3 “ je úmyslně omezena na hodnotu, kterou materiál plynové turbíny vydrží bez poškození. Obrázek 2.4 dále zobrazuje, jak s rostoucím tlakovým poměrem roste čistá práce, která později zase klesá. Hraniční hodnotou je tlakový poměr $\varepsilon = 8,2$, kde získáme maximální čistou práci [1].

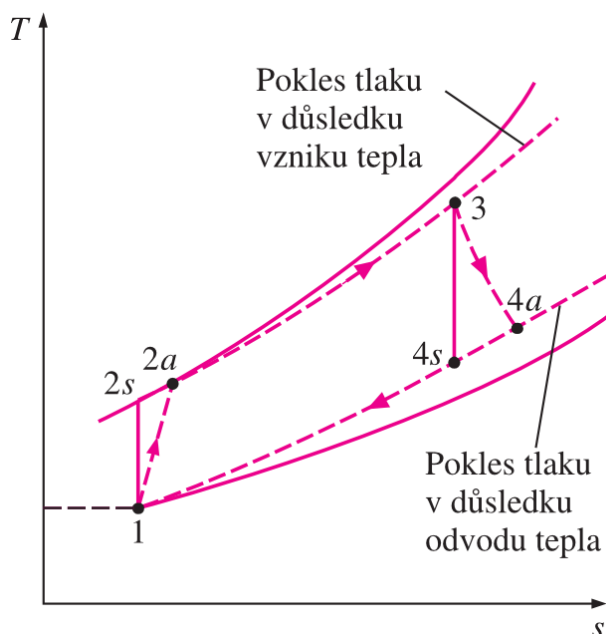


Obr. 2.4 Diagram termické účinnosti a T-s diagram s max. čistou prací, upraveno z [1]

2.6 Skutečný Braytonův tepelný oběh

Skutečný tepelný oběh se od ideálního Braytonova oběhu liší v několika směrech:

- V průběhu izobarického děje dochází k poklesu a zvýšení tlaku.
- Ztráty izoentropického (adiabatického) děje jsou způsobené účinností kompresoru a turbíny.



Obr. 2.5 Skutečný T-s diagram, upraveno z [1]

Účinnost kompresoru:

$$\eta_K = \frac{a_s}{a_a} \cong \frac{u_{2s} - u_1}{u_{2a} - u_1} \quad (2.13)$$

Účinnost turbíny:

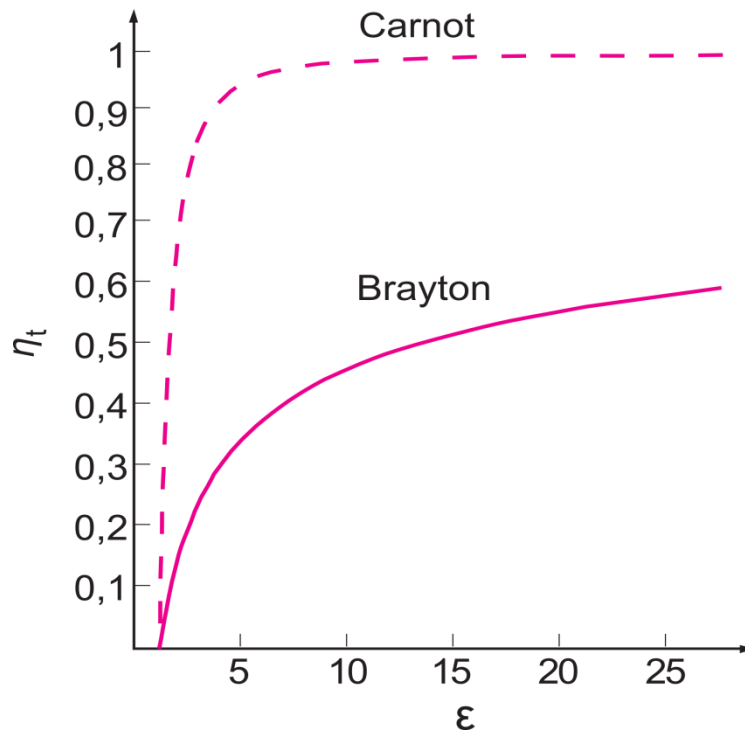
$$\eta_T = \frac{a_a}{a_s} \cong \frac{u_3 - u_{4a}}{u_3 - u_{4s}} \quad (2.14)$$

Dle obrázku 2.5 lze srovnat ideální tepelný oběh s praktickými zkušenostmi jednotlivých součástí, v našem případě například kompresoru a turbíny. Z obrázku je patrné, že se skutečné termodynamické děje poměrně dost liší od ideálních. To je způsobené nevratnými ději, kterých se v technické praxi vyskytuje značné množství [4].

2.7 Grafické znázornění účinnosti Braytonova tepelného oběhu

Srovnání Braytonova tepelného oběhu s Carnotovým tepelným oběhem popisuje

obrázek 2.6. Srovnáním těchto oběhů lze pozorovat značnou vůli termických účinností mezi těmito oběhy.

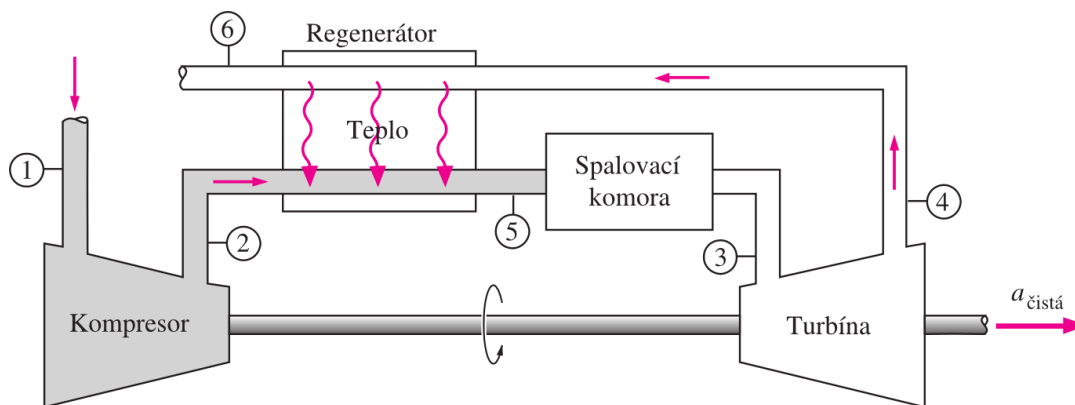


Obr. 2.6 Průběh termických účinností v závislosti na tlakovém poměru

Porovnáním tepelných oběhů, získáme představu o možnostech růstu účinnosti plynových turbín, zejména kde je limit a k čemu se úpravami chceme přiblížit. Mezi tyto úpravy řadíme např.: využití regenerace, mezichlazení při izoentropické kompresi nebo opětovný ohřev u izoentropické expanze.

3 BRAYTONŮV TEPELNÝ OBĚH S REGENERACÍ

Teplota výfukových plynů, kterou produkuje plynová turbína, je často podstatně vyšší než teplota vzduchu opouštějící kompresor; proto může být stlačený vzduch vystupující z kompresoru vyhříván horkými výfukovými plyny. Přenos tepla probíhá ve výměníku, který je též nazýván jako regenerátor, případně rekuperátor [1]. Schematické zobrazení zařízení je vidět na obrázku 3.1.



Obr. 3.1 Schéma oběhu s regenerací, upraveno z [1]

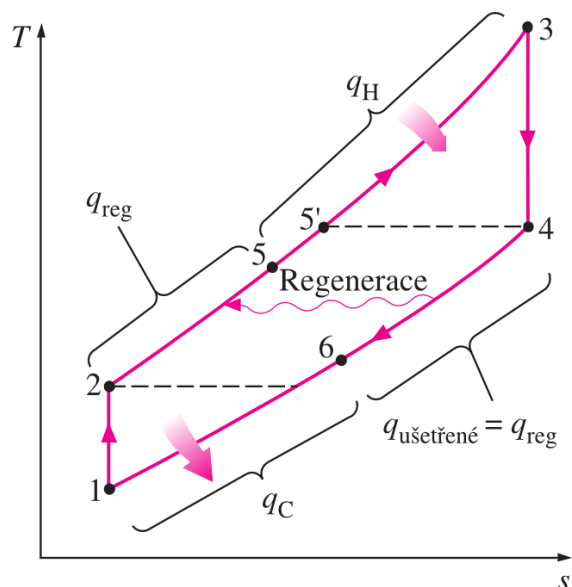
Energie výfukových plynů je za normálních okolností uvolněna do okolí, nyní se použije k predehřátí vzduchu vstupujícího do spalovací komory. Tímto způsobem snížíme požadavek na tepelný příkon (palivo); při sníženém množství paliva tedy získáme stejné množství práce. Při velmi vysokém tlakovém poměru může mít vzduch vystupující z kompresoru vyšší teplotu než výfukové plyny. V tomto případě nám regenerátor odebírá teplo a ohřívá spaliny, energie spalin roste a termická účinnost klesá. Řešení tedy ztrácí význam, protože důsledkem regenerace má být zvýšení termické účinnosti [1].

Shrnutí [9]:

- tepelné oběhy s regenerací mohou mít vyšší tepelnou účinnost než základní tepelné oběhy
- regenerační cyklus je nejúčinnější při vysokých maximálních teplotách a nízkých tlakových poměrech, to je důvod proč jsou regenerační cykly tak oblíbené v mikroturbínách pro distribuci elektřiny, kde vysoká účinnost je velmi důležitá a nízká práce je tolerovaná
- zvýšení termické účinnosti regulujeme snížením tlakového poměru
- zvýšení termické účinnosti je také velmi závislé na výkonu (účinnosti) tepelného výměníku.

3.1 Termodynamické děje

- 1 – 2 Izoentropická komprese (kompresor)
- 2 – 5 Izobarický přívod tepla (regenerace)
- 5 – 3 Izobarický přívod tepla (spalovací komora)
- 3 – 4 Izoentropická expanze (turbína)
- 4 – 6 Izobarický odvod tepla (regenerace)
- 6 – 1 Izobarický odvod tepla (výměník, okolí)



Obr. 3.2 Ideální T-s diagram oběhu s regenerací, upraveno z [1]

3.2 Odvození vzorce termické účinnosti

Dle obrázku 3.2 je nejvyšší teplota v regenerátoru T_4 , což je teplota výfukových plynů opouštějících turbínu. Předané teplo spalin je tedy v intervalu teplot T_2 a T_5 , přičemž maximální (ideální) hodnota předaného tepla se pohybuje v rozmezí teplot T_2 až T_5 . Za předpokladu dobře izolované soustavy včetně regenerátoru a zanedbatelných změn kinetické a potenciální energie, vyjádříme reálné a maximální množství přeneseného tepla takto [1]:

$$q_{reg,real} = u_5 - u_2 \quad (3.1)$$

$$q_{reg,max} = u_{5'} - u_2 = u_4 - u_2 \quad (3.2)$$

Použijeme vztahy 3.1 a 3.2 k určení účinnosti regenerátoru neboli přenosu tepla:

$$\eta_{reg} = \frac{q_{reg,real}}{q_{reg,max}} = \frac{u_5 - u_2}{u_4 - u_2} \quad (3.3)$$

Za použití ideálního plynu můžeme vztah (3.3) zjednodušit:

$$\eta_{reg} \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (3.4)$$

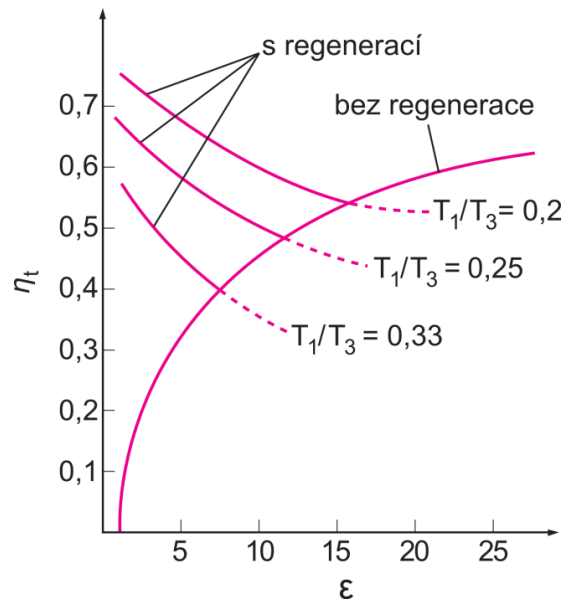
Termická účinnost ideálního Braytonova tepelného oběhu s regenerací:

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) \cdot (\varepsilon)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.5)$$

Regenerátor s vyšší účinností (v praxi používaný až do účinnosti 85%) samozřejmě ušetří více paliva, protože ohřívá vzduch na vyšší teplotu před spalováním. Pro dosažení této účinnosti je ale zapotřebí použít větší a více tlakově odolný regenerátor. Tyto

požadavky pochopitelně ovlivňují cenu tohoto zařízení, ale i tak šetříme náklady na palivo [1].

Na obrázku 3.3 je vidět, že největší termická účinnost za použití regenerace je při malých tlakových poměrech a nižších poměrech teplot.

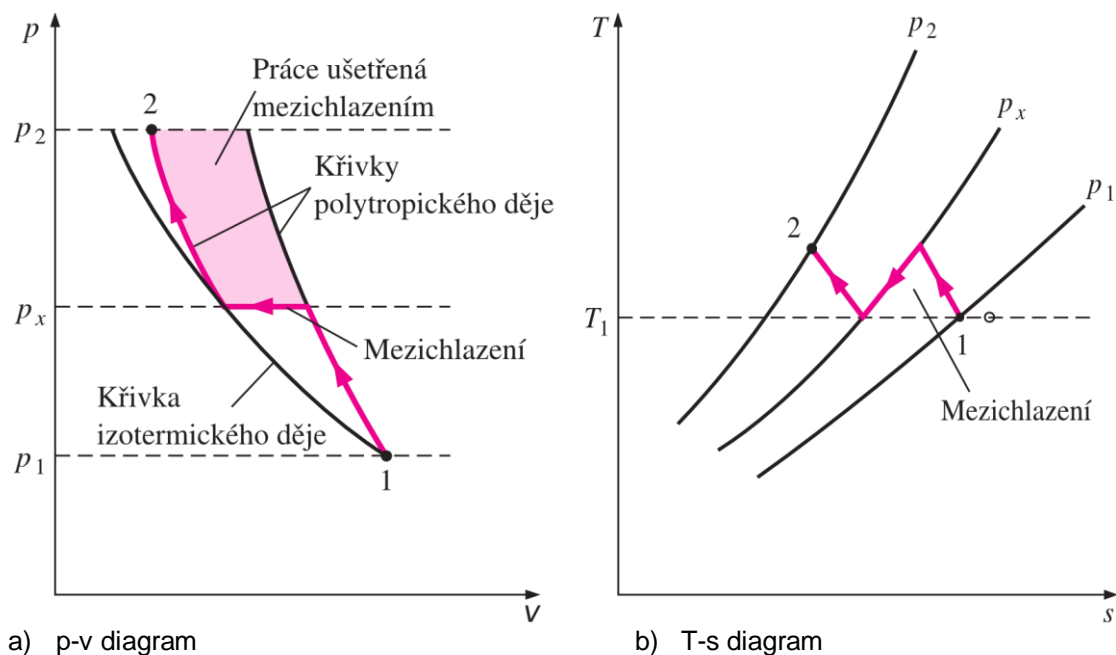


Obr. 3.3 Diagram účinnosti oběhu s regenerací, upraveno z [1]

Na obrázku 3.3 je vidět, že největší termická účinnost za použití regenerace je při malých tlakových poměrech a nižších poměrech teplot.

4 BRAYTONŮV TEPELNÝ OBĚH S MEZICHLAZENÍM, OPĚTOVNÝM OHŘEVEM A REGENERACÍ

Čistá získaná práce ideálního tepelného oběhu se vyjádří jako rozdíl práce získané činností turbíny a práce spotřebované kompresorem. Práci spotřebovanou kompresí plynu mezi tlakem p_1 a p_2 , lze snížit kompresí v několika stupních s chlazením plynu mezi jednotlivými stupni. S rostoucím počtem stupňů se blížíme izotermickému ději neboli ideální kompresi, což snižuje potřebnou práci ke kompresi. Pomocí tohoto principu lze zvýšit pracovní výkon turbíny, expanzi provedeme v několika stupních s ohřevem mezi jednotlivými stupni. Toto lze dosáhnout bez zvýšení maximálních teplot. S větším počtem stupňů se blížíme izotermickému ději, čímž získáváme maximální množství práce [1].



Obr. 4.1 Ideální p-v a T-s diagram komprese s mezichlazením, upraveno z [1]

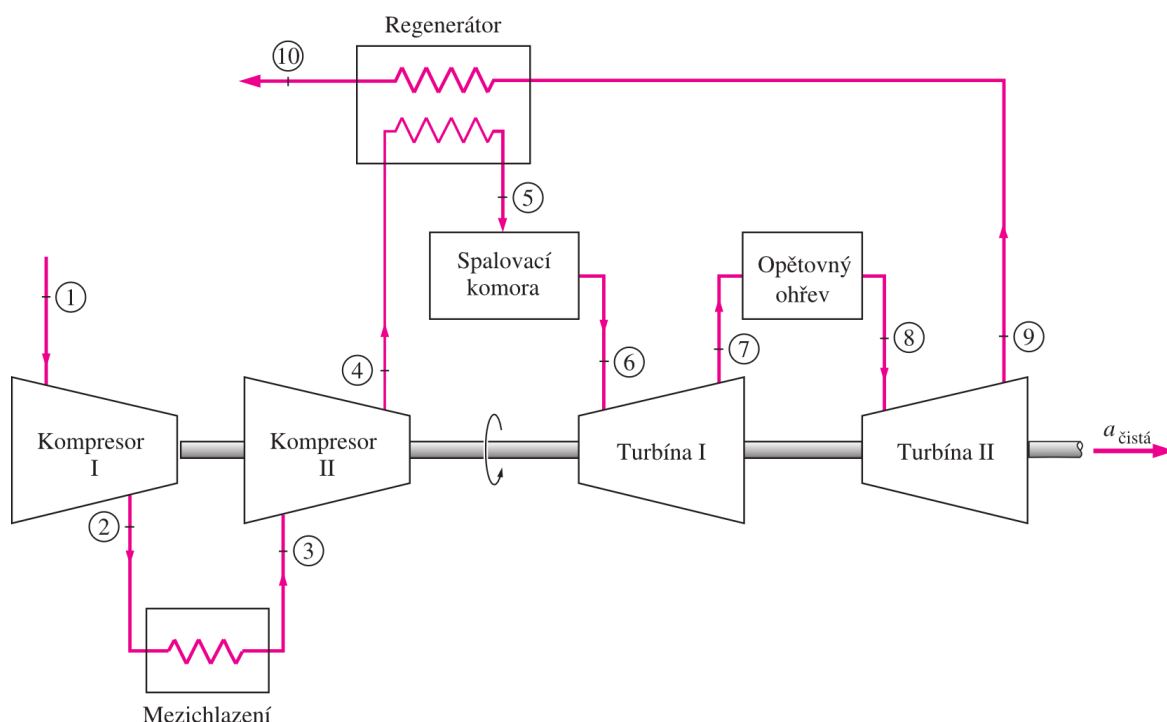
Předchozí argument je založen na jednoduchém principu ustálené komprese nebo expanze, práce je úměrná objemu látky. Konkrétní objem pracovní látky by měl být co nejnižší při kompresi a naopak co nejvyšší při expanzi. Přesně tohoto dosáhneme mezichlazením a opětovným ohřevem [1].

Ke spalování v plynových turbínách obvykle dochází při čtyřnásobném množství látky potřebné pro úplné spálení, aby se zabránilo nadměrným teplotám. Proto jsou výfukové plyny bohaté na kyslík a ohřátí může být provedeno pouhým vstříknutím paliva do výfukových plynů mezi dvěma expanzemi [1].

Dle obrázku 4.1 je patrné, že pracovní látka opouští kompresor při nižší a turbínu při vyšší teplotě, za využití mezichlazení a opětovného ohřevu. To dělá regeneraci atraktivnější, neboť získává vyšší potenciál. Také plyn opouštějící kompresor je zahřátý na vyšší teplotu před vstupem do spalovací komory, následkem vyšší teploty výfukových plynů opouštějící turbínu [1].

Pak pro nejlepší výkon platí:

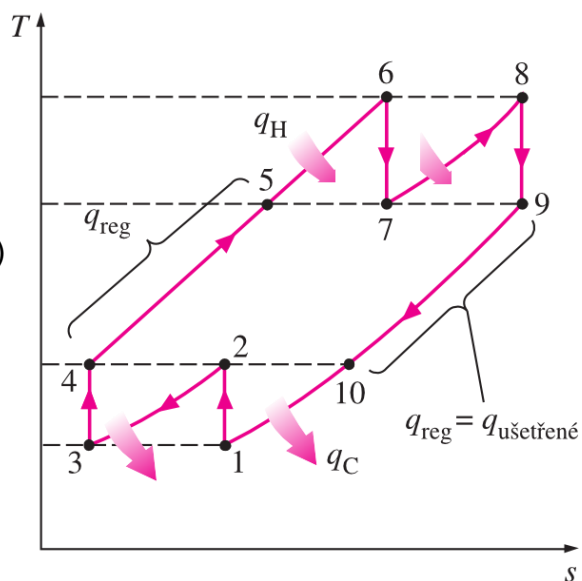
$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} ; \frac{p_6}{p_7} = \frac{p_8}{p_9} \quad (4.1)$$



Obr. 4.2 Schéma oběhu s mezichlazením, opětovným ohřevem a regenerací, upraveno z [1]

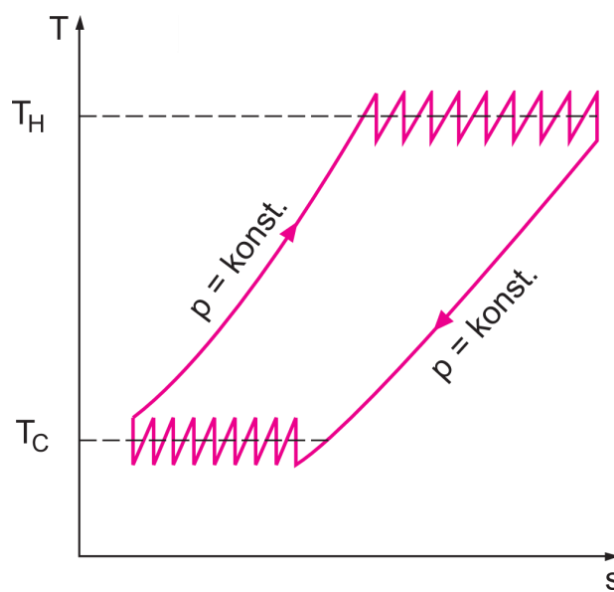
4.1 Termodynamické děje

- 1 – 2 Izoentropická komprese (kompresor)
- 2 – 3 Izobarický odvod tepla (mezichlazení)
- 3 – 4 Izoentropická komprese (kompresor)
- 4 – 5 Izobarický přívod tepla (regenerace)
- 5 – 6 Izobarický přívod tepla (spalovací komora)
- 6 – 7 Izoentropická expanze (turbína)
- 7 – 8 Izobarický přívod tepla (opětovný ohřev)
- 8 – 9 Izoentropická expanze (turbína)
- 9 – 10 Izobarický odvod tepla (regenerace)
- 10 – 1 Izobarický odvod tepla (výměník, okolí)



Obr. 4.3 T-s diagram oběhu s mezichlazením, opětovným ohřevem a regenerací, upraveno z [1]

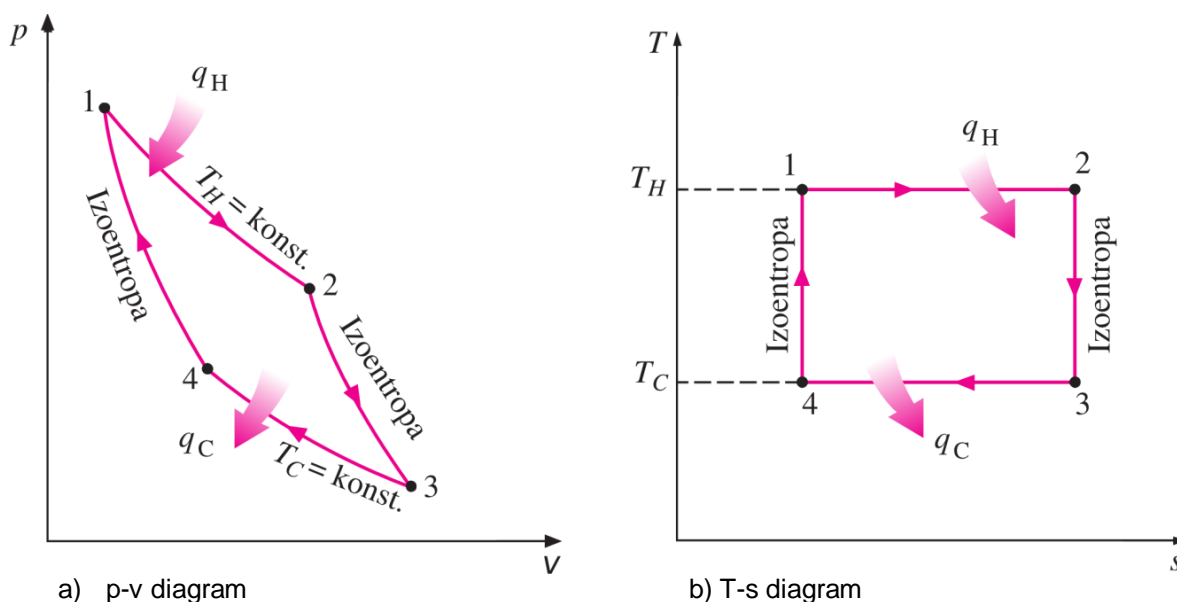
Při analytickém rozboru skutečných oběhů plynových turbín musíme vzít v úvahu nevratné děje v kompresoru, turbíně a regenerátoru, stejně jako pokles tlaku ve výměníku tepla. Práci zpětně použitou ke kompresi snížíme použitím mezichlazení. Faktem je, že mezistupňové chlazení a opětovný ohřev snižuje termickou účinnost, pokud nejsou doprovázeny regenerací. Mezistupňové chlazení snižuje průměrnou teplotu a opětovné ohřívání teplotu zase zvyšuje, jak je vidět na obrázku 4.3 [1]. Proto jsou plynové turbíny s mezichlazením a opětovným ohřevem v elektrárnách vždy ve spojení s regenerací. Termická účinnost se přibližuje teoretickému maximum (Carnotově účinnosti), jak lze vidět v Ericssonově oběhu, zobrazeném na obrázku 4.4. Nicméně přínos každého dalšího stupně k termické účinnosti se snižuje. Z hlediska ekonomičnosti lze použít maximálně dva nebo tři stupně [1].



Obr. 4.4 T-s diagram víceetapňového oběhu, upraveno z [1]

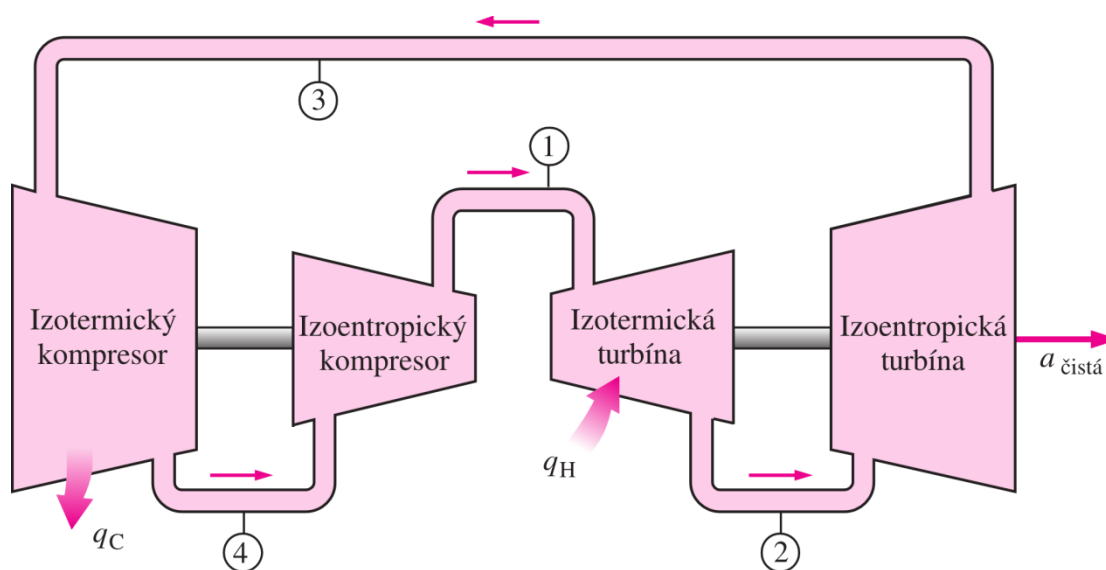
5 CARNOTŮV TEPELNÝ OBĚH A JEHO VÝZNAM V INŽENÝRSTVÍ

Carnotův tepelný oběh se skládá ze čtyř zcela vratných dějů: izotermický přívod tepla, izoentropická (adiabatická) expanze, izotermický odvod tepla a izoentropická (adiabatická) komprese. Na obrázku 5.1 jsou zobrazeny p-v a T-s diagramy [1].



Obr. 5.1 Ideální p-v a T-s diagramy Carnotova tepelného oběhu, upraveno z [1]

Carnotův tepelný oběh lze provozovat v uzavřeném systému, v našem případě systému stálého proudění (využívající dvě turbíny a dva kompresory), dle obrázku 5.2. Jako pracovní látky mohou být použity plyn nebo pára [1].



Obr. 5.2 Schéma systému stálého proudění, upraveno z [1]

5.1 Odvození vzorce termické účinnosti [4]

Pro Carnotův cyklus je specifický izotermický přívod i odvod tepla, proto lze psát vzorec pro měrné přivedené a odvedené teplo:

$$q_H = q_{1,2} = a_{1,2} = \int_1^2 p \cdot dv = \int_1^2 r \cdot T_H \cdot \frac{dv}{v} = r \cdot T_H \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (5.1)$$

$$q_C = q_{3,4} = a_{3,4} = \int_3^4 p \cdot dv = \int_3^4 r \cdot T_C \cdot \frac{dv}{v} = r \cdot T_C \cdot \ln \frac{v_4}{v_3} \quad (5.2)$$

Měrná práce Carnotova cyklu je tedy definována vztahem:

$$a_{\text{čistá}} = q_H - |q_C| = r \cdot T_H \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} - r \cdot T_C \cdot \ln \frac{v_3}{v_4} \quad (5.3)$$

Termickou účinnost Carnotova cyklu lze definovat takto:

$$\eta_t = \frac{a_{\text{čistá}}}{q_H} = 1 - \frac{q_C}{q_H} = 1 - \frac{r \cdot T_C \cdot \ln \frac{v_3}{v_4}}{r \cdot T_H \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}} = 1 - \frac{T_C \cdot \ln \frac{v_3}{v_4}}{T_H \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}} \quad (5.4)$$

Při porovnání rovnic pro změny stavů u adiabatických dějů (tj. děj 2-3 a 4-1), lze dokázat rovnost poměrů měrných objemů:

$$\frac{T_H}{T_C} = \frac{T_2}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_2}\right)^{\kappa-1} \quad ; \quad \frac{T_H}{T_C} = \frac{T_1}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{\kappa-1} \quad \Rightarrow \quad \frac{v_3}{v_4} = \frac{v_2}{v_1} \quad (5.5)$$

Konečný vzorec termické účinnosti lze získat z rovnice (5.4) za použití důkazu rovnosti měrných objemů z rovnic (5.5):

$$\eta_{tc} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (5.6)$$

Carnotův tepelný oběh je nejúčinnější tepelný oběh, který může být vykonán mezi zdrojem tepla při teplotě T_H a odvedenou teplotou T_C .

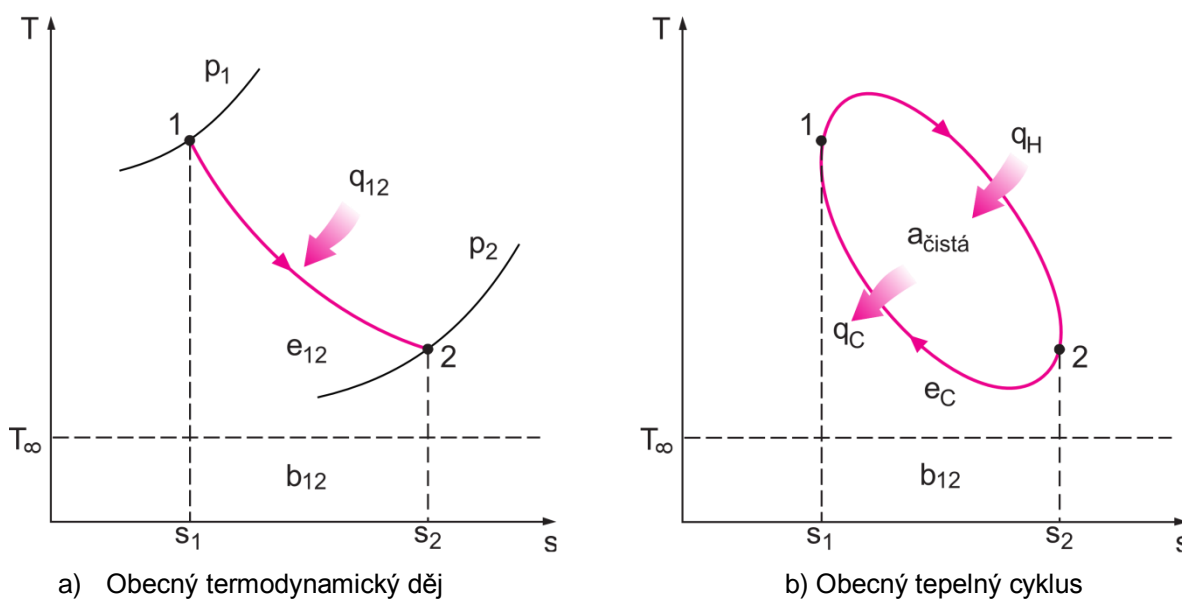
Vratný izotermický přenos tepla je v praxi velmi obtížně dosažitelný, protože je potřeba velkých tepelných výměníků po velmi dlouhý čas (oběh je v reálném motoru dokončen ve zlomku sekundy). Proto není praktické navrhnout motor, který by se blížil Carnotovu tepelnému oběhu [1].

Reálná účinnost Carnotova oběhu vychází ze standardu, se kterým je skutečný nebo ideální oběh porovnáván. Termická účinnost je funkcí nejvyšší a nejnižší teploty v Carnotově oběhu dle rovnice (5.6). Termická účinnost se zvyšuje s růstem průměrné teploty, při které je teplo dodávané do systému, nebo s poklesem průměrné teploty, při které je teplo odvedeno ze systému [1].

Nejvyšší teplota v oběhu je omezena na maximální teplotu, kterou jsou lopatky turbíny schopny vydržet. Nejnižší teplota je omezena teplotou chladicího média využívaného v oběhu, jako je jezero, řeka nebo atmosférický vzduch [1].

6 EXERGETICKÁ ÚČINNOST A JEJÍ VÝZNAM V INŽENÝRSTVÍ

Druhý zákon termodynamiky, který popisuje kvalitu přeměny energie při obecném termodynamickém ději, se často využívá v inženýrství pro optimalizaci termodynamických systémů[1]. Důležitým parametrem je například teplota okolí (T_∞), která nám říká o existenci části energie využitelné v daném prostředí. Využitelná část energie je nazývána exergie (E), případně měrná exergie (e). Nevyužitelnou energii nazýváme anergií (B), případně měrnou anergií (b). [4]



Obr. 6.1 Ideální T-s diagramy zobrazující anergii a exergii, upraveno z [4]

6.1 Odvození vzorce termické účinnosti [4]

Definice mezi měrnou exergií a měrnou anergií je dána vzorcem:

$$q_{12} = e_{12} + b_{12} \quad (6.1)$$

Úpravou rovnice (6.1) lze získat vzorec pro měrnou exergii:

$$e_{12} = \int_1^2 T \cdot ds - T_\infty \cdot (s_2 - s_1) \quad (6.2)$$

Hodnota nevyužitelné energie neboli anergie je dána rovnicí:

$$b_{12} = T_\infty \cdot (s_2 - s_1) \quad (6.3)$$

Výpočet exergetické účinnosti je dán dle rovnice:

$$\eta_e = \frac{a_{\text{čistá}}}{e_H} = \frac{a_{\text{čistá}}}{a_{\text{čistá}} + e_C} \quad (6.4)$$

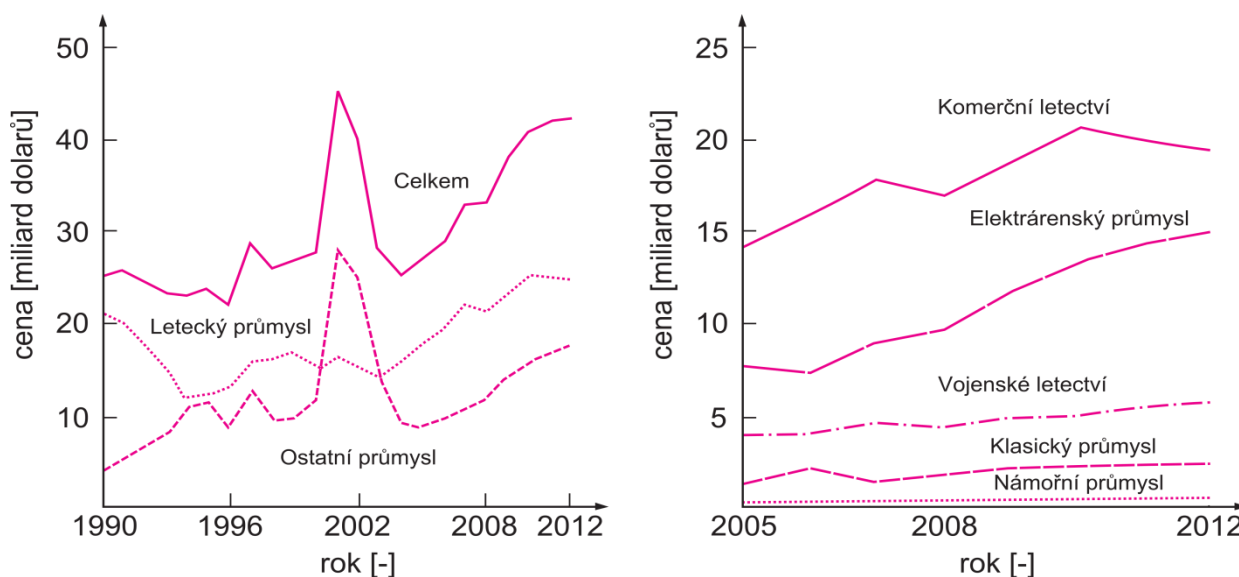
Zavedení exergie je pro inženýrství velmi důležité, jelikož termická účinnost tepelného stroje je závislá na prostředí a okolní teplotě, ve které se nachází.

Nezapomeňme tedy na vliv počasí, které se v průběhu dne a především v průběhu roku mění nejen v závislosti na ročním období. Tato skutečnost je pro inženýra nepříznivá, protože nemůže zaručit stálou termickou účinnost tepelného stroje. Při zavedení exergie můžeme definovat tzv. exergetickou účinnost, která nám deklaruje možnou využitelnou energii tepelného stroje pro dané prostředí za daných podmínek [4].

7 PROČ POUŽÍVÁME PLYNOVOU TURBÍNU ANEB CO NÁM PŘINÁŠÍ

7.1 Světová produkce plynových turbín

Z dlouhodobého hlediska produkce plynových turbín – nazývaných také spalovací turbíny – roste. Důležité období ve vývoji těchto turbín byla 2. světová válka. Nyní je do vývoje opět investováno velké množství finančních prostředků. Na obrázku 7.1 je zobrazen vývoj produkce plynových turbín s předpokládanou (plánovanou) produkcí až do roku 2012. [2]



Obr. 7.1 Grafické znázornění produkce spalovacích turbín, upraveno z [15]

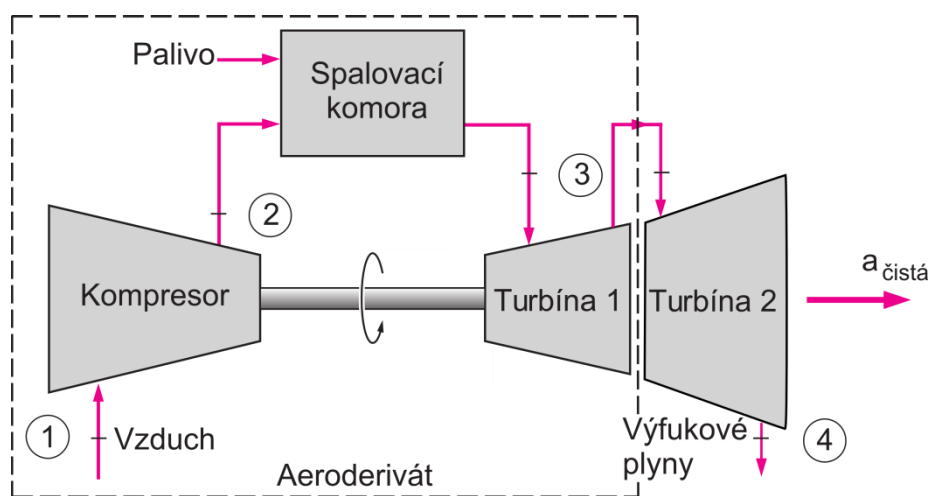
Z uvedených grafů lze vyčíst, že největší množství finančních prostředků putuje do oblasti leteckého průmyslu. V roce 2008 to bylo 21,4 miliard amerických dolarů, z toho téměř 17 miliard dolarů bylo pro komerční letecký průmysl. Celková výše finančních prostředků pro tento rok činila 33,3 miliardy dolarů. V následujících letech by měla produkce růst ve všech odvětvích, pro rok 2012 se předpokládá s produkcí až 42 miliard dolarů [15].

Výsledky investic na sebe nenechaly dlouho čekat a začaly vznikat nové technologie, zejména v oblasti leteckého průmyslu. Mezi tyto technologie patří například monokrystalické lopatky, nový systém chlazení lopatek, speciální nátěry na přerušení tepelných mostů, při aplikaci keramiky a nových superslitin vzniká materiál s vyšší odolností a pevností vůči vysokým teplotám [2].

Z výše uvedeného lze předpokládat, že trend ve vývoji udává především letecký průmysl. Nicméně postupem času kdy se pozvolna rozšiřují i ostatní odvětví průmyslu, to již nelze brát jako pravidlo. Je nutno podotknout, že jsou v leteckém průmyslu jiné požadavky, ať už na jednotlivé komponenty tak i na celek spalovací turbíny. Nezapomeňme na nejdůležitější požadavek a tím je bezpečnost, což má za následek nutnost pravidelných kontrol. Proto je nutno navrhnout vhodnou konstrukci, která má

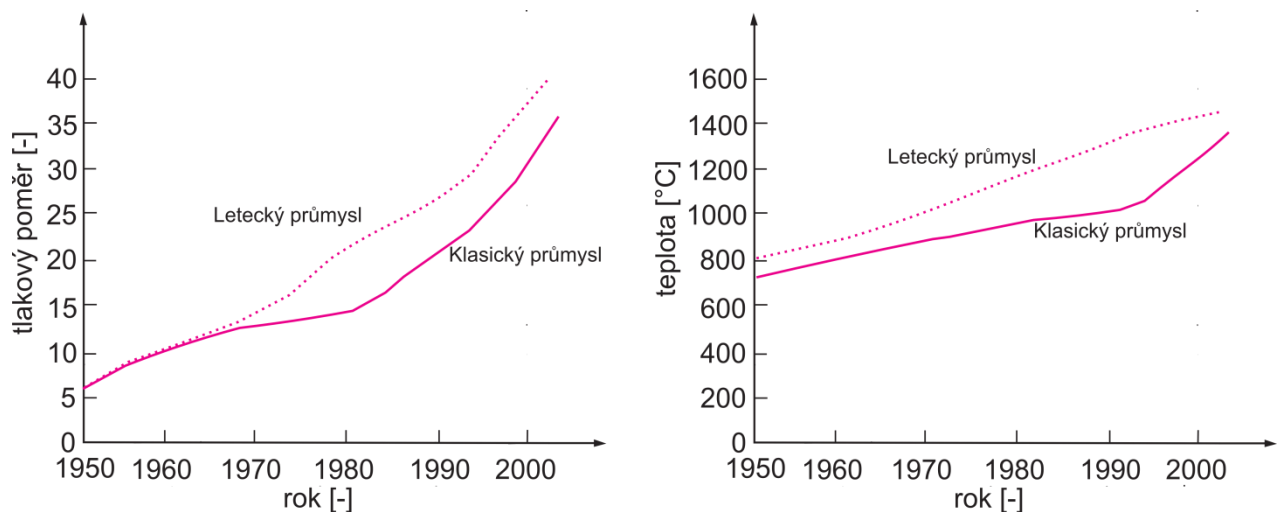
usnadnit jak kontrolu, tak i jednoduchou výměnu případného komponentu. Důležitým prvkem v konstrukci je například boroskop, který umožňuje rychlou a jednoduchou kontrolu částí spalovací turbíny. Tento a další prvky nejsou nutností například u turbín pro stacionární použití. Právě z tohoto hlediska lze tedy říci, že letecký průmysl používá složitější konstrukce, ty nejlepší materiály a především si zakládá na vyšší úrovni bezpečnosti [2,16].

V praxi se můžeme setkat s plynovou turbínou vyřazenou z leteckého provozu, která je poměrně jednoduchou přestavbou využívána v průmyslu pro stacionární použití. Schéma přestavby aeroderivátu je zobrazeno na obrázku 7.2 [17].



Obr. 7.2 Schéma úpravy aeroderivátu pro použití v průmyslu, upraveno z [17]

Na obrázku 7.3 je zobrazen trend ve vývoji, porovnávající letecký a klasický průmysl. Grafické zobrazení znázorňuje především, jakým směrem se jednotlivé odvětví ubírají. Některé odhady předpokládají používání plynových turbín v letectví až po dobu 100 let [2,10].



a) Vývojové zobrazení tlakového poměru

b) Zobrazení teploty vstupující na lopatky

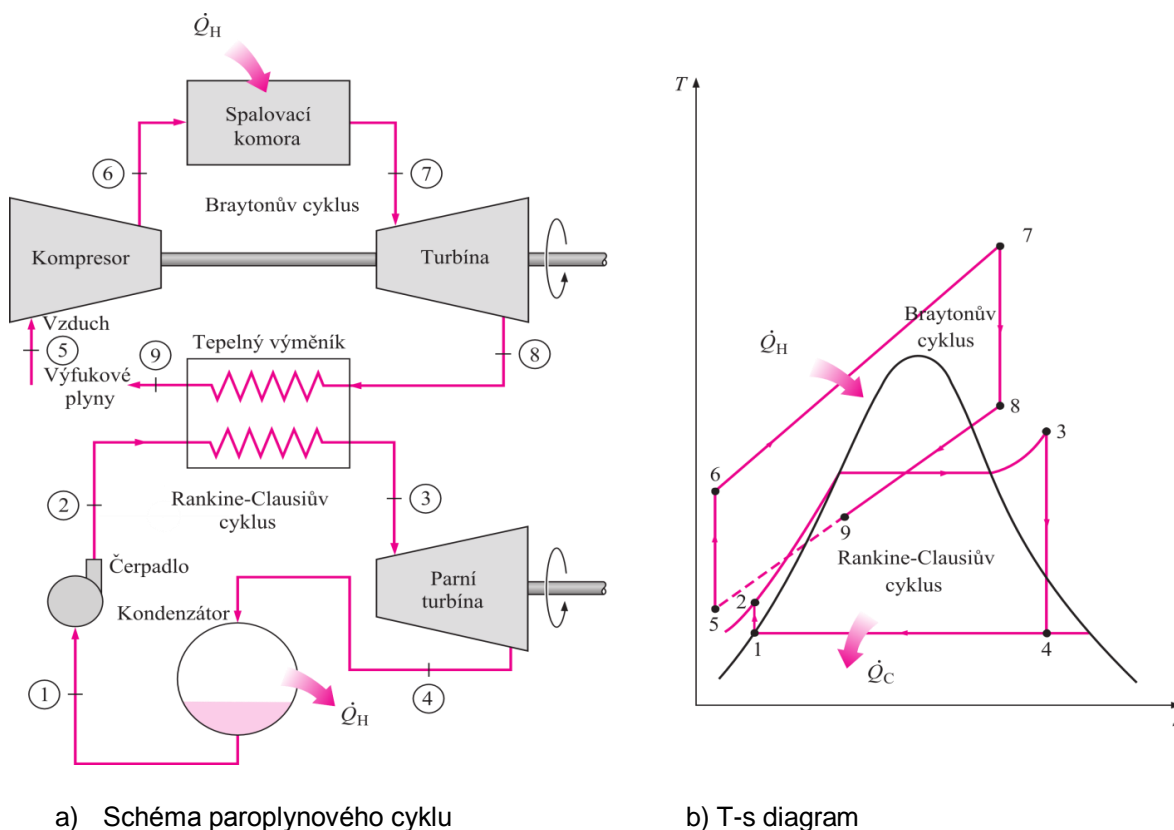
Obr. 7.3 Diagramy závislosti tlakového poměru a teploty na letech, upraveno z [10]

Ve snaze o zvýšení termické účinnosti vznikají zajímavé nápady, jak využít poměrně velký potenciál plynových turbín. Ekonomicky velmi atraktivní myšlenka je použití kombinovaného paroplynového cyklu, (viz 7.2 Paroplynový cyklus). Pochopitelně to není jediná použitelná myšlenka, mezi další lze zařadit hybridního systému ve spojení palivového článku s plynovou turbínou, (viz 7.3 Palivový článek a plynová turbína) [1].

7.2 Paroplynový cyklus

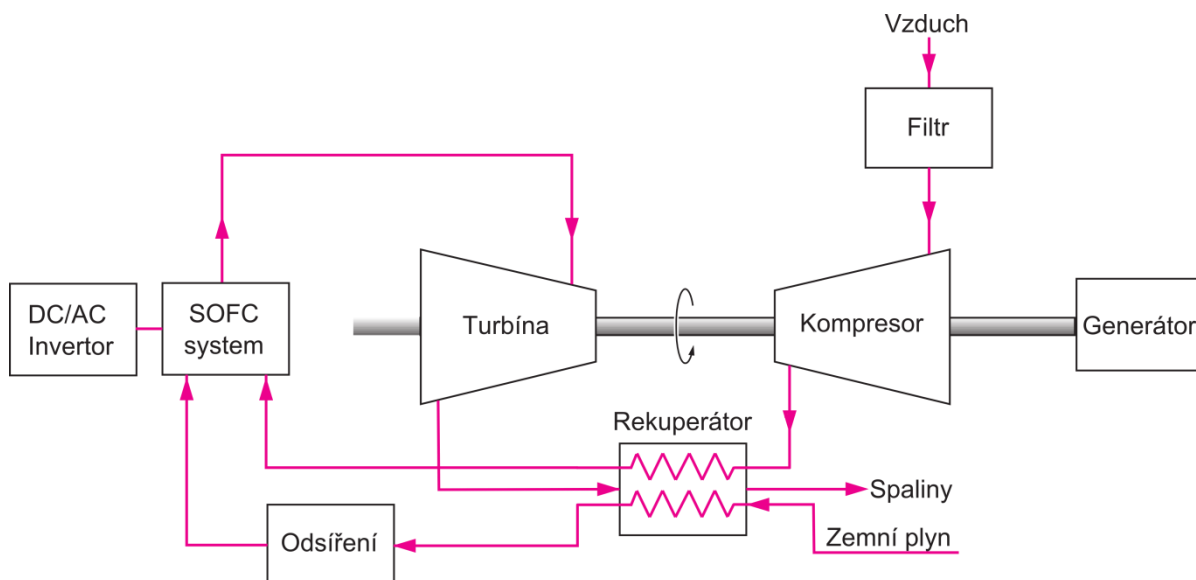
V tepelném oběhu plynové turbíny se většinou vyskytují vyšší teploty (až 1425 °C na výstupu) než u parních turbín, kde teplota páry je až 620 °C na vstupu. Dosažení tak vysokých teplot u plynových turbín, lze aplikovat díky nedávnému vývoji chlazení lopatek turbíny. Použitím speciálních nátěrů a vysoce tepelně odolných materiálů (např. keramiky), lze bezpečně provozovat plynovou turbínu na vysokých teplotách. Následkem čehož je zvýšení termické účinnosti a vyšší množství potenciální energie. Bohužel tato energie je obsažena ve spalinách na výstupu z turbíny, tudíž je nevyužitá. Tato nevýhoda lze zmírnit použitím regenerace, nicméně ani toto řešení z hlediska termické účinnosti není uspokojivé [1].

Pro lepší využitelnost potenciální energie se v inženýrství používá tzv. paroplynový cyklus, zobrazen na obrázku 7.4. Tento cyklus je z hlediska termodynamických systémů kombinován Braytonův tepelný oběh (pro plynovou turbínu) a Rankine-Clausiov tepelný oběh parní (pro parní turbínu). Ve spojení těchto tepelných oběhů je termická účinnost podstatně vyšší (bez závratného zvýšení počátečních nákladů), než u jednotlivého použití těchto oběhů [1].



Obr. 7.4 Schéma a T-s diagram paroplynového cyklu, upraveno z [1]

Dalším typem hybridního systému, jenž kombinuje palivový článek typu SOFC s plynovou turbínou je systém vyvíjený firmami Siemens a Westinghouse. Demonstrační jednotka o výkonu 220 kW a čisté elektrické účinnosti 57 % je znázorněna na obrázku 7.6. Firma ZTEK Corporation plánuje postavení 200 kW hybridního systému s elektrickou účinností až 70 % [20].



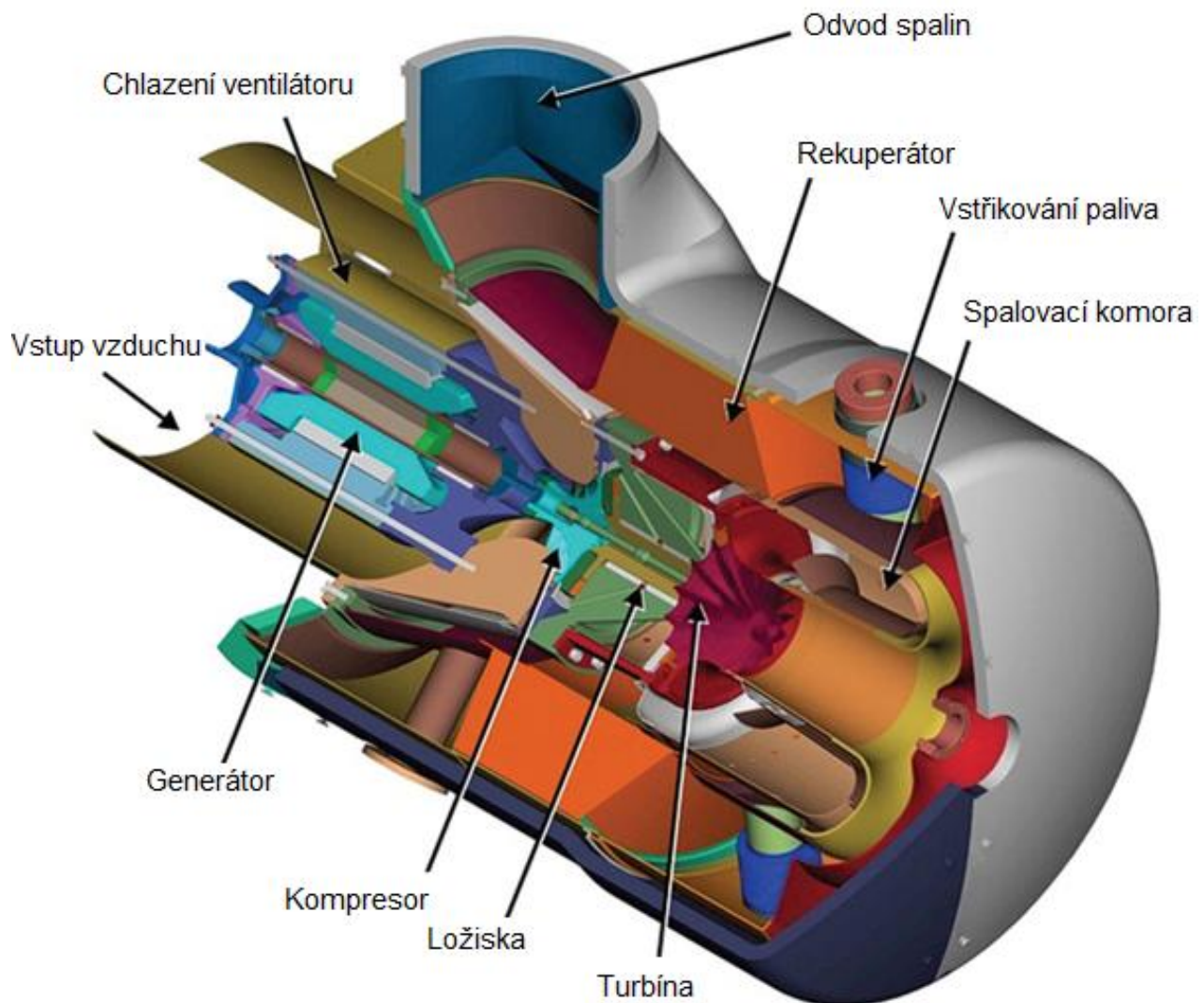
Obr. 7.6 Hybridní jednotka palivového článku/plynové turbíny, Siemens - Westinghouse, upraveno z [20]

7.4 Mikroturbíny

Za vývojem tohoto druhu turbín stojí automobilový průmysl, kde byly použity jako turbodmychadlo. Mikroturbíny sestávají z odstředivého kompresoru a radiální turbíny na jedné hřídeli. Dále zde můžeme najít spalovací komoru a rekuperátor. V porovnání s klasickými plynovými turbínami mají vysoké otáčky dosahující až 100 000 ot/min. Aeroderiváty mají otáčky většinou na hodnotě 20 000 ot/min. Výkonový rozsah mikroturbín se pohybuje mezi 20 kW až 500 kW. Výhodou je nízká tvorba NO_x emisí při použití rekuperátoru, který ohřívá vzduch na výstupu z kompresoru, tím snižuje spotřebu paliva a zvyšuje termickou účinnost. Zvláštní pozornost je potřeba věnovat generátorům, protože jsou otáčky turbíny tak vysoké. Konstrukce musí být navržena tak aby na výstupu z elektrického generátoru byla frekvence 50 Hz nebo 60 Hz, případně je nutno použít speciální elektroniku (např. usměrňovače a měniče), což má za následek další zvýšení ceny [2].

Největší nevýhodou jsou náklady na výrobu, nicméně se výrobci snaží tuto nevýhodu odstranit použitím moderních konstrukčních nástrojů, jako je výpočetní dynamika kapalin (CFD) pro optimalizaci aerodynamických jevů v kompresoru a v turbíně. Počítačové navrhování a obrábění (CAD/CAM) pomáhá ke snížení nákladů na výrobu. Cena se v dnešní době pohybuje kolem 1 dolaru na 1 watt výkonu, momentálním cílem je dosažení hranice 0,5 dolaru na 1 watt [2].

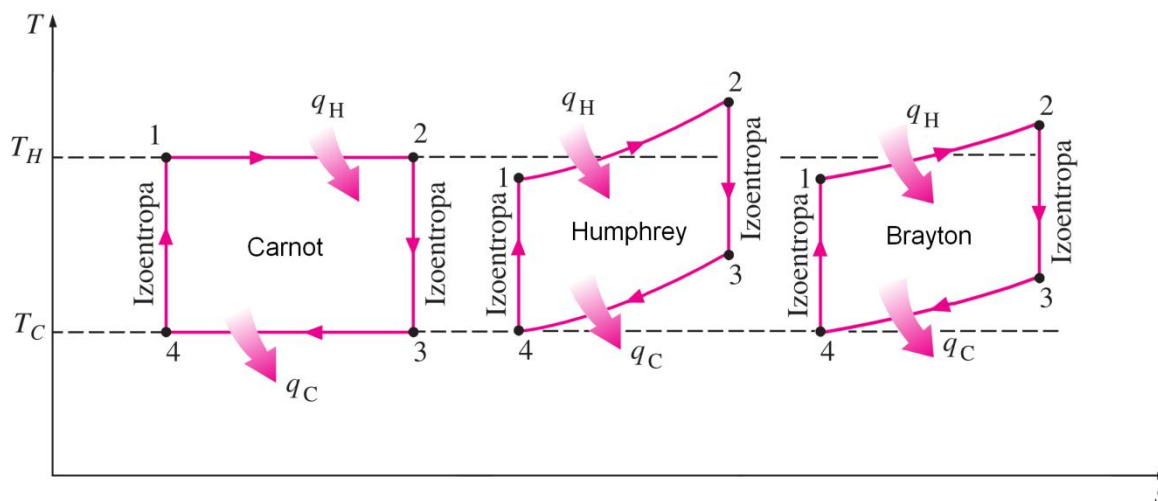
Při dosažení příznivé ceny si lze představit plynovou mikroturbínu v domácnosti na výrobu elektrické energie a při vhodném návrhu taky k ohřevu topné soustavy. Na obrázku 7.7 je znázorněn řez malou mikroturbínou na výrobu elektrické energie [2].



Obr. 7.7 Řez mikroturbínou firmy Capstone o výkonu 65 kW a označení Capstone C65, upraveno z [19]

ZÁVĚR

Z porovnání ideálních tepelných oběhů Braytonova a Humphreyova je zřejmé, že druhý jmenovaný má při stejném tlakovém poměru větší termickou účinnost a zároveň lze při izochorickém přívodu tepla dosáhnout vyšší teploty T_3 . Nicméně Humphreyův tepelný oběh vyžaduje složitější zařízení a prakticky se téměř nepoužívá. Obrázek 8.1 srovnává tyto dva tepelné oběhy společně s Carnotovým tepelným oběhem.



Obr. 8.1 T-s diagram ideálních tepelných oběhů, upraveno z [11]

Velkou snahou konstruktérů tepelných oběhů je zvýšení termické účinnosti, jehož lze dosáhnout přiblížením ke Carnotovu tepelnému oběhu, různými úpravami reálných motorů. Toto přiblížení a úpravy nazýváme carnotizace.

Braytonův tepelný oběh s regenerací a Braytonův tepelný oběh s regenerací, mezichlazením a opětovným ohřevem je řazen mezi carnotizační úpravy, které zvyšují termickou účinnost. Úpravy v podobě zvýšení tlakového poměru a zvýšení odolnosti materiálů vůči vysokým teplotám jsou taky velmi důležité.

Kombinací plynové turbíny s dalšími technologiemi lze dosáhnout účinností až 75 %, což činí plynovou turbínu velmi atraktivní. Tyto systémy jsou převážně na počátku svého vývoje, nicméně se s nimi do budoucna počítá a jsou dále pečlivě testovány a vyvíjeny.

Jak je zobrazeno na obrázku 7.1 lze skutečně nepřímo dokázat, že produkce plynových turbín do budoucna dále poroste. Výsledkem by mělo být rozšíření do všech možných odvětví. Pro mě velmi zajímavou možností je použití mikroturbín v domácnostech. Momentálně je to spíše jen sen, už jen kvůli stále vysoké pořizovací ceně.

Pro naši budoucnost se postupně stává plynová turbína stále více nepostradatelnou a bude jistě zajímavé sledovat, jak se tento trend bude dále vyvíjet.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] CENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. *Thermodynamics : An Engineering Approach*. 5th Edition. New York, NY 10020-1095 : McGraw-Hill, 2006. 1016 s. ISBN 9780071257718.
- [2] GIAMPAOLO, Tony. *Gas Turbine A Handbook : Principles and Practice*. 4th Edition. Lilburn, GA 30047 : The Fairmont Press, 2009. 447 s.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory I*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2009. 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [4] PAVELEK, Milan, et al. *Termomechanika*. 3. přepravované. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2003. 284 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [5] SOARES, Claire. *Gas Turbines : A Handbook o Air, Land and Sea Applications*. OXFORD, UK : Butterworth-Heinemann, 2008. 776 s. ISBN 978-0-7506-7969-5.
- [6] HORLOCK, John H. *Advanced Gas Turbine Cycles*. Kidlington : Pergamon, 2003. 203 s. ISBN 0-08-044273-0.
- [7] DOLEČEK, Vít. *Rozhlas.cz* [online]. 13.1.2006 [cit. 2010-04-22]. Energetika České republiky VI. Dostupné z WWW: <http://www.rozhlas.cz/vedaarchiv/portal/_zprava/216683>
- [8] Basics of gas turbines. In *Basics of gas turbines* [online]. The Netherlands : TU Delft, 2006 [cit. 2010-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.aerostudents.com/files/gasTurbines/basicsOfGasTurbines.pdf>>
- [9] Thermo 002 gas turbines. In *2 Gas Turbines* [online]. Malajsie, 2009 [cit. 2010-05-23]. Dostupné z WWW: <<http://www.docstoc.com/docs/8674657/thermo-002-gas-turbines>>.
- [10] BOYCE, Meherwan P. *Gas Turbine : Engineering Handbook*. 3rd Edition. Burlington, MA 01803, USA : Gulf Professional Publishing, 2006. 936 s. ISBN 0-88415-732-6.
- [11] ŠTĚTINA, Josef. *Spalovací Turbíny*. Brno, 2009. 8 s. Přednáška. VUT v Brně.
- [12] *Inventors.about.com* [online]. 3.11.2009 [cit. 2010-02-23]. The History of Engines - How Engines Work. Dostupné z WWW: <<http://inventors.about.com/library/inventors/blenginegasturbine.htm>>.
- [13] *Arc.uta.edu* [online]. 2010 [cit. 2010-05-23]. Pulsed Detonation Engines. Dostupné z WWW: <<http://arc.uta.edu/research/pde.htm>>.
- [14] *Výroba elektřiny* [online]. 2011 [cit. 2011-04-26]. Informace o paroplynové energetice. Dostupné z WWW: <<http://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/paroplynove-elektrarny/informace-o-paroplynove-energetice.html>>.

- [15] LANGSTON, Lee S. *Plowing New Ground - May 2009 Issue* [online]. c1996-2011 [cit. 2011-05-12]. Gas Turbines,Energy,Plant Design and Construction,Plant Operations. Dostupné z WWW: <http://memagazine.asme.org/articles/2009/May/Plowing_New_Ground.cfm>.
- [16] VESELÝ,CSc., Stanislav. *Spalovací komory : Termodynamika a základy konstrukce*. Brno : Galant Brno, s.r.o, 2007. 237 s. ISBN 978-80-254-0418-8.
- [17] ŠKORPÍK, Jiří. *Tepelná turbína a turbokompresor* [online]. 2011 [cit. 2011-05-13]. Tepelná turbína a turbokompresor. Dostupné z WWW: <<http://www.oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/tepelna-turbina-a-turbokompresor.html>>. ISSN 1804–8293.
- [18] *SGT5-8000H - Siemens* [online]. c2002-2010 [cit. 2011-05-12]. Gas Turbine SGT5-8000H. Dostupné z WWW: <<http://www.energy.siemens.com/hq/en/power-generation/gas-turbines/sgt5-8000h.htm#content=Technical%20Data>>.
- [19] GILLETTE, Stephen. *Microturbine Technology Matures :: POWER Magazine ::* [online]. 2010-11-1 [cit. 2011-05-13]. Microturbine Technology Matures. Dostupné z WWW: <http://www.powermag.com/distributed_generation/3105.html>.
- [20] PORŠ, Zdeněk. *Palivové články* [online]. Řež : Ústav Jaderného Výzkumu Řež, a.s. Divize jaderné bezpečnosti a energetiky, 2002 [cit. 2011-05-13]. Dostupné z WWW: <<http://www.cez.cz/edee/content/file/vzdelavani/palivove-clanky.pdf>>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| Veličina | Název veličiny | jednotka |
|-----------------------|---|------------------------------------|
| a | měrná práce | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| a_1 | získaná měrná práce | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| a_2 | zpětně použitá měrná práce | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| a_a | měrná práce v reálném oběhu | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| $a_{\text{čistá}}$ | čistá získaná měrná práce | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| a_k | měrná práce kompresoru | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| a_t | měrná práce turbíny | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| a_s | měrná práce v ideálním oběhu | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| a_{sp} | specifická měrná práce | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| c_p | měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku | $[\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$ |
| c_v | měrná tepelná kapacita za konstantního objemu | $[\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$ |
| i | měrná entalpie (dolní index odpovídá danému bodu v grafu) | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| p | tlak (dolní index odpovídá danému bodu v grafu) | $[\text{Pa}]$ |
| q_c | měrné odvedené teplo | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| q_H | měrné přivedené teplo | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| $q_{\text{reg,max}}$ | maximální hodnota regeneračního měrného tepla | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| $q_{\text{reg,real}}$ | reálná hodnota regeneračního měrného tepla | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| s | entropie | $[\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$ |
| T | teplota (dolní index odpovídá danému bodu v grafu) | $[\text{K}]$ |
| T_C | minimální teplota v oběhu | $[\text{K}]$ |
| T_H | maximální teplota v oběhu | $[\text{K}]$ |
| u_1 | měrná vnitřní energie (dolní index odpovídá bodu v grafu) | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| u_a | počáteční hodnota měrné vnitřní energie | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| u_b | koncová hodnota měrné vnitřní energie | $[\text{J.kg}^{-1}]$ |
| v | měrný objem (dolní index odpovídá bodu v grafu) | $[\text{m}^3.\text{kg}^{-1}]$ |
| η_e | exergetická účinnost | $[\%]$ |

| Veličina | Název veličiny | jednotka |
|---------------|----------------------|----------|
| η_K | účinnost kompresoru | [%] |
| η_{reg} | účinnost regenerace | [%] |
| η_T | účinnost turbíny | [%] |
| η_t | termická účinnost | [%] |
| ε | tlakový poměr | [-] |
| κ | Poissonova konstanta | [-] |
| ψ | objemový poměr | [-] |

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

| | |
|--|----|
| Obr. 1.1 Schéma Humphreyova tepelného oběhu | 14 |
| Obr. 1.2 Schéma spalovací komory | 14 |
| Obr. 1.3 Ideální p-v a T-s diagram | 15 |
| Obr. 1.4 Průběh termických účinností v závislosti na tlakovém poměru | 16 |
| Obr. 2.1 Otevřený a uzavřený cyklus | 17 |
| Obr. 2.2 Ideální p-v a T-s diagram | 18 |
| Obr. 2.3 Grafické rozdělení prací | 18 |
| Obr. 2.4 Diagram termické účinnosti a T-s diagram s max. čistou prací | 20 |
| Obr. 2.5 Skutečný T-s diagram | 21 |
| Obr. 2.6 Průběh termických účinností v závislosti na tlakovém poměru | 22 |
| Obr. 3.1 Schéma oběhu s regenerací | 23 |
| Obr. 3.2 Ideální T-s diagram oběhu s regenerací | 24 |
| Obr. 3.3 Diagram účinnosti oběhu s regenerací | 25 |
| Obr. 4.1 Ideální p-v a T-s diagram komprese s mezichlazením | 26 |
| Obr. 4.2 Schéma oběhu s mezichlazením, opětovným ohřevem a regenerací | 27 |
| Obr. 4.3 Ideální T-s diagram s mezichlazením, opětovným ohřevem a regenerací | 27 |
| Obr. 4.4 T-s diagram vícecestupňového oběhu | 28 |
| Obr. 5.1 Ideální p-v a T-s diagram Carnotova tepelného oběhu | 29 |
| Obr. 5.2 Schéma systému stálého proudění | 29 |
| Obr. 6.1 Ideální T-s diagramy zobrazující energii a exergii | 31 |
| Obr. 7.1 Grafické znázornění produkce spalovacích turbín | 33 |
| Obr. 7.2 Schéma úpravy aeroderivátu pro použití v průmyslu | 34 |
| Obr. 7.3 Diagramy závislosti tlakového poměru a teploty na letech | 34 |
| Obr. 7.4 Schéma a T-s diagram paroplynového cyklu | 35 |
| Obr. 7.5 Schéma hybridní jednotky palivového článku a plynové turbíny, firmy MTU | 36 |

| | |
|---|----|
| Obr. 7.6 Hybridní jednotka palivového článku/plynové turbíny, Siemens – Westinghouse | 37 |
| Obr. 7.7 Řez mikroturbínou firmy Capstone o výkonu 65 kW a označení Capstone C65 | 38 |
| Obr. 8.1 T-s diagram ideálních tepelných oběhů | 39 |