

---

## PROVEDENÍ PLYNOVÝCH TURBÍN

---

- 17.xx ..... Modifikace turbosoustrojí turbíny a turbokompresoru
  - 17.xx ..... Historické poznámky
  - 17.xx ..... Zapojení a provoz hnacích spalovacích turbín
  - 17.xx ..... Turbokompresorové letecké motory a aeroderiváty
  - 17.xx ..... Regulace a regulační charakteristiky spalovacích turbín
  - 17.xx ..... Vnitřní termodynamika tepelného oběhu plynových turbín
  - 17.xx ..... Paroplynový oběh
  - 17.xx ..... Provedení turbodmychadel
  - 17.xx ..... Úloha 141: Výpočet parametrů plynové turbíny bez regenerace a s regenerací tepla
  - Úloha 159: Výpočet paroplynového oběhu
  - 17.21 ..... Odkazy
  - 17.23 - 17.xx ..... Přílohy
-

**autor:** ŠKORPÍK, Jiří – [LinkedIn.com/in/jiri-skorpik](https://www.linkedin.com/in/jiri-skorpik)

**datum vydání:** Duben 2026

**název:** Provedení plynových turbín

**web:** *turbomachinery.education*

**provenience:** Brno (Česká republika)

**email:** [skorpik.jiri@email.cz](mailto:skorpik.jiri@email.cz)

Copyright©Jiří Škorpík, 2026  
Všechna práva vyhrazena.

---

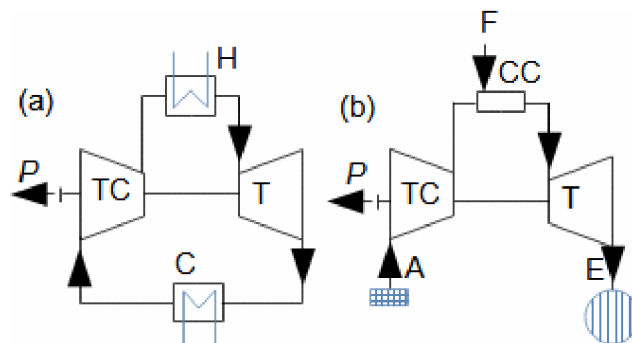
### Modifikace turbosoustrojí turbíny a turbokompresoru

Turbosoustrojí turbíny a turbokompresoru nabízí mnohé využití, nejčastěji se lze setkat s variantami, u kterých je využita práce turbíny při expanzi horkého pracovního plynu k pohonu turbokompresoru a přebytek výkon k pohonu dalšího stroje – liší se pouze zdrojem tepla pro ohřev pracovního plynu, a tím, jestli tepelný oběh, který se blíží podobě Braytonova oběhu, realizovaný tímto turbosoustrojím je uzavřený nebo otevřený.

#### Plynová turbína

Na Obrázku 163(a) uzavřený oběh, ve kterém je pracovní plyn komprimován v turbokompresoru a následně ohříván v ohříváku. Po expanzi horkého a komprimované pracovního plynu v turbíně je ochlazen v chladiči a znovu přiváděn k turbokompresoru, oběh se může opakovat. Tento typ turbosoustrojí se zkráceně nazývá plynová turbína. Tato modifikace soustrojí kompresor-turbína se v praxi používá jen zcela výjimečně, místo ní se používá klasický parní oběh s parní turbínou.

163:



(a) plynová turbína s uzavřeným oběhem; (b) plynová turbíny se spalovacími komorami, tzv. spalovací turbína. A-vzduch (air); C-chladič pracovního plynu (cooler); CC-spalovací komora (combustion chamber); CT-turbokompresor; E-výfuk (exhaust); H-ohřívák pracovního plynu (heater); F-palivo; T-turbína.

#### Spalovací turbína

Na Obrázku 163(b) otevřený oběh, ve kterém je nejprve atmosférický vzduch komprimován v turbokompresoru a následně spalován ve spalovací komoře po promíchání s palivem. Po expanzi horkých spalin turbíně jsou spaliny vyfukovány do výfuku. Oběh je otevřený, protože se vzduch i palivo neustále doplňuje. Tento typ turbosoustrojí lze nazvat také plynovou turbínou, ale častěji se používá označení spalovací turbína. Spalování paliva ve spalovací komoře spalovací turbíny je nepřetržité (kontinuální) a tím i ekologičtější než v případě pístových spalovacích motorů.

Spalovací turbíny se používají k pohonu elektrických generátorů, pracovních strojů i v dopravě, jejich speciální varianty nalezneme v dalších aplikacích. Výkony spalovacích turbín jenž jsou běžně na trhu se pohybují ve výkonech od cca 30 kW (mikroturbíny) do 500 MW. Tyto celky mají široké použití díky svému poměru výkon/rozměr (hmotnost) i v dopravě (požadavek plynulé regulace výkonu, rychlého startu i odstavení a nízké hmotnosti). Nutno dodat, že spalovací turbíny nad 80 MW nejsou v době útlumu fosilních paliv považovány za perspektivní technologii, protože jsou v podstatě odkázány na spalování bez tuhých částic, tedy na spalování kapalných fosilních paliv. U nových typů se předpokládá spalování alternativních paliv zejména vodíku.

Spalovací turbíny se vyrábí prakticky jen v seriích, nikoliv na zakázku. To je dáno především náročností návrhu jednotlivých částí spalovací turbíny a uvedení nového typu spalovací turbíny na trh předchází její dlouhý vývoj s navzujícími dlouholetými inovacemi.

---

#### AA-CAES

##### Turboexpandér

Turbinová a kompresorová část mohou být od sebe úplně odděleny a pracovat nezávisle, v podstatě se už nejedná o spalovací turbínu, ale technologickou jednotku s turbokompresorem a tzv. turboexpandérem. Na Obrázku 720 je schéma tepelné akumulární elektrárny (systém AA-CAES – Adiabatic Compressed Air Energy Storage). Jednotka obsahuje turbokompresor poháněný el. motorem, zásobník stlačeného vzduchu (volné podzemní prostory) a soustrojí s turboexpandérem a el. generátorem. Turbokompresor se zapíná při přebytku energie v síti a práce kompresoru je využita ke stlačení vzduchu do zásobníku. Stlačený vzduch se využije v době nedostatku elektriny v síti jako okysličovadlo ve spalovací komoře turboexpandéru. Soustava AA-CAES také obsahuje také systém regenerace tepla, kdy se komprimovaný vzduch před uložením ochlazuje kapalinou, která se tak ohřívá a tím v sobě akumuluje část tepla v izolované nádrži RT. Naopak při výtoku stlačeného vzduchu ze zásobníku CAS se o tímto teplem před vstupem do spalovací komory CC ohřívá.

---

720:

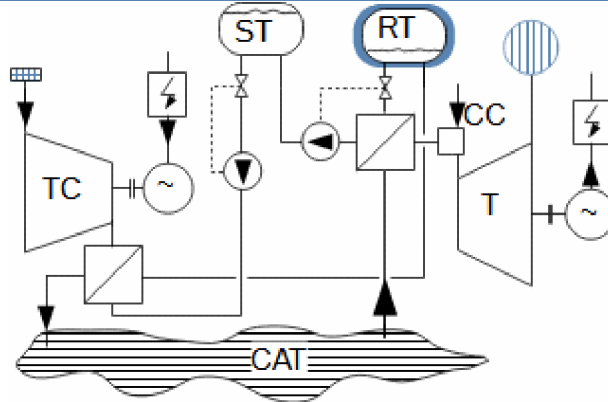


Schéma zařízení akumulční elektrárny AA-CAES

CAS-zásobník stlačeného vzduchu (compressed air storage); RT-zásobník ohřáté akumulční kapaliny (regeneration tank); ST-zásobník studené akumulční kapaliny-olej (storage tank).

Bylo postaveno několik takových akumulčních elektráren, které dosahovaly celkové účinnosti akumulace elektřiny pod 50 % [Tůma, 2011], ale bez regenerace tepla pomocí zásobníku s olejem (označení jen CAES). Po dobudování zásobníků by se mohla účinnost akumulace elektřiny zvýšit na 70 až 75 %, [Beckmann and Gilli, 1984, s. 171] bez zapojení spalovací komory (která u původního projektu byla před expandérem). Realizaci takovéto akumulční elektrárny v současnosti připravuje společnost RWE v Německu u města Stasfurt.

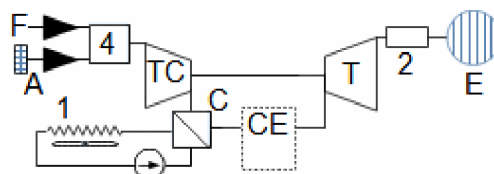
Turboexpandéry  
Kriogenika

Turboexpandéry se také používají jako redukční stanice tlaku na plynovodu (zapojení i funkce prakticky stejné jako u parních protitlakových turbín), v průmyslu pro zkapalňování plynů a směsi plynu s následnou extrakcí jednotlivých kapalných složek a v kryogenní technice obecně (při expanzi může být výstupní teplota helia jen několik desítek Kelvinů).

### Turbodmychadlo

Soustrojí plynové turbíny bývá používáno i k přeplňování spalovacího motoru, kde spalovací motor složí i jako zdroj horkých spalin pro expanzi v turbínové části. Na Obrázku 163 je příklad zapojení turbodmychadla a spalovacího motoru v bioplynové stanici. V turbíně expandují spaliny vyfukované spalovacím motorem a obvykle její celý výkon je spotřebován pro pohon jeho dmychadla. Turbodmychadlo stlačuje obvykle pouze vzduch, ale u plyných paliv se stlačuje už směs paliva a vzduchu, tak jak je to na obrázku. Za turbodmychadlem bývá chladič, který ještě více zvýší hustotu vzduchu.

70:



A-vzduch (air); C-chladič pracovního plynu (cooler); CE-spalovací motor (combustion engine); CT-dmychadlo; E-výfuk (exhaust); F-palivo (fuel); T-turbína. 1-chladič okruhu chladiče palivové směsi; 2-katalyzátor; 4-směšovač.

### Historické poznámky

George Brayton  
Brytonův oběh  
Prescott James Joule  
John Ericsson  
Franz Stolze

Zrod spalovací turbíny je spojen se snahou zvýšit účinnosti a výkon spalovacích motorů v druhé polovině devatenáctého století. Ještě před Ottovým, respektive Dieselovým motorem přišel s myšlenkou zvýšení účinnosti plynových motorů pomocí komprese vzduchu Američan George Brayton (1830-1892), který v roce 1873 zkonstruoval spalovací motor se dvěma pracovními válci. V jednom válci probíhala komprese výbušné směsi, která na konci komprese byla přefouknuta do druhého válce, kde byla zapálena a vykonala expanzi. Tento oběh je podobný Dieselovu, ale rozšířený o izobarický výfuk. Oběh se dnes běžně nazývá Braytonův oběh. Samotný tepelný oběh už ale znal Prescott James Joule (1818-1889) [Elsner, 1973, s. 255] a John Ericsson (1803-1889), který ho dokonce použil ve svém teplovzdušném motoru [Kalčík and Sýkora, 1973, s. 310] v 1833. Braytonův patent také přispěl k vývoji Ottova čtyřdobého spalovacího motoru [Siebertz, 1942, s. 78]. Braytonův oběh je ale ve skutečnosti pro pístový motor nevhodný, protože vyžaduje velké zdvihy. Lépe je tento oběh realizovat v točivém stroji tj. soustrojí s turbokompresorem a turbínou neboli ve spalovací turbíně. Takové soustrojí se spalovací turbínou si patentoval Franz Stolze v roce 1872, i když myšlenka plynových turbín je mnohem starší, ale bez kompresní části [Bathie, 1984, s. 3].

Soustrojí spalovací turbíny nevypadá složitě, ale vyrobít skutečně funkční stroj bylo možné až po dopracování teorie turbín a turbokompresorů včetně jejich konstrukce v první polovině 20. století.

Turbokompresor  
August Reteau  
Brown Boveri  
Aurel Stodola  
Spalovací komora  
Difúzní spalování  
Kinetické spalování

První turbokompresor radiálního typu byl zprovozněn v roce 1906 Francouzem Augustem Reteauem (1863-1930) [Misárek, 1963, s. 22]. Byl sice hospodářsky využitelný pro kompresi vzduchu o velkém objemu, ale jeho příkon byl stále velký. To nezabránilo rozšíření turbokompresorů v průmyslu (stlačený vzduch byl čistý), ale pro využití ve spalovací turbíně to stále nestačilo a první reálně využitelnou spalovací turbínu postavili a spustili ve švýcarském podniku Brown Boveri až v roce 1939 [Bathie, 1984, s. 4]. Soustrojí dosahovalo výkonu 4000 kW. Soustrojí obsahovalo jednu velkou, několik metrů dlouhou, spalovací komoru, ve které probíhalo klasické difúzní spalování, takže měla srovnatelnou velikost jako samotné soustrojí, viz Obrázek 980.

980:

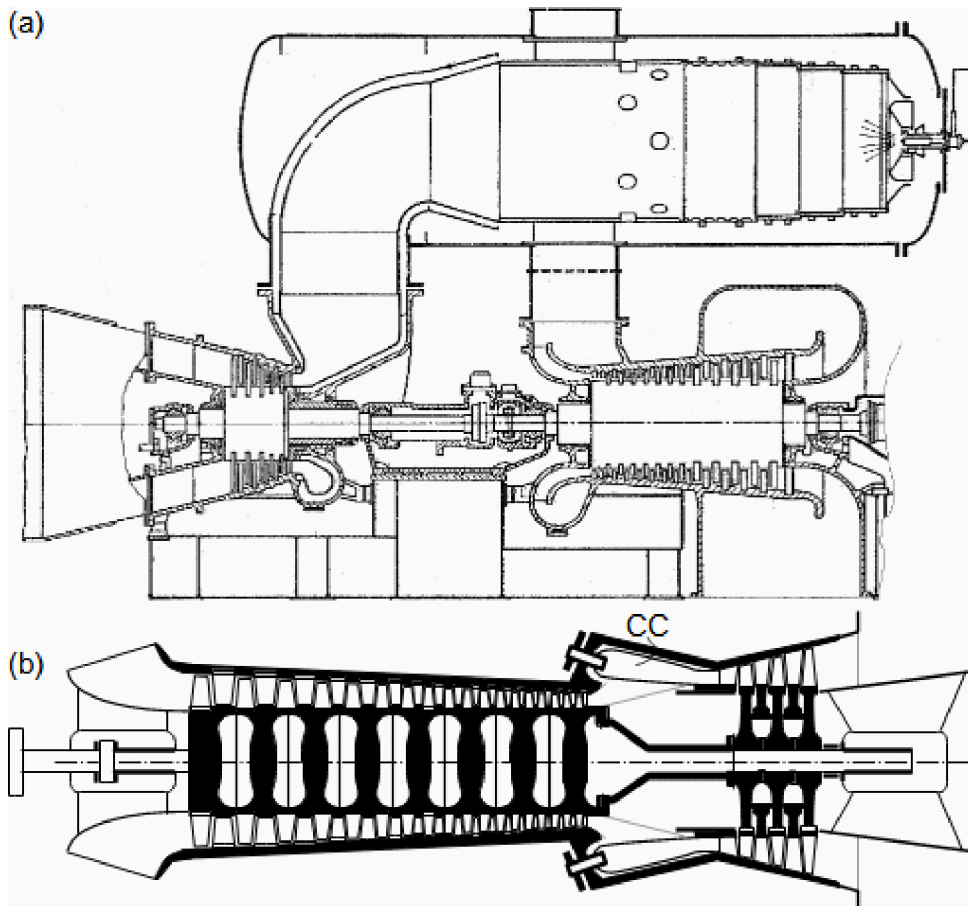


Ve strojovně první spalovací turbíny: Rok 1939 – pán s buřinkou je Aurel Stodola – velká trubka nad hlavou pracovníka úplně vpravo je spalovací komora.

Turbokompresorový motor  
Spalovací komora

Těsně před začátkem druhé světové války už probíhal zejména v Německu a ve Velké Británii intenzivní vývoj turbokompresorového motoru. Největšími problémy bylo spalování – přesněji velikost spalovací komory, vysoké teploty s nutností chladit lopatky a velká spotřeba paliva [Conner, 2001, s. 137], [Stever and Haggerty, 1966]. Především bylo nutné vytvořit malou spalovací komoru o velkém výkonu. Spalovací komory s difuzním spalováním byly totiž odvozeny z potřeb energetiky, tj. spalování širokého spektra paliv i s nižší výhřevností, naproti tomu u leteckých aplikací se muselo dát přednost kinetickému spalování paliv s vysokou výhřevností. Kinetické spalování znamená, že dochází k intenzivnímu promíchávání vzduchu a paliva. Jen tímto způsobem bylo možno výrazně zmenšit velikost spalovacích komor. Na [Obrázku 807](#) jsou porovnány velikosti jednotlivých typů spalovacích komor ku velikosti soustrojí. Více se lze dočíst o spalovacích komorách ve specializovaných publikacích, například [Veselý, 2007].

807:



(a) spalovací turbína s jednou spalovací komorou s difúzním spalováním (obrázek z [MILLER et al., 1972, s. 444]); (b) spalovací turbína s prstencovou spalovací turbínou integrovanou mezi kompresor a turbínu obsahující po obvodu několik hořáků s kinetickým spalováním.

Turbokompresorový motor

Hans von Ohain  
Frank Whittle

Zprovoznit první letouny s turbokompresorovým motorem se podařilo téměř současně na německé straně Hansu von Ohainovi (1911-1998) v srpnu 1939 (Obrázek 1224) a Franku Whittlemu (1907-1996) v květnu 1941 na Britské straně [Stever and Haggerty, 1966, s. 83]. Co bylo zajímavé, takové motory byly časově méně náročné na výrobu, oproti spalovacím motorům pro letadla. Výroba turbokompresorového motoru zabrala téměř desetkrát méně času (3000 až 5000 člověkohodin versus 700 člověkohodin) [Conner, 2001, s. 119].

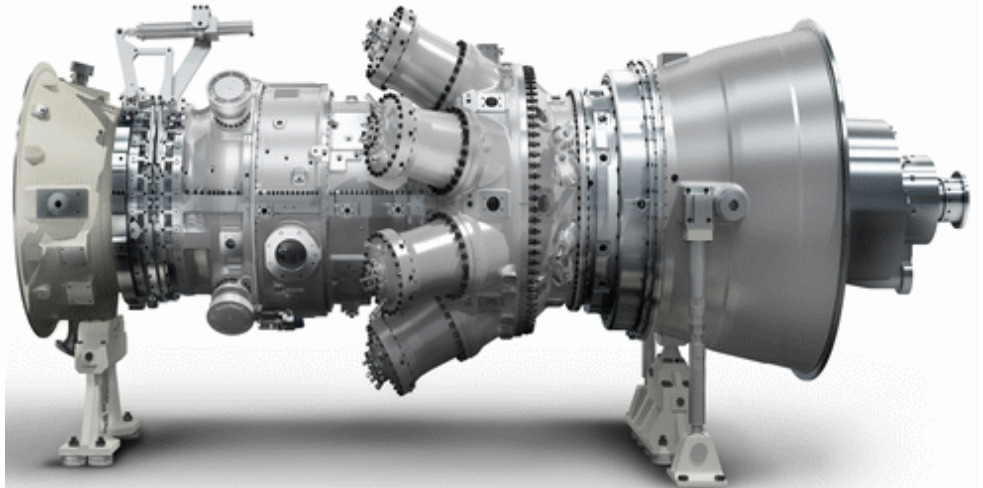


Hans von Ohain vedle repliky turbokompresorového motoru své konstrukce He S 3B, který byl použit na prvním proudovém letounu světa. Obrázek z [Stever and Haggerty, 1966].

### Zapojení a provoz hnacích spalovacích turbín

Hnací spalovací turbíny jsou primárně určeny (anglicky turboshaft) pro stacionární provoz jako pohon pracovních strojů nebo elektrických generátorů. Typickým prvkem hnacích spalovacích turbín jsou skříně s horizontální dělicí rovinou případně kombinované horizontálně i vertikálně, viz [Obrázek 669](#). Na rozdíl od parních turbín jsou spalovací turbíny konstruovány pro rychlý start bez postupného prohřívání, proto rotory spalovacích turbín jsou lehčí.

669:

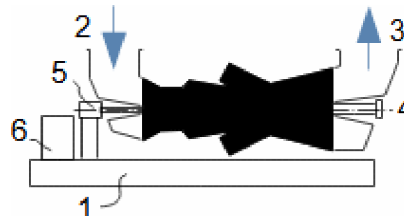


Hnací spalovací turbína Siemens SGT-750: Výkon na hřídeli 37 MW, tepelná účinnost 40 %, kompresní poměr 23,8, teplota spalin na výstupu 462 °C, množství spalin 113,3 kg·s<sup>-1</sup>, 3050 až 6405 min, na obrázku je dobře patrné 8 trubkových spalovacích komor.

Integrační rám

Díky kompaktnosti se prakticky v celých uvedených rozsazích výkonů vejdou na integrační rám, na kterém jsou dodávány zákazníkům přímo na místo instalace, viz [Obrázek 1207](#). Dokonce do velikosti cca 12 m se dodávají na společném rámu spalovací turbíny i s el. generátory. Instalace spalovacích turbín je rychlá, levná a snadná (oproti výstavbě bloku s parní turbínou). Vzhledem ke své konstrukci a velikosti se hodí k rychlému vybudování energetického zdroje.

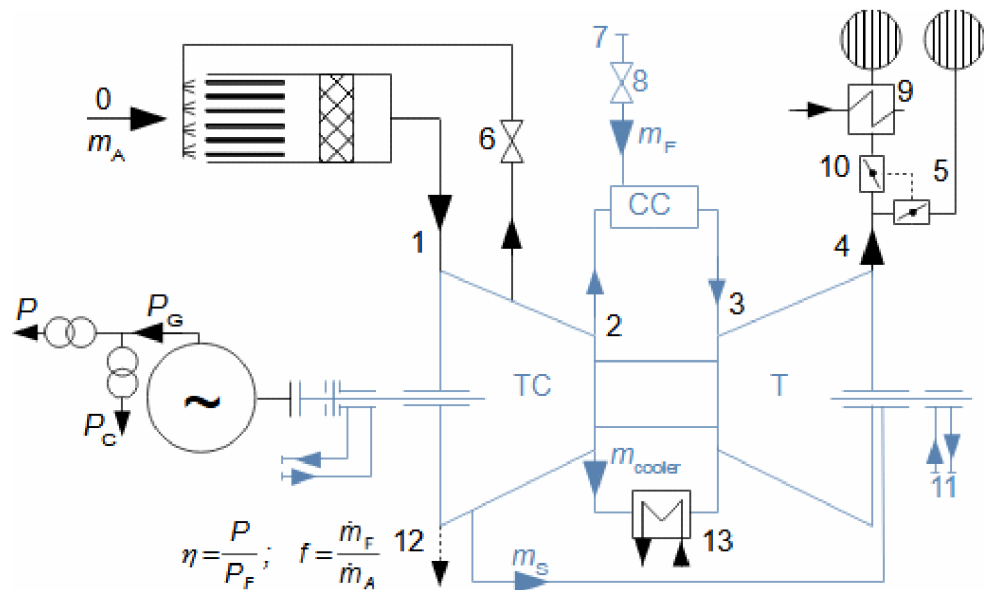
1207:



Hnací spalovací turbína a její příslušenství umístěné na integračním rámu: 1-nosný rám s olejovou nádrží; 2-přívod vzduchu; 3-odvod spalin; 4-vývod výkonu na hřídeli; 5-měření otáček; 6-olejové čerpadlo.

Na [Obrázku 140](#) je schéma zapojení hnací spalovací turbíny pro výrobu elektřiny a využití tepla ze spalin. Na obrázku jsou také rovnice pro stanovení elektrické účinnosti bloku na prahu elektrárny.

140:



Zapojení spalovací turbíny v bloku elektrárny a čistá účinnost bloku

0-stav vzduchu před sacími filtry a tlumičem hluku; 1-stav vzduchu na vstupu do kompresorové části; 2-stlačený vzduch pro spalování; 3-stav spalin na výtoku ze spalovacích komor a vstupu do turbínové části; 4-stav spalin na výtoku z turbínové části; 5-vtok spalin do komína; 6-odběr teplého vzduchu pro ohřátí vzduchu na sání pro zamezení vzniku námrazy; 7-přívod paliva; 8-regulační ventil paliva (před ním je i uzavírací ventil a havarijní ventil); 9-kotel na odpadní teplo; 10-by-passový uzávěr kotle; 11-mazací systém ložisek; 12-odvodnění kompresorové části; 13-chladič chladícího vzduchu.  $f$  [1] palivový poměr (fuel ratio);  $m_A$  [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ] hmotnostní tok nasávaného vzduchu;  $m_{\text{cooler}}$  [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ] odváděné množství vzduchu v odběru pro chlazení;  $m_F$  [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ] hmotnostní tok paliva;  $m_s$  [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ] odváděné množství vzduchu v odběru pro zahlcení ucpávek;  $P$  [W] výkon na prahu bloku;  $P_C$  [W] výkon pro vlastní spotřebu bloku;  $P_F$  [W] výkon dodávaný v palivu;  $P_G$  [W] výkon generátoru;  $\eta$  [1] elektrická účinnost bloku.

Sání

Odmrazení

Sací trakt spalovací turbíny je vybaven stejně jako sací trakt turbokompresoru. Vyžadují-li to klimatické podmínky, pak se pro zamezení vzniku námrazy na sání instalují systémy k zamezení vzniku námrazy (Obrázek 140(6)), aby nedocházelo zanášení sacího filtru námrazou. Nejčastěji se používá systém ohřevu vzduchu odběrem teplého vzduchu v kompresoru, který je jednoduchý, a pokud není příliš často v provozu, tak i výhodnější než další používané možnosti jak zamezit námraze na sání viz [Hocko, 2012]. Nevýhodou tohoto konkrétního řešení je nutnost odběru vzduchu při vysokém tlaku, aby byl velmi teplý a odmrazení účinné.

Chlazená lopatka

Ucpávky

Vzduchu pro chlazení teplotně namáhaných částí turbíny bývá chlazen v extérních výměnících tepla (Obrázek 140(13)) – chlazení snižuje spotřebu chladícího vzduchu – a navíc proudí přes jemný filtr, aby nedošlo k ucpání chladících trysek v lopatkách. Mimo lopatek se používá tento vzduch k chlazení a zahlcení ucpávek v místě mezi rotorem a spalovacími komorami.

Omezovač

Důležitou součástí diagnostiky spalovací turbíny je měření teploty spalin. Při překročení povolené teploty dané výrobcem musí být turbína okamžitě odstavena a překontrolována výrobcem. Při překročení dovolené teploty by mohlo dojít k poškození především lopatkové části turbíny nebo minimálně k zhoršení mechanických vlastností materiálu lopatek. Překročení teploty spalin především hrozí u spalovacích turbín na kapalná paliva, protože se do spalovacích komor může dostat větší množství paliva. Z těchto důvodů regulace toku paliva do spalovacích komor obsahuje i omezovač, který na základě teploty na výstupu ze spalovací komory omezuje dávkování paliva, i když je požadavek na zvýšení výkonu (jedná se o problém zejména leteckých motorů, kdy pilot přidá palivo příliš rychle) [Rearden and, Anderson, s. 240].

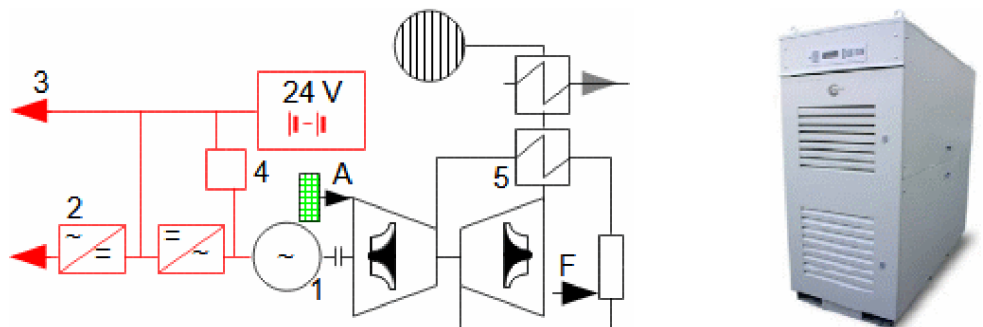
Mikroturbíny  
Vysokofrekvenční  
generátor

Spojení mikroturbín navíc vyžaduje i vysokofrekvenční generátor, protože otáčky mikroturbín jsou od 20 000 až do 150 000  $\text{min}^{-1}$ , které jsou dané zejména malým průměrem rotorů. To klade vysoké technické nároky na ložiska generátoru a relativně vysoké finanční nároky na systém změny frekvence elektrického proudu, takže ve výsledku jsou mikroturbíny dražší než spalovací motory, kterým svými výkony konkurují. Naopak výhodou je jejich schopnost rychlého studeného startu a vzhledem k malé hmotnosti je také možné s nimi mnohem lépe manipulovat než s centrálou s pístovým spalovacím motorem. Malé jednotky lze skládat do skupin se společným řídicím systémem pro zvýšení a optimalizování celkového výkonu.

Capstone  
Regenerace tepla

Na Obrázku 161 je jednopólové schéma zapojení malé spalovací turbíny Capstone C30 s vysokofrekvenčním generátorem. Spalovací turbína je tvořena jednostupňovým kompresorem a jednostupňovou turbínou s radiálními stupni. Navíc je jednotka vybavena regenerací tepla spalin (přehřev vzduchu před spalovací komorou) a tepelným výměníkem pro ohřev vody. Výkon jednotky je 30 kWe, elektrická účinnost až 26 %, produkce NOx 9 ppm, teplota spalin před výměníkem 275 °C, hmotnost skříně s jednotkou je 405 kg při výšce 1,5 m.

161:



1-vysokofrekvenční generátor; 2-střídač (50/60 Hz); 3-napájení příslušenství jednotky; 4-startovací modul; 5-rekuperační výměník pro regeneraci tepla.

**Start**

---

Při startu spalovací turbíny musí být zajištěno mazání ložisek a dostatečný tlak vzduchu pro spalovací turbíny. Základním způsobem startu je protáčení rotoru a tedy i kompresoru pomocí startéru. V hořlavém prostředí se často používají hydraulické startéry. Malé turbíny lze startovat elektrickými startéry (například PEJ – pomocná energetická jednotka v letadlech). Velké turbíny se startují i přes připojený elektrický generátor pomocí výkonové elektroniky změny frekvence.

Jestliže je palivem stlačený plyn, tak lze turbínu při startu roztočit pomocí tohoto stlačeného plynného paliva – nevýhoda je velký únik hořlavého a dusivého plynu do atmosféry přes komín, takže se používá ojediněle. Ke startu se používá i stlačený vzduch z externího zdroje stlačeného vzduchu, který je přiváděn do spalovací komory, což je typ startu v případě kapalných paliv. Některé letecké turbíny lze startovat stlačeným vzduchem vyrobeným v PEJ. K zapálení paliva ve spalovacích komorách dochází ještě před dosažením jmenovitých otáček.

Startu spalovací turbíny předchází automatická diagnostika.

---

**Turbokompresorové letecké motory a aeroderiváty**

---

Spalovací turbína se v letectví používá jako primární pohonná jednotka pod názvem turbokompresorový motor a také jako malé pomocné jednotky pro výrobu elektřiny, stlačeného vzduchu pro tlakování kabiny nebo k pohonu hydrauliky (tyto funkce lze také integrovat i do primární pohonné jednotky, například přímé odběry vzduchu z kompresorové části, pohonem malého el. generátoru přes převod atd.).

**Tah**

Turbojet

---

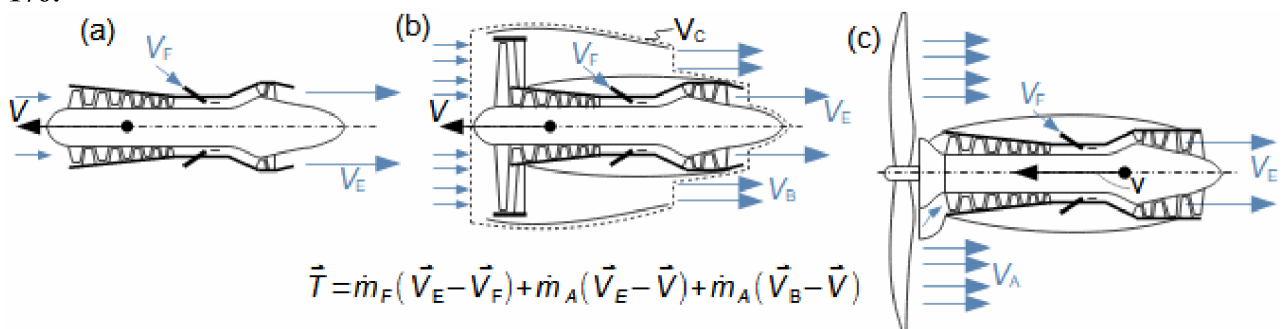
Turbokompresorové motory se pro pohony letounů používají třemi základními způsoby, podle toho jakým způsobem vytváří tah. Základní myšlenka vytvoření tahu u turbokompresorového motoru je, že jeho turbínová část má jen takový výkon, který odpovídá příkonu turbokompresoru. To znamená, že za turbínou je ještě dostatečný tlak a teplota spalin pro jejich expanzi v trysce a vytvoření tahu. Takový typ turbokompresorového motoru se nazývá turbojet, viz Obrázek 176(a).

---

Turbofan  
Turboprop

U letounů letících podzvukovou rychlostí je výhodnější menší rychlost výtokových plynů, ale při větším průtoku. Toho lze dosáhnout obtokem vzduchu kolem spalovací komory a zvýšením počtu stupňů turbínové části. Takovému turbokompresorovému motoru se říká turbofan, viz Obrázek 176(b), a poměru mezi hmotnostním tokem vzduchu přes bypass a proudem vzduchu přes jádro motoru (spalovací komory) se nazývá obtokový poměr (obtokový poměr motorů turbofan dopravních letadel je přibližně 1:8). Pro nízké podzvukové rychlosti je nakonec nejvýhodnější pokud veškerý tah je vytvořen obtokem, respektive vrtulí, takže v turbínové části dochází k úplné expanzi spalin a přebytečný výkon turbíny pohání vrtuli, viz Obrázek 176(c). Tento typ turbokompresorového motoru se nazývá turboprop. Rovnice pro výpočet tahu jednotlivých typů je uvedena pod jednotlivými obrázky a lze ji odvodit z věty o změně hybnosti pro kontrolní objem motoru—uvedená rovnice je odvozena pro nevýznamnou rychlost větru v okolí motoru.

176:



(a) turbojet; (b) turbofan (turbojet a turbofan se označují jako proudové motory); (c) turboprop (mezi vrtulí a motorem je převodovka).  $V_C$ -kontrolní objem.  $m$  [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ] hmotnostní tok;  $T$  [N] tah motoru;  $V$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] absolutní rychlost; Index  $_A$  označuje vzduch na vstupu do motoru, index  $_B$  označuje vzduch proudící bypassem motoru nebo vrtulí, index  $_E$  označuje spaliny z trysky motoru, index  $_F$  označuje palivo proudící do motoru.

Vnitřní účinnost  
Propulzní účinnost

Účinnost turbokompresorového motoru  $\eta$  je definovaná jako podíl práce tahu za jednu sekundu ku množství energie dodané v palivu za stejnou dobu, viz Rovnice 1209. Mimo účinnost motoru se ještě zavádí tzv. propulzní účinnost  $\eta_p$ , která vyjadřuje práce tahu za jednu sekundu ku změně relativní kinetické energie vzduchu a paliva, viz Rovnice 1209 – rovnice je odvozena pro případ, kdy relativní rychlost proudění paliva je proti směru letu a rychlost větru je nevýznamná.

1209:

$$\eta = \frac{T \cdot V}{\dot{m}_F \cdot HHV}$$

$$\eta_p = \frac{T \cdot V}{\frac{1}{2} (\dot{m}_F (W_E^2 - W_F^2) + \dot{m}_A \cdot W_E^2 + \dot{m}_B \cdot W_B^2)}$$

$HHV$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] spalné teplo paliva (Higher heating value);  $W$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] relativní rychlost (rychlost vztažená k palubě letounu);  $\eta$  [1] účinnost motoru;  $\eta_p$  [1] propulzní účinnost (max 1).

Propulzní účinnost

Propulzní účinnost vyjadřuje vhodnost daného pohonu pro určitou rychlost letu. Například nejvyšší propulzní účinnosti dosahují motory turboprop cca při Machově číslu letu kolem 0,4, turbofan při 0,75 a turbojet při 1,7.

Kompresní poměr

Trent 900

Olympus 593 Mrk610

TJ100

Williams international  
fj44-1

Výkon a parametry proudového motoru záleží na potřebné rychlosti letounu a jeho operační výšce. Kompresní poměr u proudových motorů je až 40, u bypassů 10. Zatím největšího tahu 360 kN dosahuje motor Trent 900 Rolls-Royce (turbofan), který se používá například na Airbusech A380. Nejvýkonnější proudový motor typu turbojet v civilní aplikaci byl Olympus 593 Mrk610 (výrobce Rolls-Royce/SNECMA). Nadzvukový dopravní letoun Concorde byl vybaven 4 těmito motory o max. tahu 170 kN, při maximální rychlosti 2 Machy jen 45 kN. Na lehkých letounech se používají i proudové motory s velmi malým tahem, například motor TJ100 (PBS Velká Bíteš) dosahuje tahu kole 1 kN – jeho testy proběhly mimo jiné na letounu experimentální letounu pro vzdušný průzkum Marabu vyvinutého na FSI VUT v Brně Leteckým ústavem; letoun byl poháněn i pístovým motorem s tlačnou vrtulí a motor TJ100 o hmotnosti 19 kg byl uložen na levém křídle. Příkladem motoru s extrémně malou spotřebou je motor typu turbofan Williams international fj44-1 o tahu 6,7 až 8,5 kN. Tento motor byl hlavním pohonem letounu prvního proudového letounu, který obletěl svět bez doplnění paliva – jaro 2005. Letoun se jmenoval Global flyer a pilotem byl Steve Fosset, který se tímto stal prvním člověkem, který obletěl svět v letadle sám [FOSSET, 2008].

Vrtulník

Pohon vrtulníku pomocí spalovací turbíny je podobný systému turboprop – turbína pohání přes převodovku hlavní i stabilizační vrtuli. Lze využít místo mechanického převodu i odebraného stlačeného vzduchu z turbokompresorové části. Výkony spalovacích turbín pro vrtulníky se pohybují od 100 kW do 800 kW.

Hybridní turboprop

Poslední dobou se také objevují prototypy hybridních motorů typu turboprop kombinované s elektrickým motorem.

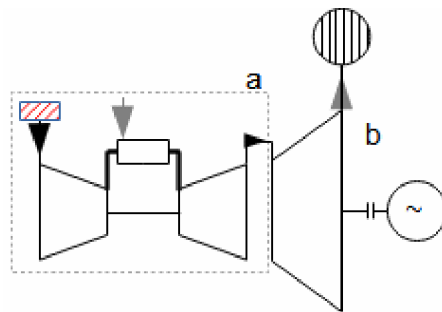
**Aeroderiváty**

Turboexpandér

Vícehřídelová  
spalovací turbína

Pod pojmem aeroderivát lze chápat konstrukci spalovací turbíny odvozenou z leteckého turbokompresorového motoru. V takovém případě lze využít nejen vývoj a zkušenosti s provozem turbokompresorových motorů ale i výrobní prostředky daného výrobce k výrobě jak stacionárních aplikací spalovacích turbín, tak těch leteckých. Dokonce lze využít již použité součásti vyřazených leteckých motorů (například lopatky, po kontrole jejich deformací) u aeroderivátů, pokud si zákazník přeje snížení ceny za použité díly. Nicméně konstrukce aeroderivátu není přesná kopie konstrukce letecké aplikace – neobsahuje prvky související s letovým provozem a navíc musí obsahovat vyvedení výkonu a rozšířený počet turbínových a často i kompresorových stupňů. Na Obrázku 665 je základní schéma aeroderivátu, který mimo jádra turbokompresorového motoru-b obsahuje i turboexpandér-b s vyvedením hnacího výkonu, ve kterém se zpracovává entalpický spád určený pro trysku motoru. Jinými slovy aeroderiváty bývají řešeny jako vícehřídelové.

665:

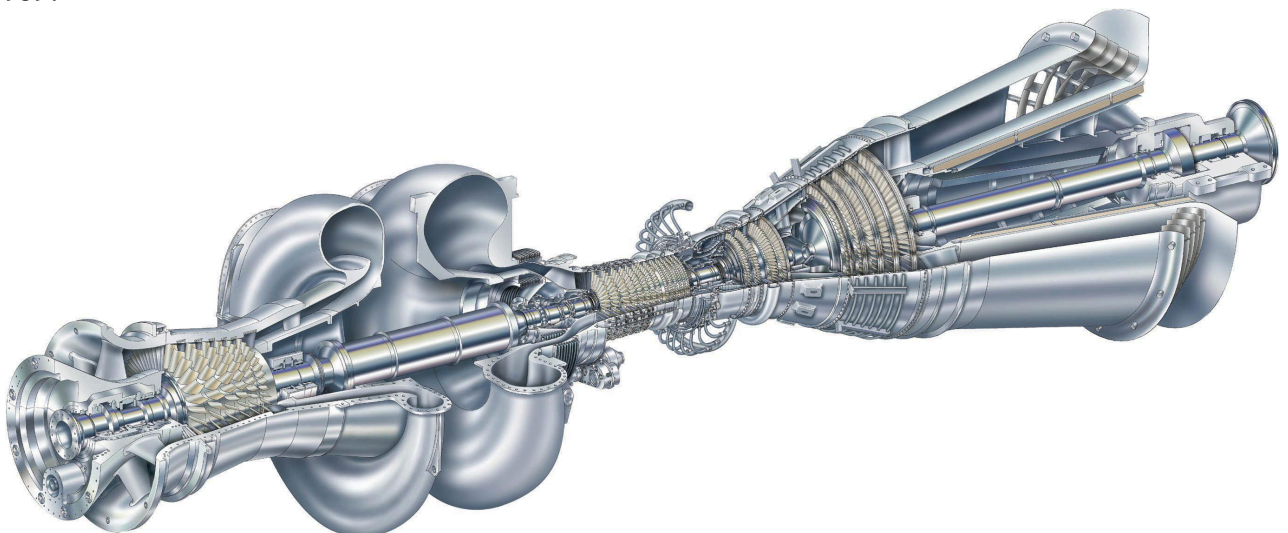


Mezichlazení

Vícehřídelová  
spalovací turbína

Na Obrázku 939 je aeroderivát LMS100 společnosti General Electric Company. Tento aeroderivát obsahuje kromě leteckého jádra i turboexpandér a další těleso turbokompresoru. Převod stlačeného vzduchu z přidaného turbokompresorového tělesa je využit i jako vstup do mezichlazení komprese.

939:



Kompresní poměr 42:1, výkon na spojce 99 až 103 MW, účinnost na spojce 44 %, otáčky 3000 až 3600 (50 až 60 Hz), teplota spalin do výfuku 404 °C až 760 °C, přibližný hmotnostní průtok spalin 215 až 220 kg·s<sup>-1</sup>. Data a obrázek převzaty z General Electric Company.

Start  
Trvanlivost

Aeroderiváty dosahují výkonu cca 40 MW (u radikálně upravených aeroderivátů s vysokou účinností je výkon i přes 100 MW). Jejich výhodou jsou rychlý start (mají odlehčené rotory) a menší pořizovací náklady při použití použitých dílů (díly z leteckých motorů, které byly vyřazeny z legislativních důvodů nikoliv z důvodů dosažení trvanlivosti), než u turbíny konstruované jako hnací. Také mívají obvykle větší regulační rozsah při zachování relativně vysoké účinnosti.

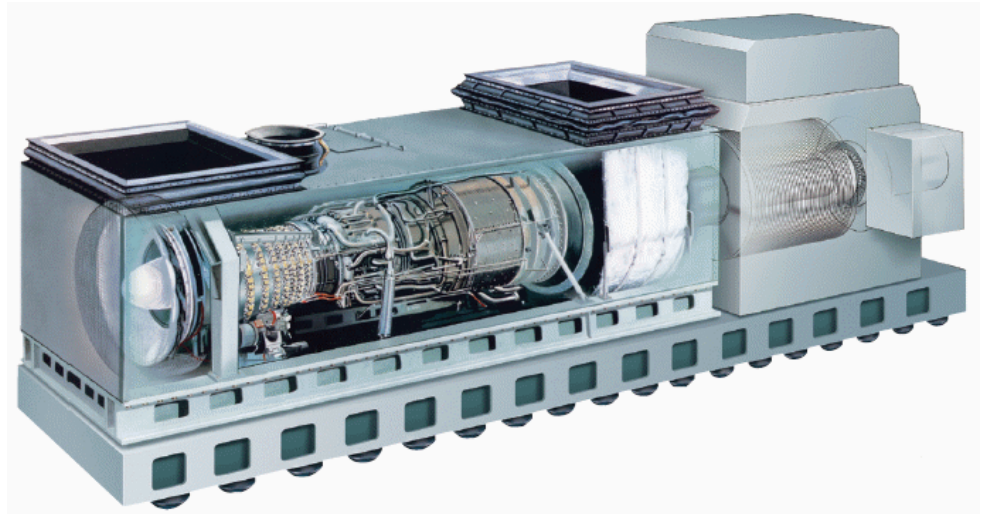
Skříň

Na Obrázku 939 si všimněte konstrukčních prvků, které jsou pro aeroderiváty typické. Například dělicí roviny přidaných turbínových a kompresorových stupňů jsou horizontální, kdežto jádro aeroderivátu má dělicí roviny vertikální, což je typické pro letecké konstrukce s požadavkem na úsporu hmotnosti i za cenu složitější montáže – proto jsou k demontáži aeroderivátu potřeba speciální montážní pomůcky původem z leteckých opraven. I ložiskový systém je odlišný, v nových částech jsou kluzná ložiska, v původním jádru ložiska valivá.

LM2500  
GECF6-6  
Odhlučnění

Na Obrázku 165 je příklad provedení v současné době nejrozšířenějšího aeroderivátu LM2500. Konkrétně se jedná o kontejnerové provedení používané na výletní lodi Queen Mary II. Queen Mary II je s délkou 345 m a výtlakem 75 000 tun jedna z největších výletních lodí světa. Její pohon je tvořen kombinací pístových spalovacích motorů a dvěma jednotkami LM2500. Celkový výkon pohonů je 117,2 MW, z toho jednotky LM2500 dodávají 50 MW. Jednotka LM2500 je tvořena aeroderivátem odvozeným z leteckého motoru GE CF6-6 o tahu 234 kN, který je používán i na Boeingu 747. Turbína s generátorem je umístěna ve speciálním kontejneru, který je odhlučněn a zároveň konstruován pro utlumení vibrací. Vyrobená elektřina je použita k pohonu lodních šroubů s elektrickými motory umístěnými v gondolách mimo trup lodi. Průtočné části turbíny jsou z materiálu odolávající koroznímu prostředí nasávaného mořského vzduchu. Jednotky LM2500 jsou umístěny v nadpalubní části lodi blízko sání vzduchu a výfuku. Těžší klasické spalovací motory jsou umístěny v podpalubí pod těžištěm lodi.

165:



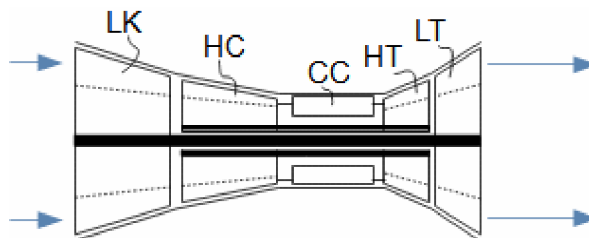
Obrázek z General Electric Company.

### Regulace a regulační charakteristiky spalovacích turbín

Palivová regulace  
Vícehřídelová  
spalovací turbína  
Otáčky

U spalovacích turbín se regulace výkonu provádí změnou množství paliva, tím se mění teplota na výstupu ze spalovací komory a tedy i výkon turbínové části. To vede i ke změně otáček těch hřídelů spalovací turbíny, které nejsou pevně přifázovány. Například při pohledu na schéma aeroderivátu na [Obrázku 665](#) se při změně palivového toku mohou změnit otáčky jádra a turboexpandér, i když turboexpandér zůstane na konstantních otáčkách. Tato možnost nezávislosti otáček na otáčkách hnací části turbíny je velmi důležitá zejména pro turbokompresorovou část, protože komprese je na regulaci nejnáročnější. Vícehřídelové uspořádání se používá i turbokompresorových motorů, viz [Obrázek 664](#), kde je tzv. koncentrické uložení neboli také vícehřídelové, protože motor neobsahuje více těles. Koncentrické uložení je sice složitější, ale kompaktnější a jestliže se hřídele otáčejí proti sobě, tak snižují gyroskopický moment motoru.

664:

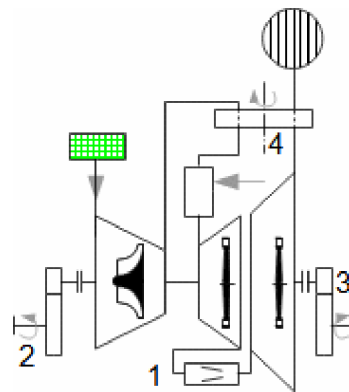


LC-nízkotlaký díl turbokompresoru; HC-vysokotlaký díl turbokompresoru; HT-vysokotlaký díl turbíny; LT-nízkotlaký díl turbíny.

**Regulace škrcením**

Regenerace tepla

Vícehřídelové uspořádání umožňuje zapojit další regulaci před turboexpandér a tím je škrcení. Na Obrázku 1208 je schéma hnací spalovací turbíny pro osobní automobil Chrysler (1963). Dvouhřídelové uspořádání, přičemž hnací turboexpandér měl opačný smysl otáčení než jádrová část, umožňoval podle potřeby měnit průtok regulační tryskou-1 škrcením. Tento motor obsahoval také regeneraci tepla – predehřev vzduchu před spalovací komorou spaliny na výfuku. Regenerační výměník byl rotační, a při otáčení proházel přes tlakový prostor zkomprimovaného vzduchu i přes beztlaký prostor výfukových spalin. Jmenovitý výkon turbíny na výstupní hřídeli byl 130 hp, při otáčkách  $3\ 600\ \text{min}^{-1}$ , maximální otáčky turbíny činily  $44\ 500\ \text{min}^{-1}$ .

**1208:**

1-regulační tryska; 2-pohon příslušenství turbínového pohonu (vstříkovací čerpadlo, pohon regeneračního výměníku...); 3-pohon nápravy; 4-rotující regenerační výměník (teplosměnné plochy regenerátoru jsou vyrobeny z keramického materiálu odolného vysokým rozdílům teplot).

Regulace tryskou

Letecké turbíny lze regulovat i změnou průtočné plochy trysky na výfuku. Tímto způsobem je zvyšován protitlak a tedy i entalpický spád v trysce.

Regulace turbokompresoru  
Antipumpážní regulace  
Regulace obtokem

Výkon spalovací turbíny lze také částečně regulovat pomocí kompresorové části způsoby popsaných v článku Provedení turbokompresorů, pokud je k tomu spalovací turbína uzpůsobena. Navíc, ke zvýšení regulačního rozsahu spalovacích turbín, jsou některé vybaveny tzv. antipumpážní regulací kompresoru. Zejména se jedná o turbokompresorové motory, kde je požadavek na velký pracovní rozsah enormní. Například u leteckých turbín se ještě používá vířivých zařízení (předřazené lopatky) u prvních stupňů kompresorové části, které vytváří vír u špic rotorových lopatek a tím snižují možnosti vzniku odtržení proudu od profilu. Tímto opatřením se snižuje kompresní poměr, ale zlepšuje akcelerační charakteristika [Hocko, 2012, s. 65]. Současně u leteckých motorů mohou být regulační obtoky nasměrovány do výfuku turbíny, kde je spalovací komora (nebo i bez spalovací komory), která funguje na principu raketového motoru.

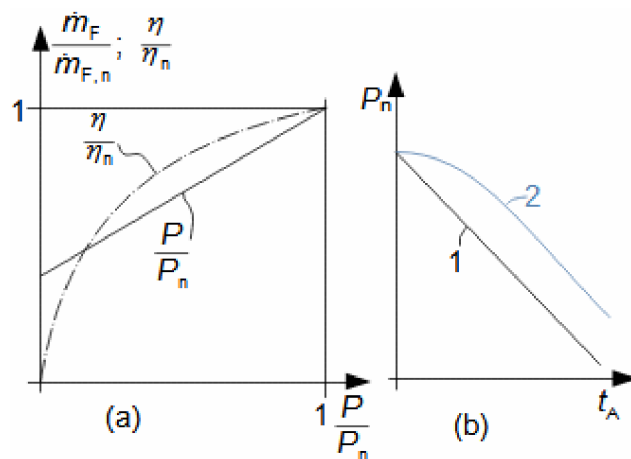
### Regulační charakteristika spalovací turbíny

Konstrukce charakteristiky spalovací turbíny je náročná, protože se jedná o soustrojí turbokompresoru a turbíny. To znamená, že je nutné sestavit charakteristiku kompresorové části i turbínové a ty propojit, přitom lze plně využít poznatky z konstrukce charakteristiky parní turbíny a absolutní charakteristiky turbokompresoru. V případě velkého vlivu změny otáček (především u plynových turbín) lze použít i metodiku uvedenou v [Kousal, 1980, s. 295]. Nicméně spalovací turbíny jsou sériové stroje, u kterých se již vyplácí úplná numerická simulace ještě před spuštěním prvního prototypu. K zákazníkovi se ale dostane už naměřená charakteristika.

Jednohřídelová turbína  
Palivová regulace

V případě jednohřídelové turbíny s konstantními otáčkami a palivovou regulací je změna výkonu se změnou paliva přibližně lineární, viz Obrázek 847(a). To je dáno tím, že při konstantních otáčkách se nezmění průtok vzduchu ani kompresní poměr turbokompresorové části turbíny, pouze dojde k poklesu teploty před turbínou a tedy entalpickému spádu na turbínu při zachování příkonu turbokompresoru. Tato charakteristika se samozřejmě mění s teplotou vzduchu na sání, viz Obrázek 847(b), na kterém je i případ-2 změny výkonu při možnosti otáčky měnit.

847:

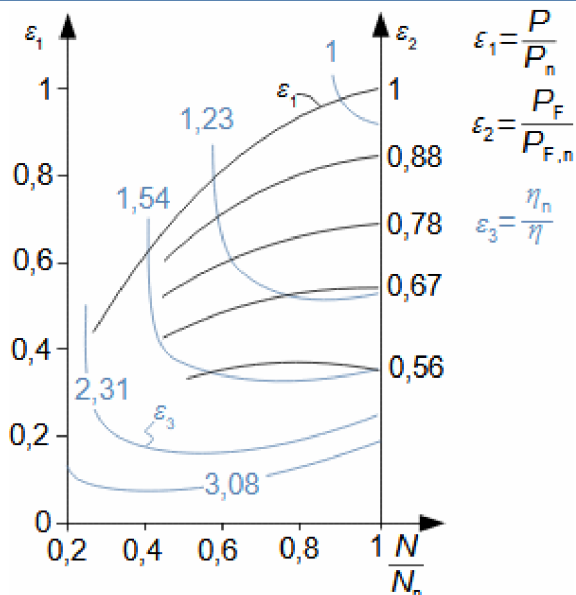


(a) spotřební charakteristika spalovací turbíny s elektrickým generátorem přifázovaným k síti; (b) změna výkonu jednohřídelové spalovací turbíny při změně teploty na sání (1-konstantní otáčky; 2-případ regulace změnou otáček).  $t_A$  [°C] teplota vzduchu na sání kompresoru. Index  $_n$  označuje jmenovitý stav (nominal).

Vícehřídelová turbína

V případě vícehřídelového uspořádání dochází, při změně množství spalovaného paliva, ke změnám otáček jednotlivých částí. Na Obrázku 806 je regulační charakteristika dvouhřídelové hnací spalovací turbíny Pratt & Whitney ST6, na které lze sledovat změny otáček podle výkonu  $P$  a výkonu v palivu  $P_F$ .

806:

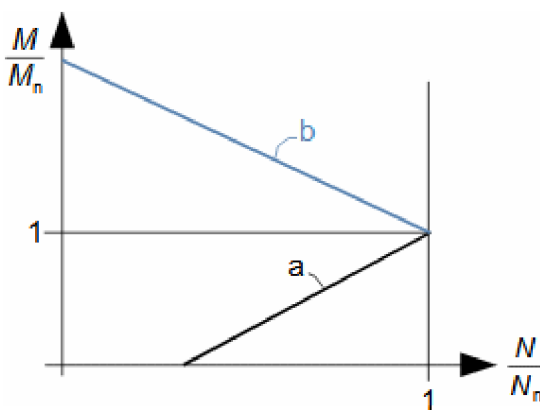


$N$  [ $\text{min}^{-1}$ ] otáčky. Zdroj dat [6, s. 50].

Hnací spalovací turbína  
Kroučící moment

Z posledního obrázku také plyne zásadní výhoda hnací vícehřídelové spalovací turbíny, kterou je, že při změně otáček lze udržet konstantní výkon. Respektive při poklesu otáček roste kroučící moment, což je ideální například pro pohon mobilních prostředků bez užití převodovky. Na Obrázku 848 je porovnání změny kroučícího momentu na hnací hřídeli v závislosti na otáčkách pro případ jednohřídelové turbíny a dvouhřídelové turbíny – například typu zobrazeném na Obrázku 1208. Podle [Kousal, 1980, s. 423] je kroučící moment  $M$  dvouhřídelové turbíny při otáčkách blízkých nule roven 2,6 až 2,4 násobku jmenovitého kroučícího momentu  $M_n$ , viz také [Jan and Ždánský, 2010, s. 40].

848:



a-jednohřídelová spalovací turbína; b-dvouhřídelová spalovací turbína.  $M$  [ $\text{N}\cdot\text{m}$ ] kroučící moment vyvedený na hřídeli hnacího tělesa.

### Vnitřní termodynamika tepelného oběhu plynových turbín

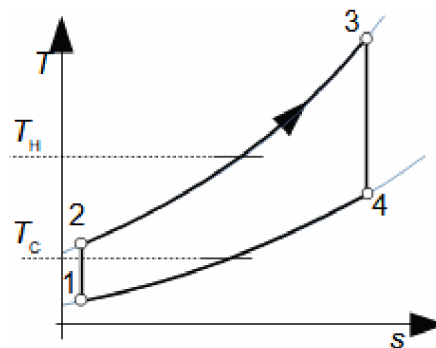
Carnotizace  
Braytonova oběhu

Za účelem zvýšení účinnosti transformace energie ve spalovací turbíně se provádí Carnotizace porovnávacího oběhu, respektive úpravy ve vnitřní termodynamice těchto strojů vedoucí ke zvýšení jejich účinnosti. Porovnávacím oběhem plynových a spalovacích turbín je Braytonův oběh.

Braytonův oběh  
Střední teplota

Na Obrázku 134 je zobrazen  $T$ - $s$  diagram Braytonova oběhu a střední teploty přívodu, respektive odvodu tepla. Teplo je přiváděno do oběhu na úseku 2-3, proto střední teplota přívodu tepla do oběhu  $T_H$  bude ležet mezi teplotami  $T_2$  a  $T_3$ . Teplo z oběhu je odváděno na úseku 4-1, proto střední teplota odvodu tepla z oběhu  $T_C$  bude ležet mezi teplotami  $T_4$  a  $T_1$ . Přičemž tepelná účinnost je zvyšována, podaří-li se zvýšit střední teplotu přívodu tepla do oběhu nebo naopak snížit střední teplotu odvodu tepla z oběhu. Existuje několik obecných metod a jejich kombinace jak toho dosáhnout. Jedná se zejména o zvyšování kompresního poměru, snižování příkonu kompresoru chlazením komprese, zvyšování teploty před turbínou  $T_3$ , regenerací tepla, respektive přehřev vzduchu z kompresoru výstupními spaliny a rozdělení expanze a ohřátí pracovního plynu.

134:



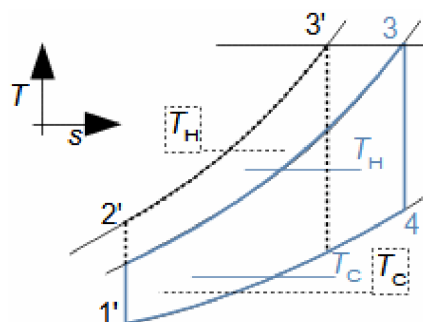
$s$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ] entropie pracovního plynu;  $T$  [K] absolutní teplota pracovního plynu;  $T_C$  [K] střední teplota odvodu tepla z oběhu (cold);  $T_H$  [K] střední teplota přívodu tepla do oběhu (hot).

Vnitřní termodynamiku také ovlivňují účinnosti komprese a expanze a tlakové ztráty, které vznikají mimo lopatkové části soustrojí.

**Kompresní poměr**

Z tvaru Braytonova oběhu se nabízí řešení zvýšení tepelné účinnosti oběhu a to zvýšením tlaku na výstupu z kompresorové části plynové turbíny, viz Obrázek 938. Jak je patrné z diagramu má zvýšení tlaku za kompresi hned dvojí účinek, zvýší se střední teplota přívodu tepla do oběhu  $T_H$  a zároveň sníží střední teplota odvodu tepla z oběhu  $T_C$ .

938:



Tvar oběhu po zvýšení tlaku na výstupu z kompresoru a nové střední teploty odvodu a přívodu tepla do oběhu jsou vyznačeny čerchovanou čarou.

Aeroderivát

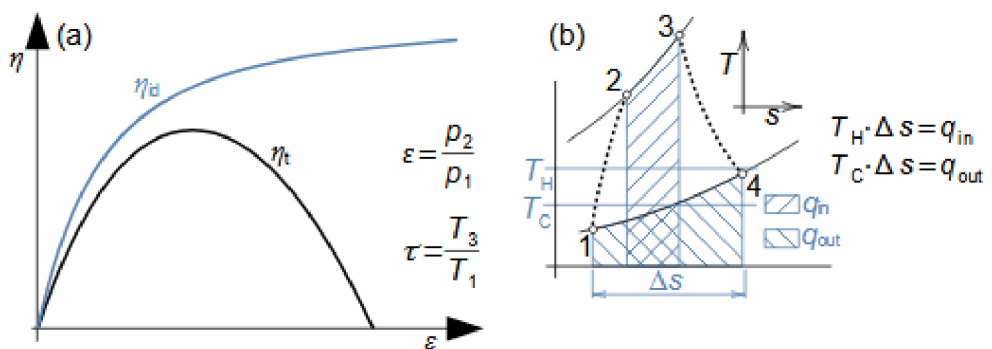
Tato metoda zvýšení účinnosti se používá u aeroderivátů větších výkonů a to předřazením dalšího tělesa kompresoru.

Účinnost

Kompresní poměr

Teplotní poměr

Se zvyšujícím se kompresním poměrem klesá střední teplota odvodu tepla z oběhu  $T_C$  v celém vyšetřovaném rozsahu kompresních poměrů. Střední teplota přívodu tepla do oběhu  $T_H$  s kompresním poměrem roste pouze do určité hodnoty kompresního poměru a pak klesá, takže i tepelná účinnost dosahuje jistého vrcholu, viz Obrázek 762a. Takový průběh tepelné účinnosti je dán ztrátami při kompresi a expanzi, viz Obrázek 762b (střední teplota přívodu tepla do oběhu může být i nižší než teplota plynu na výtoku z kompresoru, viz Úloha 141).



**762:** Závislost tepelné účinnosti Braytonova oběhu na kompresním poměru

(a) porovnání průběhu tepelné účinnosti reálného oběhu a oběhu ideálního beze ztrát; (b) vliv ztrát na střední teplotu přívodu a odvodu tepla z oběhu.  $q_{in}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] dodané (přivedené) teplo;  $q_{out}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] odvedené teplo  $p$  [Pa] tlak pracovního plynu;  $\varepsilon$  [1] kompresní poměr plynové turbíny;  $\eta_{id}$  [1] tepelná účinnost při kompresi i expanzi beze ztrát;  $\eta_t$  [1] tepelná účinnost při kompresi i expanzi se ztrátami;  $\tau$  [1] teplotní poměr. a-tepelná účinnost bezetrát; b-tepelná účinnost se započítáním ztrát při kompresi a expanzi..

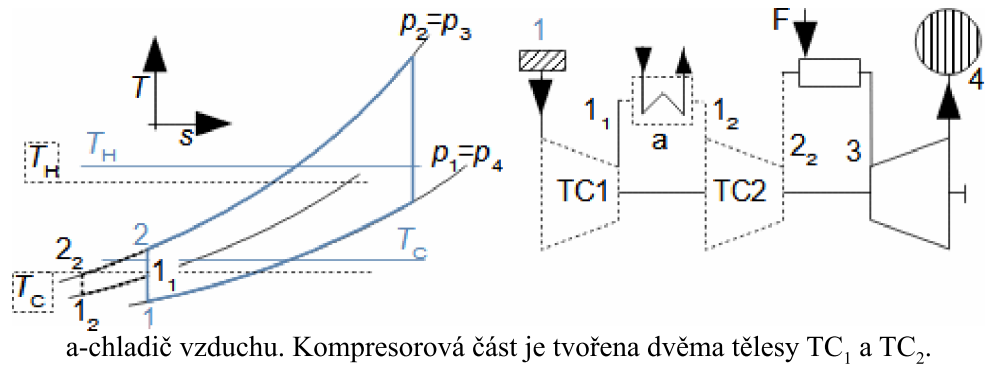
Výkon turbíny

Nevýhodou je, že se při větším zvýšení tlaku  $p_2$  může výrazně snížit měrná práce oběhu a tedy i výkon soustrojí. Proto se, nejen z těchto důvodů, kombinuje toto opatření například úpravou s mezichlazením komprese – pokud je kompresorová část složena z více těles - zvýší množství komprimovaného vzduchu a tedy i výkon soustrojí, jak je ukázáno v následující podkapitole.

Mezichlazení

Kompresní práci a tedy i účinnost turbíny lze snížit mezichlazením komprese, respektive rozdělení komprese na víc částí, přičemž práce turbínové části zůstává zachována, viz  $T$ - $s$  diagram na Obrázku 138.

138:

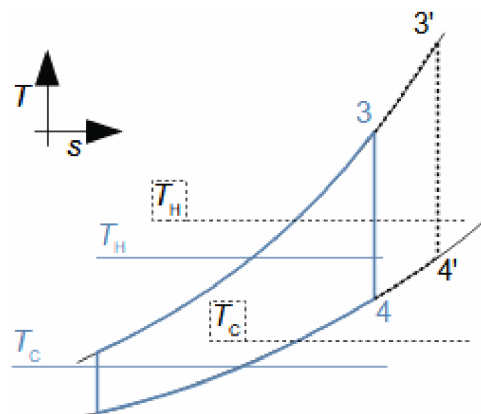


Přínos mezichlazení na výkon soustrojí je tím větší, čím větší je kompresní poměr, proto se mezichlazení používá jen u plynových turbín s velkým kompresním poměrem, například aeroderivátů, viz Obrázek 939. U menších výkonů je to bývá velmi nákladný a sporný způsob úspory paliva.

**Maximální teplota**

Základním předpokladem vysoké tepelné účinnosti Braytonova oběhu je vysoká hodnota maximální teploty v oběhu  $T_3$ , tedy před turbínovou částí. Zvyšováním teploty  $T_3$  se sice zvýší i teploty  $T_4$  (Obrázek 135), ale lze jednoduše dokázat, že při zachování vnitřní účinnosti turbínové části se bude zvyšovat i tepelná účinnost oběhu.

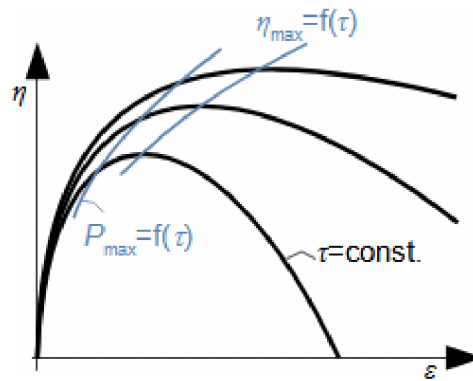
135:



**Účinnost**

Na Obrázku 850 je grafické zobrazení závislosti účinnosti plynové turbíny na kompresním poměru při konstantním teplotním poměru  $\tau$ . Z obrázku je patrné, že se zvětšujícím se teplotním poměrem, respektive teplotu  $T_3$  roste účinnost jen do určitého kompresního poměru, apak za se klesá. To je způsobeno tím, že účinnost komprese a expanze jsou menší jak 1.

850:



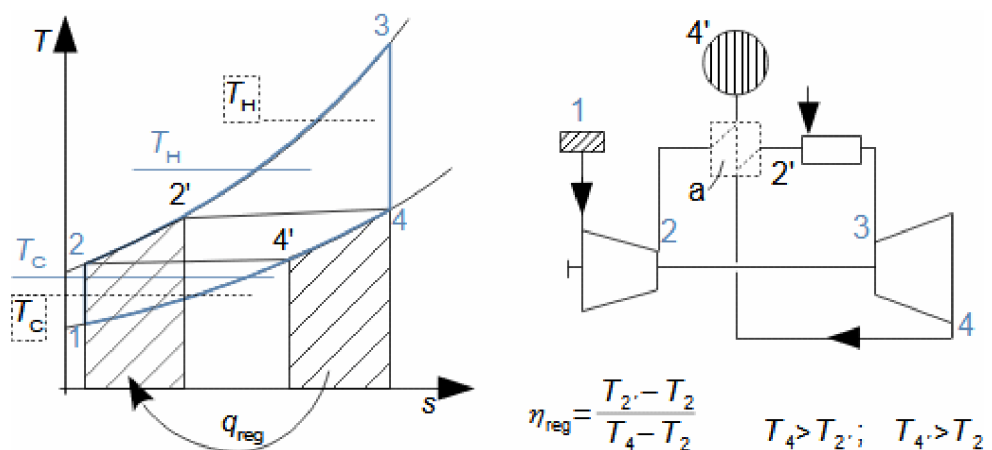
Turbokompresorový motor  
Škodlivé emise

U turbokompresorových motorů je zvyšování maximální teploty  $T_3$  v podstatě jedinou možností jak zvýšit účinnost oběhu a tedy snížit spotřebu paliva (ostatní metody vedou na významné zvýšení hmotnosti motoru). Zvyšování teploty spalin ve spalovací komoře je podmíněno zvyšováním teplotní odolnosti spalovacích komor a prvních stupňů turbínové části. I přes tyto opatření se maximální dosahovaná teplota  $T_3$  ustálila na hodnotě 1300 případně 1500 °C, pokud není požadavek na emise, při teplotách nad 1300 °C už vznikají sloučeniny NOx ze vzdušného dusíku, což vede na požadavek minimálního přebytku vzduchu a důkladné promíchávání palivové směsi (turbulizace). Pro snížení produkce NOx se do proudu horkých spalin může vstříkovat pára a pod.

Regenerace tepla  
Stupeň regenerace

Regenerace tepla spočívá v ohřevu stlačeného vzduchu za kompresorem horkými spalinami na výstupu z turbíny (Obrázek 136). Tímto způsobem se zmenší potřebné množství tepla přiváděného ve spalovací komoře (střední teplota přivodu tepla do oběhu roste) a zároveň se sníží teplota spalin na výstupu z plynové turbíny (střední teplota odvodu tepla z oběhu klesá). Přitom definujeme stupeň regenerace  $\eta_{reg}$  jako poměr tepla regenerovaného k teplotě, které by se za ideálních podmínek mohlo regenerovat, tedy při rovnosti teplot  $T_2$  a  $T_4$ .

136:

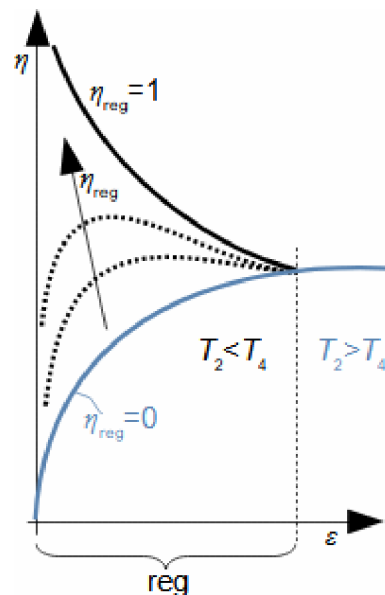


a-tepelný výměník pro regeneraci tepla (regenerátor).  $h$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] entalpie;  $q_{\text{reg}}$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] množství regenerovaného tepla na 1 kg pracovního plynu;  $\eta_{\text{reg}}$  [1] stupeň regenerace.

Účinnost  
Kompresní poměr  
Teplotní poměr

Z  $T$ - $s$  diagramu na [Obrázku 136](#) je patrné, že při zvyšování tlaku na výstupu z kompresorové části  $p_2$  bude přínos regenerace klesat a naopak (při konstantní teplotě  $T_3$ ). Lze tedy velice snadno vypočítat při jakém kompresním poměru se regenerace tepla v Braytonově oběhu už nevyplatí, respektive se jedná o kompresní poměr, při kterém nastane rovnost  $T_2=T_4$ , viz také [Obrázek 941](#). Graf ukazuje případ pro konstantní teplotní poměr  $\tau$ , v případě zvýšení teplotního poměru se zvětší i kompresní poměr, do kterého se vyplatí regenerovat teplo.

941:



reg-oblast kompresních poměrů s kladným přínosem regenerace.

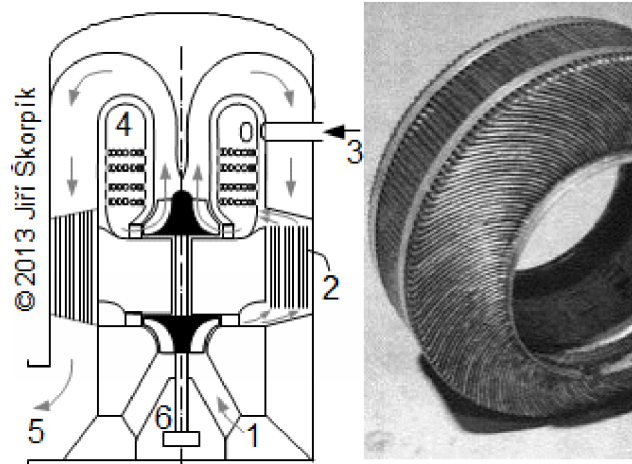
Jednostupňové  
kompresory  
Mezichlazení

V praktických aplikacích se regenerace tepla vyplatí u malých plynových turbín s jednostupňovým kompresorem nebo u velkých plynových turbín vybavených mezichlazením komprimovaného vzduchu, protože se sníží teplota na výstupu z kompresoru  $T_2$ .

Rekuperační výměník  
Mikroturbíny

K realizaci regenerace tepla je nutné další zařízení a to tepelný výměník. Přičemž lze použít buď rekuperační nebo regenerační princip tepelného výměníku. V případě rekuperačního výměníku tepla (spaliny a vzduch jsou od sebe odděleny teplosměnnou plochou) se používají deskové konstrukce [Kousal, 1980, s. 400], protože umožňují vysokou kompaktnost případně i speciální trubkové konstrukce [Fraas, 1989, s. 250]. Konstrukční problémy přináší rozdíl tlaků mezi vzduchem a spaliny, což zvyšuje nároky na těsnost a pevnost výměníku. Na [Obrázku 940](#) je takový deskový typ rekuperačního výměníku použitý k regeneraci tepla ve spalovací mikroturbíně Capstone.

940:



vlevo-zjednodušený řez spalovací turbíny s regenerátorem Capstone; vpravo-deskový rekuperační výměník ke spalovací turbíně Capstone (protože jednotlivé desky jsou skládány po obvodu kruhu musí mít evolventní zakřivení, jinak by mezera mezi nimi na vnějším obvodu byla větší než vnitřním), obrázek z [McDonald, 2003]. 1-vstup vzduchu; 2-deskový protiproudý rekuperační výměník ve funkci regenerátoru tepla ze spalin; 3-přívod paliva; 4-plamence spalovací komory; 5-odvod spalin; 6-připojení el. generátoru.

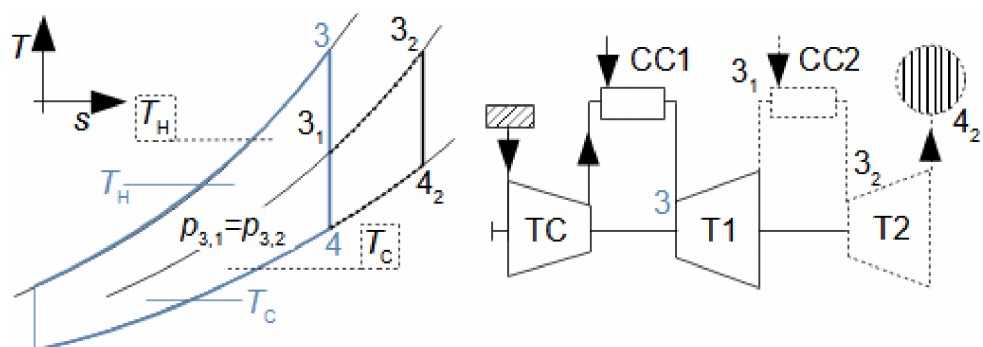
Regenerační výměník

V případě regeneračních výměníků spaliny a vzduch střídavě smáčí stejnou teplosměnnou plochu. To je řešeno tak, že regenerační výměník se otáčí mezi kanály pro vzduch i spalin. Kvůli vysoké teplotě spalin na výstupu z turbínové části se používají regenerační výměníky s keramickou maticí [Kousal, 1980, s. 400], [Fraas, 1989, s. 253], [Bathie, 1984, s. 111]. Rotační regenerační výměník tepla byl použit i na spalovací turbíně pro osobní automobil Chrysler z Obrázku 1208.

Mezipřihřívání

Při rozdělení turbíny na více těles, které mohou i nemusí být propojené hřídelí, je možné v určité části expanze plyn opět ohřát na vyšší teplotu (Obrázek 137). Takto další část expanze bude probíhat při vyšší střední teplotě, což zvýší účinnost Braytonova oběhu. U plynových turbín se spalovacími komorami se druhé ohřátí provádí ve vložených spalovacích komorách před druhým tělesem turbínové části, ve kterých se ke spalování využívá kyslík obsažený ve spalinách z předchozího spalování. To znamená, že první spalování probíhá se značným přebytkem kyslíku.

137:



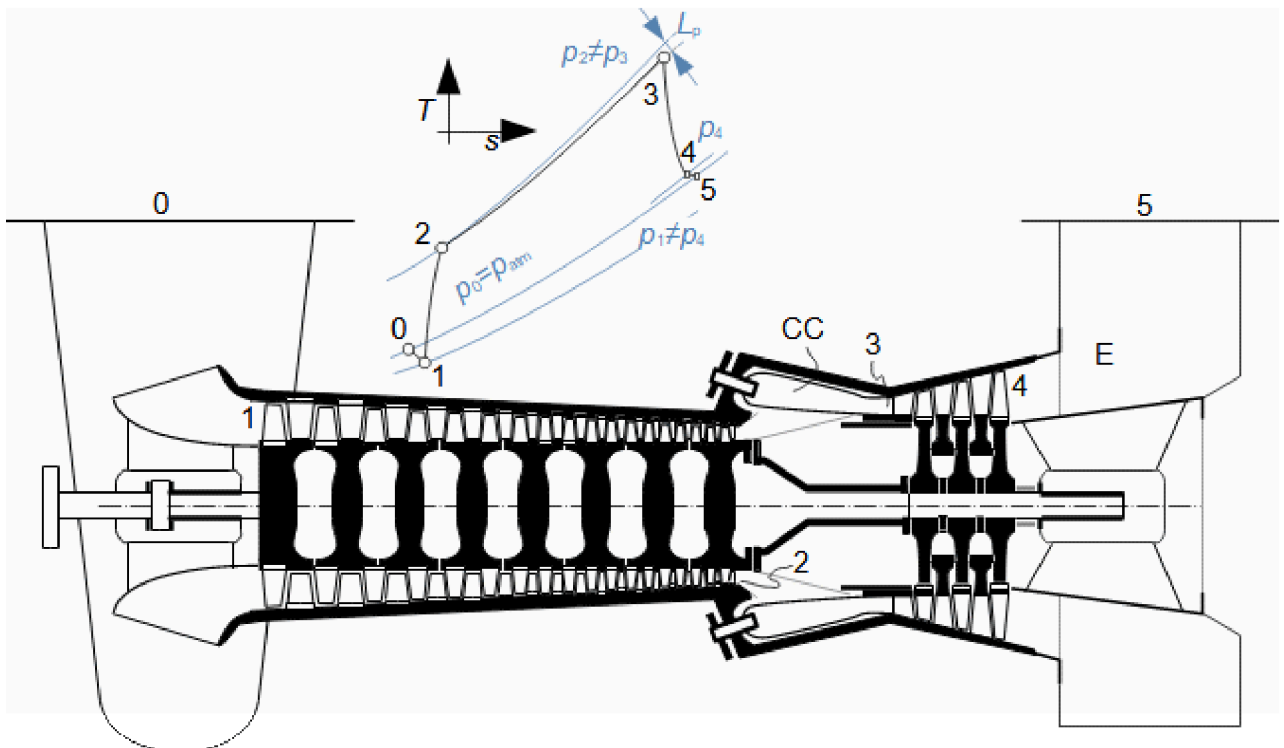
Nevýhodou tohoto způsobu zvyšování tepelné účinnosti spalovací turbíny je, že na konci turbínové části je vysoká teplota spalin. I přesto se účinnost zvýší, ale daleko vyšší úspora nastane pokud se tento způsob zvyšování účinnosti kombinuje s regenerací tepla ve spalinách nebo se toto teplo využije jinak, například v paroplynovém oběhu či pro ohřev teplé vody nebo regeneraci.

### Tlakové ztráty

Účinnost

Tlakové ztráty významně ovlivňují účinnost soustrojí, protože rychlosti proudění jsou obvykle vysoké a v oblasti spalovacích komor je i velké víření. Tlakové ztráty (ty, které nejsou započítány již při výpočtu stupňové části soustrojí) vznikají na sání turbokompresoru (ztráty v tlumičích hluku, filtrech a ztráty ve vstupním hrdle), ve spalovacích komorách, ve výstupním hrdle, v komíně a i v odběrech. Tyto ztráty mají přímý dopad na měrnou vnitřní práci pracovního plynu jak je patrné z  $T-s$  diagramu na Obrázku 728.

728:

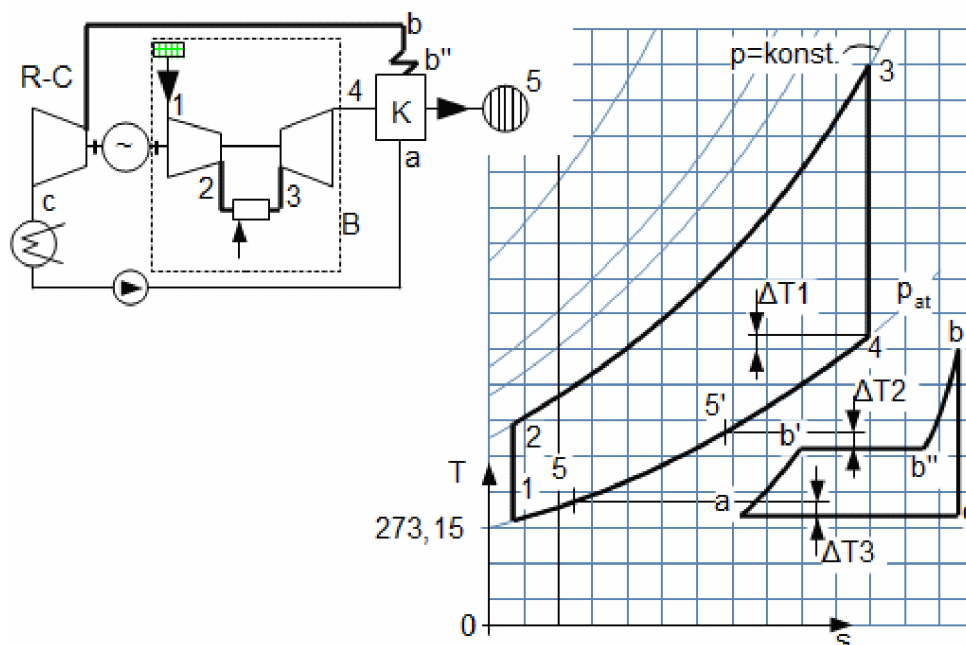


$p_{\text{atm}}$  [Pa] tlak okolí;  $L_p$  [Pa] tlaková ztráta ve spalovací komoře.

Tlakové ztráty je možné vypočítat až na základě geometrie a velikosti konstrukce, proto se nejdříve odhadují. Odhady tlakových ztrát pro jednotlivé úseky jsou uvedeny například v [Kousal, 1980, s. 90].

### Paroplynový oběh

Blok se spalovací a parní turbínou, ve kterém se teplo spalin na výfuku ze spalovací turbíny využívá k výrobě páry pro parní turbínu se nazývá paroplynový blok. Taková kombinace dvou tepelných oběhů – nazývána paroplynový oběh (Obrázek 155) – výrazně zvyšuje účinnost transformace energie v palivu na elektřinu a to až nad 55 % (v současnosti /2012/ 63,08 % [Anon., 2018]). Pro zvýšení výkonu paroplynového bloku je možné v kotli spalovat další palivo a využít přebytku kyslíku ve spalinách spalovací turbíny (tzv. přitápění). Přitápění ale snižuje účinnost tím, že se snižuje podíl práce spalovací turbíny.



**155:** Schéma zařízení pro realizaci paroplynový oběhu a jeho znázornění v  $T$ - $s$  diagramu

B schéma zařízení pro realizaci Braytonova oběhu; R-C schéma zařízení pro realizaci Rankine-Clausiova oběhu. Horké spaliny ze spalovací turbíny jsou přivedeny do parního kotle K, kde dojde k jejich vychlazení a k výrobě odpovídajícího množství páry pro parní turbínu. Pro zvýšení celkové účinnosti se u R-C oběhu využívá regenerace.  $T$  [K] absolutní teplota.  $T$ - $s$  diagram je vztažen na 1 kg pracovního plynu v plynovém oběhu.

V [Kadrnožka, 1981, s. 40] je dokázáno, že maximální účinnosti by paroplynový oběh dosáhl, jestliže by střední teplota přívodu tepla do parní části oběhu byla stejná jako střední teplota odvodu tepla z plynové části oběhu tzv. teoretický binární oběh (v takovém případě dochází k rovnoměrnému předávání tepla z plynového do parního oběhu), viz Obrázek 836(a).



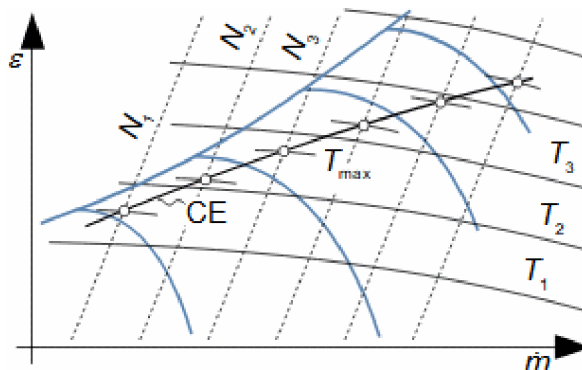
### Výkonnost turbodmychadla

Výkonnost turbodmychadel pístových spalovacích motorů se pohybuje od  $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  vzduchu (motor o výkonu cca 100 kW), do  $20\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  vzduchu (stacionární motory o výkonech mezi 5 až 7 MW), u lodních motorů může být ještě vyšší. Při výběru turbodmychadla pro daný motor je nejpodstatnější jaký pracovní rozsah je od jeho dmychadla očekáván.

### Vnější charakteristika spalovacího motoru

Výkonnost dmychadla se vybírá podle vnější charakteristiky motoru. Při určitých otáčkách a tlaku vzduchu před válcem lze určit i konkrétní množství nasátého vzduchu do válce, které roste lineárně, protože nasávaný objem je stále stejný. Výkon motoru pak závisí na množství dodávaného paliva, toho může být určité maximální množství, při kterém ještě nedojde k poškození motoru, takovému maximálnímu výkonu odpovídá i určitá teplota spalin na výstupu z válce. Spojnice těchto bodů je vnější charakteristika motoru (Obrázek 553) [Kožoušek, 1978, s. 115].

553:



CE-křivka vnější charakteristiky spalovacího motoru (combustion engine).  $N_{1, 2, 3}$  [ $\text{min}^{-1}$ ] otáčky spalovacího motoru;  $T_{1, 2, 3}$  [K] teplota spalin na výstupu z válců motoru;  $T_{\text{max}}$  [K] maximální teplota spalin na výstupu z válců motoru při daných otáčkách.

### Přepouštění Katalizátor

Křivka vnější charakteristiky motoru musí být pod pumpovní čarou charakteristiky vybraného turbodmychadla. Při dobrém výběru turbodmychadla by tato křivka měla být od pumpovní čarou vzdálena asi 5 až 15 % hmotnostního toku vzduchu [Kožoušek, 1978, s. 117]. Pro posun pumpovní čary lze použít opatření popsána výše pro turbokompresory, např. přepouštění nadbytečného vzduchu do výfuku před turbínu a pod. Musí se také přihlížet v jakých oblastech charakteristiky má turbodmychadlo maximální účinnost. Také je potřeba sledovat jak se sníží teplota spalin za turbodmychadlem, protože případný katalyzátor potřebuje ke správné funkci taky určitou teplotu.

**Regulace odklonem spalin**

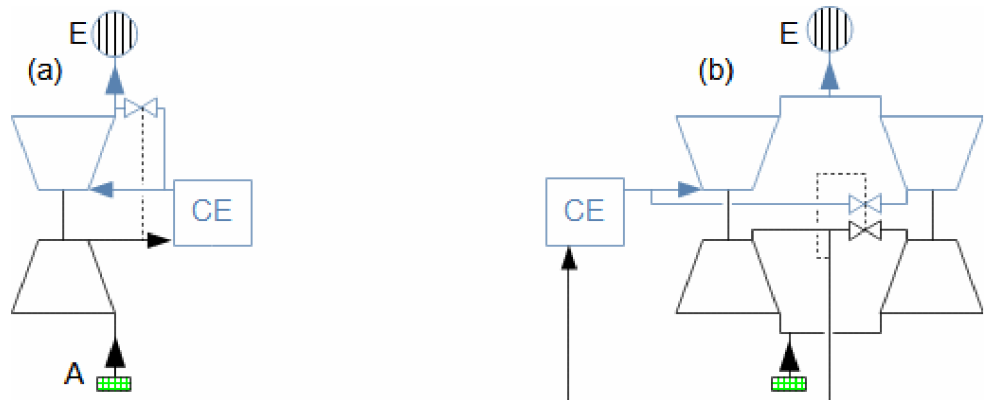
Pumpáž kompresoru

Paralelní zapojení

Sériové zapojení

Regulace odklonem spalin je nejjednodušší způsob regulace turbodmychadla. Jestliže je turbodmychadlo regulováno odklonem proudu před turbínou, pak je navrženo především pro nižší výkony, respektive dosahuje potřebných otáček při nižším průtoku výfukových plynů. Nevýhodou je, že při dosažení jmenovitého výkonu turbodmychadla je už nadbytečné množství spalin bez užitku přepouštěno do výfuku, aby nedošlo k pumpáži kompresoru, kterou lze omezit použitím dvou turbodmychadel pracujících paralelně. Při paralelním provozu se druhé turbodmychadlo zapojí až je množství spalin dostatečné pro obě turbodmychadla, viz Obrázek 551.

551:



(a) regulace odklonem spalin (ventil odklonu spalin je řízen od tlaku na výtlaku turbodmychadla); (b) regulace dvou turbodmychadel řazených paralelně odklonem spalin. Modře je prokreslena trasa spalin.

Sériovo/paralelní zapojení

Obtok

U turbodmychadel řazených paralelně existuje velké množství variant včetně sériovo/paralelního zapojení s automatickým přepínáním mezi sériovým a paralelním provozem jako na Obrázek 482. Na tomto obrázku je zapojení turbodmychadel a spalovacího motoru 2.0 CTDI Biturbo od společnosti Opel. Jedná se o čtyřválcový naftový motor vybavený dvěma turbodmychadly. Turbodmychadla jsou propojena paralelními vedeními spalin i vzduchu, takže mohou pracovat paralelně i sériově či každé samostatně. Sestava je vybavena dvěma chladiči. Pro ovládání tak složité soustavy turbodmychadel slouží pět ventilů. Turbodmychadla pracují společně v sérii do otáček motoru cca  $3000 \text{ min}^{-1}$ , a velký vzduchový chladič funguje jako mezichlazení a menší chlazený vodou jako dochlazovač před vstupem vzduchu do válce. Nad  $3000 \text{ min}^{-1}$  se odpojuje nízko otáčkové turbodmychadlo s dochlazovačem plným otevřením obtoku-b. Motor dosahuje výkonu 143 kW [Anon., 2014].

482:



b-obtok kolem nízkootáčkového turbodmychadla dochlazovače.

#### Regulace natáčením lopatek

Regulace natáčením statorových lopatek hnací části turbodmychadla je sice plynulejší a účinnější než regulace odklonem spalin, ale samotné turbodmychadlo je složitější a tedy náchylnější k poruchám a je především dražší.

#### Motorová brzda

Turbodmychadlo s natáčivými lopatkami lze použít i jako součást motorové brzdy. Pomocí natáčivých lopatek lze totiž při brzdění motorem téměř úplně uzavřít průchod spalin turbodmychadlem a tím zvýšit škrcení výfukových plynů [Jan and Ždánský, 2010, s. 133], respektive vzduchu, protože v kombinaci s tímto uzavřením výfuku se musí otevřít řízeně před koncem komprese výfukový ventil ve válci, aby se tak zmařila kompresní práce pístu.

#### Regulace hybridním pohonem

Lze také kombinovat různé typy turbodmychadel napojených na jeden spalovací motor a doplnit tuto sestavu i dmychadlem pohaněné mechanicky od motoru nebo dokonce i elektricky [Anon., 2016], tak aby bylo zabezpečeno přeplňování i při malých otáčkách motoru. Existují i turbodmychadla propojené s elektrickým motorem, které slouží k pohonu dmychadlové části v době nedostatku spalin – při přebytku výkonu turbodmychadlo funguje jako el. generátor. Takové kombinace jsou typické pro sportovní automobily, kde je vysoký požadavek na výkon a současně pružnost jeho změn.

---

**Turboefekt (Prodleva)**

Nepříjemnou vlastností turbodmychadla je prodleva výkonu turbodmychadla za výkonem spalovacího motoru, tzv. turboefekt. Pro vyšší průtok vzduchu potřebuje turbodmychadlo vyšší otáčky, ty se zvýší až potom, co se zvýší objem spalin z motoru, navíc se zpoždění zvyšuje s momentem setrvačnosti rotorové soustavy turbodmychadla. Menší turbodmychadla mají i menší moment setrvačnosti a tak reagují na zvýšený výkon motoru rychleji, proto turbodmychadla s regulací obtokem mají celkem rychlou odezvu, a také proto se používají dvě menší turbodmychadla než jedno velké. Turbodmychadla některých motorů jsou pro co nejrychlejší odezvu zapojeny asymetricky tzn. že jsou poháněny spalinami jen z části válců motoru, ale vzduch dodávají do všech, takové turbodmychadlo je velmi malé. Rychleji také reagují dmychadla mechanicky spojené přímo s motorem. Co se týká zpožděné reakce kvůli čekání na navýšení průtoku spalin, tak to lze eliminovat pouze nezávislým pohonem dmychadla, například elektromotorem.

---

**Netěsnost**

Turbodmychadlo je další relativně složitá součást motoru, což zvyšuje pravděpodobnost poruchy. Nejčastější poruchy turbodmychadla jsou přímo spojena s nárůstem vůle hřídele. Ta způsobuje jednak netěsnost olejového systému a jednak vibrace rotorové soustavy, což může vést až ke zničení lopatek v důsledku styku rotoru a statoru. V případě netěsnosti hřídele může olej ve větším než návrhovém množství unikat do spalínového rozvodu, či hůře do vzduchového rozvodu motoru. Ze spalínového rozvodu následně odtéká do katalyzátoru a do výfuku. Pokud olej uniká do vzduchového rozvodu, tak se dostane až do válce motoru, kde se zúčastňuje hoření. Olej působí jako dodatečné palivo, jehož množství ovšem nelze regulovat, a tak při větším úniku oleje způsobuje atypické chování motoru. V extrémním případě může být množství oleje takové, že způsobí přetočení motoru a tedy jeho poškození – například, když se náhle uvolní olej usazený na vnitřních částech chladiče vzduchu (při zvýšení tlakové ztráty se může z těchto povrchů olej náhle uvolnit). Situace může u motorů s velkým kompresním poměrem dospět tak daleko, že ani při vypnutí zapalování se chod motoru nezastaví v důsledku spalování oleje.

---

Netěsnost má dvě příčiny. Při startu motoru za studeného stavu, kdy je olej tuhý a má nedostatečné mazací schopnost, proto se nedoporučuje ihned po startu nadměrně zatěžovat motor, ale počkat až se olej dostatečně prohřeje. Druhá příčina souvisí s vysokou teplotou ploch turbínové části turbodmychadla. Při styku s těmito plochami olej karbonuje za vzniku tuhých částic, které následně odírají rotor. Proto se doporučuje těsně po velké zátěži motor ihned nevypínat, ale počkat až klesne teplota spalin a tedy i povrchu turbodmychadla, ve kterém po vypnutí přestane olej cirkulovat a tedy i chladit teplotně exponované části turbodmychadla.

### Parametry turbodmychadel

Radiální stupeň

Axiální stupeň

Expanzní části turbodmychadel jsou obvykle tvořeny pouze jedním radiálním stupněm. Axiální stupně u turbodmychadel se používají u velkých stacionárních motorů s malou změnou průtoku velkého objemu spalin. Kompresorové oběžné kolo turbodmychadla bývá radiální. Difuzor za oběžným kolem kompresoru bývá obvykle bezlopatkový, pokud je nutná vyšší účinnost na úkor regulovatelnosti lze použít i lopatkové difuzory.

Obvodová rychlost

Meridiální rychlost

Obvodová rychlost oběžného kola kompresoru se pohybuje v rozmezí 460 až 80  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  (čím vyšší teplota na výstupu z rotoru tím vyšší). Rychlost vzduchu, respektive meridiální rychlost, na sání se pohybuje od 100..150  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ , pro snížení Machova čísla se před oběžné kolo kompresoru dávají předřazené lopatky, které dodají vzduchu obvodovou složku rychlosti cca 40..50  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  [Kožoušek, 1978, s. 93]. Předřazené lopatky také zlepšují absolutní charakteristiku kompresoru, což dává širší možnosti při výběru turbodmychadla podle vnější charakteristika spalovacího motoru.

Teplota spalin

Teplota spalin na výfuku spalovacího motoru, respektive před vstupem do turbodmychadla, záleží na typu spalovacího motoru (u zážehových jsou vyšší než u vznětových) a dosahuje maximálně 800 °C, odtud se také řídí výběr materiálu pro stavbu.

Otáčky

Při návrhu lopatkových částí turbodmychadla se přistupuje k vysokým otáčkám především u menších turbodmychadel. To je dáno relativně malým průtokem, aby průtočná plocha lopatkovými kanály nebyla malá, respektive aby nebyly příliš krátké lopatky (vysoké ztráty) musí se zvýšit otáčky a zmenšit průměr oběžného kola (všimněte si podobného problému v rámci Úlohy 726 v článku Termodynamika turbokompresorů). Rotorová soustava je konstruována na jmenovité otáčky nad 10 000  $\text{min}^{-1}$  až 120 000  $\text{min}^{-1}$ , ale výjimkou mezi turbodmychadly nejsou otáčky i 200 000  $\text{min}^{-1}$ .

Mazací okruh  
Ložiska

Mazací okruh turbodmychadla je velice často spojen s mazacím okruhem spalovacího motoru, ale v některých případech má vlastní mazací okruh popřípadě je vybaveno valivými ložisky, pokud se tím výrazně nezvýší poruchovost a je provozováno při nižších otáčkách.

Hrdlo  
Pulzační  
turbodmychadlo  
Rovnotlakové  
turbodmychadlo

Tvar hrdla turbínové části ovlivňuje způsob transformace celkové entalpie spalin na výfuku z válců motoru. Záleží jestli se jedná o pulzační turbodmychadlo nebo rovnotlaké. Rozdíl je v tom, že při pulzačním je průtok a rychlost spalin v pulzech tak, jak vystupují z válce spalovacího motoru [Kožoušek, 1978, s. 85]. U rovnotlakého je před turbodmychadlem směšovač spalin ze všech válců, takže se sice na výstupu z válců nastaví určitý protitlak, ale průtok spalin turbodmychadlem je rovnoměrnější. V takovém případě za spirálním hrdlem je bezlopatkový nebo lopatkový rozvaděč s natáčivými lopatkami (u pulzačního turbodmychadla by lopatkový rozvaděč těžko plnil svou funkci). Pulzační má obvykle vyšší ztráty při proudění i v turbodmychadle, i když nabízí o něco větší využitelný spád ve spalinách.

U velkých turbodmychadel se uplatňuje i tepelná izolace mechanických částí nebo naopak i chlazení skříně turbíny – na horkých částech může lehce degradovat mazací olej a chlazení tomu zabraňuje.

Turbodmychadlo je spojeno se spalovacím motorem nejen pneumaticky, ale i pomocí regulačních prvků. Pro případné ovládní lopatek se používají elektromagnetické nebo elektropneumatické prvky propojené s měřením tlaku na výtlaku turbodmychadla. Podobně jsou ovládány i obtokové ventily v případě regulace turbodmychadla obtokem.

---

## Úlohy

### Úloha 141:

Stanovte tepelnou účinnost oběhu plynové turbíny (uzavřený oběh) bez regenerace a s regenerací, vnitřní práci kompresorové části a turbínové části, hmotnostní tok a poměr příkonu kompresorové části k vnitřní práci turbínové části. Jestliže je teplota v sání turbokompresoru 14,35 °C, tlak v sání kompresoru standardní, teplota za spalovací komorou 950 °C, vnitřní účinnost kompresorové části 85 %, vnitřní účinnost turbínové části 88 %, kompresní poměr 23 a výstupní výkon 70 MW. Pracovní látkou je suchý vzduch. Ve výpočtu neuvažujte ztráty na hmotnostním toku a tlakové ztráty mimo lopatkové části. Vypočítejte také kompresní poměr, při kterém dosáhne turbína bez regenerace maximální tepelné účinnosti, při tomto výpočtu uvažujte tepelnou kapacitu pracovního plynu za konstantní. Řešení úlohy je v [Příloze 141](#).

---

### Úloha 159:

K Braytonovu oběhu z Úlohy 625<sup>6</sup> přiřadte parní oběh s nejvyššími možnými parametry páry. Vypočítejte výkon oběhu, tepelnou účinnost oběhu, poměr výkonu parního oběhu k celkovému výkonu a teplotu vzduchu za poslední teplosměnnou plochou kotle. Kondenzační teplota je 40 °C. Neuvažujte ztráty a měrnou plynovou kapacitu plynu považujte za konstantu. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 159.

### Odkazy

- ŠKORPÍK, Jiří, 2024, Technická termomechanika, *engineering-sciences.education*, Brno, <https://engineering-sciences.education/technicka-termomechanika.html>.
- ANON., 2014, Náš test: Opel Insignia vybavený dvoulitrem biturbo CDTI, *Technický týdeník*, 12/2014, Business Media CZ, Praha, ISSN 0040-1064.
- ANON., 2016, Diesel z kategorie Super, , *Technický týdeník*, 15/2016, Business Media CZ, Praha, ISSN 0040-1064.
- ANON., 2018, Japanese plant enters Guinness World Records for efficiency, *Turbomachinery International Magazine*, [on-line], [cit. 2022]. Dostupné z <https://www.turbomachinerymag.com/jap...>.
- BATHIE, William, 1984, *Fundamentals of gas turbines*, John Wiley&Sons, Inc. ISBN 0-471-86285-1.
- BECKMANN, Georg, GILLI, Paul, 1984, *Thermal Energy Storage*, Springer-Verlag, Wien, ISBN 3-211-81764-6.
- CONNER, Margaret, 2001, *Hans von Ohain, Elegance in Flight*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, ISBN 1-56347-520-0.
- ELSNER, Norbert, 1973, *Grundlagen der technischen thermodynamik*, 1973, Akademie-Verlag, Berlin.
- FOSSET, Steve, 2008, *Lovec větru-vlastní životopis*, Daranus, s.r.o., ISBN 978-80-86983-59-2.
- FRAAS, Arthur, 1989, *Heat exchanger design*, 1989, John Wiley&Sons, Inc. ISBN 0-471-62868-9.
- HOCKO, Marián, 2012, *Transformace leteckých lopatkových motorů na spalovací turbíny*, Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, ISBN 978-80-261-0218-2.
- JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav, 2010, *Automobily – Motory*, Avid, spol. s.r.o., Brno, ISBN 978-80-87143-15-5.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, SKÁLA, Zdeněk, 1981, *Paroplynové elektrárny a teplárny*, SNTL, Praha.
- KALČÍK, Josef, SÝKORA, Karel, 1973, *Technická termomechanika*, Academia, Praha.
- KOUSAL, Milan, 1980, *Spalovací turbíny*, Nakladatelství technické literatury n. p., Praha.
- KOŽOUŠEK, Josef, 1978, *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I*, SNTL, Praha.
- MCDONALD, Colin, 2003, Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines, *Applied Thermal Engineering*, Volume 23, Issue 12, Pages 1463-1487, ISSN 1359-4311.
- MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H., 1972, *Energietechnik und Kraftmaschinen*, Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, Hamburg, ISBN 3-499-19042-7.
- MISÁREK, Dušan, 1963, *Turbokompresory*, Statní nakladatelství technické literatury, n.p., Praha.
- REARDEN, Jim, ANDERSON, James, 2011, *Arktický bush pilot: od bojového létání u námořnictva k létání v aljašské severské divočině*, Vladislav Pavelek, Karlovy Vary, ISBN 978-80-260-3573-2.
- SAWYER, Tom, 1970, *Sawyer's gas turbine catalog, 1970 edition*, Gas turbine publications, Stamford.
- SIEBERTZ, Paul, 1942, *Gottlieb Daimler*, Orbis, Praha.
- STEVER, Guyford, HAGGERTY, James, 1966, *Flight*, Time Inc.
- TŮMA, Jan, 2011, Velkokapacitní zásobníky spolehlivě uskladní přebytky elektřiny – Tlakovzdušné akumulární elektrárny na obzoru, , *Technický týdeník*, 6/2011, Business Media CZ, Praha, ISSN 0040-1064.
- VESELÝ, Stanislav, 2007, *Spalovací komory-termodynamika a základy konstrukce*, Galant Brno, s.r.o., Brno, ISBN 978-80-254-0418-8.
- JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav, 2010, *Automobily – Motory*, Avid, spol. s.r.o., Brno, ISBN 978-80-87143-15-5.