27. PLYNOVÁ TURBÍNA V TECHNOLOGICKÉM CELKU

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

Úvod 1

Spalovací turbína jako technologický celek 1
● Tepelná účinnost soustrojí se spalovací turbínou 1 ● Vliv tlakových ztrát 3 ● Start spalovací turbíny 3

Carnotizace Braytonova oběhu 4
● Vliv tlaku za kompresorem na tepelnou účinnost 4 ● Komprese s mezichlazením 5 ● Vliv teploty před turbínou na tepelnou účinnost 5 ● Regenerace tepla ve spalovací turbíně 6 ● výpočet Braytonova oběhu s regenerací tepla [Ú.141] 6 ● Dělení expanze a dvojí ohřátí pracovního plynu 7

Regulace a regulační a charakteristiky spalovacích turbín 8
● Regulace spalovacích turbín 8 ● Charakteristika spalovací turbíny 9 ● Zjednodušené charakteristiky spalovacích turbín 9

Odkazy 10

Přílohy 11
● 141 Řešení úlohy 11

Článek z on-line pokračujícího zdroje Transformační technologie; ISSN 1804-8293;
www.transformacni-technologie.cz; Copyright©Jiří Škorpík, 2011-2020. All rights reserved.
Tato publikace neprošla redakční ani jazykovou úpravou.

Úvod

Tento článek navazuje na kapitolu 23. Úvod do spalovacích turbín, ve které jsou psány základní konstrukční specifika spalovacích turbín a okrajově i plynových turbín a jejich využití. Naopak zde jsou především popisy vlastností spalovacích turbín ve vztahu k jejich provozu a také některé podrobnosti o tepelném oběhu těchto typů turbín.

• • •

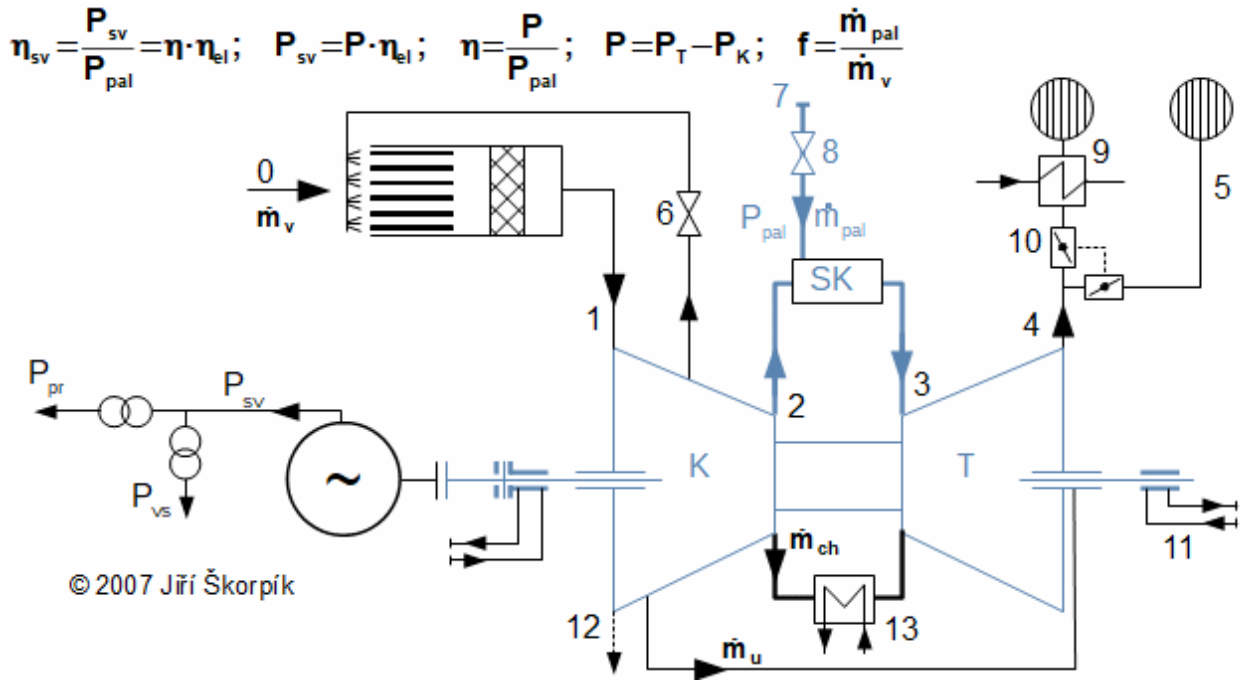
Spalovací turbína jako technologický celek

Spalovací turbína je samostatný kompaktní technologický celek, ve kterém se realizuje kompletně celý tepelný oběh na rozdíl od parních turbín. Spalovací turbína vyžaduje jen napojení na rozvod paliva, napojení na hnaný stroj, elektřinu (pokud se nejadná o ostrovní provoz), sání vzduchu (s filtry) a odvod spalin, je také nutné počítat s investicí do stavby strojovny (především u velkých výkonů). Kompresorová část spalovací turbíny může být vybavena odběry nejčastěji pro zabudování mezichlazení (součásti technologie jsou tedy i chladiče) nebo pro technologické účely. Technologický celek téměř vždy obsahuje na výfuku spalovací turbíny tepelný výměník, buď pro ohřev vody nebo výrobu páry pro paroplynový oběh nebo pro regeneraci tepla.

• Tepelná účinnost soustrojí se spalovací turbínou

Tepelná účinnost soustrojí je vztažena k množství využitelné energie přiváděné v palivu do spalovacích komor turbíny (nejčastěji se jedná o spalné teplo nebo výhřevnost paliva) k užitečnému výstupnímu výkonu soustrojí. V případě, že soustrojí plynové turbíny pohání elektrický generátor, potom je užitečným výstupním výkonem elektrický výkon na prahu bloku, *Obrázek 140, s. 2*, na kterém jsou znázorněny i důležitá napojení spalovací turbíny.

Vzduchu pro chlazení teplotně namáhaných částíturbíny bývá chlazen v extérních výměnících tepla (*Obrázek 140(13), s. 2*) – chlazení snižuje spotřebu chladícího vzduchu – a navíc proudí přes jemný filtr, aby nedošlo k ucpání chladícíh trysek v lopatkách. Mimo lopatek se používá tento vzduch k chlazení a zahlcení



140 *Zapojení spalovací turbíny v bloku elektrárny a čistá účinnost bloku*
K kompresorová část; **SK** spalovací komora/y; **T** turbínová část. **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** stlačený vzduch pro spalování; **3** stav spalin na výstupu ze spalovacích komor a vstupu do turbínové části; **4** stav spalin na výstupu z turbínové části; **5** výstup spalin do komína; **6** odběr teplého vzduchu pro ohřátí vzduchu na sání pro zamezení vzniku námrazy; **7** přívod paliva; **8** regulační ventil paliva (před ním je i uzavírací ventil a havarijní ventil); **9** kotel na odpadní teplo; **10** by-passový uzávěr kotle; **11** mazací systém ložisek; **12** odvodnění kompresorové části; **13** chladič chladícího vzduchu. $\mathbf{P_{pal}}$ [W] výkon dodávaný v palivu; $\mathbf{P_{sv}}$ [W] výkon na svorkách soustrojí; $\mathbf{P_{vs}}$ [W] výkon pro vlastní spotřebu bloku; $\mathbf{P_{pr}}$ [W] výkon na prahu bloku; **P** [W] výkon spalovací turbíny na spojce; $\mathbf{P_T}$ [W] výkon turbínové části; $\mathbf{P_K}$ [W] příkon kompresorové části. $\boldsymbol{\eta_{sv}}$ [-] elektrická účinnost bloku na svorkách generátoru; $\boldsymbol{\eta}$ [-] účinnost soustrojí; $\mathbf{m_v}$ [kg·s^{-1}] hmotnostní průtok nasávaného vzduchu; $\mathbf{\dot{m}_{pal}}$ [kg·s^{-1}] hmotnostní průtok paliva; $\mathbf{m_u}$ [kg·s^{-1}] odváděné množství vzduchu v odběru pro zahlcení ucpávek (zde lze aplikovat principy zapojení labyrintových ucpávek parních turbín); $\mathbf{m_{ch}}$ [kg·s^{-1}] odváděné množství vzduchu v odběru pro chlazení; **f** [-] palivový poměr. Základní definice čisté účinnosti bloku na prahu elektrárny η_{pr} se vypočítá stejně jako čistá účinnost bloku s parní turbínou mění se pouze některé rovnice, které jsou uvedeny zde. Svorkový výkon je vztažen na hmotnostní průtok vzduchu.

ucpávek v místě mezi rotorem a spalovacími komorami.

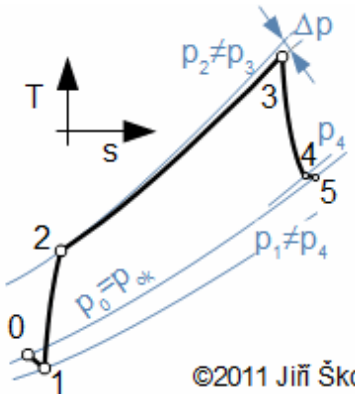
Vyžadují-li to klimatické podmínky, pak se pro pro zamezení vzniku námrazy na sání instalují systémy k zamezení vzniku námrazy (*Obrázek 140(6), s. 2*), aby nedocházelo zanášení sacího filtru námrazou. Nejčastěji se používá systém ohřevu vzduchu odběrem teplého vzduchu v kompresoru, který je jednoduchý, a pokud není příliš často v provozu, tak i výhodnější než další používané možností jak zamezit námraze na sání viz [2]. Nevýhodou tohoto konkrétního řešení je nutnost odběru vzduchu při vysokém tlaku, aby byl velmi teplý a odmrazení účinné.

Důležitou součásti diagnostiky spalovací turbíny je měření teploty spalin. Při překročení povolené teploty dané výrobcem musí být turbína okamžitě odstavena a překontrolována výrobcem. Při překročení dovolené teploty by mohlo dojít k poškození především lopatkové části turbíny nebo minimálně k zhoršení mechanických vlastností materiálu lopatek. Překročení teploty spalin především hrozí u spalovacích turbín na kapalná paliva, protože se do spalovacích komor může

dostat větší množství paliva. Z těchto důvodů regulace toku paliva do spalovacích komor obsahuje i omezovač, který na základě teploty na výstupu ze spalovací komory omezuje dávkování paliva, jestliže je přípádáváno příliš rychle před zvýšením obsahu vzduchu (jedná se o problém zejména leteckých motorů, kdy pilot přidá palivo příliš rychle) [7, s. 240].

● Vliv tlakových ztrát

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



728 *Vliv tlakových ztrát na oběh spalovací turbíny*
T [K] teplota pracovního plynu; **s** [J·kg^{-1}·K^{-1}] měrná entropie pracovního plynu; **p** [Pa] tlak pracovního plynu; $\mathbf{p_{ok}}$ [Pa] tlak okolí; **Δp** tlaková ztráta ve spalovací komoře. Ve skutečnosti se celý pracovní oběh nekreslí do jednoho T-s diagramu, protože se v průběhu transformace energie může měnit složení pracovního plynu. Proto se pro každou část oběhu, konstruuje T-s diagram zvlášť. Číslování stavů pracovního plynu oběhu odpovídá značení použitého na *Obrázku 140*.

Tlakové ztráty je možné vypočítat až na základě geometrie a velikosti konstrukce, proto se nejdříve odhadují. Odhady tlakových ztrát pro jednotlivé úseky jsou uvedeny například v [1, s. 90].

● Start spalovací turbíny

Spalovací turbíny mají relativně rychlý start. Rychlost a postup startu závisí i na druhu použitého paliva a mazacím systému spalovací turbíny.

Jestliže je palivem stlačený plyn, tak lze turbínu při startu roztočit pomocí tohoto stlačeného plynného paliva – nevýhoda je velký únik hořlavého a dusivého plynu do atmosféry přes komín, takže se používá ojediněle. Ke startu se používá i stlačený vzduch z externího zdroje stlačeného vzduchu, který je přiváděn do spalovací komory, což je typ startu v případě kapalných paliv. U leteckých turbín se potřebný tlak ve spalovací komoře při startu dosahuje komprimací vzduchu v malé pomocné turbíně (PEJ – pomocná energetická jednotka, která se stsrtuje elektrickým startérem), případně je PEJ vybavena el. generátorem pro start hlavní turbíny pomocí elektrického protáčecího zařízení.

Startovat spalovací turbínu lze i pomocí otáčení rotoru. V hořlavém prostředí se často používají hydraulické startéry [2, s. 222]. Malé turbíny lze startovat elektrickými startéry (například PEJ v letadlech). Velké turbíny se startují i přes připojený elektrický generátor pomocí výkonové elektroniky změny frekvence.

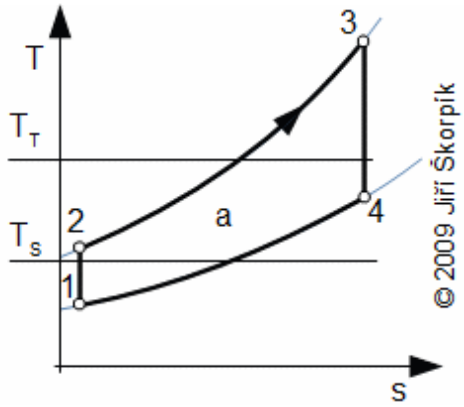
K zapálení paliva ve spalovacích komorách dochází ještě před dosažením jmenovitých otáček.

U leteckých turbín předchází startu automatická diagnostika.

● ● ●

Carnotizace Braytonova oběhu

Za účelem zvýšení účinnosti transformace energie ve spalovací turbíně se provádí Carnotizace porovnávacího oběhu. Porovnávacím oběhem plynových a spalovacích turbín je Braytonův oběh, viz *Obrázek 134*.



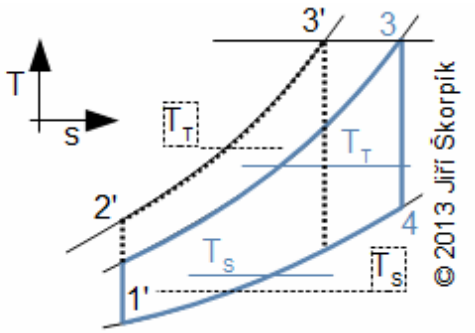
134 *Střední teploty přívodu a odvodu tepla Braytonova oběhu*
a [J·kg^{-1}] měrná práce Braytonova oběhu; $\mathbf{T_T}$ [K] střední teplota přívodu tepla do oběhu; $\mathbf{T_S}$ [K] střední teplota odvodu tepla z oběhu. Teplo se přivádí do oběhu na úseku *2-3*, proto střední teplota přívodu tepla do oběhu bude ležet mezi teplotami T_2 a T_3. Teplo z oběhu je odváděno na úseku *4-1*, proto střední teplota odvodu tepla z oběhu bude ležet mezi teplotami T_4 a T_1.

Tepelná účinnost je zvyšována podaří-li se zvýšit střední teplotu přívodu tepla do oběhu nebo naopak snížit střední teplotu odvodu tepla z oběhu. Existuje několik obecných metod jak toho dosáhnout, přičemž velmi často se kombinují.

• Vliv tlaku za kompresorem na tepelnou účinnost

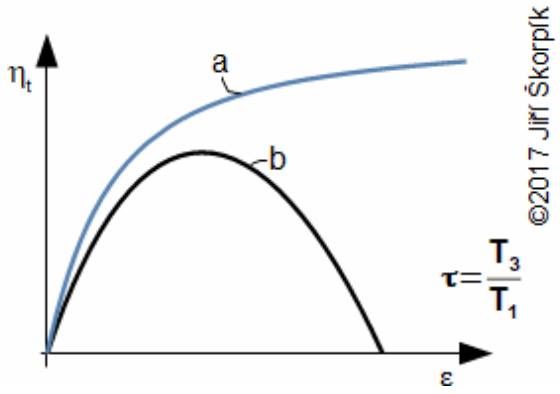
Z tvaru Braytonova oběhu se nabízí řešení zvýšení tepelné účinnosti oběhu a to zvýšením tlaku na výstupu z kompresorové části plynové turbíny, *Obrázek 938*.

Tato metoda zvýšení účinnosti se používá u aeroderivátů větších výkonů a to předřazením dalšího tělesa kompresoru (příklad realizace viz níže). Jak je patrné z diagramu má zvýšení tlaku za kompresi hned dvojí účinek, zvýší se střední teplota přívodu tepla do oběhu T_T a zároveň sníží střední teplota odvodu tepla z oběhu T_S.



938 *Braytonův oběh-vliv zvyšování tlaku p_3 na tepelnou účinnost oběhu*
Tvar oběhu po zvýšení tlaku na výstupu z kompresoru a nové střední teploty odvodu a přívodu tepla do oběhu jsou vyznačeni čerchovanou čarou.

Se zvyšujícím se tlakem roste vliv ztrát, respektive vliv rozdílu mezi účinnosti expanze a komprese, takže od určitého kompresního poměru je přínos na tepelné účinnosti plynové turbíny záporný, viz *Obrázek 762*.



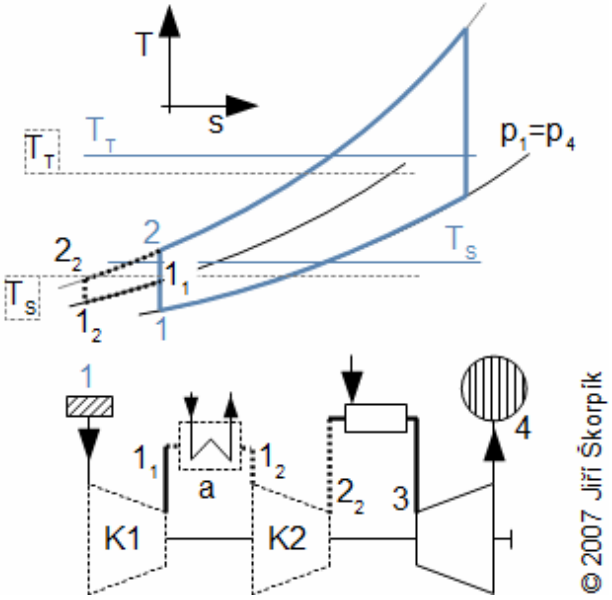
762 *Závislost tepelné účinnosti Braytonova oběhu na kompresním poměru*
a tepelná účinnost bezeztrát; **a** tepelná účinnost se započítáním ztrát při kompresi a expanzi. $\boldsymbol{\eta_t}$ [-] tepelná účinnost oběhu. **ε** [-] kompresní poměr spalovací turbíny; **τ** [-] teplotní poměr.

Nevýhodou je, že se při větším zvýšení tlaku p_2 může výrazně snížit měrná práce oběhu a tedy i výkon soustrojí. Proto se, nejen z těchto důvodů, kombinuje toto opatření například úpravou s mezichlazením komprese – pokud je

kompresorová část složena z více těles - zvýší množství komprimovaného vzduchu a tedy i výkon soustrojí, jak je ukázáno v následující podkapitole.

● Komprese s mezichlazením

Provedením mezichlazení v průběhu komprese (popsáno v kapitole 26. Turbokompresory s mezichlazením neboli s vnějším chlazením) se sníží kompresorová práce, přičemž práce turbínové části zůstává zachována (*Obrázek 138*).

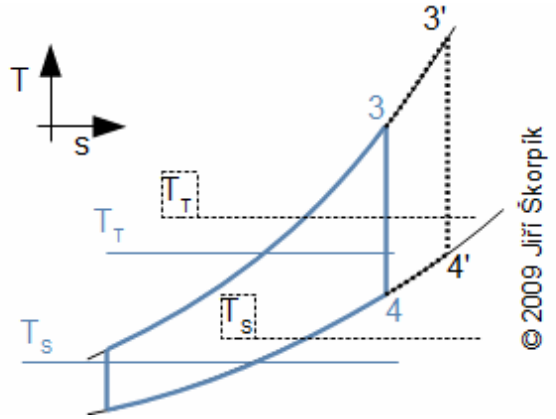


138 *Snížení teploty T_S rozdělením komprese s mezichlazením*
a chladič vzduchu. Kompresorová část je tvořena dvěma tělesy K_1 a K_2.

Tímto opatření se zmenší vnitřní práce kompresorové části, ale teplotní poměr T_S/T_T se tímto příliš nesníží a tedy ani účinnost (příčinou je opět nutnost zvýšení přivedeného tepla ve spalovací komoře – úsek 2_2-*3*). Přínos mezichlazení na výkon soustrojí je tím větší čím větší je kompresní poměr, proto se používá jen u plynových turbín s velkým kompresním poměrem, například aeroderivátů

● Vliv teploty před turbínou na tepelnou účinnost

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

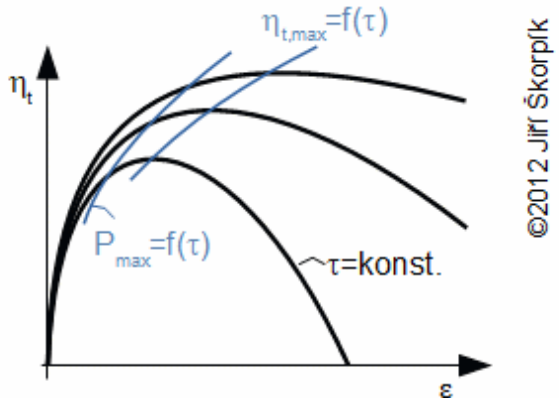


135 *Vliv zvyšování maximální teploty na tepelnou účinnost Braytonova oběhu*

V případě ideálního Braytonova oběhu (komprese i expanze probíhá izoentropicky) by se se zvyšováním teploty T_3 zvyšovala tepelná účinnost oběhu bez ohledu na tlak. V případě, že komprese a expanze nebude izoentropická (termodynamické účinnosti nižší než *1*) projeví se i vliv kompresním poměru, protože kompresní práce od jistého bodu poroste rychleji než práce expanze, viz *Obrázek 850, s. 6*.

U proudových motorů je zvyšování teploty T_3 v podstatě jedinou možností jak zvýšit účinnost oběhu a tedy snížit spotřebu paliva (ostatní metody vedou na významné zvýšení hmotnosti motoru). Zvyšování teploty spalin ve spalovací komoře je podmíněno zvyšováním teplotní odolností spalovacích komor a prvních stupňů turbínové části. Vysokoteplotní odolnosti se dosahuje použitím jakostních materiálů lopatek a aktivním chlazením lopatek. I přes tyto opatření se maximální

dosahována teplota T_3 u stacionárních spalovacích turbín ustálila na hodnotě *1 300 °C*. Důvodem jsou problémy ze vznikem škodlivých emisí při těchto teplotách.



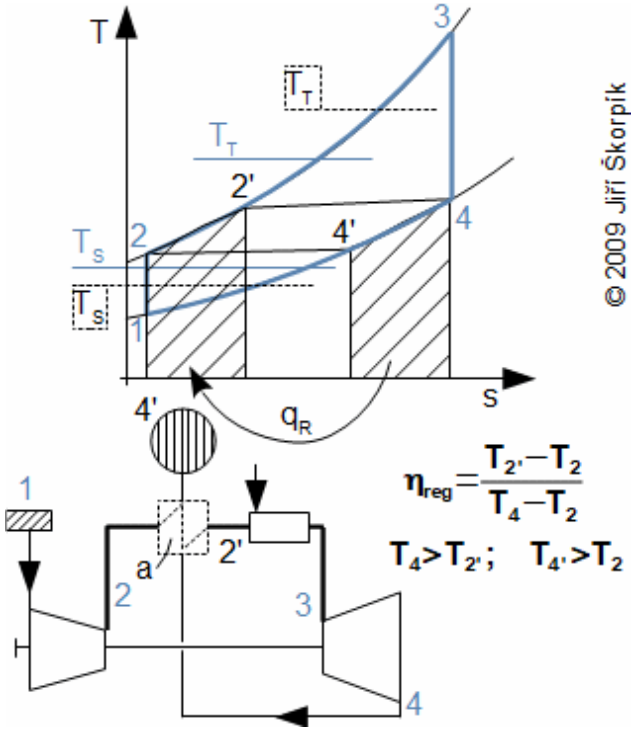
850 *Závislost tepelné účinnosti Braytonova oběhu na změně teploty T_3 a kompresním poměru*
Graf pro $\eta_{iz}<1$ (vnitřní účinnost turbínové části při adiabatické expanzi) a $\eta_{iz}<1$ (vnitřní účinnost kompresorové části při adiabatické kompresi). Více o problému [1, s. 65].

● Regenerace tepla ve spalovací turbíně

Regenerace tepla spočívá v ohřevu stlačeného vzduchu za kompresorem horkými spalinami na výstupu z turbíny (*Obrázek 136*). Tímto způsobem se zmenší potřebné množství tepla přiváděného ve spalovací komoře (střední teplota přívodu tepla do oběhu roste) a zároveň se sníží teplota spalin na výstupu z plynové turbíny (střední teplota odvodu tepla z oběhu klesá).

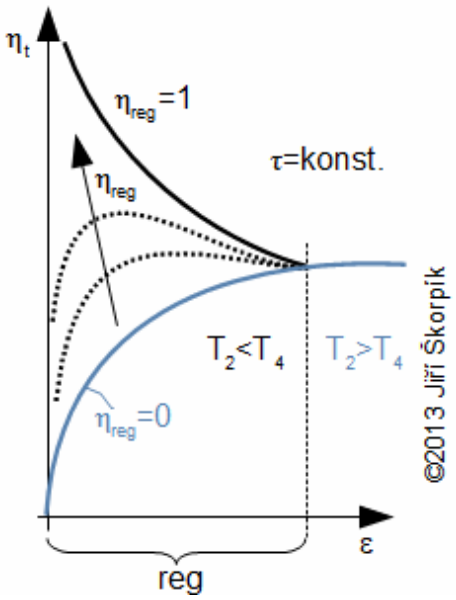
Z T-s diagramu na *Obrázku 136* je patrné, že při zvyšování tlaku na výstupu z kompresorové části p_2 bude přínos regenerace klesat a naopak (při konstantní teplotě T_3). Lze tedy velice snadno vypočítat při jakém kompresním poměru se regenerace tepla v Braytonově oběhu už nevyplatí, respektive se jedná o kompresní poměr, při kterém nastane rovnost $T_2=T_4$, viz také *Obrázek 941*.

V praktických aplikací se regenerace tepla vyplácí u malých plynových turbín s jednostupňovým kompresorem nebo u velkých plynových turbín vybavených mezichlazením komprimovaného vzduchu, protože se sníží teplota na výstupu z kompresoru T_2. Více o optimalizace Braytonova oběhu s regenerací tepla v [5, s. 109], [1, s. 68].



136 *Braytonův oběh – zvýšení teploty T_T a snížení teploty T_S regenerací tepla.*
a tepelný výměník pro regeneraci tepla (regenerátor). $\mathbf{q_R}$ [J·kg^{-1}] množství regenerovaného tepla na *1 kg* pracovního plynu; $\boldsymbol{\eta_{reg}}$ [-] stupeň regenerace (poměr skutečně regenerovaného tepla k teplu teoreticky regenerovatelnému). Dokonalá regenerace ($\eta_{reg}=1$) by znamenala, že teplota *4'* bude rovna teplotě *2*. Ve skutečnosti musí být teplota *4'* o něco vyšší, aby byl zajištěn k přestupu tepla.

Úloha 141
Stanovte tepelnou účinnost oběhu plynové turbíny (uzavřený oběh) bez regenerace a s regenerací, vnitřní práci kompresorové části a turbínové části, hmotnostní průtok a poměr příkonu kompresorové části k vnitřní práci turbínové části. Jestliže je teplota v sání turbokompresoru *20 °C*, tlak v sání kompresoru *100 kPa*, teplota za saplovací komorou *950 °C*, vnitřní účinnost kompresorové části *87 %*, vnitřní účinnost turbínové části *88 %*, kompresní poměr *10* a výstupní výkon *70 MW*. Pracovní látkou je plyn ($c_p=1$ *kJ·kg*$^{-1}$*·K*$^{-1}$, $\kappa=1,4$). Zanedbejte změny hmotnostního toku v plynovém oběhu a veškeré další ztráty. Řešení úlohy je v *Příloze 141, s. 11*.



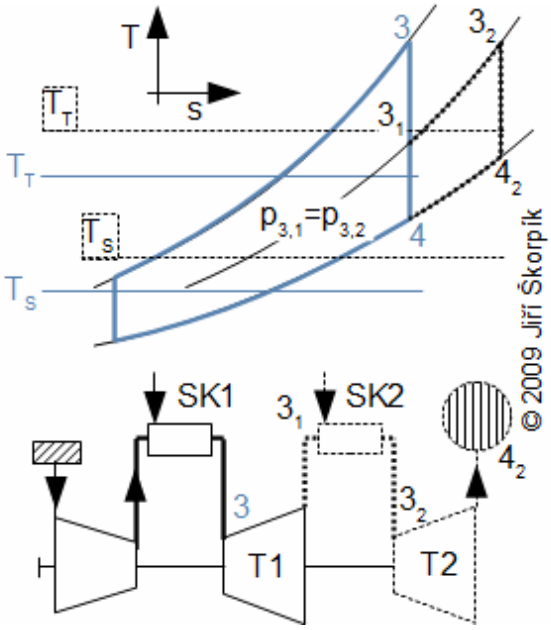
941 *Trend tepelné účinnost Braytonova oběhu pro různé stupně regenerace a teplotní poměry a hranice přínosu regenerace dané tlakovým poměrem.*
reg oblast tlakových poměrů, pro které má regenerace tepla smysl. Graf ukazuje případ pro konstantní teplotní poměr τ, v případě zvýšení teplotního poměru se zvětší i kompresní poměr, do kterého se vyplatí regenerovat teplo.

K realizaci regenerace tepla je nutné další zařízení a to tepelný výměník. Používají se rekuperační výměníky tepla (spaliny a vzduch jsou od sebe odděleny teplosměnnou plochou) a výjimečně i regenerační výměníky tepla (spaliny a vzduch střídavě smáčí stejnou teplosměnnou plochu). V případě rekuperačních výměníku tepla se používají deskové konstrukce [1, s. 400], protože umožňují vysokou kompaktnost případně i speciální trubkové konstrukce [4, s. 250]. Konstrukční problémy přináší rozdíl tlaků mezi vzduchem a spalinami, což zvyšuje nároky na těsnost a pevnost výměníku.

U malých spalovacích turbín s malým tlakovým poměrem může být teplota spalin na výstupu z turbínové části vysoká, aby byla zaručena teplotní odolnost regenerátoru používají se otáčivé regenerační výměníky s keramickou matricí [1, s. 400], [4, s. 253], [5, s. 111]. Rotační regenerační výměník tepla byl použit i na spalovací turbíně pro osobní automobil Chrysler.

- **Dělení expanze a dvojí ohřátí pracovního plynu**

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



137 *Zvýšení tepelné účinnosti spalovací turbíny rozdělením expanze a dvojím ohřátím pracovního plynu.*
SK spalovací komora (spalování); **T** turbínová část spalovací turbíny.

Teplota $T_{3,2}$ bývá obvykle stejná nebo nižší než T_3, protože obě tělesa turbíny se spalovacími komorami jsou si materiálově i konstrukčně podobné. Druhé těleso turbíny nemusí být na společné hřídeli s hlavním tělesem a může mít i jiné otáčky nebo fungovat jako turboexpandér se spalovacími komorami.

Nevýhodou tohoto způsobu zvyšování tepelné účinnosti spalovací turbíny je, že

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

Výše uvedené metody zvyšování účinnosti spalovacích turbín se mohou kombinovat, například v [1, s. 425] je popsáno schéma dvoutělesové spalovací turbíny s mezichlazením a dvojím spalováním.

• • •

Regulace a regulační a charakteristiky spalovacích turbín

• Regulace spalovacích turbín

U spalovacích turbín se regulace výkonu provádí především změnou vstřikování množství paliva, tím se mění teplota T_3. Například snížením množství paliva poklesne teplota T_3, tím se sníží objemový průtok turbínové části (průtočné průřezy turbíny jsou konstantní), což znamená, že poklesne i tlak za kompresorovou částí p_2. Při snižovaní výkonu z jmenovitého se tedy pohybuje pracovní bod kompresoru dále od pumpovní čáry.

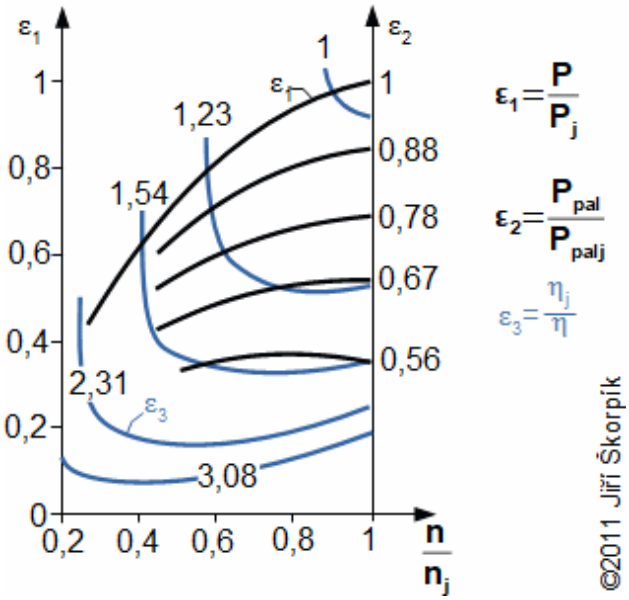
Lze také částečně regulovat výkon pomocí kompresorové části způsoby popsaných v kapitole 26. Regulace turbokompresorů, pokud je k tomu spalovací turbína uzpůsobena. U leteckých turbín se ještě používá vířivých zařízení (předřazené lopatky) u prvních stupňů kompresorové části, které vytváří vír u špic rotorových lopatek a tím snižují možnosti vzniku odtržení proudu od profilu. Tímto opatřením se snižuje kompresní poměr, ale zlepšuje akcelerační charakteristika [2, s. 65].

Při snížení výkonu mohou poklesnout i otáčky, pokud to umožňuje pracovní stroj, který turbína pohání (v případě pohonu elektrického generátoru jsou otáčky konstantní), u leteckých pohonů je pokles výkonu spojen s poklesem otáček vždy.

Významný vliv na výkon má i změna okolního tlaku a teploty nasávaného vzduchu (u proudových motorů lze částečně kompenzovat změny výkonu způsobené změnou tlaku a teploty na úpravou geometrie výstupní trysky).

● Charakteristika spalovací turbíny

Výkon, účinnost a spotřeba paliva jsou na sobě závislé veličiny, a pokud lze měnit i otáčky spalovací turbíny je výsledná charakteristika relativně složitá, viz *Obrázek 806*.

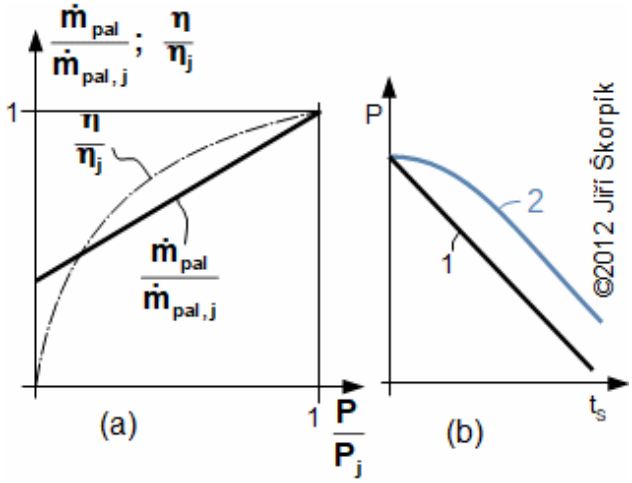


806 *Charakteristika spalovací turbíny*
P_{pal} [W] příkon v palivu. Index **j** označuje jmenovité parametry. Vytvořeno z charakteristiky plynové turbíny ST6 společnosti Pratt & Whitney uvedené v [6, s. 50].

Konstrukce charakteristiky spalovací turbíny je také náročná, protože se jedná o soustrojí turbokompresoru a turbíny. To znamená, že je nutné sestrojit charakteristiku kompresorové části i turbínové a ty propojit, přitom lze plně využít poznatky z konstrukce charakteristiky parní turbíny a absolutní charakteritiky turbokompresoru. V případě velkého vlivu změny otáček (především u plynových turbín) lze použít i metodiku uvedenou v [1, s. 295].

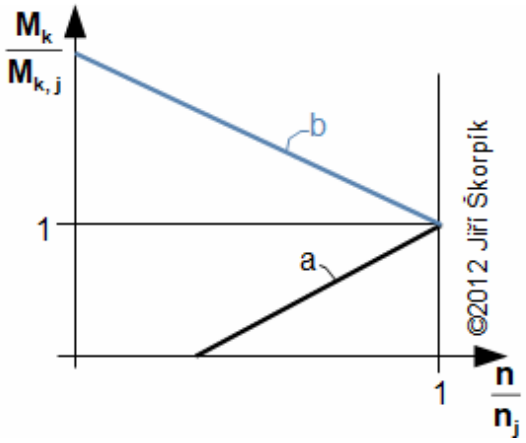
● Zjednodušené charakteristiky spalovacích turbín

V blízkosti jmenovitých parametrů se lze orientovat i pomocí zjenodušených chrakteristik spalovacích turbín. Předně, změna výkonu spalovací turbíny s konstatními otáčkami je přibližně přímo úměrná poklesu množství paliva, viz *Obrázek 847a*. Vliv teploty vzduchu na sání na výkon je také přibližně lineární *Obrázek 847b*.



847 *Zjednodušené charakteristiky spalovacích turbín*
(a) Spotřební charakteristika spalovací turbíny s elektrickým generátorem přifázovaným k síti; **(a)** změna výkonu spalovací turbíny při změně teploty na sání (**1** konstantní otáčky; **2** případ regulace změnou otáček). **t_s** [°C] teplota vzduchu na sání kompresoru.

Jak je z charakteristiky spalovací turbíny patrné s klesajícími otáčkami klesá velmi rychle i výkon, respektive kroutící moment na hřídeli, proto pro pohon kompresorů, přímý pohon automobilů a pod. je vhodnější dvouhřídelová spalovací turbína (viz například konstrukce uvedené v kapitole 23. Úvod do spalovacích turbín), kde lze měnit otáčky a výkon nejen změnou množství paliva ale i regulačním ventilem před druhým tělesem turbíny, pak se může charakteristika změnit přibližně tak, jak je ukázáno na *Obrázku 848*.



848 *Průběh kroutícího momentu plynové turbíny.* **a** jednohřídelová spalovací turbína; **b** dvouhřídelová spalovací turbína. $\mathbf{M_k}$ [N·m] kroutící moment vyvedený na hřídeli hnacího tělesa; **n** [s^{-1}] otáčky hřídele (hnacího tělesa). Podle [1, s. 423] se pohybuje $M_k=2,6$ až $2,4 \cdot M_{k,j}$ při $n=0\ s^{-1}$. viz také [3, s. 40].

• • •

Odkazy

[1] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny*, 1980. 2. vydání, přepracované. Praha: Nakladatelství technické literatury, n. p.

[2] HOCKO, Marián. *Transformace leteckých lopatkových motorů na spalovací turbíny*, 2012. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, ISBN 978-80-261-0218-2.

[3] JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily-Motory*, 2010. 6. vydání. Brno: Avid, spol. s.r.o., ISBN 978-80-87143-15-5.

[4] FRAAS, Arthur. *Heat exchanger design*, 1989. Second edition. John Wiley&Sons, Inc. ISBN 0-471-62868-9.

[5] BATHIE, William. *Fundamentals of gas turbines*, 1984. John Wiley&Sons, Inc. ISBN 0-471-86285-1.

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

[7] REARDEN, Jim. *Arktický bush pilot: od bojového létání u námořnictva k létání v aljašské severské divočině* : monografie James "Andy" Anderson. Karlovy Vary: Vladislav Pavelek, c2011. ISBN 978-80-260-3573-2.

Bibliografická citace článku

ŠKORPÍK, Jiří. Plynová turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [last updated 2020-02-26]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z https://www.transformacni-technologie.cz/27.html.