

23. TEPELNÉ TURBÍNY A TURBOKOMPRESORY

Jiří Škorpík, ORCID: 0000-0002-3034-1696, skorpik.jiri@email.cz

Úvod 1

Úvod do parních turbín 1

- Základní schéma kondenzační turbíny a turbíny s potlačenou kondenzací 2
- Základní schéma protitlakové turbíny 2
- výpočet možností parní turbíny v redukčně-chladicí stanici [Ú.653] 2
- Základní schémata turbín s odběrem páry 2
- Základní schémata vícetělesových turbín 4
- Základní schémata lodních parních turbín 6
- Způsoby regulace výkonu parních turbín 7
- Popis základního návrhu a konstrukce parních turbín 9
- návrh rozměrů jednostupňové parní turbíny [Ú.435] 9
- Další části parní turbíny a její vybavení 11
- Stavebnicová konstrukce a unifikace parních turbín 12
- Kompaktní provedení parních turbín na rámu 13

Úvod do turbokompresorů 14

- Turbokompresory s adiabatickou kompresí 14
- Turbokompresory s chlazenou kompresí 15
- Popis základního návrhu a konstrukce turbokompresoru 17
- návrh rozměrů a parametrů radiálního stupně kompresoru [Ú.726] 17
- Pohony turbokompresorů 18
- Regulace průtoku a kompresního poměru turbokompresoru 20

Úvod do dmychadel a turbodmychadel 21

- Regulace turbodmychadla 21
- Popis základního návrhu a konstrukce turbodmychadel 22

Úvod do spalovacích turbín 24

- Spalovací komory 25
- Regulace spalovacích turbín 27
- Základní schémata zapojení spalovacích turbín 28
- Letecké aplikace spalovacích turbín a aeroderiváty 30

Kombinace spalovací a parní turbíny v paroplynovém oběhu 34

- Princip paroplynového oběhu a základní schéma zařízení pro jeho realizaci 34
- základní výpočet paroplynového oběhu [Ú.159] 35
- Dvoutlakový paroplynový oběh 35

Odkazy 36

Přílohy 39

- 159 Řešení úlohy 39
- 435 Řešení úlohy 40
- 653 Řešení úlohy 44
- 726 Řešení úlohy 45

Úvod

Princip tepelných turbín a turbokompresorů a základní konstrukční znaky jsou popsány v článku 11. Lopatkový stroj, přičemž klíčovými pojmy jsou jednostupňová parní turbína, vícestupňová parní turbína, vícetělesová parní turbína, vícestupňový turbokompresor, turbodmychadlo a spalovací turbína. Možnosti uplatnění těchto strojů jsou velmi široké, alespoň ty nejfrekventovanější jsou popsány v následujících kapitolách, včetně popisu jejich základních konstrukčních rysů.



Úvod do parních turbín

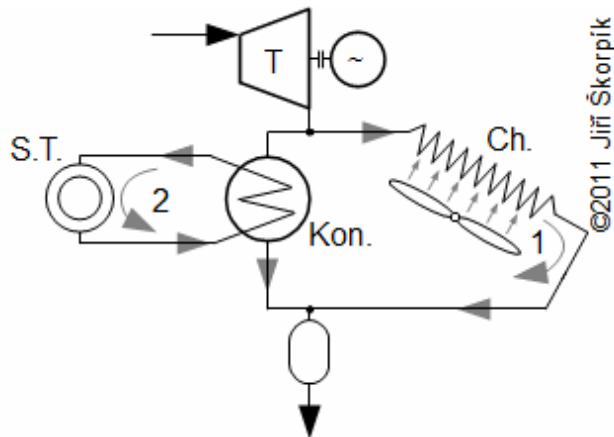
Parní turbíny netvoří samostatný funkční celek, potřebují širokou technologickou základnu se zdrojem páry s vnějším přestupem tepla – díky tomu může být použito v podstatě jakékoliv palivo, ale za cenu velkých investic i velkého zastavěného prostoru. Z těchto důvodů jsou parní turbíny využívány především tam, kde je potřeba větších výkonů (než je tomu například u spalovacích motorů) a to v tepelných elektrárnách, teplárnách, pro pohon lodí a pracovních strojů velkých příkonů.

Parní turbína je velmi rozšířený stroj vyráběný a provozovaný v rozmanitých výkonech. Parní turbíny nebo jejich části se vyrábí prakticky ve všech zemích s rozvinutým strojírenstvím. Nejvíce výrobců je v segmentu výkonů parních turbín do *100 MW*, přičemž parní turbínu s výkonem *1 000* a více megawat je schopno v současné době dodat jen asi 5 společností.

Nejčastěji je pracovní látkou vodní pára, ale může se jednat i o páry jiného složení, viz kapitola 25. Alternativní pracovní látky v parních obězích. Teplota vodní páry na vstupu do parní turbíny se obvykle pohybuje kolem $535\text{ }^{\circ}\text{C}$ (starší typy parních turbín, fosilní blok), $565\text{ }^{\circ}\text{C}$ (moderní fosilní blok) a u bloků se superkritickými parametry páry může dosahovat až $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ [7, s. 274] – teploty jsou dány použitým materiálem vstupních částí parních turbín a prvních stupňů lopatek. Pára pro parní turbínu se vyrábí například v parních kotlích (spalování fosilních paliv, biomasy, odpadů apod.), v parogenerátorech jaderných elektráren nebo v parogenerátoru solární elektrárny. V parních geotermálních elektrárnách může být zdrojem páry geotermální vrt.

• Základní schéma kondenzační turbíny a turbíny s potlačenou kondenzací

Podle zapojení parní turbíny v technologickém celku se hovoří nejfrekventovaněji o kondenzační turbíně, protitlakové, turbíně s odběrem páry apod.



454 Zapojení kondenzační turbíny

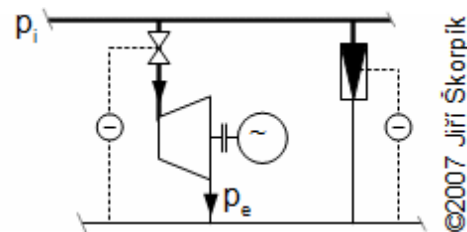
1 chladicí smyčka kondenzátoru pro případ udržování co nejnižšího tlaku kondenzace; **2** chladicí smyčka kondenzátoru pro případ využití kondenzačního tepla (potlačená kondenzace). **T** parní turbína; **Kon.** kondenzátor; **Ch.** chladicí zařízení – používá se suchá kondenzace (jako v tomto případě kondenzátor chlazený vzduchem) nebo mokrá kondenzace, respektive chlazení odparem, jehož princip je popsán v subkapitole [43. Vlhký vzduch a relativní vlhkost vzduchu](#); **S.T.** spotřebič tepla (sítě CZT – centrální zásobování teplem). Tento způsob zapojení je běžný u turbín v teplárnách. Smyčka číslo **2** se zapíná podle požadavku spotřebiče tepla (v případě vytápění je to v zimním období). Během letního provozu, kdy není nutné ohřívat vodu na požadovanou teplotu, se kondenzační teplo maří v chladiči – je zapojena smyčka **1** s cílem udržovat nejnižší možnou teplotu kondenzace pro dosažení co nejvyšší tepelné účinnosti parního oběhu.

Za kondenzační turbínu je považována turbína, za kterou následuje kondenzátor, *Obrázek 454*. Teploty kondenzace (v případě vody) se pohybují již od $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (podle teploty okolí), tomu odpovídá tlak za turbínou přibližně $0,002\text{ MPa}$, proto se někdy říká, že pára expanduje do vakuu. V případě, že se teplota kondenzace významně zvýší, např. z důvodů využití kondenzačního tepla pro vytápění (zvýšení teploty kondenzace na 80 až $90\text{ }^{\circ}\text{C}$) nebo

jiné účely, říkáme, že turbína pracuje v režimu s potlačenou kondenzací – někdy se používá výraz s potlačeným vakuem. Kondenzátor se nachází obvykle co nejbližší turbíně kvůli hroziící vysoké tlakové ztrátě – může se ale nacházet i na vzdálenějším místě od turbíny, např. vzduchové kondenzátory, které jsou často umístovány až na střechu strojovny.

• Základní schéma protitlakové turbíny

V případě protitlakových turbín není na výstupu kondenzátor, ale parovod, případně kondenzátor s tlakem kondenzace obvykle vyšším než $0,1\text{ MPa}$, viz *Obrázek 96*.



96 Zapojení protitlakové turbíny

p_i [Pa] vstupní tlak; p_e [Pa] výstupní tlak. Tlak páry ve výstupním parovodu závisí na dalším využití páry, a může být i vyšší jak 1 MPa . Tato pára se využívá například pro technologické účely nebo vytápění. Parní turbína je zálohována redukční stanicí (může být doplněna chlazením páry) pro případy zvýšení odběru páry nad limity turbíny nebo pro případy poruchy turbíny. Řez protitlakovou parní turbínou je uveden v kapitole [11. Základní typy a aplikace lopatkových strojů](#). Více o zapojení v [53].

Úloha 653

Závod na výrobu bioethanolu spotřebovává sytou páru o tlaku $1,1\text{ MPa}$ v množství $75\text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$. Tato pára je dodávána přes redukčně-chladicí stanici z teplárny. Pára na vstupu do redukčně-chladicí stanice má tlak $1,6\text{ MPa}$ a teplotu $295\text{ }^{\circ}\text{C}$. (a) Vypočítejte množství chladicí vody pro redukčně-chladicí stanici, pokud je teplota chladicí vody $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ a tlak $2,8\text{ MPa}$. (b) Stanovte vnitřní průměr parovodu za redukčně-chladicí stanici, jestliže rychlost páry v potrubí je $30\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. (c) Z i-s diagramu vyhodnoťte jakým způsobem by tato redukčně-chladicí stanice mohla být nahrazena parní turbínou. Jaký teoreticky možný výkon by měla taková turbína? Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 653*, s. 44.

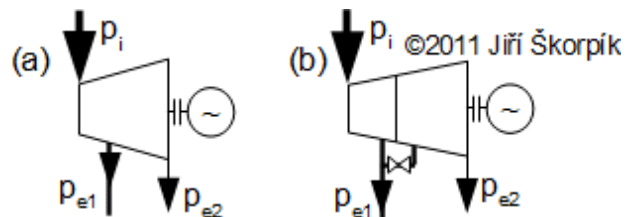
• Základní schémata turbín s odběrem páry

Turbína s odběrem páry je turbína, ze které je část páry odebírána za jiným než posledním stupněm turbíny. Po délce turbíny může být takových odběrů několik. Pára z odběru může být odebírána, buď neregulovaně, nebo regulovaně.

V případě neregulovaného odběru je tlak páry v odběru dán tlakem ve spotřebiči páry na konci odběru (Obrázek 167a). V případě regulovaného odběru je v turbíně vytvořena přepážka, tak aby veškerá pára proudila do odběru, za přepážku proudí část páry z odběru přes regulační ventil, kterým se reguluje množství páry pokračující v expanzi (podle požadavku na tlak páry od spotřebiče) v turbíně za přepážkou (Obrázek 167b).

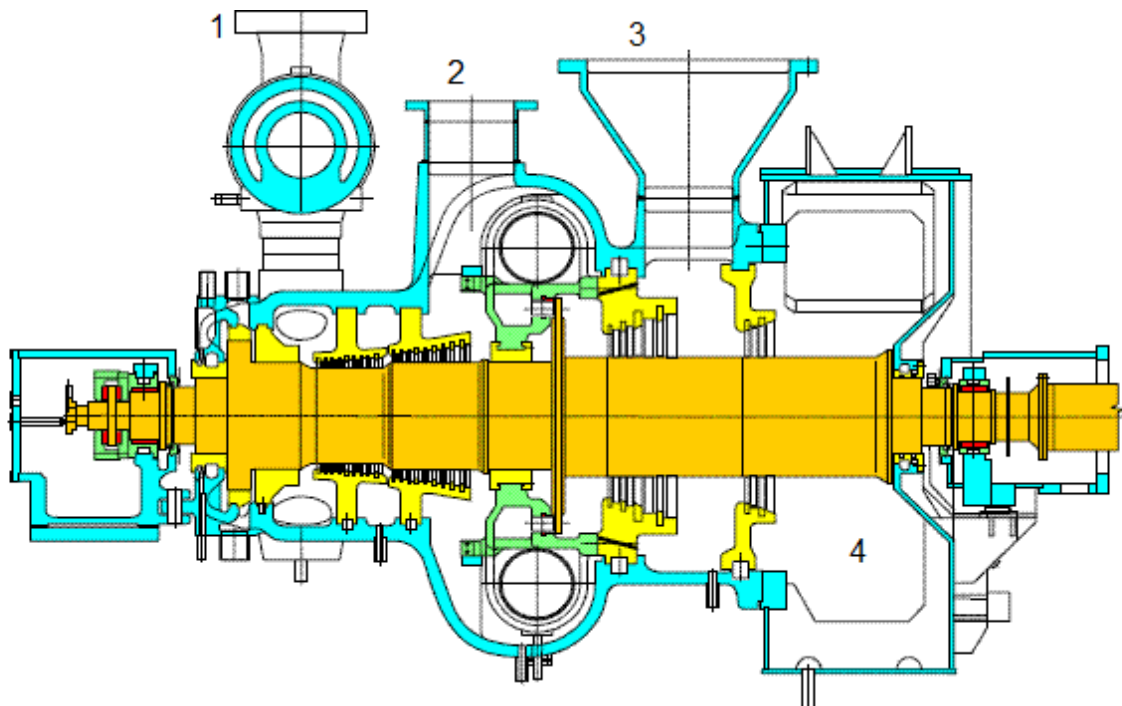
Turbíny s regulovaným odběrem se dimenzují na maximální odběr páry. To znamená, že část turbíny za odběrem je konstruována na průtok nižší než část

turbíny před odběrem. V případě, že spotřebič páry připojený na odběru bude odstaven (sezónní provoz, servisní odstávka), klesne výkon turbíny (přibližně o 50 % až 60 % jmenovitého výkonu turbosoustrojí). Existují turbíny, které jsou konstruovány na stejný maximální průtok před i za odběrem, takové turbíny jsou dražší, a pokud nedochází k výpadku odběrové páry příliš často, je to i zbytečné.



167 Způsoby odběrů páry z parní turbíny (a) turbína s neregulovaným odběrem; (b) turbína s regulovaným odběrem.

Oba uvedené typy odběrů páry se mohou na jedné turbíně kombinovat, Obrázek 670, protože každý typ odběru je vhodný pro jiné využití. Neregulované odběry se používají především za účelem



670 Parní turbína s regulovaným a neregulovaným odběrem páry, typ G40

1 vstupní ventilová komora (vstup páry do turbíny); 2 regulovaný odběr (ventil není zobrazen); 3 neregulovaný odběr; 4 boční hrdlo ke kondenzátoru. V tomto případě regulovaný odběr může sloužit i jako druhý vstup páry do turbíny – proto označení dvoutlaková parní turbína, bližší popis naleznete v kapitole *Kombinace spalovací a parní turbíny v paroplynovém oběhu*, s. 34). Výkon 24 MW, otáčky turbíny $6\,000\text{ min}^{-1}$. Turbína nemá na vstupu regulaci množství páry – regulace výkonu je prováděna regulací tlaku páry v kotli, viz níže podkapitola *Způsoby regulace výkonu parních turbín*, s. 7. Výrobce PBS (CZ).

regenerace tepla, což je proces zvyšující tepelnou účinnost oběhu, který spočívá v odebrání části páry z turbíny, která pak při kondenzaci ve výměníku přehřívá napájecí vodu zdroje páry.

U vícetělesových turbín může být odběr realizován i mezi tělesy. Regulované odběry se používají, například k zásobování parovodu párou o tlaku vyšším, než je na konci turbíny. Kombinací neregulovaného a regulovaného odběru získáme tedy turbínu schopnou zásobovat regenerační výměníky i spotřebiče páry (neregulovaný odběr může pokrývat základní celoroční odběr páry – takže není nutný regulovaný odběr).

Při regulovaném odběru je vyvedení veškeré páry z turbíny a pak přivedení části této páry přes regulační ventil zpět do turbíny doprovázeno výraznou tlakovou ztrátou a tedy i snížením vnitřní účinnosti turbíny. Pro zlepšení účinnosti byla vyvinuta regulační mezistěna (Obrázek 1048), která nahrazuje v prvním stupni za odběrem statorovou řadu lopatek.

Výroba, návrh a optimalizace parametrů turbíny (optimalizace lopatkových částí za odběrem pro široký rozsah průtoků a tlaků) s regulovanými

odběry je velmi náročná a nákladná, z těchto důvodů se nevyskytují parní turbíny s více jak dvěma regulovanými odběry a v nabídce je má velmi málo firem [18, s. 33].



©2019 Jiří Škorpík

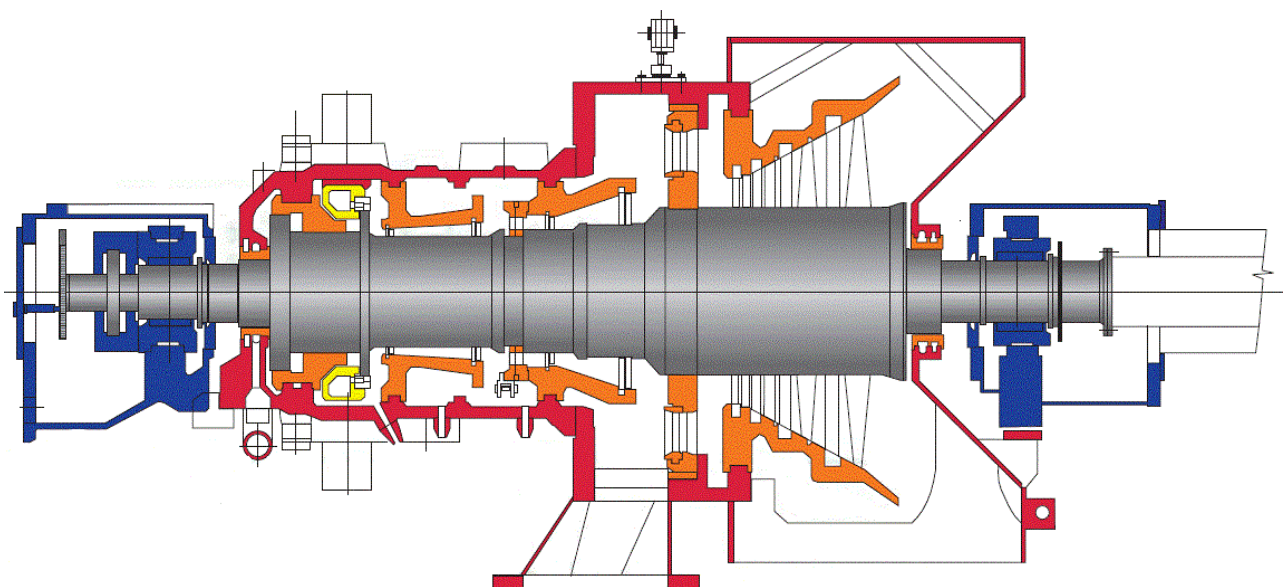
1048 Princip regulační mezistěny

Posouvání přední části mezistěny dochází k změně průtočného průřezu mezistěny. Příklad provedení viz Obrázek 462.

• Základní schémata vícetělesových turbín

Především u větších výkonů se používají vícetělesové parní turbíny. Uspořádání a propojení jednotlivých těles parních turbín záleží na způsobu zapojení parní turbíny v technologickém celku tj. na typu zdroje páry a účelu bloku (Obrázek 283 a Obrázek 802).

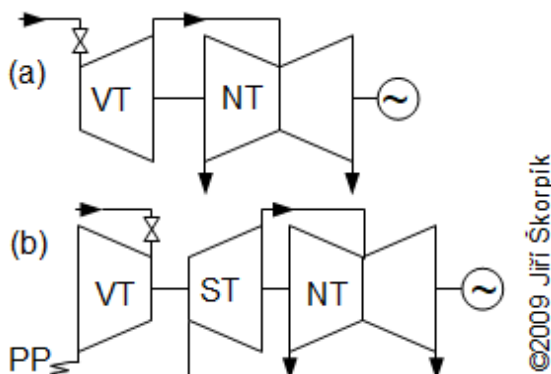
Při expanzi páry v turbíně dochází k nárůstu jeho objemu a tedy i zvyšování průtočného průřezu turbíny. Při velkých průtocích může vycházet průtočný průřez příliš velký (velký průměr turbíny), než aby protékal jen jedním tělesem, potom se



462 Parní turbína se dvěma regulovanými odběry pomocí mezistěny

Jmenovitý výkon turbíny je 25 MW, jmenovitý stupní tlak a teplota jsou 9,4 MPa a 550 °C, tlak na výstupu do kondenzátoru 9 kPa, tlak v prvním odběru je 1,4 MPa, ve druhém 0,15 MPa. Výrobce Siemens Industrial Turbines, Brno [18, s. 79], [34, s. 221].

použije opět místo jednoho tělesa turbíny více těles mezi sebou paralelně propojených (Obrázek 268).

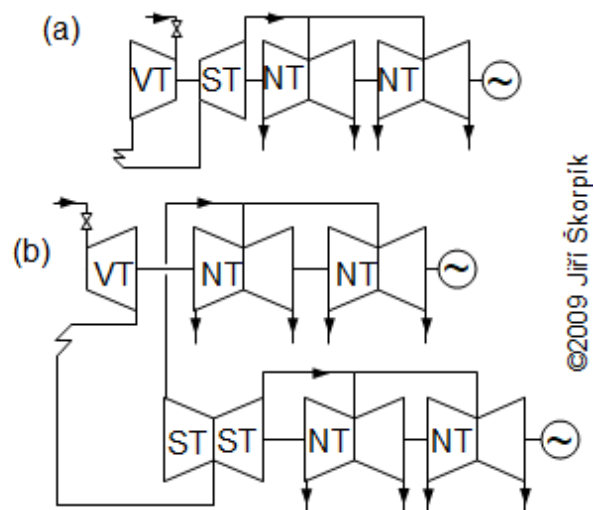


283 Příklady uspořádání vícetělesových parních turbín pro zpracování velkého entalpického spádu VT vysokotlaký díl turbíny; NT nízkotlaký díl turbíny; ST středotlaký díl turbíny; PP přehřívání páry mimo turbínu (další metoda zvyšování tepelné účinnosti R-C oběhu). (a) uspořádání používané pro výkony 30 až 100 MW; (b) kolem 500 MW.

Na Obrázku 283 si také povšimněte NT tělesa, které má vstup páry uprostřed a výstupy páry na ložiskových koncích (tzv. dvouproude těleso). Toto řešení snižuje výslednou sílu na axiální ložisko tělesa. Tento účel splní i zapojení dvou jednoproudých těles v navzájem opačném směru (na Obrázku 802 jsou takto zapojena první a druhé těleso) – při tomto typu zapojení dvě tělesa obsahují tři ložiska, přitom ve středu je společné axiální ložisko, viz Obrázek 459.

Dvouhřídelové uspořádání turbíny z Obrázku 268 sice vyžadují dva generátory, ale je možné je konstruovat pro různé

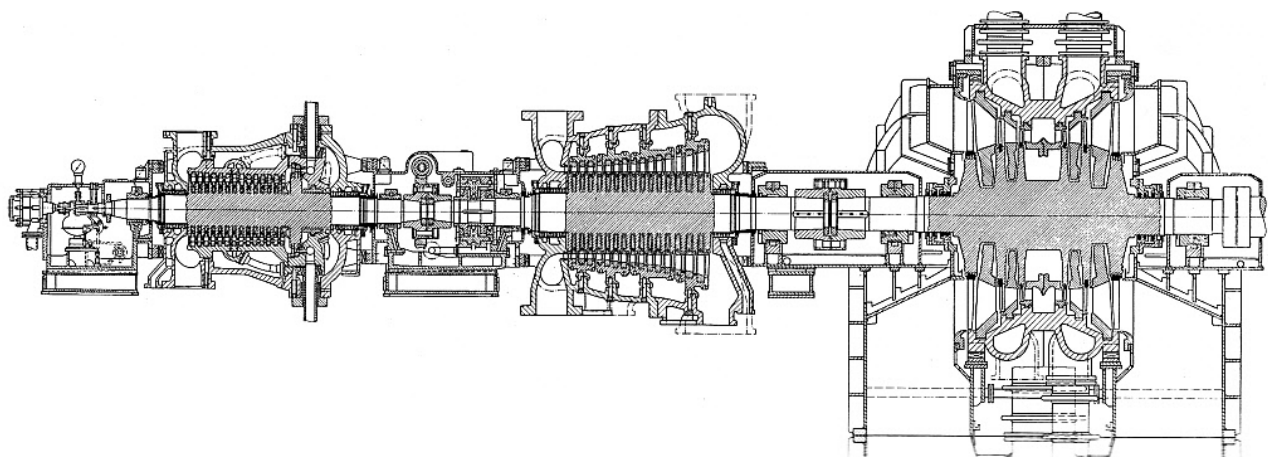
otáčky (optimální pro daný zpracovaný spád a střední průměry lopatek). U menších výkonů lze dosáhnout různých otáček jednotlivých těles jejich propojení přes převodovku, viz Obrázek 445, s. 6.



268 Příklady uspořádání vícetělesových parních turbín s paralelními proudy

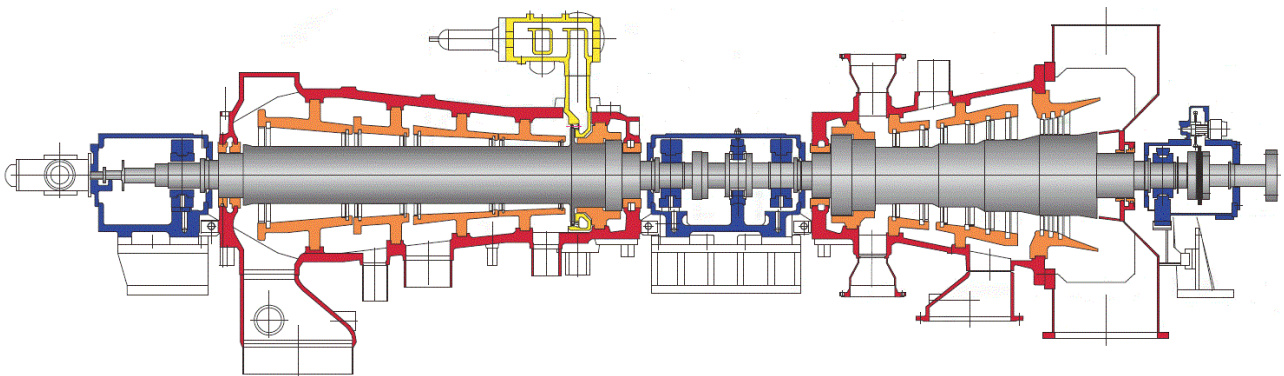
(a) třítělesová parní turbína s paralelním zapojení dvou nízkotlakých těles; (b) příklad dvouhřídelové turbíny (používají se v jaderných elektrárnách o výkonech 1 200 až 1 800 MW – neplatí vždy, například v současnosti nejvýkonnější vyráběné parní turbína o výkonu až 1 800 MW typu Arabelle od společnosti GE [24] je stále jednohřídelová.

Vícetělesové turbíny o výkonech nad 100 více megawatt jsou typické pro elektrárny, jejichž primárním cílem je vyrábět elektřinu s nejvyšší účinností, proto tělesa obsahují i zvýšené množství neregulovaných odběrů pro regeneraci. Pracovní parametry, konstrukce a schéma



802 Třítělesová parní turbína

Kondenzační turbína o výkonu 150 MW výrobce MAN. Obrázek z [11, s. 190].



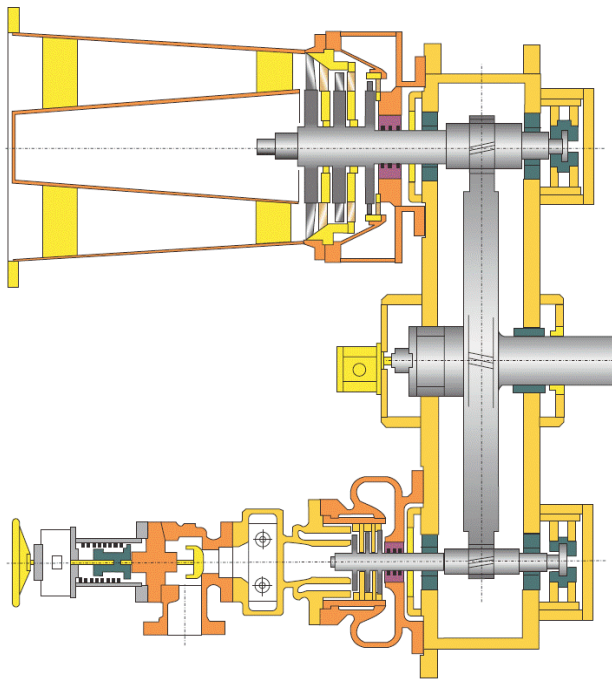
459 Příklad dvoutělesové parní turbíny zapojené protiproudě

Tělesa obsahují několi neregulovaných odběrů. Jmenovitý výkon turbíny je 84 MW. Vyrobil Siemens Industrial Turbines, Brno [18, s. 70] pro finského výrobce papíru United Paper Mills.

zapojení takové turbíny se liší nejčastěji podle typu zdroje páry, navíc jedna elektrárna obsahuje více turbosoustrojí (zdroj páry, turbosoustrojí a jeho kondenzační příslušenství se nazývá blok), která jsou uspořádána společně v jedné strojovně, viz *Obrázek 168*.



168 Uspořádání turbosoustrojí 4x200 MW ve strojovně elektrárny Dětmarovice
Obrázek z [9].



445 Příklad dvoutělesové a dvouhřídelové parní turbíny

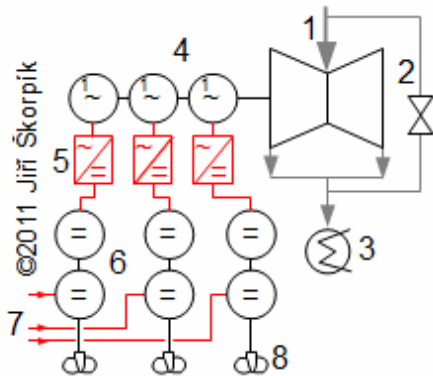
Vyrobce Siemens Industrial Turbines, Brno [18, s. 84].

● **Základní schémata lodních parních turbín**

Byla to právě instalace parní turbíny v rychlovlodi Turbinia, která odstartovala zájem o parní turbíny. Potřebná pára pro hnací turbínu se vyrábí v parních kotlích na pevná nebo kapalná paliva nebo kotlích na odpadní teplo (spaliny z velkých spalovacích motorů nebo spalovacích turbín), u velkých vojenských plavidel nebo ledoborců se k výrobě páry používají tlakovodní jaderné reaktory konstrukčně uspořádané pro lodní aplikace.

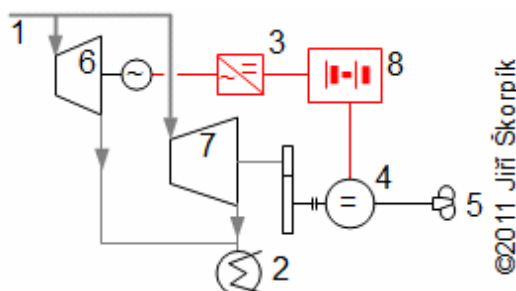
Turbíny mohou přímo pohánět lodní šroub nebo pohání el. generátor a teprve vyrobená elektřina se používá k pohonu lodních šroubů – tento nepřímý systém se používá především u jednotek s vysokými požadavky na regulaci otáček nebo dokonce změny smyslu otáčení lodního šroubu, například u ledoborců jak je ukázáno na *Obrázku 152*.

Jaderný pohon podstatně zvyšuje akční rádius jednotek, který je v případě letadlových lodí až 350 000 km. Výkony parních turbín závisí na funkci a velikosti plavidla, přičemž v současnosti nejvýkonnější jsou na letadlových lodí třídy Nimitz, kde jsou 4 turbíny každá o výkonu 209 MW (Obrázek 744).



152 Schéma zapojení parní turbíny na jaderném ledoborci Jamal

1 přívod páry z parogenerátoru; 2 bypass parní turbíny pro případ náhlého zastavení pohonu lodních šroubů; 3 kondenzátor; 4 3xjedinofázový generátor střídavého proudu; 5 usměrňovač; 6 stejnosměrný motor; 7 přívod el. od druhého turbosoustroje; 8 lodní šroub. V podpalubí jsou dva jaderné reaktory OK-900, každý o výkonu 171 MW_t, které vyrábí páru pro dvě turbosoustroje o celkovém výkonu 55,3 MW. Vyrobená elektrina se také využívá k pokrytí spotřeby loď a k pohonu čerpadel pro přesun vodního balastu. Délka ledoborce Jamal je 150 m, šířka 30 m, výška 55 m, výtlač: 23 455 t, maximální rychlost 22 uzlů (44 km·h⁻¹).



744 Schéma zapojení parní turbíny na letadlové lodi třídy Nimitz

1 přívod páry z parogenerátoru; 2 kondenzátor; 3 usměrňovač; 4 stejnosměrný motor; 5 lodní šroub; 6 turbosoustroje s el. generátorem; 7 parní turbína pro pohon lodního šroubu; 8 akumulace el. energie v bateriích. Zdroj [19], [20, s. 348].

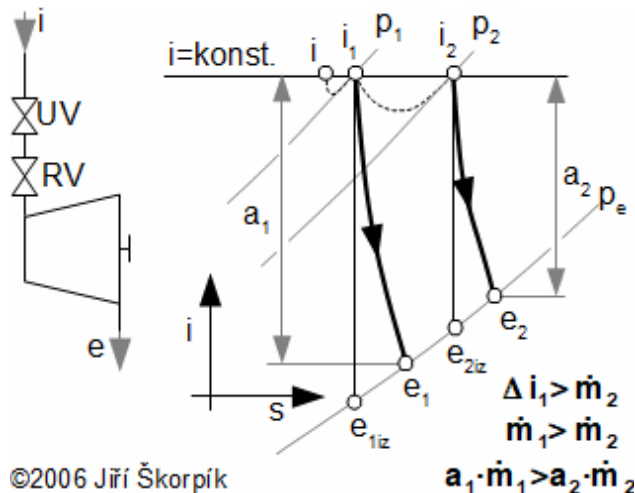
• Způsoby regulace výkonu parních turbín

Výkon parních turbín se reguluje především změnou množství páry vstupující do turbíny, změnou tlaku a případně i teploty.

Změnu tlaku páry a její vyrobené množství lze regulovat pomocí výkonu zdroje páry, pak parní turbína je regulována prostřednictvím tohoto zdroje. Takový způsob se nazývá regulace klouzavými parametry páry [45, s. 130] – konstruovaná na maximální výkon kotle, přičemž výkon je regulován změnou tlaku v kotli (pomocí napájecího čerpadla kotle). S parametry páry se samozřejmě mění i tepelná účinnost oběhu.

Mnohem častěji jsou ale zdroje páry konstruované pro konstantní tlak a teplotu páry a průtok páry turbínou je regulován pomocí regulačních ventilů. Základním způsobem regulace průtoku parní turbínou je regulace pomocí škrcení páry na vstupu. Při regulaci škrcením vstupuje pára do turbíny jedním nebo více paralelními ale současně pracujícími regulačními ventily (více o konstrukci regulačního ventilu parních turbín např. [46, s. 85]), viz *Obrázek 100, s. 8*. Jestliže je regulační ventil plně otevřen, je tlak páry na vstupu do turbíny roven tlaku velice blízko před regulačním ventilem a i průtok páry turbínou je maximální, bod i_1 . Jestliže se regulační ventil „přivře“, dojde ke škrcení – izoentaltické expanzi páry ještě před vstupem do turbíny a tlak se sníží na tlak p_2 . Vzhledem k tomu, že tlak na konci turbíny p_e je stále stejný klesne i měrná vnitřní práce turbíny (proto je tento typ regulace nevhodný, snížením měrné práce turbíny dojde i ke snížení vnitřní účinnosti turbíny). Tento typ regulace parních turbín se používá u turbín malých výkonů (například i u turbín pohánějících turbokompresory; hydrodynamická

čerpadla – snadno se regulují výkon/otáčky apod.) a turbín, které jsou určeny pro pokrytí základní spotřeby elektřiny (např. jaderná elektrárna, která pracuje přibližně stále na max. výkon.). K regulaci škrcením se používají podle situace jednosedlové ventily, dvousedlové ventily nebo ventily s difuzorem.



©2006 Jiří Škorpík

100 Princip regulace výkonu parních turbín škrcením

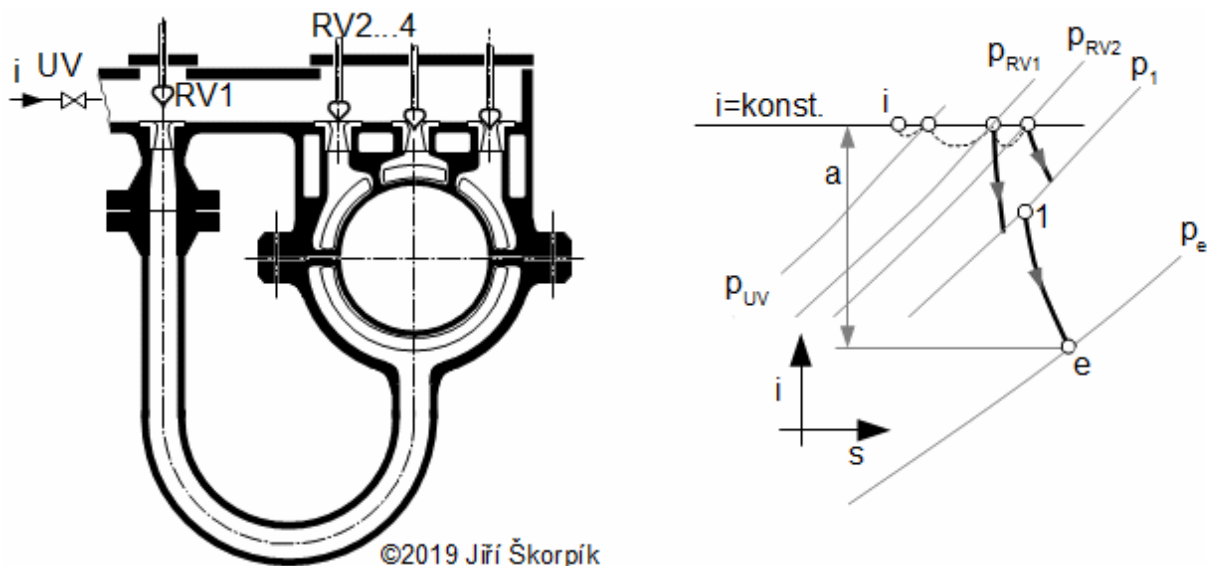
1 označení stavu s plně otevřeným regulačním ventilem; **2** označení stavu s částečně otevřeným regulačním ventilem. **UV** spouštěcí (uzavírací) ventil; **RV** regulační ventil; i [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] měrná entalpie páry; s [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] měrná entropie; a [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] měrná vnitřní práce turbíny; m^* [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] hmotnostní průtok páry turbínou. Přivřením ventilu dojde ke snížení průtoku a současně k poklesu tlaku za ventilem o jeho tlakovou ztrátu.

Poněkud větší účinnosti (díky menší tlakové ztrátě v regulačních ventilech) při požadavku na nižší průtok se dosahuje pomocí skupinové regulace. V tomto případě je statorová řada lopatek prvního stupně turbíny rozdělena do několika skupin (od sebe oddělených). Každá skupina lopatkových kanálů (zvané také skupina dýz), má vlastní regulační ventil – proto se tento stupeň nazývá také regulační stupeň. Regulace průtoku se provádí otevíráním jednotlivých regulačních ventilů, tak aby škrcení (částečně otevřený) probíhalo maximálně na jednom ventilu jak je patrné z *Obrázku 804*. Za plně otevřeným regulačním ventilem je tlak

vyšší než za částečně otevřeným regulačním ventilem, proto rychlost páry na výstupu ze skupiny lopatkových kanálů ovládané částečně otevřeným ventilem je nižší. Pořadí otevírání regulačních ventilů ovlivňuje konstrukce turbíny a navrhuje se tak, aby co nejméně nerovnoměrné rozložení proudu páry v prvních stupních turbíny (při kterém mimo jiné vzniká ztráta parciálním ostřikem) ovlivňovalo chod turbíny (například nesymetrické zatížení ložisek a pod). Velikost jednotlivých skupin lopatkových kanálů může být různé podle požadavků na výkon účinnost při plně otevřených jednotlivých ventilech či přání zákazníka. Více o tomto problému a konstrukci např. v [46, s. 89]. Z principu skupinové regulace je zřejmé, že regulační stupeň musí být rovnotlakový, nebo Curstisův, jinak by došlo, vlivem vysokého tlaku p_1 , k přetékání páry za otevřenou skupinou lopatkových kanálů do oblasti uzavřených skupin lopatkových kanálů neboli k vysoké ztrátě parciálním ostřikem. Navíc rovnotlakové rotorové lopatky takového stupně mohou být umístěny na disku s větším průměrem než následující lopatková část (*Obrázek 462, s. 4*), a tak v jednom stupni zpracuje regulační stupeň výrazně větší entalpický spád, což snižuje celkový počet stupňů turbíny.

U parních turbín s požadavkem na občasné přetížení výkonu turbíny se může použít regulace obtokem páry. U takového způsobu regulace je několik posledních stupňů turbíny navrženo na vyšší než jmenovitý průtok a v případě potřeby zvýšení výkonu se druhým vstupem do turbíny s vlastním regulačním ventilem umístěným před těmito předdimenzovanými stupni vpustí další pára. Více např. v [45, s. 130].

Další informace o regulacích parních turbín jsou v kapitole 25. Spotřební charakteristiky parních turbín.



©2019 Jiří Škorpík

804 Příklad skladby skříně parní turbíny se čtyřmi skupinami trysek s integrovanými ventily do horní skříně i-s diagram expanze páry v parní turbíně při plně otevřeném $RV1$ a částečně otevřeném $RV2$. p_1 [Pa] tlak na vstupu do rotorové řady lopatek prvního stupně turbíny; **1** stav páry na vstupu do rotorové řady lopatek prvního stupně turbíny po smíchání páry vystupující ze skupin lopatkových kanálů ovládané $RV1$ a $RV2$. Pohon jednotlivých regulačních ventilů může být společný tzv. trámová regulace [44, s. 162]. Převod páry ke skupinám ve spodním víku nemusí být realizován vnějškem turbíny, ale skrz dělicí rovnu jak je to provedeno například v [44, s. 162].

• Popis základního návrhu a konstrukce parních turbín

Předpoklady úspěšného návrhu průtočné části parní turbíny jsou obecné znalosti z teorie lopatkových strojů (čti téma Teorie lopatkových strojů) a Proudění a alespoň základní znalosti z oblasti konstruování strojních částí, viz článek 24. Materiály a teorie strojních částí lopatkových strojů. Celkový návrh moderní parní turbíny samozřejmě nezvládne pouze jeden člověk, je k tomu zapotřebí široká základna konstruktérů pracujících ve výrobním závodě s tradicí – návrh vychází z unifikací postupným skládáním parní turbíny ze základních strojních komponent, přičemž postup vznikl soustavnou prací na vývoji parních turbín. Literatura o návrhu parních turbín má v České republice tradici, například [52], [34], [35], [44], [46].

Můžeme-li hovořit o nejjednodušší konstrukci parní turbíny, pak se asi bude jednat o jednostupňovou parní turbínu Lavalova typu, viz také Úloha 435.

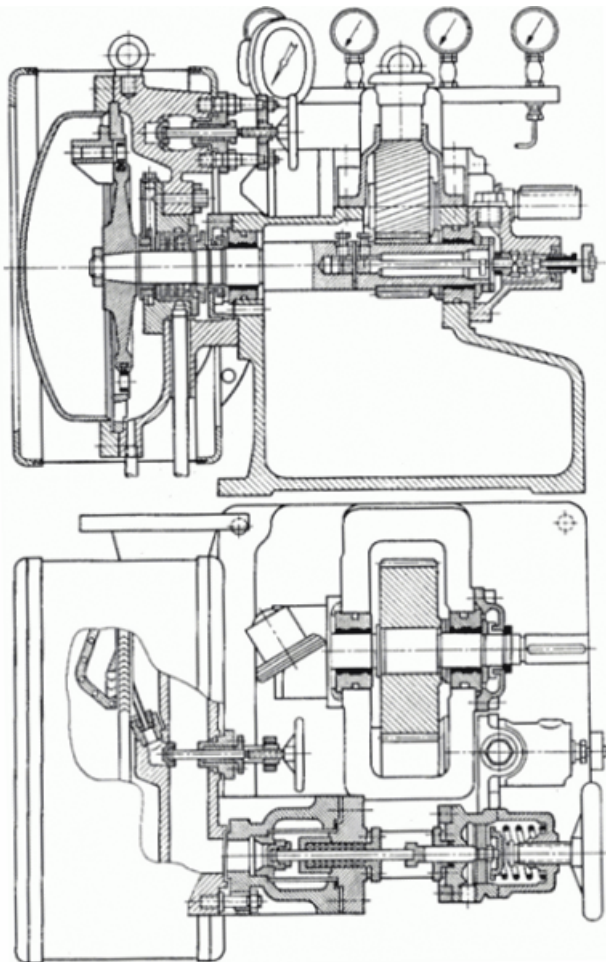
Úloha 435

Proveďte základní výpočet jednostupňové parní turbíny pro parametry uvedené v Úloze 653, s. 2. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 435, s. 40.

Jednostupňová parní turbína v poslední úloze zpracovávala malý spád při velkém průtoku, při vyšším zpracovaném spádu by však muselo být užito minimálně Curtisova stupně a při nižším průtoku by dokonce došlo na parciální ostřík, aby se nemusely zkracovat lopatky (čím kratší lopatky, tím větší jsou měrné ztráty radiální mezerou). Kombinace vysokého zpracovaného spádu a nižšího průtoku při zachování pouze jednoho oběžného kola vede na konstrukce s obrácenem proudy páry, viz Obrázek 914, s. 10.

Pro jednostupňové turbíny je typické letmé uložení oběžného kola. Vzhledem k rovnotlakosti stupně (samozřejmě v případě vysokého protitlaku, jako v předchozí úloze, bude ucpávka složitější) se používají dotekové ucpávky obvykle na bázi grafitu. Tyto turbíny bývají také vysokootáčkové, kvůli vysoké výtokové

rychlosti ze statorové řady, proto musí být použito vysokotáčkových generátorů nebo převodovky mezi turbínou a generátorem. Používají se i jednostupňové radiální turbíny, pakliže zpracovávají suchou páru (vlhkost má silné erozivní účinky na obvodu oběžného kola).



914 Jednostupňová parní turbína pro nízký průtok a vysoký entalpický spád

Turbína je konstruována jako Curtisův dvouvěncový stupeň. Turbína obsahuje pouze jednu Lavalovu trysku. Místo druhé statorové řady je obraceč proudu, který přivádí páru zpět na první rotorovou řadu. Obrázek z [11, s. 188].

Jednostupňové parní turbíny se používají pro případy malého průtoku s vysokým entalpickým spádem, s požadavkem na velký poměr výkon/hmotnost, což jsou typické parametry turbín spouštěných nárazově (například pohon čerpadel na lodích či pohon dalších zařízení u nichž je důležitý jiný parametr než spotřeba páry pro jejich

pohon).

Při výpočtu vícestupňové parní turbíny je základem rozdělení spádu mezi jednotlivé stupně podle kapitoly 19. Obecné požadavky na rozdělení zpracovaného rozdílu entalpie mezi jednotlivé stupně vícestupňového stroje, konkrétní postup například [35]. Všimněte si také řezů parních turbín v předchozích obrázcích, kdy většina vícestupňových turbín obsahuje výrazný rovnotlakový regulační stupeň. Pouze okrajově se používají ve vícestupňových parních turbínách radiální stupně, příklady a podmínky v [33], [18, s. 52], [11, s. 710].

Skříně parních turbín jsou děleny v horizontální rovině, jen zcela vyjímečně ve vertikální rovině (malé turbíny pracující s toxickou párou, a proto je třeba lépe těsnit [18, s. 23], vertikální dělení umožňuje i rychlejší prohřátí – start turbíny – nevýhodou je obtížná montáž). Parní turbíny pro vysoké tlaky páry bývají dvouplášťové (skříň s nosičem lopatek je uzavřena ve větší skříně), aby došlo k odlehčení vnější pláště a snížení hmotnosti skříně pro manipulaci.

Parní turbíny se vyrábí s různými variantami výstupních hrdel. U velkých turbín převládá axiální typ (kondenzátor je za turbínou) a boční typ (kondenzátor je pod turbínou nebo vedle ní). Axiální typ (například *Obrázek 445, s. 6*) umožňuje rychlejší (současnou) montáž turbíny a kondenzátoru – to snižuje náklady na místě montáže, na druhou stranu roste potřebná plocha strojovny a turbína může být jen jednoproudá. Při použití bočních hrdel je kondenzátor pod parní turbínou, takže se snižuje plocha strojovny, ale rostou rozměry turbínové stolice, při použití dvou Proudého uspořádání lze pomocí bočních hrdel oba proudy svést do jednoho kondenzátoru. Hrdla jsou buď součástí dolní a horní skříně, nebo se vyrábí zvlášť

(odlitky i svarky) také mají horizontální dělící rovinu – díly hrdla se ke skříním přišroubují na vertikální rovině nebo přivaří.

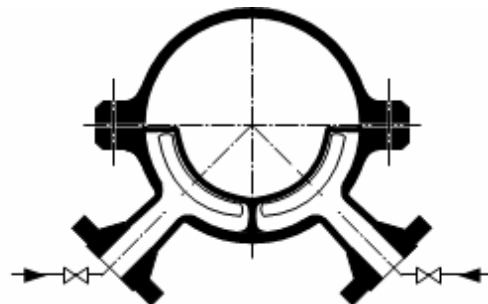
Rotor je uložena v ložiskových stojanech, které jsou spojeny se skříní. Ložiskové stojany jsou obvykle oba uloženy posuvně kvůli teplotní dilataci hřídele a skříně – skříně je z toho důvodu velmi dobře tepelně izolována, aby se prohřívala na stejnou teplotu jako rotor, a tím dosáhla stejného proudložen/zkrácení jako hřídel. Skříně je tedy zavěšena na ložiskovém stojanu, který při posuvech musí být dobře veden, viz subkapitola 24. Radiální kluzná ložiska, [44]. Celá skříně se v důsledku velkých rozdílů teplot deformuje i v jiných směrech [54], záleží na konstrukci – síla na axiální ložisko od rotoru je stejná ale opačná, než síla působící na skříně, takže se navzájem vyruší a výsledná síla způsobující posuv ložiskového stojanu je pouze od dilatací. Pevný body parní turbíny (turbína se protahuje v obou směrech od tohoto bodu), záleží na konstrukci a typu spojky (viz podkapitola 24. Bubnové a diskové rotory tepelných turbín) mezi tělesy (jestliže spojka umožňuje axiální posuvy, pak může mít každé těleso svůj vlastní pevný bod) [44, s. 192].

Vrchní a spodní skříně jsou k vzájemně spojeny šroubovým spojením, přičemž dosedací plochy jsou obrobeny tak přesně, aby nemuselo být použito těsnění. Statorové lopatky nejsou obvykle zasouvány do drážek ve skříních, ale do tzv. nosičů a ty jsou teprve pomocí nákrůžků a per připevněny k jednotlivým skříním. Tento způsob jednak snižuje hmotnost obrobků a jednak umožňuje snadnější unifikaci skříní.

Posledním výrazným konstrukčním prvkem parních turbín jsou ventily. Konstrukční uzel spojení ventilů a turbíny závisí na typu regulace. Ventily mohou být

součástí skříně (*Obrázek 804, s. 9*) nebo umístěny mimo skříně turbíny (*Obrázek 382*). Umístění ventilů mimo skříně přináší výhodu v tom, že skříně je lehčí, symetrická, takže se při změně teplot tolik nedeformuje a její prohřívání a chladnutí je rychlejší, než když jsou ventily a jejich komory součástí turbíny (viz uložení čtyř ventilů mimo turbínu v případě parní turbíny v JE Temelín uvedené na obrázku v kapitole 11. Základní typy a aplikace lopatkových strojů). Na druhou stranu jsou-li ventily součástí skříně, je turbosoustrojí kompaktnější.

Více o konstrukci jednotlivých částí parních turbín v článku 24. Materiály a teorie strojních částí lopatkových strojů.



©2019 Jiří Škorpič

382 *Příklad skladby skříně parní turbíny se dvěma skupinami trysek a ventily umístěnými mimo turbínu* Konkrétně tento obrázek ukazuje turbínu, u které je velmi lehká demontáž vrchní skříně (víka), protože vstupy páry jsou přes spodní skříně. Ovšem je to za cenu parciální ostříku – pára vstupuje maximálně jen na polovinu obvodu oběžné řady regulačního stupně.

● Další části parní turbíny a její vybavení

Mimo uvedená zařízení a napojení je turbosoustrojí vybaveno protáčetím zařízením, vibrodiagnostikou (měření vibrací za účelem zjištění stavu stroje – měří se kmitání rotorových lopatek pomocí čidel ve statorové skříně naproti špicím lopatek v případě lopatek s bandážemi je čidlo umístěno z boku lopatkové řady [26]), měřením dilatací, respektive posunutí skříně a ložiskového stojanu a dalšími, především elektrickými zařízeními pro monitorování chodu turbosoustrojí.

V bezprostředním okolí turbíny je také umístěno olejové hospodářství k zajištění chodu mazací soustavy. Dále, vybavení a mechanismy k ovládání ventilů.

● **Stavebnicová konstrukce a unifikace parních turbín**

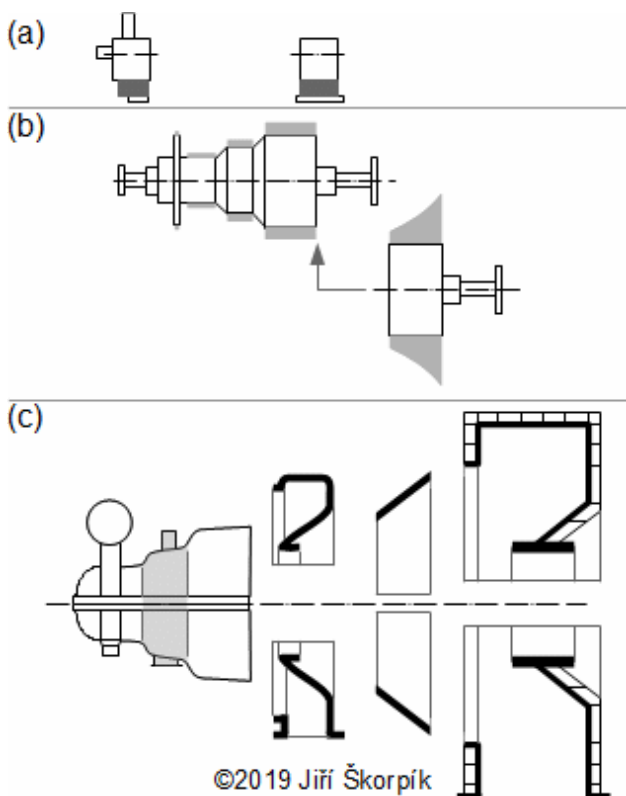
Produkce parních turbín je typická tím, že není sériová. Parní turbíny jsou vyráběny na zakázku podle požadavků zakázáníka, to se týká zejména teplotních a průmyslových parních turbín, které jen občas přesahují výkonu *100 MW*. Zejména při nižších výkonech je tlak na co nejkratší dodací lhůty. To klade vysoké nároky na výpočet, návrh konstrukce a výrobu. Přirozeným východiskem firem zabývajících se výrobou parních turbín v tomto segmentu bylo postupné zavádění stavebnicové koncepce parních turbín s unifikovanými částmi, což umožnilo paralelní práci na turbíně (návrh a současnou výrobu dílů, které zcela jistě budou součástí soustrojí) a rychlejší samotný návrh. U elektrárenských parních turbín o výkonech ve stovkách megawatt tlak na unifikaci takový není, jedná se o finančně větší zakázku a jedná se o elektrárnu obsahující několik bloků tj. identických turbín, navíc zakázek na elektrárny stejného výkonu se může objevit více.

Rozdělení parní turbíny na stavebnicové prvky (modulů) celkem přirozeně kopíruje rozdělení návrhových prací na turbíně, *Obrázek 380*.

Od rozdělení turbíny na jednotlivé moduly je už jen krok k unifikaci jednotlivých prvků, kdy velikost jednotlivých prvků je odstupňovaná po určitém rozsahu výkonů. Unifikace je patrná především na regulačních ventilech, částech skříně, ložiskových stojanech a ložiscích, které jsou dimenzované pro určitý průměr hřídelů a otáček. V lopatkové části je snížen výběr možných

profilů a dokonce jsou navrženy optimální geometrie lopatek celých skupin stupňů, přičemž jednotlivé lopatky se případně pro nižší než požadované průtoky od špic zkracují – stejně tak se změny průměrů nosičů lopatek, průměr skříně je více méně stejný podle připravených výkresů a pevnostních výpočtů. Takto lze rezervovat výrobní kapacitu či přímo vyrábět jednotlivé díly turbíny velmi brzy od objednání. Při výběru různých konfigurací rotujících prvků je nutné důkladně hlídat vibrace a jejich vliv, což je na unifikaci asi největší záležitost (například velikost ložiskového čepu nevybírat pouze podle obvodových rychlostí, ale také podle tuhosti rotoru, délky lopatek atd.). Rozsah unifikace jednotlivého výrobce je také omezujícím faktorem při nabídkách, tj. čím menší je variabilita unifikace, tím menší trh je příslušný výrobce schopen pokrýt svými produkty – to souvisí s tím, že s vysokou mírou unifikace ztrácí schopnost vyrábět atypy (nemá na to konstruktéry, výrobní stroje i zaměstnance schopné obrábět přesně i atypické tvary či rozměry). Unifikace se týká samozřejmě i olejového hospodářství, převodovek, diagnostiky, řídicího systému, základů turbíny, šroubových spojů apod.

Unifikovaná turbína není sice často navržena optimálně pro konkrétní pracovní bod, ale to je vyváženo cenou, rychlostí dodávky a i montáží, navíc na unifikovaných prvcích probíhá soustavné zlepšování, kterého by šlo u jiné u koncepce "každá turbína prototyp" jen ztěží dosáhnout – na u unifikovaných částí lze provádět detailní pevnostní výpočty, optimalizovat výrobní a montážní postupy, vyrábět přípravky, snadněji odhalovat nedostatky či příčiny nehod atd.



380 Příklad rozdělení konstrukce parní turbíny do stavebnicových prvků

(a) ložiskové stojany – přední obsahuje i axiální ložisko, protáček zařízení a olejové čerpadlo; (b) odstupňovaný rotor (délka podle zpracovaného spádu) s regulačním stupněm – v případě kondenzace obsahuje několik stupňů typických pro kondenzaci do vakua; (c) skříň přední průtočné části s regulačními orgány a předními sadou ucpávek – střední část bez odběrů a s odběry – kondenzační část – hrdlová část (pro případ protitlaku odlévaná, pro případ kondezátoru svařovaná) obsahuje zadní ucpávkový systém, ke skříni se vážou i nosiče lopatek. Příklad modulového systému společnosti Siemens Gas and Power, s.r.o., o.z. Industrial Turbomachinery je uveden v [18].

● Kompaktní provedení parních turbín na rámu

Parní turbíny se do celkové velikosti cca 10 až 12 m umísťují na ocelový rám obsahující i olejové hospodářství a další příslušenství včetně elektrorozvaděčů a rozhraní pro řídicí systém (omezujícím limitem jsou přepravní rozměry, dopravní omezení a manipulační možnosti – jeřáb). V případě menších výkonů cca do 50 MW se na rám vejde i generátor a u menších výkonů (cca 10 MW) se vejde na rám i kondenzátor (Obrázek 989).



989 Turbosoustrojí s parní turbínou a základním příslušenstvím na společném rámu
Označení tohoto turbínového kompletu je SST 100. Parametry: výkon až 8,5 MW; vstupní tlak páry až 6,5 MPa; teplota vstupní páry až 480 °C; rozměr 8x3,7 m při výšce 3,4 m. Výrobce: Siemens AG. Zdroj: [21].

Turbíny na rámu výrazně zkracují montáž u zákazníka a šetří náklady na kvalifikovanou práci zejména v zahraničí. Na druhou stranu mohou zhoršit požární bezpečnost v oblasti turbosoustrojí pokud rám obsahuje olejovou nádrž.

Velmi malé turbíny cca do 1 MW se nepokládají přímo na podlahu strojovny, ale na betonový podstavec výšky od 40 do 60 cm pro snadnější přístup obsluhy a údržby k takto malým strojům.

Při propojení dvou strojů v turbosoustrojí, různých dodavatelů je nutné brát zvláštní zřetel na vyjasnění záruk a vad, které mohou vzniknout kmitáním soustavy soustrojí.

● ● ●

Úvod do turbokompresorů

Turbokompresory se prosazují na úkor jiných typů kompresorů tam, kde je požadována vysoká čistota pracovního plynu, vysoká životnost nebo velké objemové průtoky (až $3\,000\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$). Trubokompresory lze zkonstruovat pro tlaky až 100 MPa i velmi nízké teploty běžné v kryogenní technice, kde teplota heliových par může být jen $3,5\text{ K}$ [17]. Používají se v báňském a strojírenském průmyslu, kde je velká spotřeba vzduchu pro pneumatické pohony, v chemickém průmyslu, v chladicí technice, v kompresních stanicích plynovodů atd. (obecné možnosti turbokompresorů jsou zřejmé z grafu v [16, s. 60] uvádějící závislost tlaku na výtlaku a na výkonnosti). Turbokompresory jsou také lehčí než objemové kompresory stejných výkonů.

Kompresory s atmosférickým sání a tlakovým poměrem přibližně do 3 se nazývají dmychadla, respektive v případě lopatkového stroje rotační dmychadla. Dmychadla se používají například ke zvýšení tlaku vzduchu na sání pístového spalovacího motoru, viz kapitola *Úvod do dmychadel a turbodmychadel*, s. 21.

Kompresory zajišťující cirkulaci stlačeného plynu v technologickém okruhu (pokrývají tlakovou ztrátu v okruhu) – obvykle kompresory s vysokým tlakem na sání a malým tlakovým poměrem – se nazývají cirkulační kompresory [26, s. 16].

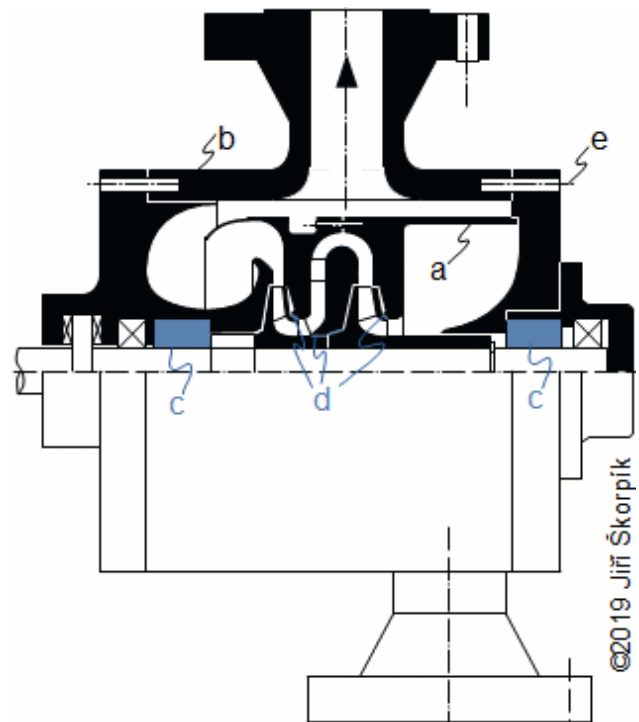
Speciálním typem kompresorů jsou reverzační kompresory používané u velkých plynojemů. Tyto kompresory jsou schopné pracovat v kompresorovém i v turbínovém režimu. Reverzační kompresory jsou přes spojku připojeny k el. motoru, který může pracovat i v generátorovém režimu [6].

Při stlačování se plyn zahřívá, proto je většinou nutné za kompresorem plyn ochlazovat na požadovanou teplotu

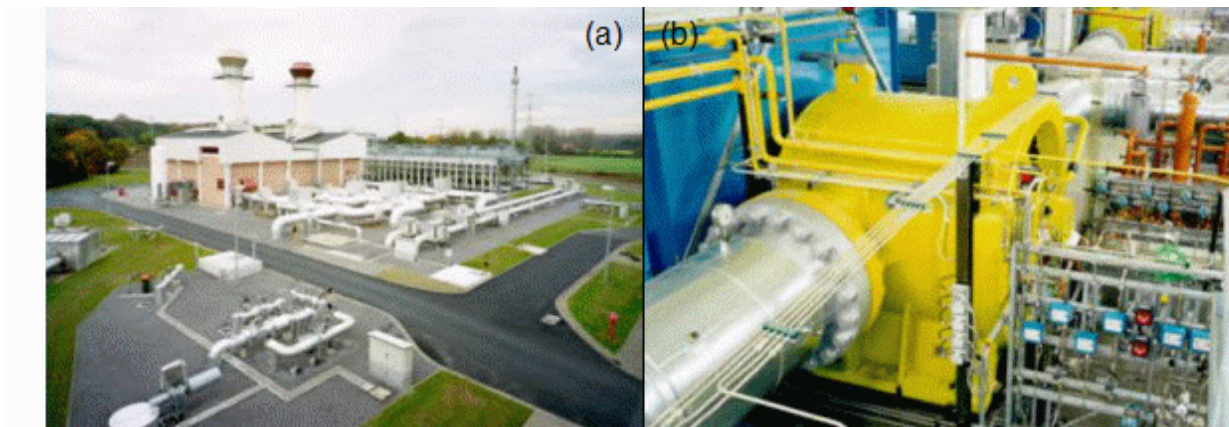
následující technologie. To platí zejména u cirkulačních kompresorů, kde by se bez chlazení plyn ve smyčce zahřívá. Především velké turbokompresory umožňují chlazení plynu během komprese, což nesnižuje jen teplotu plynu na výstupu z kompresoru, ale také snižuje potřebný příkon kompresoru, viz podkapitola 13. Polytropická komprese v kompresoru.

• Turbokompresory s adiabatickou kompresí

U tohoto typu kompresorů probíhá komprese adiabaticky tj. v průběhu komprese pracovní plyn není chlazen. Jedná se o kompresory s jedním nebo velmi malým počtem stupňů a nízkým kompresním poměrem kolem 2, viz *Obrázek 362 a Obrázek 160*.



362 Skladba dvoustupňového radiálního kompresoru pro stlačování zemního plynu
a vnitřní plášť prvního stupně; **b** vnější plášť; **c** ucpávkové pouzdro (sochoběžné plynové ucpávky); **d** vnitřní ucpávky stupně (labyrintové ucpávky); **e** označení hlavních šroubových spojení. Vstup plynu do vnitřního pláště prvního stupně je tangenciální přes průchodu ve vnějším plášti (vločka v litém hrdle). Podobné skladby jsou i kompresory Siemens řady RFBB36 [21].



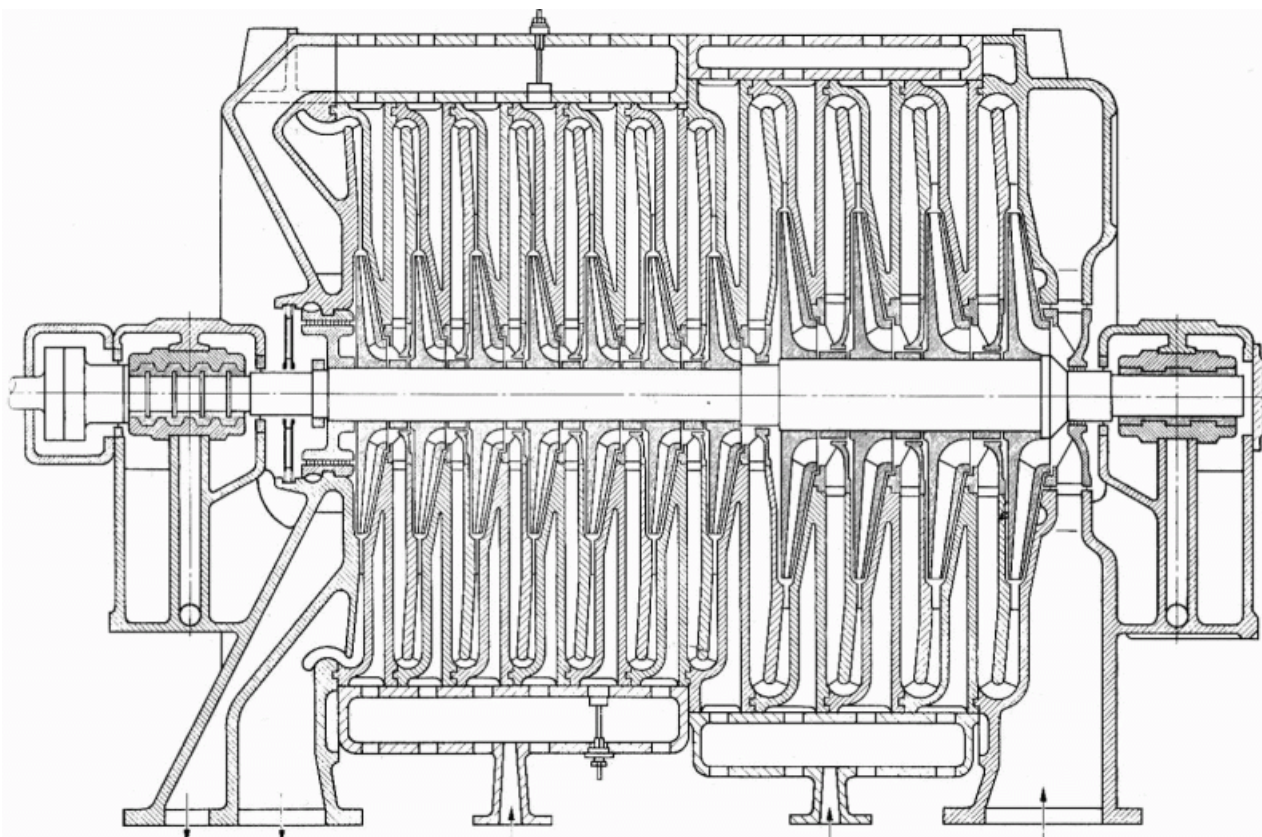
160 Kompresní stanice Werne (Německo)

(a) pohled na areál kompresní stanice; (b) strojovna turbokompresorů. Kompresní stanice Werne je na trase tranzitního plynovodu zemního plynu, ve kterém se udržuje tlak kolem $7,5 \text{ MPa}$. Obsahuje dva dvoustupňové turbokompresory s radiálními stupni RV090 poháněné spalovacími turbínami. Vstupní tlak je 6 MPa , tlakový poměr je $1,45$ (konstrukční tlak $11,6 \text{ MPa}$), otáčky turbokompresorů jsou $5\,500 \text{ min}^{-1}$, výkonnost stanice je $2 \times 2\,000\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, jmenovitý příkon turbokompresorů je $2 \times 25 \text{ MW}$. Hnací spalovací turbíny jsou dvohřídelové Pratt & Whitney FT8-55 o výkonu 26 MW (schéma zapojení je na Obrázku 666, s. 28). Kompresní stanice se budují na trasách tranzitních plynovodů ve vzdálenostech 100 až 150 km pro kompenzaci tlakové ztráty, která na této trase vznikne. Zdroj obrázků a dat [30].

• Turbokompresory s chlazenou kompresí

Komprimovaný plyn v průběhu komprese lze chladit několika způsoby. První zde popsaný způsob chlazení je povrchové neboli plášťové. Takové kompresory jsou

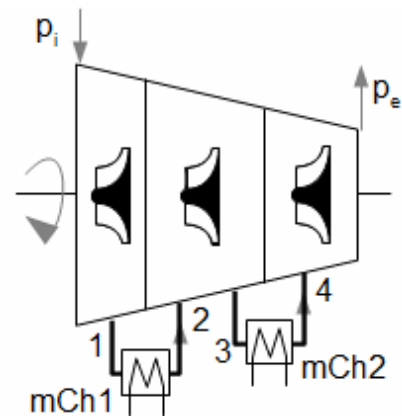
dvouplášťové, přičemž mezi pláští proudí chladicí kapalina, která ochlazuje pracovní plyn uvnitř, viz Obrázek 608. Kompresory s povrchovým chlazením jsou složité a drahé – jsou nutné rozvodové kanálky a v dělicí rovině hrozí únik chladicí kapaliny do komprimovaného plynu a obráceně.



608 Jedenáctistupňový radiální turbokompresor s povrchovým chlazením

Obrázek z [11, s. 567]; výrobce DEMAG.

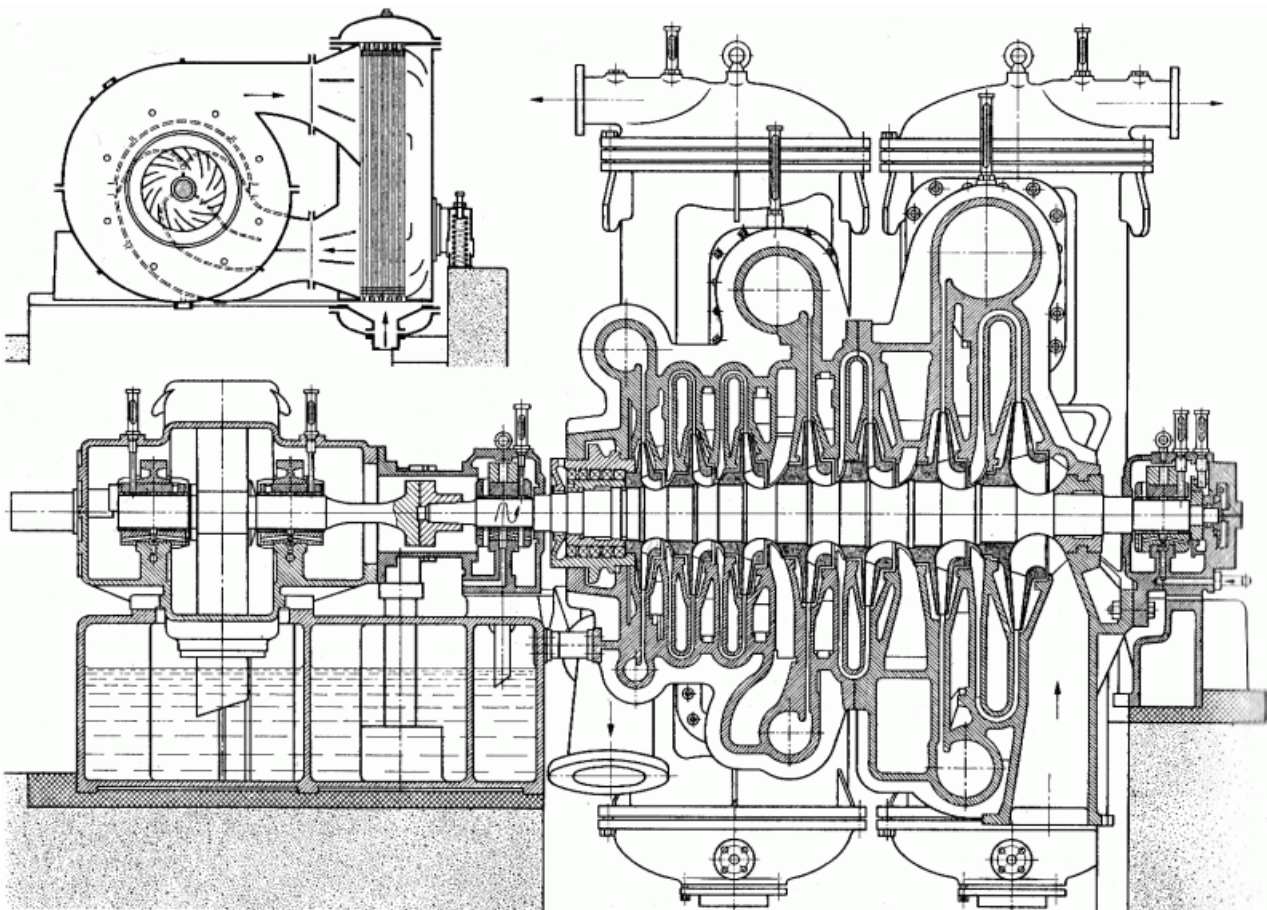
Další způsob chlazení je vnější neboli mezichlazení. Spočívá ve vyvedení komprimovaného plynu za vybranými stupni kompresoru mimo kompresor do rekuperačního výměníku tepla (nejčastěji tvořený žebrovanými trubkami), kde se pomocí chladicí kapaliny (obvykle voda) plyn ochladí (Obrázky 671, 840).



©2011 Jiří Škorpič

671 Princip komprese s vnějším chlazením

Princip je znázorněn na třístupňovém radiálním turbokompresoru se dvěma mezichladiči. **mCh** mezichladič plynu; **1** odběr plynu na výtlačku prvního stupně do *mCh1*; **2** přívod ochlazeného plynu z *mCh1* do sání druhého stupně; **3** odběr plynu na výtlačku druhého stupně do *mCh2*; **4** přívod ochlazeného plynu z *mCh2* do sání třetího stupně. Častěji se ale konstruují kompresory s odběry pro chlazení po určitém počtu stupňů (například Obrázek 840), a ne za každým stupněm.

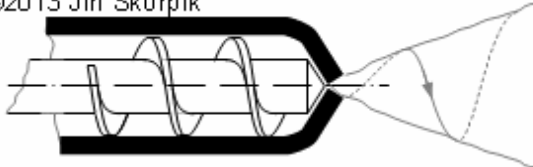


840 Sedmistupňový radiální turbokompresor se dvěma mezichladiči

První mezichladič je umístěn za druhým stupněm, druhý za čtvrtým stupněm. Na obrázku je i příčný řez odvodu pracovní tekutiny z kompresoru do chladiče a zpět. Obrázek z [11, s. 74]; výrobce Escher Wyss. Existují i jiná konstrukční uspořádání – napojení chladičů na skříň, u kterých není nutné demontovat chladič, když se sundává vrchní víko turbokompresoru. Takové řešení i s jeho nevýhodami je uvedeno např. v [40, s. 99]. V případě vícetělesových turbokompresorů se může mezichlazení instalovat v propoji mezi jednotlivými tělesy.

Posledním zde popsáný způsob chlazení je vstřikováním chladicí kapaliny do proudu pracovního plynu. Tímto způsobem se plyn ochlazuje v důsledku odpařování chladicí kapaliny. Rychlost odpaření a tedy i ochlazení závisí mimo jiné na vzájemné teplosměnné ploše chladicí kapaliny a pracovního plynu, proto jsou vstřikovací trysky (*Obrázek 932*) konstruovány tak, aby měly co největší rozptyl. I tak k odpaření je nutný určitý úsek a proto jsou pro chlazení vstřikováním vhodnější radiální kompresory (chladicí kapalina se vstřikuje v místě za difuzorem směrem do vratného kanálu dalšího stupně) v případě axiálních kompresorů by se musela v místě vstřiku zvětšit mezera mezi stupni.

©2013 Jiří Škorpík



932 Princip vstřikovací trysky chladicí kapaliny kompresoru
Kresba podle [40, s. 106].

Možnosti, výhody a nevýhody jednotlivých způsobů chlazení komprese jsou popsány v kapitole 26. Snižování příkonu kompresoru chlazením.

• Popis základního návrhu a konstrukce turbokompresoru

Při návrhu turbokompresoru se vychází ze zadání a dalších požadavků vyplývajících z jeho funkce v rámci konkrétního technologického celku, více v článku 26. Turbokompresor v technologickém celku.

Doporučené hodnoty podobností součinitelů pro návrh jednotlivých stupňů jsou uvedeny například v [34, s. 153], [37, s. 259].

Stupně v turbokompresorech se vyskytují jak v axiálním, tak v radiálním provedení a to i ve vícestupňové variantě.

Ojedinele se lze setkat s diagonálním provedením jednostupňového kompresoru. Ovšem většina stacionárních aplikací spadá do oblasti radiálních stupňů, až při požadavku na vyšší průtok cca od $15 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ se kompresor konstruuje jako axiální, protože od takových průtoků už je účinnost axiálních turbokompresorů vyšší než radiálních [26, s. 94]. Na druhou stranu u radiálních stupňů se lépe realizuje mezichlazení, což více než kompenzuje nižší účinnost jednotlivých stupňů. Podrobný postup návrhu vícestupňového turbokompresoru je uveden například v [38, s. 92]. V případě turbokompresoru s mezichlazením se také mezi stupni zmenšuje měrný objem plynu, proto první stupeň po mezichlazení bude mít menší vstupní průřezy než výstupní průřezy předchozího stupně.

Před prvními stupni turbokompresoru se často předřazují pevné nebo natáčivé satorové lopatky ke zlepšení náběžných úhlů proudu [37, s. 165] podobně jako u axiálních ventilátorů. Ze stejných důvodů lze přidat satorovou řadu navíc i za poslední stupeň turbokompresoru.

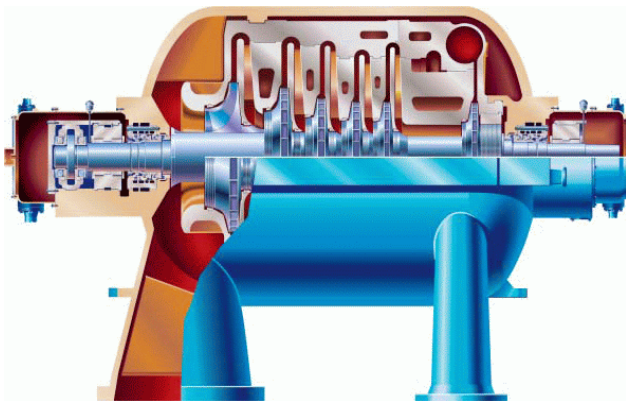
Úloha 726

Proveďte základní návrh geometrie oběžného kola jednostupňového radiálního turbokompresoru s axiálním vstupem. Oběžné kolo má čistě radiální výstup. Turbokompresor je určen pro stlačování vzduchu z atmosférického tlaku a teplotě $15 \text{ }^\circ\text{C}$ do tlaku $0,44 \text{ MPa}$ a přibližný průtok $0,7225 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 726, s. 45*.

V případě radiálních stupňů jsou jednotlivá oběžná kola navlékaná na hřídel a aretována pomocí pera, viz *805 a Obrázek 1205, s. 18*. Při použití axiálních stupňů se vždy používá bubnových rotorů, protože u paty lopatek je vysoký stupeň reakce, viz konstrukce zobrazené v kapitole 11. Základní typy a aplikace lopatkových strojů.

Konstrukce skříní turbokompresorů je jednodušší než u parních turbín, protože

nejdou tak teplotně ani dilatačně namáhána. Dělicí rovina skříní bývá horizontální, ale především u turbokompresorů s malým počtem stupňů se dává přednost barelové konstrukci (vertikální dělicí rovina, viz *Obrázek 362, s. 14*). Vysokotlaké turbokompresory se vyrábí ve dvouplášťovém provedení podobně jako vysokotlaké parní turbíny.



805 Konstrukce několikastupňového turbokompresoru společnosti GE

Výrobce upravuje jednotlivé stupně podle požadavků zákazníka. Obrázek z [39].



1205 6-stupňový radiální turbokompresor řady 2MCL společnosti GE

Turbokompresor je vybaven odběrem mezi třetím a čtvrtým stupněm pro mezichlazení nebo odběrem části stlačeného plynu. Obrázek z [24].

U turbokompresorů se lze setkat i s vícetělesovou variantou, a to především u axiálních typů, protože axiální stupeň je schopen menšího stlačení než radiální (například pro kompresi vzduchu na 3 MPa je potřeba cca 6 stupňů radiálních stupňů, ale pro stlačení na 1 MPa je potřeba už 25 axiálních [40, s. 67]) a počet

stupňů mezi dvěma ložisky je přirozeně omezen.

Turbokompresory se na rozdíl od parních turbín vyrábí mnohem častěji v sériích, u kterých je větší prostor pro vývoj jednotlivých výrobních řad.

Více o konstrukci jednotlivých částí turbokompresorů v článku [24. Materiály a teorie strojních částí lopatkových strojů](#).

• Pohony turbokompresorů

Pohon turbokompresoru je nutné vybrat s přihlédnutím k požadovanému příkonu, požadovaných otáček, požadavků na regulaci a lokalitě (dostupnost požadovaného elektrického příkonu, dostupnost zdroje páry pro parní turbínu či zemního plynu pro spalovací turbínu apod.).

Nejčastěji se k pohonu turbokompresorů používají elektromotory. Přibližně do příkonu 4 MW se používají asynchronní motory, pro vyšší příkony (až několik desítek MW – největší příkon zatím 64 MW [48]) synchronní motory [40, s. 195]. Elektromotory pohání turbokompresory konstantními otáčkami obvykle odpovídající počtu pólů motoru a to v rozsahu 360 až $2\,950 \text{ min}^{-1}$ (asynchronní) nebo 150 až $1\,500 \text{ min}^{-1}$ (synchronní) [40, s. 195]. Protože otáčky turbokompresorů bývají mnohem vyšší bývá pohon elektromotorem doplněn převodovkou.

Pro větší výkony s možností regulace otáček (v intervalu 25 až 100 %) se používají parní turbíny s regulací škrcením – k tomu je nutné vybudovat blok zařízení pro realizaci parního oběhu. V kompresních stanicích plynovodů se používá k pohonu turbokompresorů spalovacích turbín.

V případě elektromotorů velkých výkonů a současné potřeby změny otáček turbokompresoru se vybavuje takové soustrojí hydrodynamickou převodovkou.

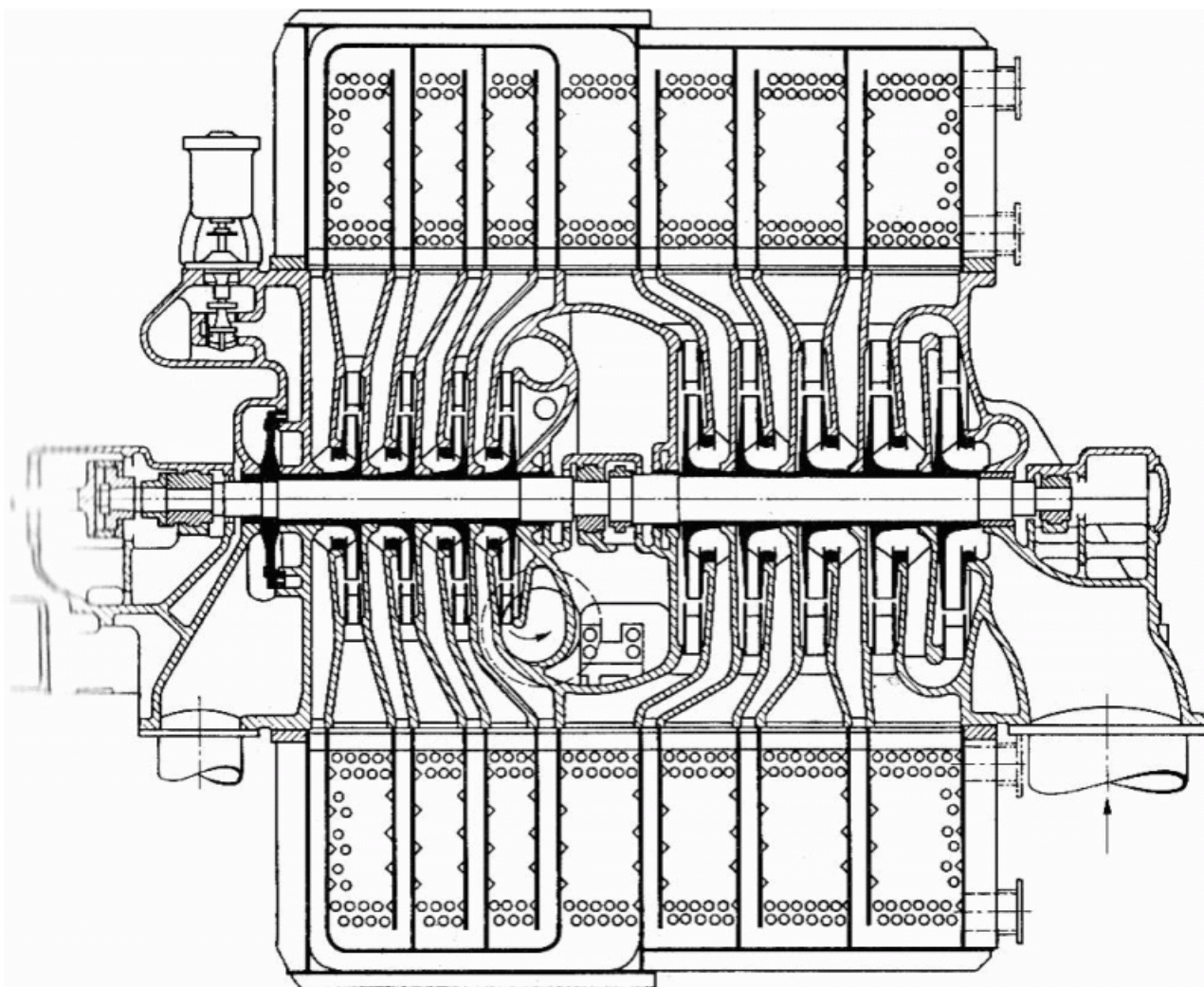
Hydrodynamická převodovka má sice vyšší ztráty, ale pomocí ní lze regulovat plynule otáčky i při velkých výkonech (Obrázek 647).

V některých případech lze použít i kombinovaný pohon elektromotoru a turboexpandéru spojených s kompresorem na jedné hřídeli. Tento způsob pohonu se používá v průmyslových závodech, kde se stlačený plyn využívá pro procesy (například chemické), při kterých nedochází k úplné ztrátě tlaku stlačeného plynu. Tento plyn lze přivést zpět k turbosoustrojí (po případném vyčištění) a nechat expandovat v turboexpandéru. Tímto "regeneračním" využitím tlakové energie se sníží potřebný příkon elektromotoru. Turboexpandér může být

i integrován přímo do skříně kompresoru, viz *Obrázek 841*.



647 Soustrojí s turbokompresorem a hydrodynamickou převodovkou
Soustrojí o výkonu 20 MW a maximálními otáčkami $8\,000\text{ min}^{-1}$ [49]. Kompresorová část je spojena s elektromotorem přes hydrodynamickou převodovku řady Vorecon od společnosti Voith GmbH.



841 Devítistupňový turbokompresor s integrovaným turboexpandérem

Turboexpandér je tvořen jedním rovnotlakým axiálním stupněm (umístění vlevo) regulovaný dvousedlovým ventilem. Zároveň si všimněte mohutného vnějšího mezichlazení za každým stupněm (kromě posledního a prvního). Obrázek z [11, s. 75]; výrobce BBC.

• Regulace průtoku a kompresního poměru turbokompresoru

Turbokompresor je konstruovaný na jmenovité parametry pracovního plynu na vstupu a otáčky, tomu odpovídá i jmenovitý kompresní poměr a průtok kompresorem. Změní-li se parametry pracovního plynu na výtlaku či sání změní se samozřejmě i průtok. Závislost průtoku na kompresním poměru se nazývá charakteristika kompresoru, o které podrobněji pojednává kapitola 26. Charakteristiky kompresoru. V této kapitole budou popsány pouze základní metody změny jak změnit kompresní poměr a průtok pracovního plynu kompresorem regulačními prvky kompresoru ovládanými od nastaveného tlaku na výtlaku nebo dispečinkem kompresorové stanice.

Základním požadavkem na regulaci je dodávat plyn požadovaného tlaku a množství v povoleném rozmezí. Obecné principy regulace turbokompresorů jsou stejné jako způsoby regulace ventilátorů, jedná se tedy o regulaci škrcením na sání, změnou otáček, natáčením lopatek a navíc se ještě uplatňuje regulace odfukem, respektive přepouštěním.

Regulace škrcením na sání turbokompresoru pomocí klapky v potrubí se používá především v případech pohonu turbokompresoru elektromotorem. Protože u velkých příkonů je velmi omezena možnost regulace změnou otáček.

Regulace změnou otáček turbokompresoru je limitována možnostmi změny otáček jeho pohonu.

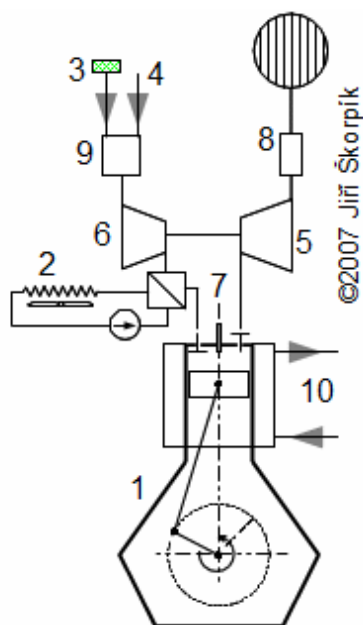
Regulace natáčením lopatek je prakticky omezena pouze na natáčení statorových lopatek případně natáčením předřazených statorových lopatek před prvním stupněm, podobně jako se to provádí u axiálních ventilátorů.

Regulace odfukem, respektive přepouštěním se používá pro snížení průtoku kompresorem při zachování kompresního poměru. Spočívá v přepouštění části stlačeného plynu přes by-pass zpět do sání. Průtok plynu je regulován škrticím ventilem, případně je za škrticí ventil vložen chladič, aby se neustále nezvyšovala teplota plynu. Při kompresi vzduchu se může jednat o řízený odfuk přímo do atmosféry.

• • •

Úvod do dmychadel a turbodmychadel

Rotační dmychadla bývají nejčastěji malé jednostupňové radiální kompresory s axiálním vstupem poháněné elektromotorem. Dmychadla pracující v součinnosti se spalovacím motorem za účelem zvýšení tlaku na sání tohoto motoru mohou být poháněné mechanickým převodem od hřídele motoru nebo častěji malým turboexpandérem využívající expanzi spalin ze spalovacího motoru při výfuku, taková soustrojí se nazývají turbodmychadla, viz *Obrázek 163*.



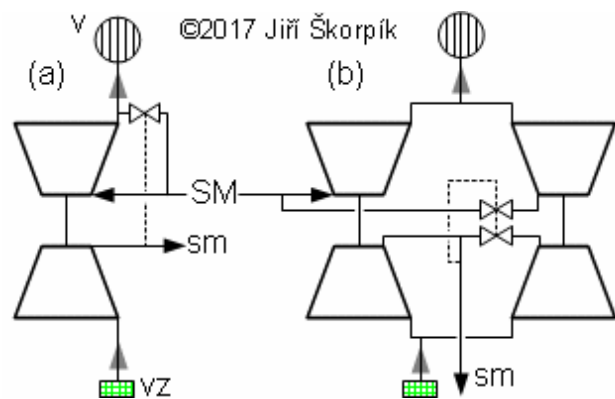
163 Zapojení turbodmychadla u pístového spalovacího motoru na plynné palivo
 1 spalovací motor; 2 chladič palivové směsi; 3 sání vzduchu; 4 zemní plyn (palivo); 5 turbínová část turbodmychadla; 6 kompresor turbodmychadla; 7 elektrický zapalovač; 8 katalyzátor; 9 směšovač; 10 chladicí okruh motoru.

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. Více typů zapojení a regulace výkonu turbodmychadla je popsáno v [28].

• Regulace turbodmychadla

Opět existuje velké množství způsobů regulace turbodmychadel podle konstrukce turbodmychadla [50], [28], ale nejčastější se používají dva způsoby. Nejjednodušší způsob regulace je regulace odklonem výfukových plynů před turbínou, a regulace natáčením statorových lopatek turbíny (pokud je má).

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, proto se velmi často řadí dvě turbodmychadla paralelně. Při paralelním provozu se druhé turbodmychadlo zapojí až je množství spalin dostatečné pro obě turbodmychadla, viz *Obrázek 551*.



551 Regulace turbodmychadla odklonem spalin
 (a) regulace odklonem spalin (ventil odklonu spalin je řízen od tlaku na výtlačku turbodmychadla); (b) regulace dvou turbodmychadel řazených paralelně odklonem spalin. **vz** sání vzduchu přes filtr; **sm** sání vzduchu spalovacího motoru (obvykle je ještě před ním chladič vzduchu); **SM** výfuk spalovacího motoru; **v** výfuk.

U turbodmychadel řazených paralelně existuje velké množství variant včetně sériovo/paralelního zapojení s automatickým přepínáním mezi sériovým a paralelním provozem (*Obrázek 482*, s. 22).

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 [15], tak aby bylo zabezpečeno přeplňování i při malých otáčkách motoru.



482 Opel 2.0 CTDI Biturbo

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 ovládní tak složité soustavy turbodmychadel slouží pět ventilů. Turbodmychadla pracují společně v sérii do otáček motoru cca $3\,000\text{ min}^{-1}$, a velký vzduchový chladič funguje jako mezichlazení a menší chlazený vodou jako dochlazovač před vstupem vzduchu do válce. Nad $3\,000\text{ min}^{-1}$ se odpojuje nízkotáčkové turbodmychadlo s dochlazovačem plným otevřením obtoku **b**. Motor dosahuje výkonu 143 kW [28], [47].

Turbodmychadlo lze použít i jako součást motorové brzdy, pokud je stator turbíny vybaven natáčivými lopatkami. Ty při brzdění motorem téměř úplně uzavřou průchod spalin turbodmychadlem, a tím se zvýší škrcení výfukových plynů [28, 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. Turbodmychadlo může být propojené s el. motorem, který slouží k pohonu dmychadlové části v době nedostatku

spalin; při přebytku výkonu turbodmychadlo funguje jako el. generátor.

● Popis základního návrhu a konstrukce turbodmychadel

Kompresorová lopatková část se navrhuje jako klasický stupeň pracovního stroje a turbínová podobně jako stupeň jakékoliv turbíny. Problém oproti je pouze ve zpracování termodynamických vlastností vzduchu a zvláště spalin, které jsou směsí několika plynů vzniklý při hoření ve válci spalovacího motoru. Teplota spalin spalovacích motorů 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. ložiskový systém je často kluzný využívající mazací okruh spalovacího motoru.

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. Celkový tlak spalin před expanzní částí turbodmychadel je menší než tlak vzduchu na výstupu z turbodmychadla, přičemž kompresní poměr bývá od $1,5$ (motory pro osobní automobily) až po $4,5$. Kompresní poměr je dán požadavky spalovacího motoru a nebývá vyšší kvůli možnosti samovznícení směsi ve válci, což je problém především u benzínových motorů. Při vyšších kompresních poměrech se používá i dvoustupňová komprese vzduchu nejčastěji ve dvou turbodmychadlech řazených za sebou nebo ve dvojstupňové kompresní části jednoho turbodmychadla. Difuzor za oběžným kolem kompresoru bývá obvykle bezlopatkový, pokud je nutná vyšší účinnost na úkor regulovatelnosti lze použít i lopatkové difuzory.

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, s. 17*).

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 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. Obvodová rychlost oběžného kola kompresoru se pohybuje v rozmezí 460 až $480\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Rychlost vzduchu 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 $40..50\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [41, s. 93]. Předřazené lopatky také zlepšují absolutní charakteristiku kompresoru, což dává širší možnosti při výběru turbodmychadla podle vnější charakteristika spalovacího motoru.

Tvar skříně 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 [41, 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 spirální skříní 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 ovládnány i obtokové ventily v případě regulace turbodmychadla obtokem.

Další informace především o vlastnostech turbodmychadel jsou v kapitole 26. Turbodmychadla spalovacích motorů.

Více o konstrukci jednotlivých částí turbokompresorů v článku 24. Materiály a teorie strojních částí lopatkových strojů.



Úvod do spalovacích turbín

Spalovací turbíny samy o sobě tvoří technologický celek obsahující tři základní části a to kompresorovou, spalovací část (spalovací komory) a turbínovou část (Obrázek 1056).

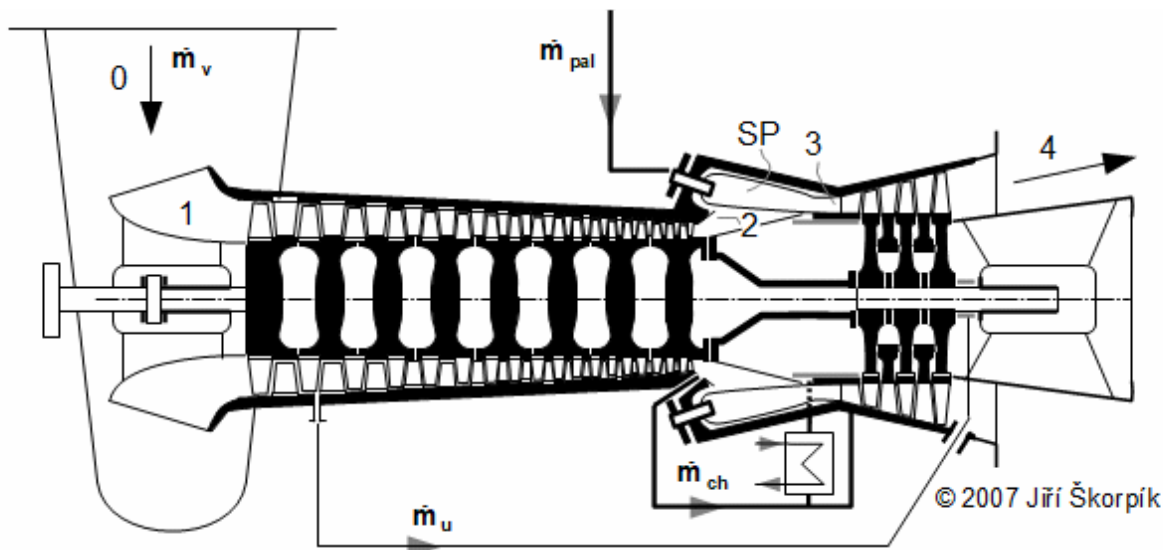
Celková konstrukční skladba spalovacích turbín je velmi blízká skladbě předchozích zde popsaných strojů – novým prvkem je spalovací komora. Skříň je jsou nejčastěji kombinovaně dělené horizontálně i vertikálně, viz Obrázek 669. Spalovací turbíny se vyrábí prakticky jen v typových řadách, nikoliv na zakázku. To je dáno především náročností návrhu jednotlivých částí spalovací turbíny a uvedení nového typu spalovací turbíny na trh předchází její dlouhý vývoj s navazujícími dlouholetými inovacemi.

Spalovací turbíny se používají v tepelných elektrárnách, teplárnách, k pohonu lodí, letadel, vrtulníků, tanků, aut, jejich speciální varianty nalezneme i v

raketových motorech a v dalších aplikacích. Výkony spalovacích turbín jenž jsou běžně na trhu se pohybují ve výkonech od cca 30 kW (mikrotubíny) 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). Díky kompaktnosti se prakticky v celých uvedených rozsazích výkonů vejdou na rám, na kterém jsou dodávány zákazníkům přímo na místo instalace, viz Obrázek 1207.

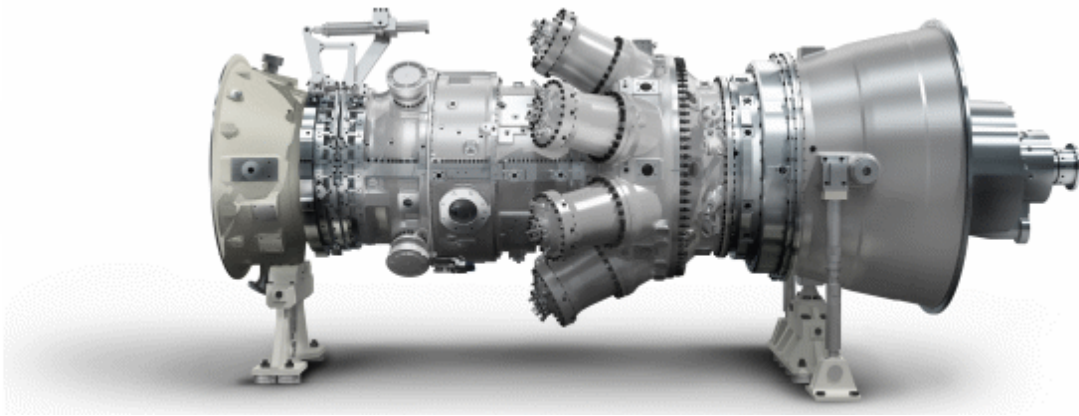
Porovnávacím oběhem spalovací turbíny se nejčastěji Braytonův oběh.

Spalování paliva ve spalovací komoře spalovací turbíny je nepřetržitě (kontinuální) a tím i ekologičtější než v případě pístových spalovacích motorů. Na druhou stranu jsou spalovací turbíny odkázány na spalování ušlechtilého paliva (tekutinové). Instalace spalovacích turbín je rychlá, levná a snadná (oproti výstavbě bloku s parní turbínou). Vzhledem ke své



1056 Základní části spalovací turbíny

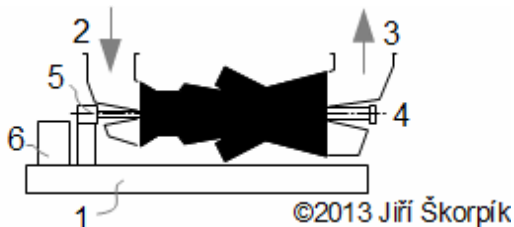
0 stav vzduchu před sacími filtry a tlumičem hluku (lze v tomto případě použít pravidla napojení popsaná v článku 26. Turbokompresor v technologickém celku); 1 stav vzduchu na vstupu do kompresorové části; 2 stav vzduchu na výstupu z kompresorové části (difuzor); 3 stav spalin na výstupu ze spalovacích komor a vstupu do turbínové části; 4 stav spalin na výstupu z turbínové části (výfuk spalovací turbíny); SP spalovací komora/y. \dot{m}_v [kg·s⁻¹] hmotnostní průtok nasávaného vzduchu; \dot{m}_{pal} [kg·s⁻¹] hmotnostní průtok paliva; \dot{m}_u [kg·s⁻¹] odváděné množství vzduchu v odběru pro zahlcení ucpávek turbínové části-aby nedošlo k úniku spalin do stroje a okolí (lze zde aplikovat principy zapojení ucpávek parních turbín); \dot{m}_{ch} [kg·s⁻¹] odváděné množství vzduchu v odběru pro chlazení – podle konstrukce turbíny se rozděluje do několika větví, z nichž některé mohou být vybavené chladičem a jemnými filtry. Chladí se lopatky turbínové části, hřídel (především v oblasti spalovacích komor).



669 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 $113,3\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (což přibližně odpovídá množství nasávaného vzduchu), $3050\text{ až }6405\text{ min}^{-1}$, na obrázku je dobře patrné 8 spalovacích komor. Obrázek z [21].

konstrukci a velikosti se hodí k rychlému vybudování energetického zdroje i v extrémních podmínkách (Obrázek 169).



1207 Spalovací turbína a její příslušenství umístěné na rámu

1 nosný rám s olejovou nádrží; **2** přívod vzduchu; **3** odvod spalin; **4** vývod výkonu na hřídeli; **5** měření otáček; **6** olejové čerpadlo. Spalovací turbíny do velikosti cca 12 m se dodávají na společném rámu, u menších turbín i el. generátor.

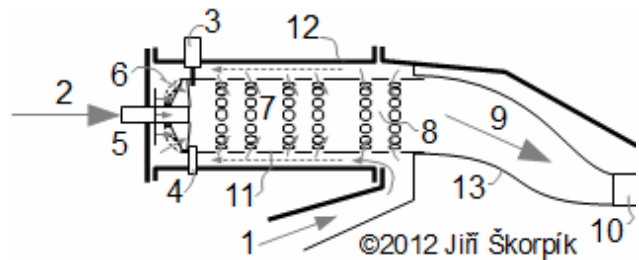


169 Spalovací turbíny jsou schopné pracovat v extrémních venkovních podmínkách bez větší údržby

Elektrárna pro zásobování ropného pole Severo-Gubinsky (Rusko-poloostrov Jamal). Výkon elektrárny je $2\times 4\text{ MW}$. Turbíny spalují zemní plyn. Elektrárnu tvoří pouze kontejner s turbínou a regulací, vzduchové sací filtry, nezbytné přípojky a komín. Obrázek z [12].

• Spalovací komory

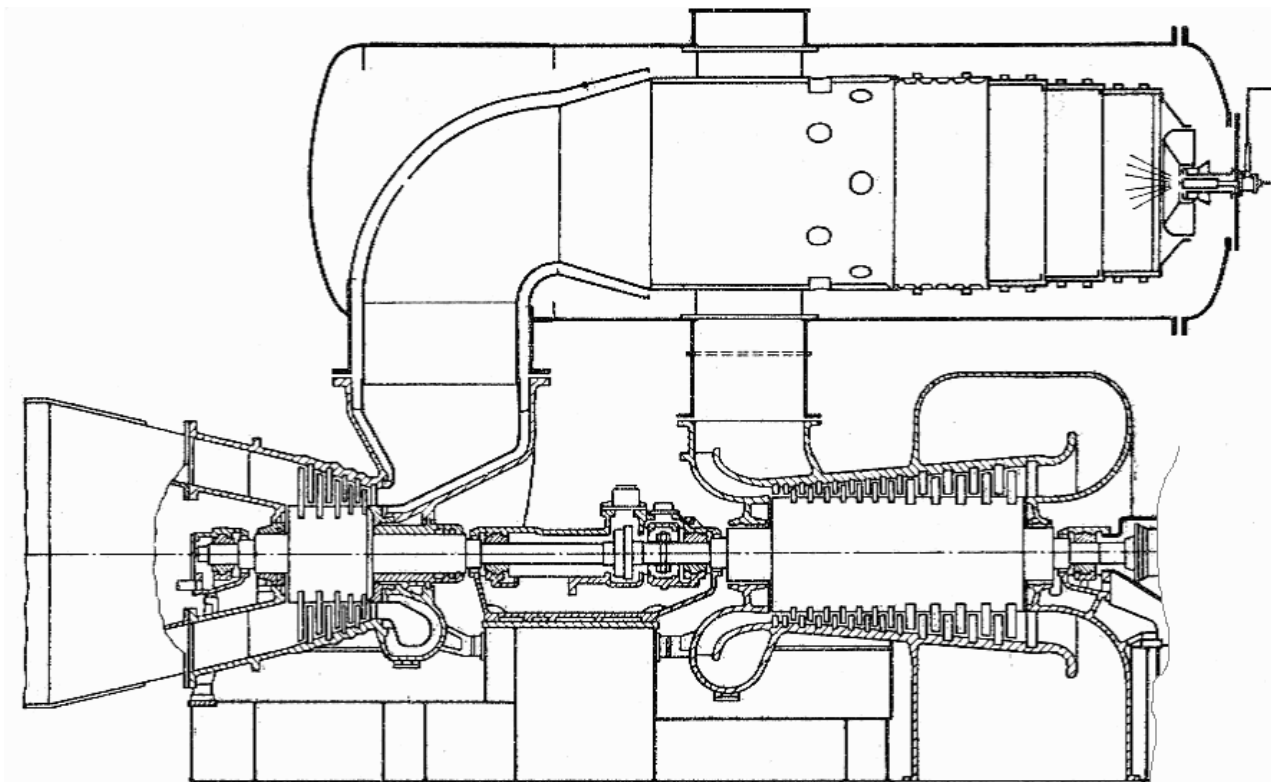
Ve spalovacích komorách probíhá nejen samotné spalování, ale i mísení stlačeného vzduchu z kompresorové části spalovací turbíny a paliva, proto obsahuje relativně složitý systém vložek a palivových trysek (Obrázek 843).



843 Základní části spalovací komory

1 přívod vzduchu od turbokompresoru; **2** přívod paliva; **3** vysouvatelná zapalovací svíčka; **4** průšlehová trubka (slouží k zapálení směsi v ostatních plamencích a k vyrovnání tlaku v komorách); **5** palivová tryška; **6** přívod spalovacího vzduchu do zóny promíchání pomocí víříče (rozkreslení v [37, s. 369], [43, s. 33]); **7** přívod chladicího vzduchu v tepelně vyrovnávací zóně; **8** přívod směšovacího vzduchu do směšovací zóny; **9** probíhající směšování spalin a vzduchu, přívod spalin k prvnímu stupni turbínové části; **10** statorová řada lopatek prvního stupně turbíny; **11** plamenec; **12** plášť komory; **13** přechodový kus.

Velikost a i konstrukci spalovací komory podstatně ovlivňuje zda spalování probíhá difúzně nebo kineticky [43, s. 6]. V případě difúzního spalování jsou komory obrovské (často větší než samotná lopatková část spalovací turbíny, viz Obrázek 846, s. 26, takže musí být



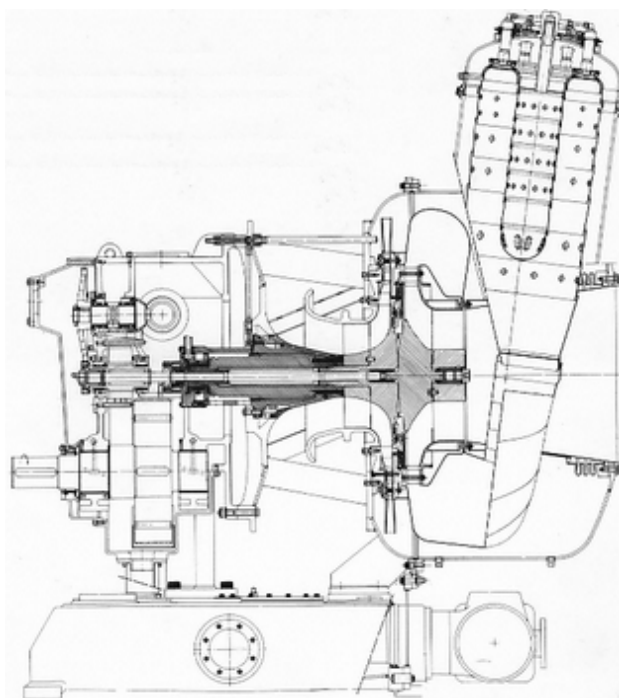
846 Příklad samostatné spalovací komory s převládající difúzním spalováním

Obrázek z [11, s. 444]; výrobce Brown Boveri. Obecně lze komoru pro difúzní spalování umístit i svysle.

umístěna vedle soustrojí), protože kyslík a palivo se promíchávají pomalu pomocí vzájemné difúze (pronikání) vzduchu a paliva až během hoření. Spalovací komory s kinetickým spalováním jsou mnohem menší, protože palivo se promíchá s požadovaným množstvím stlačeného vzduchu ve směšovací komoře (ve které dochází k aktivnímu promíchávání vzduchu a paliva) spalovací komory, což výrazně zkracuje dobu hoření (Obrázek 807).

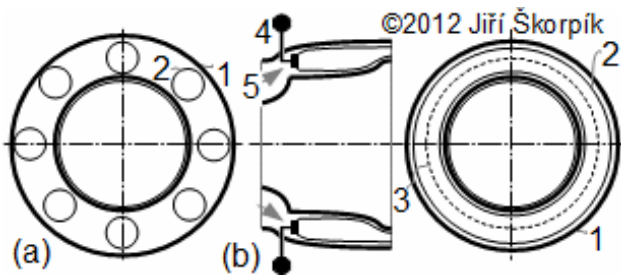
Počet spalovacích komor, respektive jejich velikost se samozřejmě odvíjí od požadovaného výkonu.

Plášť doposud popisovaných spalovacích komor je trubkou, proto se také nazývá trubková konstrukce spalovací komory. Je-li ale nutné ušetřit hmotnost a prostor (případy spalovacích turbín pro pohony v letectví), pak se dává přednost prstencové konstrukci pláště (Obrázek 844(a), s. 27), kdy jeden prstencový plášť obsahuje několik plamenců. Pro ještě nižší hmotnosti se i plamence konstruují jako prstence (Obrázek 844(b), s. 27).



807 Malá spalovací turbína

Vpravo je fotografie rotoru obsahující oběžné kolo turbíny i turbokompresoru. Plynová turbína Kongsberg KG2-3; maximální otáčky $1\,800\text{ min}^{-1}$; kompresní poměr 3,5; teplota spalin na výfuku 533 °C ; maximální výkon $1\,200\text{ kW}$; palivo nafta, zemní plyn. Obrázek z [42, s. 92].



844 Typy trubkových spalovacích komor

(a) trubková se společným pláštěm (can-annular type); (b) prstencová spalovací komora (annular type). 1 plášť komory; 2 plamenec; 3 obvyklé místo pro umístění palivových trysek a rozprašování spalovacího vzduchu; 4 rozvody paliva; 5 rozvody spalovacího vzduchu od kompresorové části.

Mezi jednotlivými konstrukcemi spalovacích komor jsou nejen hmotnostní a prostorové rozdíly, ale například prstencové komory jsou mnohem složitější na návrh a montáž (při demontáži se musí rozdělat celé soustrojí), než trubkové na druhou stranu u trubkových se může projevit rozdíl hoření v jednotlivých komorách v rámci jedné turbíny.

Konstrukce přechodu mezi turbínovou částí a spalovací komorou je u trubkových komor složitější. Velké spalovací komory pro difúzní spalování jsou konstrukčně mnohem méně náročné, soustrojí dodávají tuhost a mají příznivější montážní vlastnosti, pokud nejde o hmotnost.

Z pohledu účinnosti hoření se musí počítat u velkých komor se zvýšenými tlakovými ztrátami a úniky tepla do okolí, na druhou stranu umožňují spalování paliv horších kvalit než u malých komor [23, s. 274], [43, s. 105].

Požadavky na funkci spalovací komory jsou odvislé od účelu spalovací turbíny, ale obecně lze hovořit o těchto:

- Vyvážená účinnost spalování paliva v celém objemu spalovacích prostor a velikost komory (obecně co největší účinnost spalování – co nejmenší komora).
- Minimální tlakové ztráty při proudění pracovního plynu skrz spalovací komoru.
- Co nejnížší obsah škodlivých emisí ve spalinách.
- Stabilní účinnost i obsah emisí v široké rozsahu předpokládaných

provozních výkonů a podmínek (především u leteckých motorů se mění okolní podmínky i výkon ve velmi širokém rozsahu). • Servisní interval spalovací komory musí být stejný nebo delší, než je servisní interval generální opravy spalovací turbíny. • Snadné a rychlé zapalování i pro případ řídkého vzduchu (požadavek pro letecké motory).

• Rovnoměrná teplota spalin po celé výstupním průřezu spalovací komory (požadavek pro komory rozmístěné po obvodu nebo prstencových komor).

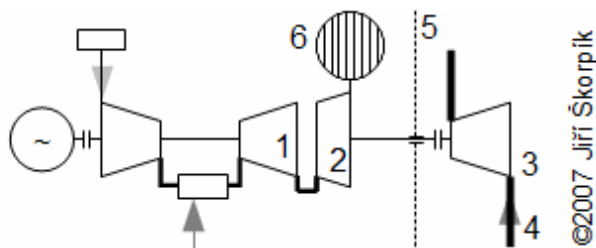
Hoření probíhá při teplotách kolem 1 300 případně 1 500 °C, pokud není požadavek na emise. Při takových teplotách už vznikají sloučeniny NO_x ze vzdušného dusíku, což vede na minimální přebytky vzduchu a důkladné promíchávání palivové směsi (turbulizace). Pro snížení produkce NO_x se do proudu horkých spalin může vstříkovat pára a pod. S teplotou souvisí i výběr použitého materiálu případně jejich povrchová úprava, která by měla zamezit okujení (tvorba tvrdých oxidů – rez).

Postupy při návrhu spalovací komory lze nalézt především v [43], [37]. Parametry pro základní návrh spalovací turbíny před znalostí parametrů spalovací komory lze čerpat z [37, s. 90, 370], [29, s. 92-110].

• Regulace spalovacích turbín

U spalovacích turbín se regulace výkonu provádí změnou množství paliva, tím se mění teplota na výstupu ze spalovací komory. Například snížením množství paliva tato teplota poklesne, tím se sníží objemový průtok turbínové části (průtočné průřezy turbíny jsou konstantní), což znamená, že poklesne i tlak za kompresorovou částí (před spalovací komorou). Regulovat lze i ovlivňováním komprese, je-li k tomu kompresorová část vybavena.

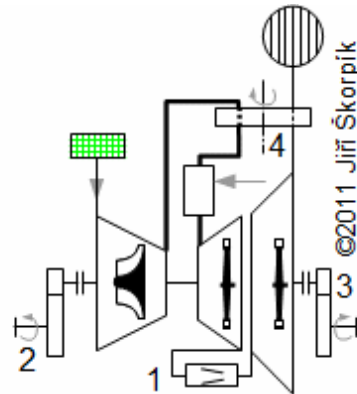
V případě, že spalovací turbína tvoří soustrojí s elektrickým generátorem přifázovaný k síti zůstávají otáčky při jakékoliv regulaci konstantní. Existují, ale i konstrukce spalovacích turbín, u kterých je rotorová část rozdělena na více částí s nezávislou velikostí otáček. Například na *Obrázku 666* je rozdělena turbínová část na vysokotlakou a nízkotlakou, kdy vysokotlaká je určena k pohonu kompresní části spalovací turbíny a nízkotlaká pohání pracovní stroj (v tomto případě kompresor). Výhodou tohoto uspořádání jsou nezávislé otáčky pracovního stroje na otáčkách kompresorové části spalovací turbíny, což zvyšuje regulační možnosti, viz kapitola 27. Regulace a regulační a charakteristiky spalovacích turbín.



666 Příklad zapojení turbosoustrojí se spalovací turbínou a turbokompresorem v kompresní stanici
1 vysokotlaký díl turbíny; **2** nízkotlaký díl turbíny; **3** turbokompresor; **4** plynovod; **5** přepážka oddělující plynové hospodářství od strojovny spalovací turbíny; **6** komín. Přebytný výkon je využit k výrobě elektrické energie, jako palivo se používá zemní plyn z napájeného plynovodu.

Podobný koncept regulace výkonu byl použit i u spalovací turbíny pro pohon automobilů (*Obrázek 1208*). Turbosoustrojí bylo dvouhřídelové, tvořeno spalovací turbínou s jedním radiálním kompresorovým stupněm, s jedním axiálním turbínovým stupněm, a jednou hnací turbínou s axiálním stupněm (hnací turbína má opačný smysl otáčení než spalovací turbína). Regulace výkonu se prováděla změnou průtoku spalin přes regulační trysku (otáčky hlavního kompresorového soustrojí byly konstantní). Zajímavě byl řešen regenerační výměník, který rotoval 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 $44\,500 \text{ min}^{-1}$. Více o spalovacích turbínách pro automobily např. v [28], [23].



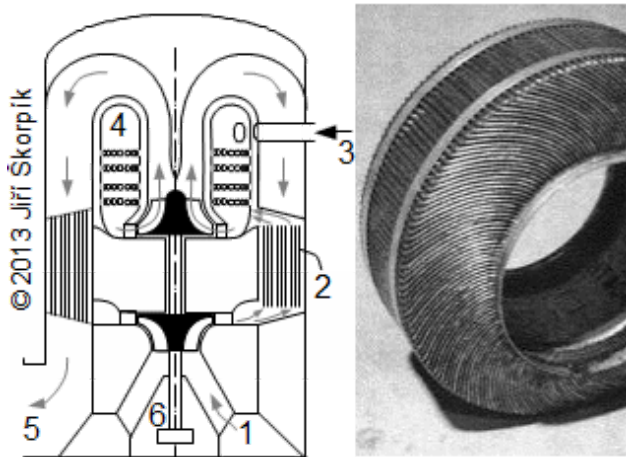
1208 Schéma turbínového pohonu osobního automobilu Chrysler (1963)

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

• Základní schémata zapojení spalovacích turbín

Přes všechny výhody se provoz samostatné spalovací turbíny – tepelná elektrárna se spalovací turbínou – u nás prakticky nevyskytuje (velmi často pouze jako záložní jednotky elektrizační soustavy s velkou rychlostí startu). Ani ve světě se takto jednoduché a přímé aplikace spalovací turbíny příliš nevyskytují. Důvodem je vysoká cena ušlechtilého paliva (nejčastěji spalovací turbíny spalují zemní plyn a ropné produkty; mohou i jiná méně ušlechtilá paliva, ale to obvykle obnáší i komplikace se zanášením, opotřebením lopatek a se spalováním). Řešením lepšího využití energie v palivu je buď regenerace tepla v Braytonově oběhu (viz kapitola 27. Regenerace tepla ve spalovací turbíně a *Obrázek 940*), a nebo

alespoň využití tepla spalin pro ohřev vody nebo jiných látek (Obrázek 154), proto se spalovací turbíny používají převážně v teplárnách. U malých spalovacích turbín do výkonu cca 500 kW (tzv. mikroturbíny) je dokonce možné oba způsoby zvyšování využití energie v palivu kombinovat, viz Obrázek 161.

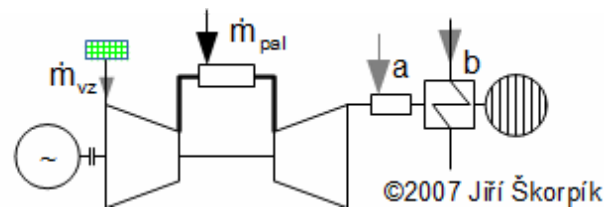


940 Koncept malé spalovací turbíny s regenerací tepla

vlevo zjednodušený řez malé spalovací turbíny s regenerátorem; 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 [25]. 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. Konstrukce je provedena tak, aby se spalinami ohřival vzduch na výstupu z kompresoru.

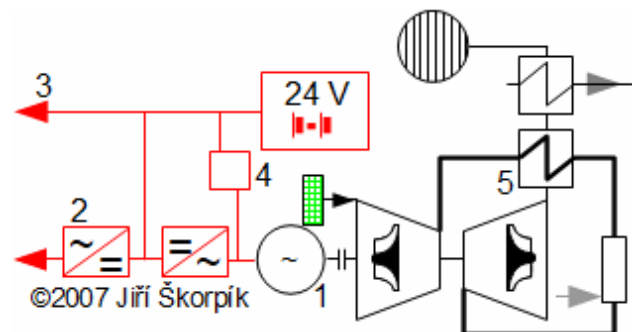
Nevýhodou mikroturbín jsou ovšem vysoké otáčky od 20 000 až 150 000 min^{-1} (což je dáno malými průtoky). To klade vysoké technické nároky na ložiska generátoru a relativně vysoké finanční nároky na systém změny frekvence elektrického proudu, takže ve výsledku jsou mikroturbíny dražší než spalovací motory. 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.



154 Schéma spalovací turbíny s tepelným výměníkem pro ohřev vody

m_{vz} [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] hmotnostní tok vzduchu; m_{pal} [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] hmotnostní tok paliva. a vzduch přimíchávaný do horkých spalin; a rekuperační výměník spaliny/voda. V tomto případě ke nutné horké spalin o teplotě i 600 °C míchat se studeným vzduchem za účelem snížení teploty spalin před výměníkem a zvýšení jejich objemového průtoku. V případě výroby páry už vysoká teplota nevádí viz kapitola Kombinace spalovací a parní turbíny v paroplynovém oběhu, s. 34. Omezením úplného vychlazení spalin (využití tepla ve spalinách) může být nevhodné složení spalin, které nedovolí (např. kvůli nízkoteplotní korozi) snížení teploty pod určitou hranici.

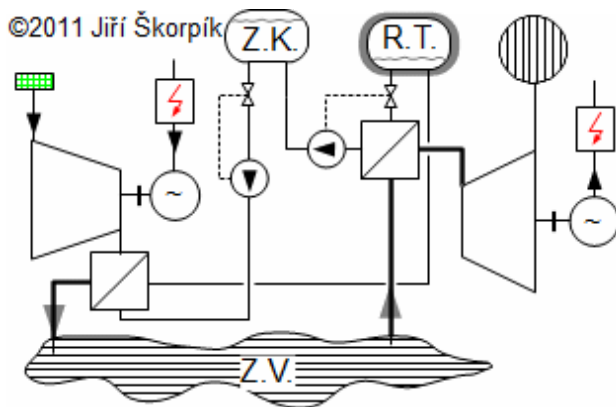


161 Jednopolové schéma zapojení malé spalovací turbíny Capstone C30

1 vysokofrekvenční generátor; 2 střídač (50/60 Hz); 3 napájení příslušenství jednotky; 4 startovací modul; 5 rekuperační výměník pro regeneraci tepla. Spalovací turbína je tvořena jednostupňovým kompresorem a jednostupňovou turbínou s radiálními stupni. Výkon jednotky je 30 kW_e, elektrická účinnost až 26 %, produkce NO_x 9 ppm, teplota spalin před výměníkem 275 °C, hmotnost skříně s jednotkou je 405 kg při výšce 1,5 m [22].

Turbínová 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, s. 30 je schéma tepelné akumulární elektrárny

(systém AA-CAES – Adiabatic Compressed 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 elektřiny v síti jako oksyličovadlo ve spalovací komoře turboexpandéru. Vzduch z podzemního zásobníku může sebou strhávat prach, který poškozují lopatky turboexpandéru, proto musí být před instalací speciálně upraveny a pak často kontrolovány.



720 Schéma zařízení akumulární elektrárny AA-CAES

Z.V. zásobník stlačeného vzduchu; **Z.K.** zásobník studené akumulární kapaliny (olej); **R.T.** zásobník ohřáté akumulární kapaliny (regenerované teplo). Vzduch je po kompresi ochlazen chladicí kapalinou, která je přečerpávána z nádrže **Z.K.** do tepelně izolované nádrže **R.T.** Před vstupem do turbíny je stlačený vzduch ohříván teplotou kapaliny, která je čerpána z nádrže **R.T.** zpět do nádrže **Z.K.** Systém akumulace elektrické energie AA-CAES se vyznačuje vysokou rychlostí startu výroby elektřiny i startu zahájení akumulace energie. Bylo postaveno několik takových akumulárních elektráren, které dosahovaly celkové účinnosti akumulace elektřiny pod 50 % [5], 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 % [4], [16, s. 171] bez nutnosti instalace spalovací komory (která u původního projektu byla před expandérem). Tento systém v současnosti připravuje společnost RWE v Německu [3].

Turboexpandéry se také používají jako redukční stanice tlaku na plynovodu (zapojení i funkce prakticky stejné jako u parních protitlakových turbín *Obrázek 96, s. 2*), v průmyslu pro zkapalňování plynů a směsi plynu s následnou extrakcí jednotlivých kapalných složek [2] a v kryogenní technice obecně (při expanzi může být výstupní teplota helia jen několik desítek Kelvinů [17], [31]). Výkony turboexpandérů se pohybují od 100 kW do několika megawatt – pokud v nich expanduje vzduch vybavují se také spalovací komorou, aby se zvýšil jejich výkon.

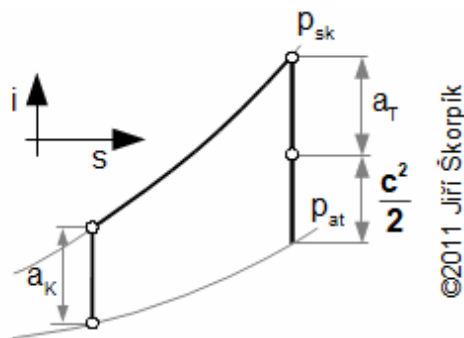
Regulace turboexpandéru se provádí obvykle škrcením jako u parních turbín (*Obrázek 100, s. 8*).

• Letecké aplikace spalovacích turbín a aeroderiváty

Spalovací turbína se nevyužívá v letectví pouze jako primární pohonná jednotka pod názvy proudový motor nebo turbokompresorový, ale také se malé spalovací turbíny využívají jako 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.).

Spalovací turbína může vytvářet tah dvěma základními způsoby. Buď funguje jako pohon vrtule (tzv. turboprop) nebo častěji jako proudový pohon ve verzích tzv. turbojet či turbofan – princip proudového pohonu je zřejmý z *Obrázku 164*, na kterém je přibližný i-s diagram tepelného oběhu spalovacích turbín, ze kterého je patrné, že turbínová část spalovací turbíny má jen tolik stupňů, aby zvládla pohánět turbokompresorovou část, zbylý entalpický spád je transformován v

trysce za turbínou na kinetickou energii proudu spalin, který vytváří tah motoru



164 *i-s* diagram proudového motoru

a_K [$J \cdot kg^{-1}$] měrná práce komprese; a_T [$J \cdot kg^{-1}$] měrná práce expanze; c [$m \cdot s^{-1}$] rychlost spalin z výstupní trysky; p_{sk} [Pa] tlak ve spalovací komoře motoru; p_{at} [Pa] tlak okolního (nasávaného) vzduchu. Diagram je nakreslen tak, jako by transformace energie probíhala ideálně.

Proudové verze turbofan a turbojet se od sebe liší tím, že v případě turbofan nevstupuje veškerý vzduch procházející kompresorovou částí do spalovací komory, ale motor obtéká bypassem (Obrázek 176, Obrázek 1209, s. 32). Bypass umožňuje zvyšovat hmotnostní průtok motorem [23, s. 177], ale celkově snižuje rychlost výtokových plynů z motoru, proto jsou

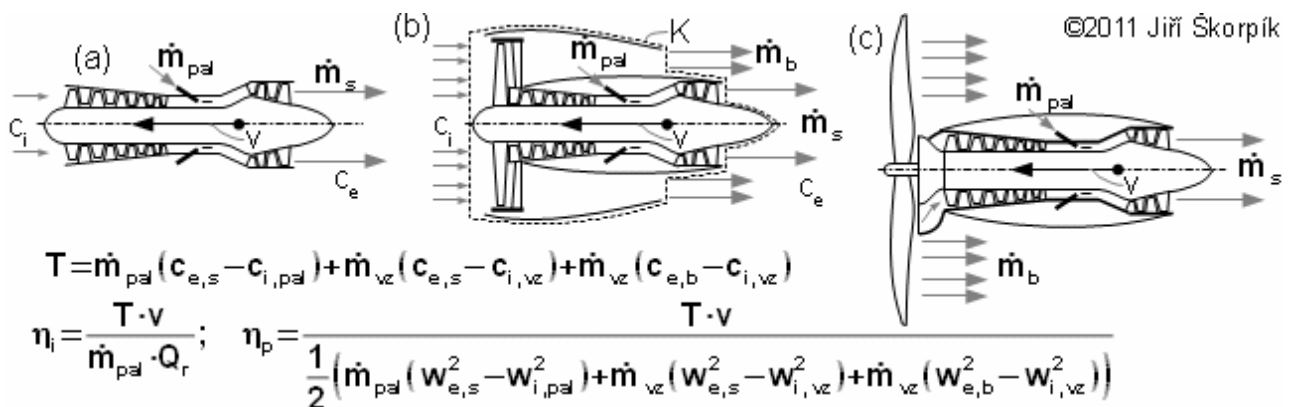
motory s vyšším obtokem vhodnější pro menší rychlosti a naopak. Poměr mezi hmotnostním tokem vzduchu přes bypass a proudem vzduchu přes jádro motoru (spalovací komory) se nazývá obtokový poměr [23, s. 168] (obtokový poměr motorů turbofan dopravních letadel je přibližně 1:8).

Tah proudového motoru je definován stejně jako tah vrtulového pohonu s tím, že se hmotnostní průtok zvýší i o přiváděné palivo do spalovací komory. Celkový tah proudového motoru je součet tahů jednotlivých plynů na výtoku z motoru (i bypassem), viz *Vzorce 176*.

Účinnost proudového motoru je definovaná stejně jako vnitřní účinnost vrtule pouze mechanický příkon vrtule je nahrazen příkonem chemické energie v palivu.

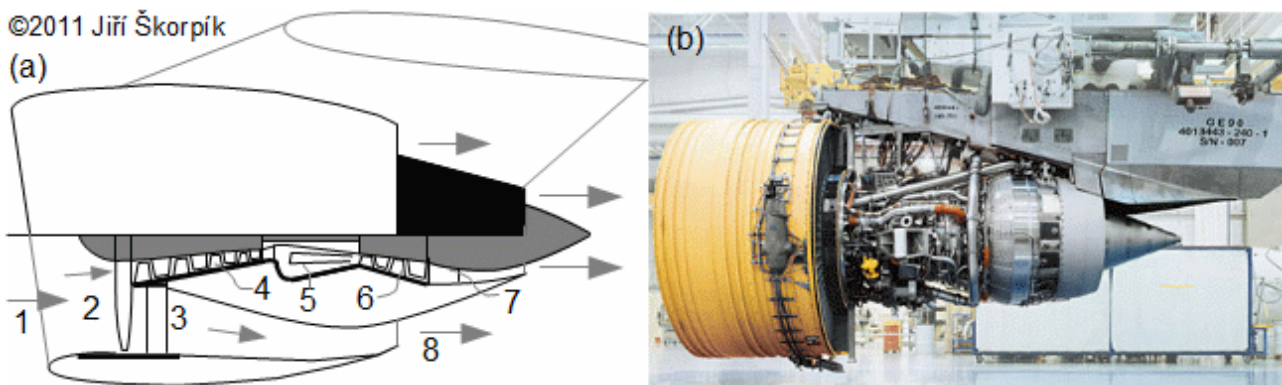
Propulzní účinnosti proudového motoru je podíl mezi prací vykonané tahem a změnou kinetické energie vzduchu a paliva, (*Vzorce 176*).

Pro zvýšení účinnosti proudového motoru mimo jmenovitý stav se používají



176 Základní typy proudových motorů a definice jejich účinností

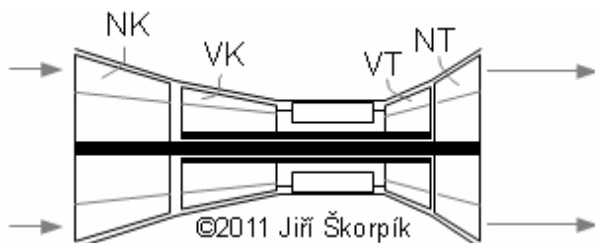
(a) turbojet; (b) turbofan; (c) turboprop (mezi vrtulí a motorem je převodovka). T [N] tah motoru; v [$m \cdot s^{-1}$] rychlost axiálního pohybu motoru; c_i [$m \cdot s^{-1}$] absolutní rychlost pracovních látek na vstupu do motoru, index **pal** označuje palivo, **vz** vzduch (spalovací), **vz** vzduch (bypass); c_e [$m \cdot s^{-1}$] absolutní rychlost pracovních látek na výstupu z motoru, index $_s$ označuje spaliny; w [$m \cdot s^{-1}$] relativní rychlost ($w = c - v$); m^* [$kg \cdot s^{-1}$] hmotnostní tok; η_i [-] účinnost proudového motoru; Q_r [$J \cdot kg^{-1}$] spalné teplo paliva; η_p [-] propulzní účinnost (*max 1*); **K** vyznačení kontrolního objemu motoru. Rovnici pro tah lze odvodit pomocí Eulerovy rovnice – tlakové síly na vstupu i výstupu z kontrolního objemu se vzájemně vyruší a vliv hmotnostních sil je zanedbatelný. Rovnice je odvozena pro případ, kdy směr letu je rovnoběžný se směrem proudění látky ($v // c$). Nejvyšší propulzní účinnosti dosahují motory turboprop cca při $Ma \approx 0,4$, turbofan při $Ma \approx 0,75$, turbojet při $Ma \approx 1,7$ (**Ma** [-] Machovo číslo). Definice jsou uvedeny např. v [14, s. 538].



1209 Proudový motor typu turbofan

(a) schématický řez motorem; (b) montáž turbofan GE90 [24]. 1 proud atmosférického vzduchu; 2 první stupeň turbokompresoru; 3 tryska v obtoku (bypass) stlačeného vzduchu; 4 další stupeň turbokompresoru; 5 spalovací komora; 6 stupeň plynové turbíny; 7 usměrnění toku spalin do výstupní trysky; 8 proud vzduchu z obtoku. Kompresní poměr u proudových motorů je až 40 v hlavním proudu, na obtoku dosahuje pouze do 10.

dvou i tříhřídelové proudové motory, viz *Obrázek 664*.



664 *Koncepce dvouhřídelového proudového motoru*
NK nízkotlaký díl turbokompresoru; **VK** vysokotlaký díl turbokompresoru; **VT** vysokotlaký díl turbíny; **NT** nízkotlaký díl turbíny. Vícehřídelová konstrukce umožňuje, díky odlišným otáčkám nízkotlakého a vysokotlakého turbokompresoru, vyšší regulovatelnost kompresního poměru v různých fázích letu. Podle určení se hřídele otáčejí ve stejném smyslu nebo proti sobě kvůli snížení gyroskopického momentu. Jedná se o tzv. koncentrické uložení.

Výkon a parametry proudového motoru záleží na potřebné rychlosti letounu a jeho operační výšce. Zatím největšího tahu 360 kN dosahuje motor *Trent 900 Rolls-Royce* (turbofan), který se používá například na *Airbusech A380*. Nejvýkonější proudový motor typu turbojet v civilní aplikaci byl *Olympus 593 Mrk610* (výrobce *Rolls-Royce/SNECMA*). Nadzvukový dopravní letoun *Concorde* byl vybaven 4 těmi to motory o max. tahu 170 kN, při maximální rychlosti 2 Ma jen 45 kN. Na lehkých letounech se používají

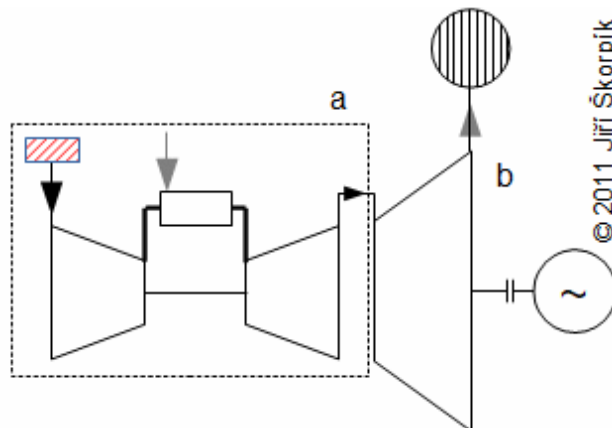
i proudové motory s velmi malým tahem, například motor *TJ100 (PBS Velká Bíteš)* dosahuje tahu kole 1 kN – jeho testy proběhly mimo jiné na letounu experimentální letounu pro vzdušný průřez *Marabu* vyvinutého na FSI VUT v Brně Leteckým ústavem [10]; letoun byl poháněn i pístovým motorem s tlačnou vrtulí a motor *TJ100* o hmotnosti 19 kg byl uložen na levém křídle [17]. 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 [13].

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, více v [32]. Výkony spalovacích turbín pro vrtulníky se pohybují od 100 kW do 800 kW.

Letecké spalovací turbíny podléhají přísným bezpečnostním kritériím, jsou podrobovány častým prohlídkám a mají legislativně omezenou životnost, která je mnohem kratší než jejich fyzická životnost. Po vyřazení z letadel jsou tedy plně funkční a lze je po úpravě (vyřešení vysokých otáček, odstranění bypassů atd.) použít například v energetice pro pohon točivých strojů, takto upravené turbíny se nazývají aeroderiváty, viz *Obrázek 665*. Nicméně v posledních letech je rozdíl mezi fyzickou a legislativní životností většiny částí leteckých motorů tak malý, že aeroderiváty obsahují zcela nové, ale upravené verze leteckých turbín, které pouze využívají existujících komponent z výroby leteckých turbín – jen nějaké části (například lopatky, po kontrole jejich deformací) jsou převzaty z již provozovaných strojů, pokud si zákazník přeje snížení ceny za použité díly; takže pod pojmem aeroderivát můžeme chápat jen konstrukci spalovací turbíny odvozenou z leteckého turbokompresorového motoru.

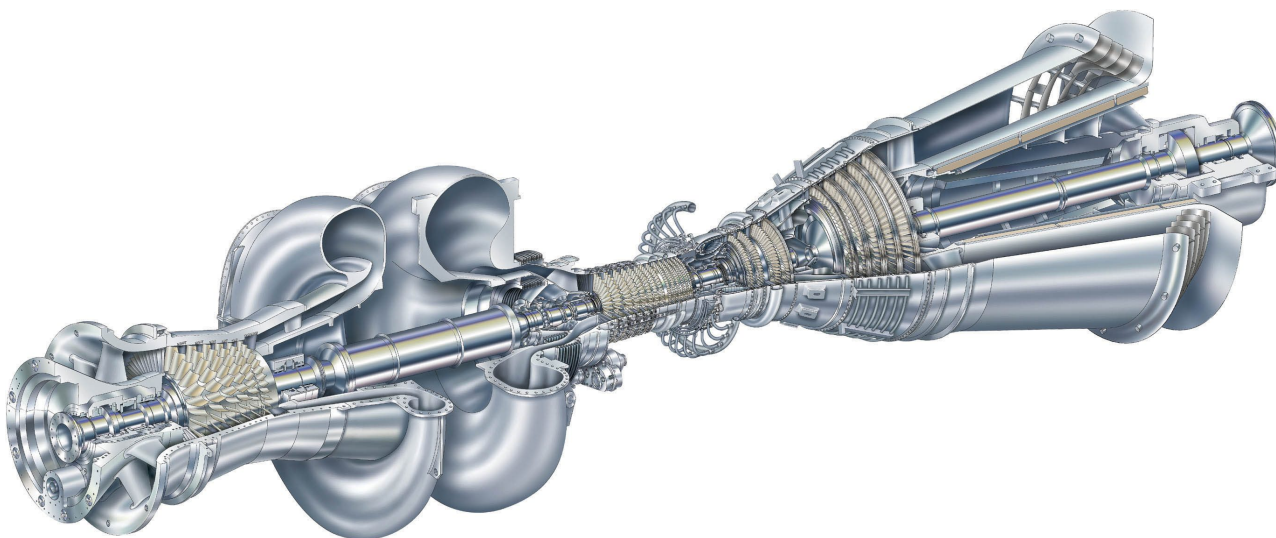
Aeroderiváty dosahují výkonu cca 40 MW (u radikálně upravených

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, než u turbíny konstruované jako stacionární.



665 Schéma zapojení aeroderivátu
a původní s. turbína z proudového motoru;
b plynová turbína pro zpracování entalpického spádu odpovídající kinetické energii proudu spalin na výstupu z původního proudového motoru.

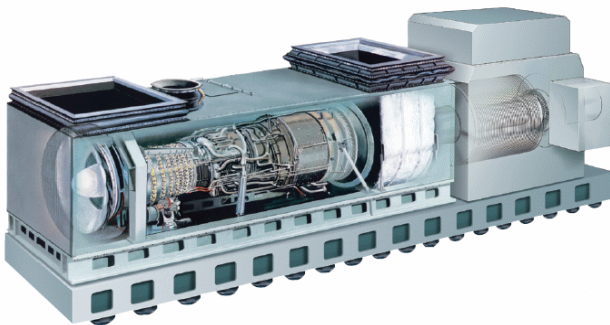
Na *Obrázku 939* si všimněte konstrukčních prvků, které jsou pro aeroderiváty typické. Například dělicí roviny přidaných turbínových a kompresorových stupňů jsou horizontální, kdežto jádro aeroderivátu má dělicí roviny



939 Aeroderivát s mezichlazením komprese

Aeroderivát je složen z původního upraveného proudového motoru doplněného další turbínovým tělesem a kompresorovým tělesem. Mezi tělesy kompresorů je vloženo mezichlazení (na obrázku není zobrazeno). Výrobce tohoto aeroderivátu je společnost *General Electric Company*, označení aeroderivátu LMS100, kompresní poměr $42:1$, výkon na spojce 99 až 103 MW , účinnost na spojce 44% , otáčky $3\,000$ až $3\,600$ (50 až 60 Hz), teplota spalin do výfuku 404 °C až 760 °C , přibližný hmotnostní průtok spalin 215 až $220\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Data a obrázek převzaty z [24].

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 oprav. I ložiskový systém je odlišný, v nových částech jsou kluzná ložiska, v původním jádru ložiska valivá. Z pohledu uživatele se ale jednotky s aeroderivátem nijak podstatně neliší od stacionárních konstrukcí spalovacích turbín, viz *Obrázek 165*.



165 Turbosoustrojí LM2500 se spalovací turbínou od společnosti GE používané na výletní lodi *Queen Mary II*

Queen Mary II je s délkou 345 m a výtlačkem 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 elektrina 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. Obrázek z [24].

Další informace o spalovacích turbínách naleznete v článku [27. Plynová turbína v technologickém celku](#).

• • •

Kombinace spalovací a parní turbíny v paroplynovém oběhu

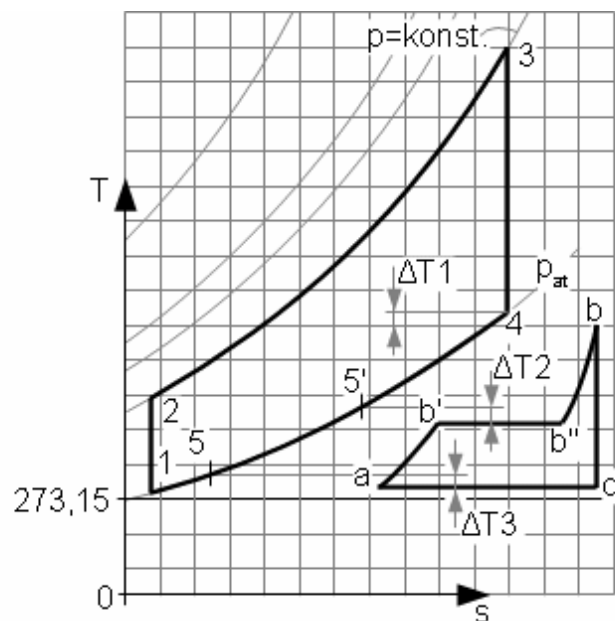
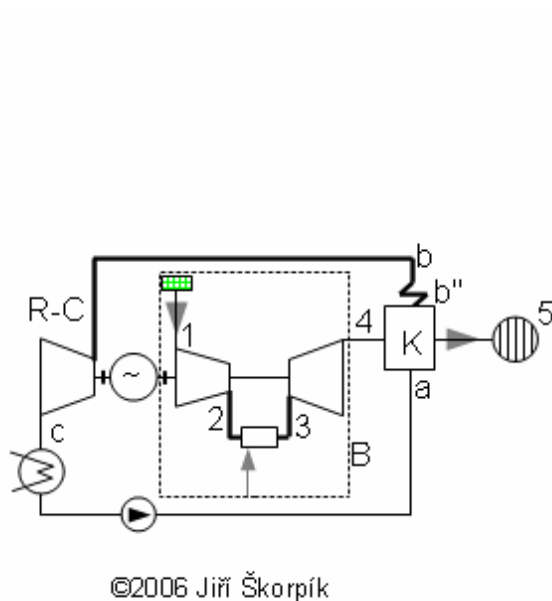
Teplo spalin na výfuku spalovací turbíny se nemusí využívat pouze k ohřevu vody, jak je nakresleno na *Obrázku 154, s. 29*, ale pomocí tohoto tepla lze vyrábět páru pro parní oběh. Taková kombinace dvou tepelných oběhů – nazývána paroplynový oběh – výrazně zvyšuje účinnost transformace energie v palivu na elektrinu a to až nad 55 % (v současnosti /2012/ 60 %).

• Princip paroplynového oběhu a základní schéma zařízení pro jeho realizaci

Z rozboru tepelných oběhů vyplývá, že pro dosažení maximální tepelné účinnosti je potřebné přivádět teplo do oběhu při co nejvyšší střední teplotě, a naopak teplo z oběhu odvádět při co nejnižší střední teplotě pracovní látky (viz subkapitola [43. Účinnost transformace energie](#)). První požadavek splňuje oběh spalovací turbíny a druhý parní oběh. Kombinací oběhu spalovací turbíny a parního oběhu vznikne tzv. paroplynový oběh (*Obrázek 155*), který splňuje obě podmínky pro maximální účinnost tepelného oběhu.

Spálením stejného množství paliva v paroplynovém oběhu se vyrobí více práce než při provozu spalovací turbíny bez parní části. Pro zvýšení výkonu paroplynového bloku je možné v kotli spalovat další palivo a využít přebytek kyslíku ve spalinách spalovací turbíny (tzv. přitápění). Přitápění ale snižuje účinnost tím, že se snižuje podíl práce spalovací turbíny.

Návrh parního oběhu a jeho optimalizace vychází z tepelného výkonu ve spalinách na výfuku plynové turbíny a z teploty T_4 , protože maximální teplota páry T_b musí být nižší o ΔT_I než teplota



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.

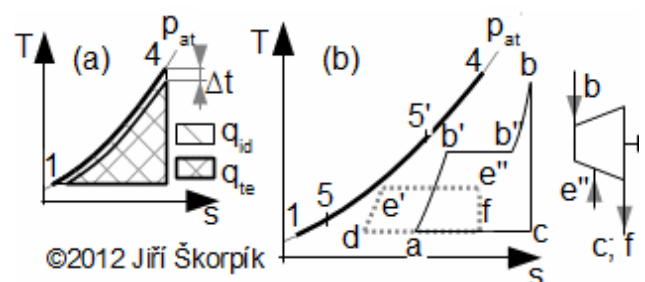
spalin T_4 kvůli požadovanému teplotnímu spádu v tepelném výměníku – přehřívák parního kotle. Teplota syté páry T_b je dána potřebným teplotním rozdílem ve výparníku kotle ΔT_2 . Ze zákona zachování energie je zřejmé, že teplo odpovídající změně teploty výfukového plynu z teploty T_4 na teplotu T_5 je rovno teplu, respektive změně entalpie páry, mezi stavy b a b' . Teplo odpovídající změně teploty plynu na výfuku z teploty T_5 na teplotu T_5 je rovno teplu, respektive změně entalpie vody, mezi stavy b' a a (pokud parní oběh obsahuje regeneraci je spotřeba tepla na tomto úseku menší). Minimální teplotní spád mezi spaliny a napájecí vodou kotle je ΔT_3 . Cílem návrhu je parní oběh o maximálním možném výkonu.

Úloha 159

K Braytonovu oběhu z Úlohy 6.625 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 $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Neuvažujte ztráty a měrnou plynovou kapacitu plynu považujte za konstantu. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 159*, s. 39.

• Dvoutlakový paroplynový oběh

V [51, 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 paroplynový oběh (v takovém případě dochází k rovnoměrnému předávání tepla z plynového do parního oběhu), viz *Obrázek 836(a)*.



836 Paroplynový oběh s dvoutlakovou parní částí

(a) využitelné teplo spalin za spalovací turbínou; (b) paroplynový oběh s dvoutlakovou parní částí. q_{id} [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] teoreticky využitelné teplo ze spalin; q_{te} [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] technicky využitelné teplo ze spalin; Δt [$^\circ\text{C}$] teplotní diference ve spalivém výměníku. d až f označuje nízkotlaký parní okruh u paroplynového oběhu. T - s diagram je vztažen na 1 kg pracovního plynu v plynovém oběhu.

Teoretický binární oběh samozřejmě není možné technicky realizovat, ale lze ho diferencovat na několik parních oběhů. Běžné je alespoň na dva, jak je zobrazeno na *Obrázek 836(b)*. V tomto případě musí být kotel vybaven hned dvěma napájecími čerpadly – v podstatě se jedná o dva nezávislé okruhy páry v kotli (podrobnější schéma je v subkapitole 25. Schéma zařízení paroplynového bloku). Vstup nízkotlaké páry je realizován druhým vstupem do turbíny v místě, kde je odpovídající tlak, viz *Obrázek 670, s. 3*.

Paroplynové bloky jsou ve světě rozšířené pro svou vysokou tepelnou účinnost a rychlost výstavby.

Paroplynové jednotky se používají i pro pohon lodí – parní oběh je zapojen za hlavní pohonou jednotkou (spalovací motor nebo spalovací turbína). Účinnost těchto jednotek může být až 51,5 % [1, s. 32]. K těmto účelům jsou vhodná soustrojí s parní turbínou na rámu, které obsahují i kondenzátor.



Odkazy

- [1] TŮMA, Jan. Rotterdamský přístav se posouvá do moře, *Technický týdeník*, č. 11, 2011. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.
- [2] Natural gas processing, *Wikipedia*, [2011]. [online], <http://en.wikipedia.org>.
- [3] ADELE – Adiabatic compressed-air energy storage (CAES) for electricity supply, [2011]. [online], <http://www.rwe.com>.
- [4] Energy Storage Power Corporation, [2011]. [online], <http://www.espcinc.com>.
- [5] TŮMA, Jan. Velkokapacitní zásobníky spolehlivě uskladní přebytky elektřiny – Tlakovzdušné akumulární elektrárny na obzoru, *Technický týdeník*, č. 6, 2011. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.
- [6] Efektivní reverzační turbokompresor, *Technický týdeník*, č. 1, 2011. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.
- [7] IBLER, Zbyněk, KARTÁK, Jan, MERTLOVÁ, Jiřina, IBLER, Zbyněk ml. *Technický průvodce energetika-1. díl*, 2002. 1. vydání. Praha: BEN-technická literatura, ISBN 80-7300-026-1.
- [8] *IP Rotor Cooling*, [2011]. Popis základních atributů konstrukce parních turbín společnosti Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. <http://www.mhi.co.jp>.
- [9] ČEZ, a.s., 2011. Majitel a provozovatel elektráren. Adresa: Praha 4, Duhová 2/1444, PSČ 140 53, Česká republika, <http://www.cez.cz>.
- [10] *Letecký ústav na FSI VUT v Brně*, [2012]. Pracoviště, kde byl navržen a postaven experimentální letoun MARABU. Adresa: Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně, Technická 2896/2, 616 69 Brno, <http://lu.fme.vutbr.cz>.
- [11] MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H. *Energietechnik und Kraftmaschinen*, 1972. Hamburg: Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, ISBN 3-499-19042-7.
- [12] CSC Iskra-Energetika, 2012. Inženýrská společnost v oblasti energetiky. Adresa: 28, Vedeneev Str., Perm, Russia, 614038. Web: <http://www.iskra-energy.ru>.
- [13] FOSSET, Steve. *Lovec větru-vlastní životopis*, 2008. Řitka: Daranus, s.r.o. ISBN 978-80-86983-59-2.

- [14] MATTINGLY, Jack, HEISER, William, PRATT, David, *Aircraft Engine Design*, 2002. Second edition. Reston: American Institute of Aeronautics and Astronautics, ISBN 1-56347-538-3.
- [15] Autor neuveden. Diesel z kategorie Super, *Technický týdeník*, č. 15, 2016. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.
- [16] BECKMANN, Georg. GILLI, Paul. *Thermal Energy Storage*, 1984. Wien: Springer-Verlag, ISBN 3-211-81764-6.
- [17] *První brněnská strojírna Velká Bíteš, a.s.*, [2012]. Výrobce a dodavatel malých plynových turbín, kryogenních turbokompresorů a malých parních turbín. Adresa: Vlkovská 279, 595 12 Velká Bíteš, <http://www.pbsvb.cz>.
- [18] *100 let: historie a současnost vývoje a výroby parních turbin v Brně*. 4. rozšířené a doplněné vydání. Praha: Trilabit, 2017. ISBN: 978-80-902681-3-5.
- [19] Nuclear Propulsion, *Federation of American Scientists*, 2000. Washington, DC: 1725 DeSales Street, NW 6th Floor, 20036, <http://www.fas.org>.
- [20] LAVERY, Brian. *Lodě*, 2005. 1. vydání. Praha: Euromedia Group k. s., ISBN 80-242-147-7.
- [21] *Siemens AG*, 2011. Výrobce a dodavatel mnoha typů tepelných turbín a turbokompresorů. Web: <http://www.siemens.com>.
- [22] *Capstone Turbine Corporation*, 2011. Výrobce a dodavatel malých plynových turbín se spalovací komorou. Web: <http://www.capstoneturbine.com>.
- [23] BATHIE, William. *Fundamentals of gas turbines*, 1984. John Wiley&Sons, Inc. ISBN 0-471-86285-1.
- [24] *General Electric Company*, 2011. Výrobce a dodavatel mnoha typů tepelných turbín a turbokompresorů. Adresa: Fairfield, CT 06828, United States. Web: <http://www.ge.com>.
- [25] MCDONALD, Colin. Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines, *Applied Thermal Engineering*, Volume 23, Issue 12, August 2003, Pages 1463-1487. ISSN 1359-4311.
- [26] CHLUMSKÝ, Vladimír, LIŠKA, Antonín. *Kompresory*, 1978. 1. vydání. Praha: SNTL.
- [27] *History of Chrysler Corporation – Gas Turbine Vehicles*, 1979. Prepared By Technical Information Engineering, 42 stran. Web: <http://www.turbinecar.com>.
- [28] JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily – Motory*, 2010. 6. vydání. Brno: Avid, spol. s.r.o., ISBN 978-80-87143-15-5.
- [29] DOKOUPIL, Eduard. *Turbíny pro Luftwaffe: zrod a popis prvních německých proudových motorů*. Světlá: Vydáno vlastním nákladem, 2015. ISBN 978-80-260-8153-1.
- [30] *MAN Diesel & Turbo SE*, [2012]. Výrobce a dodavatel mnoha typů tepelných turbín a turbokompresorů. Adresa: Augsburg, Stadtbachstrasse 1, D-86153 Augsburg, Deutschland. Web: <http://www.mandieselturbo.com>.
- [31] KAPICA, Pjotr. *Experiment, teorie, praxe*, 1982. 1. vydání. Praha: Mladá fronta. Překlad z ruského originálu Эксперимент. Теория. Практика, 1977.
- [32] SVOBODA, Václav. *Vrtulníky*. Praha: Naše vojsko, 1979.
- [33] KUBIŠ, Stanislav. Radiální turbinové stupně v parních turbinách, *Kotle a energetická zařízení*, 2012. Sborník konference konané 19.3. až 21. 3. 2012 v Brně, ISSN 1804-6673.
- [34] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*, 2004. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80 – 7204 – 346 – 3.
- [35] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny-Návrh a výpočet*, 2004. Vydání první. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80-214-2777-9.
- [36] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [37] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny*, 1980. 2. vydání, přepracované. Praha: Nakladatelství technické literatury, n. p.
- [38] MISÁREK, Dušan. *Turbokompresory*, 1963. Vydání první. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, n.p.
- [39] *Centrifugal & Axial Compressors*, 2011. Katalog společnosti General Electric Company. Adresa: Fairfield, CT 06828, United States, <http://www.ge.com>.
- [40] LIŠKA, Antonín, NOVÁK, Pavel. *Technika stlačeného vzduchu*, 1999. 1. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, ISBN 80-01-01947-0, 1999.
- [41] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I*, 1978. Vydání první. Praha: SNTL, 368 stran, 333 obrázků, 12 tabulek.

[42] SAWYER, Tom. *Sawyer's gas turbine catalog*, 1970. 1970 edition. Stamford: Gas turbine publications.

[43] VESELÝ, Stanislav. *Spalovací komory-termodynamika a základy konstrukce*, 2007. Brno: Galant Brno, s.r.o. ISBN 978-80-254-0418-8.

[44] MICHELE, František. *Parní turbíny a kondenzace: plynové turbíny a turbokompresory : konstrukce*. Brno: Vysoké učení technické, 1985.

[45] KRBEK, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*, 1990. 3. vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, ISBN 80-214-0236-9.

[46] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína-tepelný a pevnostní výpočet*, 2007. 1. vydání. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, ISBN 978-;80-7043-256-3.

[47] Autor neuveden. Náš test: Opel Insignia vybavený dvoulitrem biturbo CDTI, *Technický týdeník*, č. 12, 2014. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.

[48] Tisková zpráva. Mega air compressor driven by 64 MW motor, *Turbomachinery international*. On-line článek na adrese: https://www.turbomachinerymag.com/air-separation-man-diesel-turbo-sets-new-standard-with-largest-single-turbomachinery-unit/?utm_source=Turbo+Ne%E2%80%A6 [2016-08-11].

[49] Tisková zpráva. *Petroleum Development Oman (PDO) secures long-term gas supply in the desert with four Vorecons from Voith*. On-line článek na adrese: http://www.voith.com/en/press/press-releases-99_57298.html [2017-02-13].

[50] Autor neuveden. Voda vylepšuje spalování, *Technický týdeník*, č. 18, 2016. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.

[51] KADRNOŽKA, Jaroslav, SKÁLA, Zdeněk. *Paroplynové elektrárny a teplárny*, 1981. 1. vydání. Praha: SNTL.

[52] AMBROŽ, Jaroslav, BÉM, Karel, BUDLOVSKÝ, Jaroslav, MÁLEK, Bohuslav, ZAJÍC, Vladimír. *Parní turbíny I.-theorie a výpočet*, 1955. Vydání první. Praha: Statní nakladatelství technické literatury, n.p.

[53] KŘÍŽ, Jaromír. Využití malých parních zdrojů pro kogeneraci, zásady projektování těchto zdrojů výroby elektřiny, *3T. Teplo, technika, teplárenství*, 2005, č. 3. Pardubice: Teplárenské sdružení České republiky, 1996-2010, ISSN 1210 – 6003.

[54] MBANASZKIEWICZ, Ariusz. Steam turbines start-ups, *Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery*, 2014, Volume nr 126, page 169-198. ISSN: 0079-3205. GICID: 71.0000.1500.0138.

Bibliografická citace článku

ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory, *Transformační technologie*, 2011-02, [last updated 2020-01]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/23.html>.