

PROVEDENÍ PARNÍCH TURBÍN

Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz

- 15.xx Rozdělení parních turbín podle jejich zapojení
Kondenzační turbíny – Protitlakové turbíny – Turbíny s odběrem páry
- 15.xx Základní schémata vícetělesových turbín
- 15.xx Základní schémata lodních parních turbín
- 15.xx Způsoby regulace výkonu parních turbín
Regulace klouzavými parametry páry – Regulace škrcením – Skupinová regulace – Regulace obtokem páry
- 15.xx Pracovní režimy parních turbín
Najížděcí diagram – Spotřební charakteristika parní turbíny – Odstavení
- 15.xx Konstrukční uspořádání parních turbín
Rotory – Lopatková část – Skříně parních turbín – Výstupní hrdla – Unifikace – Teplotní dilatace – Vybavení parních turbín
- 15.xx Zástavbová specifika parní turbíny
- 15.xx Schémata technologických celků s parními turbínami
Zapojení parní turbíny – Teplárny – Jaderné elektrárny – Paroplynové bloky – Výpočet technologických schémat
- 15.xx Zvyšování tepelné účinnosti parního oběhu
Carnotizace parního oběhu – Optimalizace parametrů páry – Přihřívání páry – Regenerace tepla
- 15.xx Alternativní pracovní látky v parních obězích
ORC oběh – CO₂ oběh – Oběhy s roztoky
- 15.xx Úloha 653: Výpočet redukčně-chladicí stanice a protitlakové turbíny stejných parametrů
- Úloha 1000: Výpočet změny průtoku v turbíně
- Úloha 151: Výpočet parametrů navrženého technologického celku
- Úloha 131: Výpočet tepelné účinnosti parního oběhu s regenerací tepla
- 15.xx Odkazy
- 15.xx Přílohy

Autor: ŠKORPÍK, Jiří, ORCID: 0000-0002-3034-1696

Datum vydání: Duben 2024 (**předběžná studentská verze**)

Název: Provedení parních turbín

Název on-line zdroje: Transformační technologie (transformacni-technolgie.cz;
turbomachinery.education; fluid-dynamics.education;
engineering-sciences.education; stirling-engine.education)

ISSN: 1804-8293

Copyright©Jiří Škorpík, 2006-2024
Všechna práva vyhrazena.

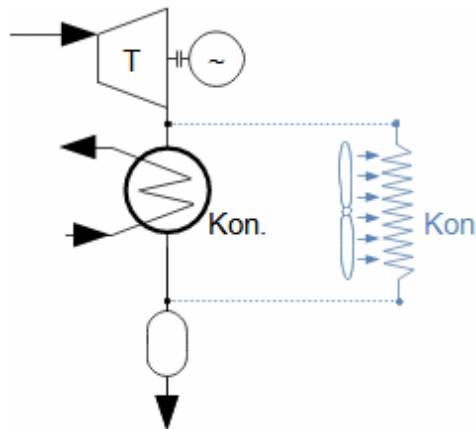
Rozdělení parních turbín podle jejich zapojení

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

Kondenzační turbíny

*Mokrá kondenzace,
Suchá kondenzace,
Expanze do vakua,
Potlačená kondenzace*

Za kondenzační turbínu je považována turbína, za kterou následuje kondenzátor, Obrázek 454. Používá se jak princip mokré, tak princip suché kondenzace. V mokrém kondenzátoru je pára ochlazována v prostoru vyplněném potrubím s chladicí vodou – chladicí voda využívána k vytápění nebo je ochlazována odparem v chladících věžích, nebo chlazena v klasických vzduchových chladičích. V suchém kondenzátoru pára kondenzuje v potrubí, které je z vnějšku ochlazováno proudem vzduchu.



454: Zapojení kondenzační turbíny

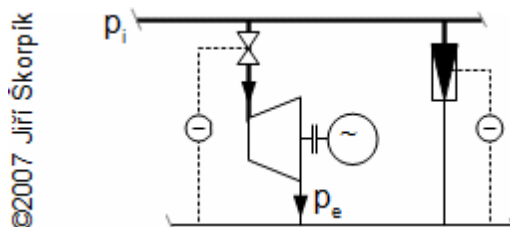
T parní turbína; Kon. kondenzátor (černě je tzv. mokrý kondenzátor; modře je případ tzv. suchého kondenzátoru).

Kondenzátor se nachází obvykle co nejbližší turbíny kvůli hrozící vysoké tlakové ztrátě – může se ale nacházet i na vzdálenějším místě od turbíny, např. vzduchové kondenzátory, které jsou často umístovány až na střechu strojovny.

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 vakua. 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. Sezónní režim provozu parní turbíny s potlačenou kondenzací je běžný u turbín v teplárnách. Zvýšením tlaku kondenzace samozřejmě klesne tepelná účinnost parního oběhu, která kompenzována finálním příjmem z prodaného tepla.

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. Parní turbína je zálohována redukční stanicí (může být doplněna chlazením páry) pro případy zvýšení odběru páry nad limity turbíny nebo pro případy poruchy turbíny. Více o zapojení malých protitlakových turbín například v [Kříž, 2005].

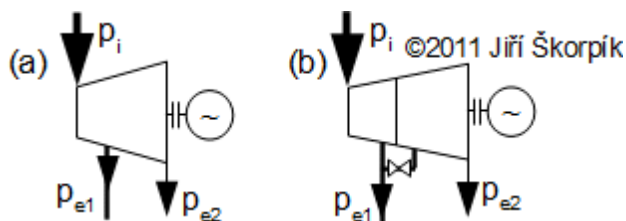
Tlak páry ve výstupním parovodu záleží na dalším využití páry, a může být i vyšší jak 1 MPa . Tato pára se využívá například pro technologické účely nebo vytápění.

Turbíny s odběrem páry

*Neregulovaný odběr,
Regulovaný odběr,
Regenerace tepla,
Regulační mezistěna
regulovaného odběru*

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 dvěma základními způsoby neregulovaně, a 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).

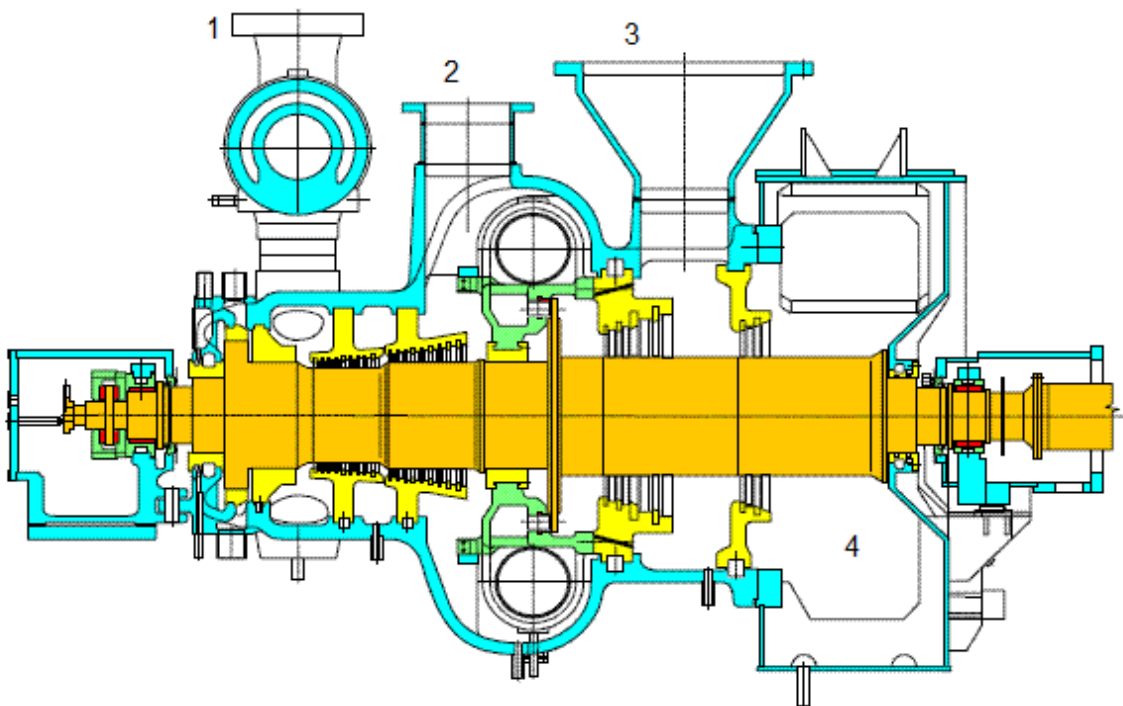


167: Způsoby odběrů páry z parní turbíny

(a) turbína s neregulovaným odběrem; (b) turbína s regulovaným odběrem.

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). Obecně ale návrh jmenovitého hmotnostního průtoku páry za regulovaným odběrem je věcí optimalizace budoucího provozu turbíny a dodávají se i turbíny, které jsou konstruovány na stejný maximální průtok před i za odběrem, takové turbíny jsou ale dražší. Regulační ventil nelze zcela zavřít, aby přes něj proudilo určité množství páry, která odvádí teplo vzniklé při ventilační ztrátě nízkotlaké části turbíny – ta se otáčí, když vysokotalká část turbíny práci koná.

Oba uvedené typy odběrů páry se mohou na jedné turbíně kombinovat, Obrázek 670, protože oba typy mají jiné využití. Neregulované odběry se používají především za účelem regenerace tepla (viz níže), 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. Neregulovaný odběr lze použít i pro pokrytí celoroční základní spotřeby tepla v teplárenském provozu.



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 – pro vytopenské účely; 4 boční hrdlo ke kondenzátoru. V tomto případě regulovaný odběr může sloužit i jako druhý vstup páry do turbíny – proto označení dvoutlaková parní turbíny. Výkon 24 MW, otáčky turbíny 6000 min⁻¹. Turbína nemá na vstupu regulační ventil – regulace výkonu je prováděna regulací tlaku páry v kotli. Výrobce PBS (CZ).

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).

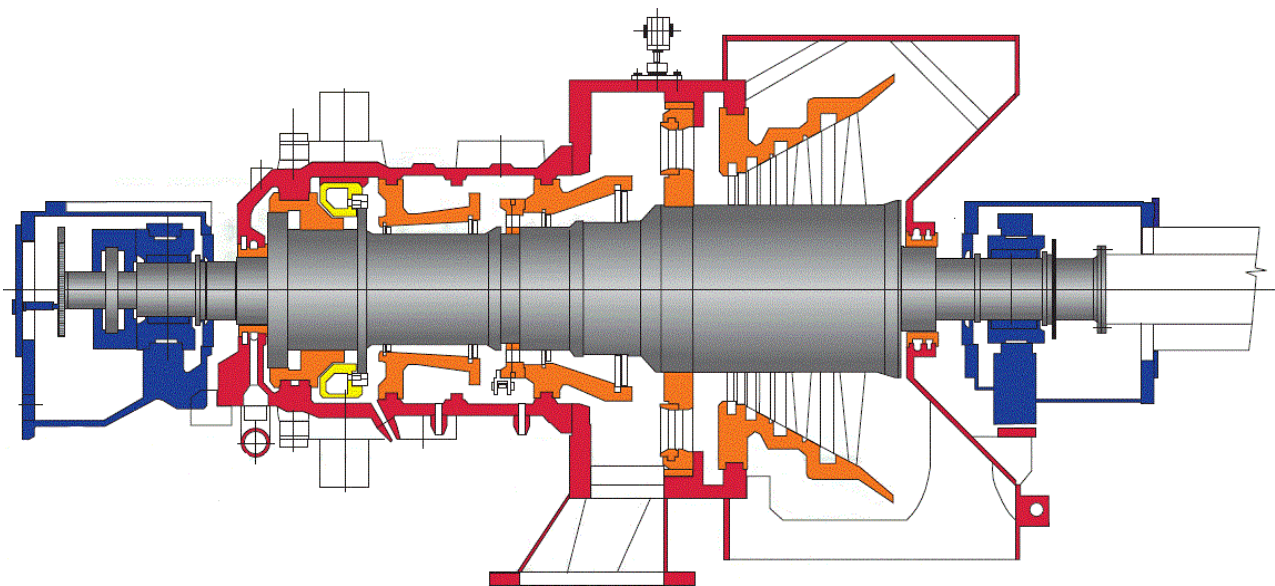
Při regulovaném odběru je vyvedení veškeré páry z turbíny a pak přivedení části této páry přes regulační ventil zpět do turbíny doprovázeno výraznou tlakovou ztrátou a tedy i snížením vnitřní účinnosti turbíny. Pro zlepšení účinnosti byla vyvinuta regulační mezistěna (Obrázek 1048), která nahrazuje v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



©2019 Jiří Škorpík

1048: Princip regulační mezistěny

Posouvání přední části mezistěny dochází k změně průtočného průřezu mezistěny. Příklad provedení viz [Obrázek 462](#), ??.



462: Parní turbína se dvěma regulovanými odběry pomocí mezistěny

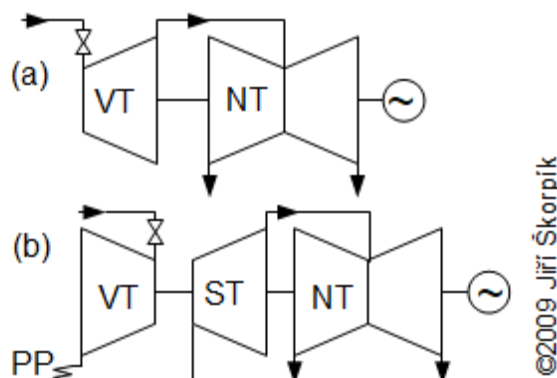
Jmenovitý výkon turbíny je 25 MW, jmenovitý stupní tlak a teplota jsou 9,4 MPa a 550 °C, tlak na výstupu do kondenzátoru 9 kPa, tlak v prvním odběru je 1,4 MPa, ve druhém 0,15 MPa. Výrobce Siemens Industrial Turbines, Brno [Anon., 2017, s. 79], [Kadmožka, 2004, s. 221].

Výroba, návrh a optimalizace parametrů turbíny (optimalizace lopatkových části 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, které má v nabídce je má velmi málo firem [Anon., 2017, s. 33].

Základní schémata vícetělesových turbín

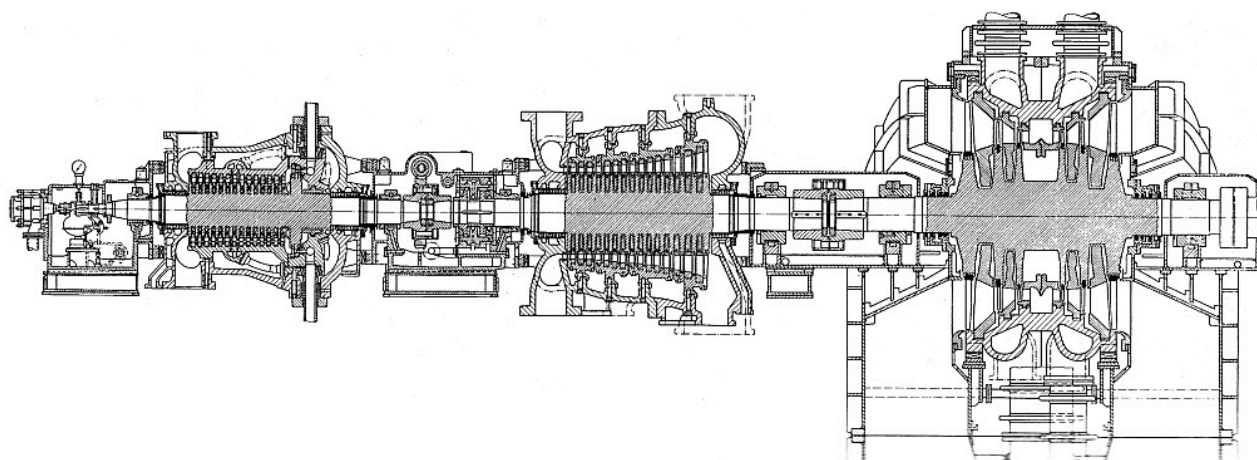
Zapojení do série
Dvouproude těleso
parní turbíny

Vícetělesové parní turbíny jsou složeny defacto z více parních turbín se společným propojením proudu páry i společně propojenými rotory, viz Obrázek 283 a Obrázek 802. S tím, že vstup páry ze zdroje páry je v prvním tělese a v dalších tělesech už expanduje pára částečně vyexpandovaná v předchozích tělesech.



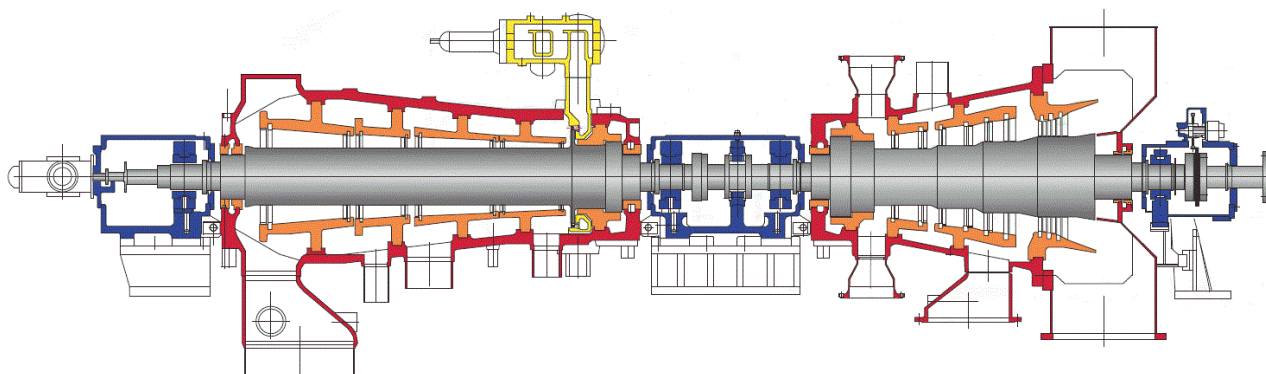
283: Příklady uspořádání vícetělesových parních turbín

VT vysokotlaký díl turbíny; NT nízkotlaký díl turbíny; ST středotlaký díl turbíny; PP přihřívání páry mimo turbínu (další metoda zvyšování tepelné účinnosti R-C oběhu). (a) uspořádání používané pro výkony 30 až 100 MW; (b) kolem 500 MW.



802: Příklad třítělesové parní turbíny o výkonu 150 MW
Výrobce MAN. Obrázek z [MILLER et al. 1972, s. 190].

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 zapojená první a druhé těleso) – při tomto typu zapojení dvě tělesa obsahují tři ložiska, přitom uprostřed je společné axiální ložisko, viz Obrázek 459.

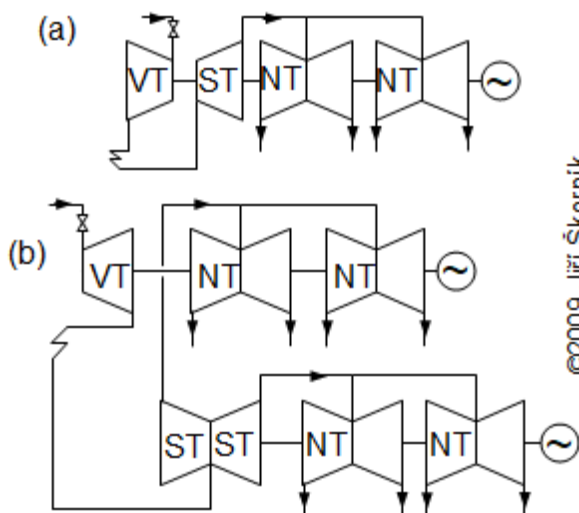


459: Příklad dvoutělesové parní turbíny zapojené protiproudě

Tělesa obsahují několi neregulovaných odběrů. Jmenovitý výkon turbíny je 84 MW. Vyrobil Siemens Industrial Turbines, Brno [Anon., 2017, s. 70] pro finského výrobce papíru United Paper Mills.

Paralelní zapojení

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

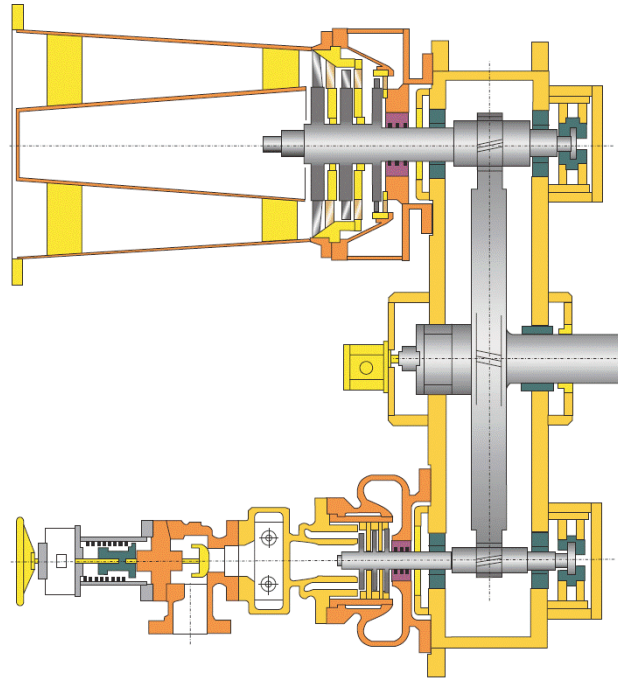


268: Příklady uspořádání vícetělesových parních turbín s paralelními proudy

(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 Vernova je stále jednohřídelová.

Dvouhřídelové zapojení

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.

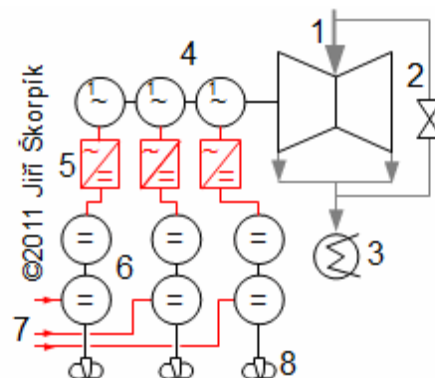


445: Příklad dvoutělesové a dvouhřídelové parní turbíny
Výrobce Siemens Industrial Turbines, Brno [Anon., 2017, s. 84].

Základní schémata lodních parních turbín

Byla to právě instalace parní turbíny v rychlolodi 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.

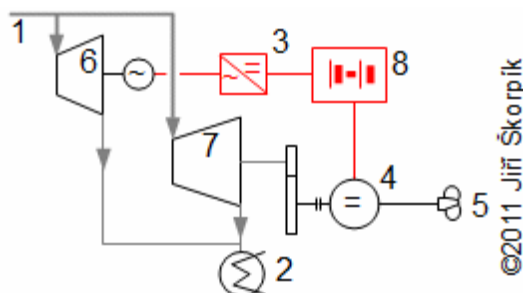
Turbíny mohou přímo pohánět lodní šroub nebo pohánět el. generátor a teprve vyrobená elektřina se používá k pohonu lodních šroubů – tento nepřímý systém se používá především u jednotek s vysokými požadavky na regulaci otáček nebo dokonce změny smyslu otáčení lodního šroubu, například u ledoborců jak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



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 3xjednofázový generátor střídavého proudu; 5 usměrňovač; 6 stejnosměrný motor; 7 přívod el. od druhého turbosoustrojí; 8 lodní šroub. V podpalubí jsou dva jaderné reaktory OK-900, každý o výkonu $171 MW_p$, které vyrábí páru pro dvě turbosoustrojí o celkovém výkonu $55,3 MW$. Vyrobená elektřina se také využívá k pokrytí spotřeby lodě 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 $22 uzlů$ ($44 km \cdot h^{-1}$).

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 jedny s nejvýkonnější jsou na letadlových lodí třídy Nimitz, kde jsou 4 turbíny každá o výkonu $209 MW$ viz Obrázek 744. Nejvýkonnější lodní parní turbíny jsou instalovány na nové třídě amerických letadlových lodí třídy Gerald R. Ford, které mají podobné zapojení jako třída Nimitz, ale s výrazně větším poměrem výroby elektřiny pro palubní systémy.



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 turbosoustrojí s el. generátorem; 7 parní turbína pro pohon lodního šroubu; 8 akumulace el. energie v bateriích. Zdroj [Anon., 2024], [Lavery, 2005, s. 348].

Způsoby regulace výkonu parních turbín

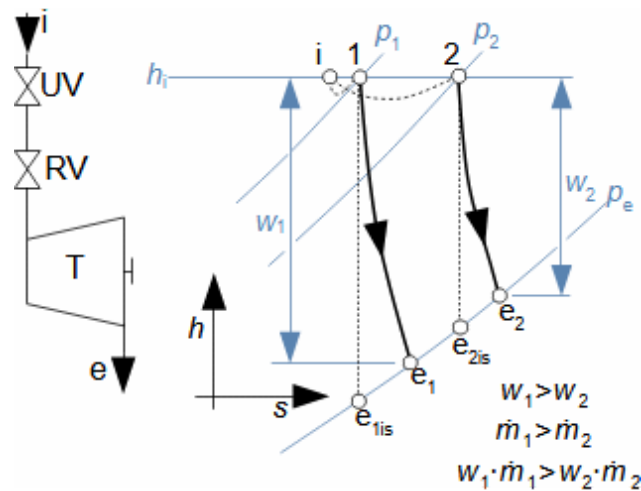
Výkon parních turbín se reguluje především změnou množství páry vstupující do turbíny, změnou tlaku a případně i teploty. Technicky vzato jsou turbíny konstruovány na jednu ze čtyř možností nebo jejich kombinací: Regulace klouzavými parametry páry; Regulace škrcením; Skupinová regulace; Regulace obtokem páry. Výběr regulace parní turbíny ovlivňuje i výslednou spotřební charakteristiku parní turbíny.

Regulace klouzavými parametry páry

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 [Krbek, 1990, 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.

Regulace škrcením

Základním způsobem regulace průtoku parní turbínou je regulace pomocí škrcení páry na vstupu v regulačních ventilech. Při regulaci škrcením vstupuje pára do turbíny jedním nebo více paralelními ale současně pracujícími regulačními ventily (více o konstrukci regulačního ventilu parních turbín např. [Škopek, 2007, s. 85]), viz Obrázek 127. 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 – izoentalpické 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 neekonomický, snížením měrné práce turbíny dojde i ke snížení vnitřní účinnosti turbíny).



127: Princip regulace výkonu parních turbín škrcením

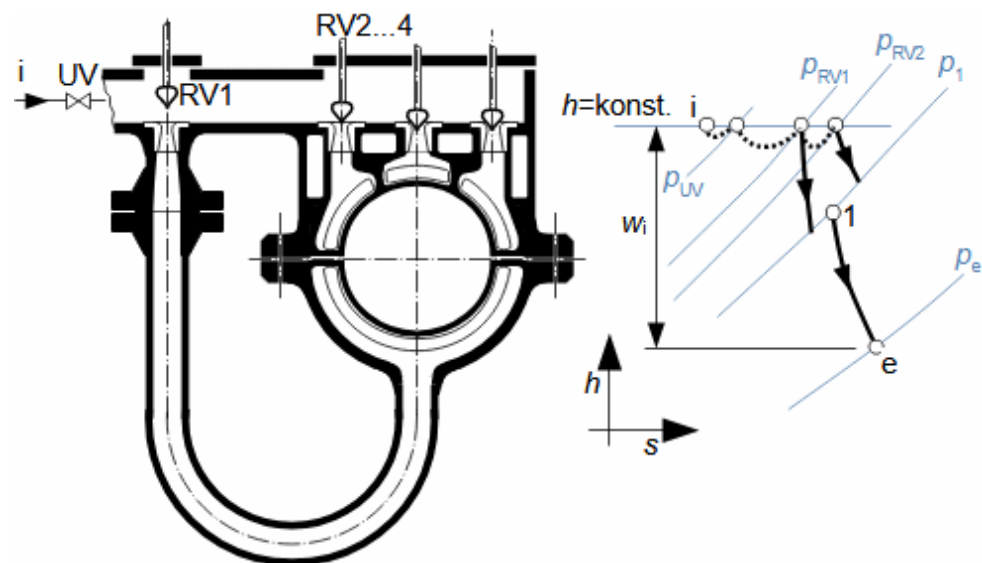
1-označení stavu s plně otevřeným regulačním ventilem; 2-označení stavu s částečně otevřeným regulačním ventilem. UV-uzavírací ventil; RV-regulační ventil; h [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] entalpie páry; s [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] entropie; w [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] vnitřní práce turbíny; \dot{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.

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.

Skupinová regulace
Parciální ostřík,
Rovnotlakový stupeň

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.



804: Příklad skladby skříně parní turbíny se čtyřmi skupinami trysek s integrovanými ventily do horní skříně

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 [Michele, 1985, s. 162]. Převod páry ke skupinám ve spodním víku nemusí být realizován vnějškem turbíny, ale skrz dělicí rovinu, jak je to provedeno například v [Michele, 1985, s. 162].

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 asymetrické 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 [Škopek, 2007, 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), a tak v jednom stupni zpracuje regulační stupeň výrazně větší entalpický spád, což snižuje celkový počet stupňů turbíny.

Regulace obtokem páry

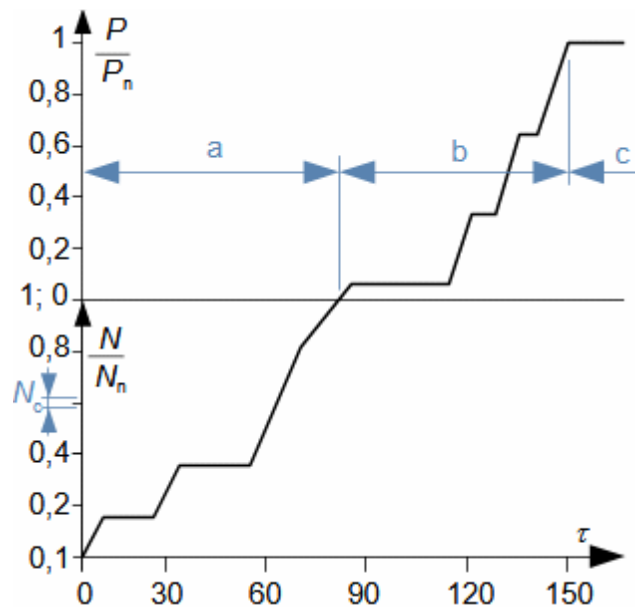
U parních turbín s požadavkem na občasné přetížení výkonu turbíny se může použít regulace obtokem páry. U takového způsobu regulace je několik posledních stupňů turbíny navrženo na vyšší než jmenovitý průtok a v případě potřeby zvýšení výkonu se druhým vstupem do turbíny s vlastním regulačním ventilem umístěným před těmito předdimenzovanými stupni vpustí další pára. Více např. v [Krbek, 1990, s. 130].

Pracovní režimy parních turbín

Najížděcí diagram

Startování (najíždění)
parní turbíny

Start parní turbíny zahrnuje dobu od příkazu ke spuštění parní turbíny po dosažení požadovaného výkonu. Startování je složeno ze dvou podrežimů a to spouštění a zatěžování, jejich návaznost je přesně specifikována v tzv. najížděcím diagramu dodaný výrobcem, viz Obrázek 301. Obvykle startování parní turbíny vypadá následovně: při startu ze studeného stavu (turbína má teplotu okolí) je nutno ji prohřát puštěním malého množství páry při zapnutí odvodnění a odvodu páry z turbíny (například do kondenzátoru). V při nízkých průtocích je parní turbína protáčena protáčecím zařízením pro rovnoměrné a rychlé prohřátí parní turbíny (jinak v důsledku teplotní roztažnosti materiálu turbíny může docházet k deformacím a poškození turbíny). Pokud je turbína vybavena hydrostatickým ložiskem je při spouštění aktivní. Po dosažení dostatečného průtoku páry, kdy je turbína schopna překonávat ztráty v mechanismech, se protáčecí zařízení vypíná. Množství páry do turbíny se pozvolna zvyšuje při rovnoměrnému prohřívání turbíny. Tímto způsobem se zvyšují otáčky až na jmenovité otáčky, kdy dojde k připojení generátoru k síti (asynchronní generátor) nebo k přifázování k síti (synchronní generátor).



301: Příklad rozložení hlavních provozních režimů parní turbíny v najížděcím diagramu

a spouštění; b zatěžování; c normální provoz. τ [min] doba od začátku spouštění; P , P_n [W] výkon turbosoustrojí a jmenovitý výkon turbosoustrojí; N , N_n [s^{-1}] otáčky turbosoustrojí a jmenovité otáčky turbosoustrojí; N_c [s^{-1}] kritické otáčky soustrojí (mohou být i v jiné oblasti – záleží na konstrukci rotoru). Znárodný diagram se nazývá najížděcí diagram. Doby odpovídají parní turbíně o výkonu kolem 30 MW, viz zdroj [Krbek, 1990, s. 160] nebo [Leyzerovich, 2008, s. 271].

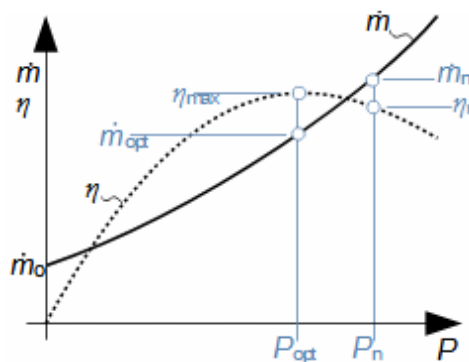
Po připojení/přifázování generátoru k síti probíhá zatěžování turbíny při zvyšování teploty, tlaku a průtoku páry nedochází ke zvyšování otáček, pouze vnitřního výkonu. Pozvolně se zvyšují parametry páry a zatížení turbíny, přičemž stále probíhá prohřívání turbíny a zvyšování vnitřního výkonu až na požadovaný stav.

Start a potom i odstavení turbíny zatěžuje některé konstrukční uzly turbíny, proto je nutné už před jejím návrhem znát předpokládanou frekvenci startů a tomu konstrukci uzpůsobit (životnost ucpávek, ložisek apod. versus jejich cena). U velkých elektrárenských turbín je frekvence startů malá ($1x$ za rok jaderné elektrárny, $1-10x$ za rok uhelné elektrárny, ve speciálních případech každý den), v případě lodních turbín to je 10 až $100x$ za rok a turbíny pro solární elektrárny startují každý den [Kuchtová and Kořista, 2009].

Rychlost startu lze ovlivnit konstrukcí. Požadavek na rychlý start parní turbíny se objevují například u lodních a solárních aplikací, v prvním případě je požadavek na rychlou akceleraci lodě, v druhém případě se jedná o rychlý ranní nárůst solárních zisků solárních kolektorů. Pro rychlý start musí být turbína konstrukčně upravená tak, aby umožňovala rychlé výkyvy teplot (např. speciální barelová konstrukce) a odlehčený rotor [Kuchtová and Kořista, 2009], lze snížit i počet stupňů, zvětšením vůlí (především v ucpávkách) – tím se může snížit vnitřní účinnost turbíny, ale za to se prodlouží doba chodu při slunečním svitu.

Spotřební
charakteristika parní
turbíny

Po ukončení startu přechází soustrojí do režimu provoz. Jedná se o režim, kdy soustrojí produkuje využitelný výkon v jeho provozním rozsahu podle její spotřební charakteristiky, což je závislost spotřeby páry na výkonu turbíny, viz Obrázek 367.

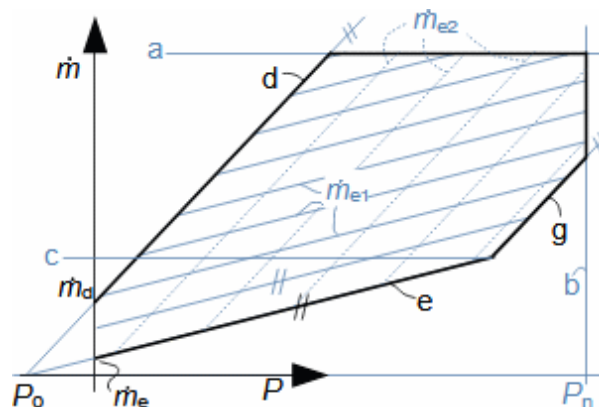


367: Spotřební charakteristika parní turbíny

η [1] účinnost parní turbíny na spojce; m [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] spotřeba páry; m_0 [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] spotřeba páry při chodu naprázdno; t_i [$^{\circ}\text{C}$] teplota páry na vstupu do turbíny. Index $_n$ označuje jmenovitý provoz, index $_{opt}$ optimální výkon. Pro konstantní teplotu páry na vstupu do turbíny ($t_i=\text{konst.}$).

Spotřební charakteristiku turbíny lze sestavit na základě měření jejího zkušebního provozu a nebo CFD výpočtem virtuálního modelu turbíny. Existují i tzv. zjednodušené charakteristiky [Kadrnožka, 1987], [Ambrož et al., 1956], které lze sestavit i bez znalosti přesné konstrukce turbíny. Takové charakteristiky se používají pro rychlé výpočty, například při prvotních návrzích technologických celků, kdy ještě přesná geometrie turbíny není známa. Dalším příkladem využití těchto jednoduchých rovnic jsou případy, kdy projektantovi zařízení napojených na turbínu charakteristiky turbíny nejsou k dispozici (například u starších turbín, z obchodních důvodů – turbínu dodávala konkurenční společnost apod.).

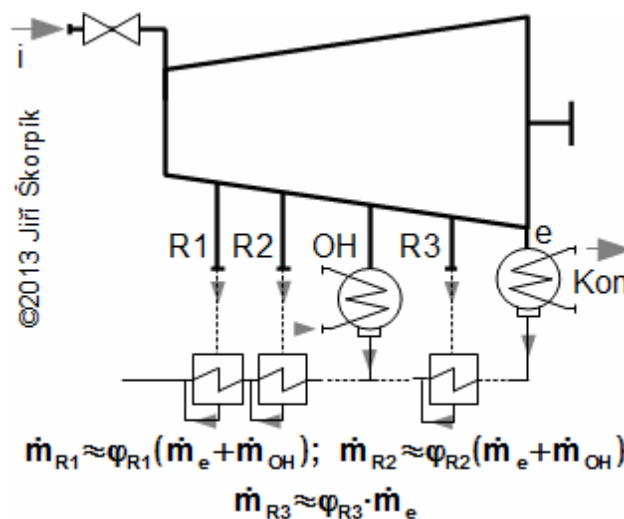
Základní zjedoušení spotřební charakteristiky parní turbíny je na lineární závislost. V případě, jestliže má turbína skupinovou regulaci, pak vzniklé přímky mohou být lomené v bodech, kde se začne otvírat nový ventil apod. Lineární závislost lze dobře použita tam, kde jsou vypočítané parametry turbíny v několika hraničních bodech. Na Obrázku 829 je zjednodušená lineární charakteristika parní turbíny s jedním regulovaným odběrem zapojená podle Obrázku 169b. V tomto případě jsou parametry turbíny jasně omezeny přímkou-a, která vyznačuje maximální možný průtok turbínou, respektive regulačním ventilem; přímkou-b, která vyznačuje maximální možný turbíny, respektive generátoru; přímkou-c, která označuje maximální možný průtok nízkotlakým dílem turbíny; bod- m_d , který odpovídá minimálnímu průtoku přes hlavní regulační ventil (při zavřeném regulovaném odběru), kdy se turbína sama protáčí; bod- m_e , který odpovídá minimálnímu průtoku přes hlavní regulační ventil (při plně otevřeném regulovaném odběru), kdy se turbína sama protáčí. Sklony přímek-d a e lze určit ze Stodolova pravidla, viz níže.



829: Zjednodušená charakteristika parní turbíny s regulovaným odběrem \dot{m} [kg·s⁻¹] průtok regulačním/i ventilem na vstupu do turbíny; \dot{m}_{e1} [kg·s⁻¹] isopléty hmotnostního toku odběrem páry; \dot{m}_{e2} [kg·s⁻¹] isopléty hmotnostního toku na výstupu z turbíny.

Pomocí Stodolova pravidla lze vypočítat změnu průtoku, když se změní parametry páry, oproti parametrům páry, pro které je znám i průtok (například oproti jmenovitým parametrům páry). Stodolovo pravidlo vychází z rovnic pro skupinu stupňů odvozené z teorie trysek, tyto rovnice jsou uvedeny v článku Proudění plynů a par tryskami. Použitelnost této metody je v rozsahu cca mezi 30 až 100% průtokem turbínou [Kadrnožka, 2003, s. 171], [Kousal, 1980]. Charakteristiky sestavené pomocí Stodolova pravidla jsou velmi blízké přímkám případně parabolám.

V případě neregulovaných odběrů se hmotnostní tok po délce turbíny mění a proto musí projektant změnu průtoku řešit pro jednotlivé stupňové části zvlášť, respektive prvním krokem je co nejvhodnější rozdělení lopatkové části turbíny do skupin, ve kterých se průtok nemění, viz Úloha 1000. Průtoky neregulovanými odběry parní turbíny se přibližně mění v poměru k jakému se změní průtok napájecí vody nepocházející z neregulovaných odběrů pro regeneraci tepla napájecí vody, viz Vzorec 998.



998: Průtok páry neregulovanými odběry pro regenerační ohřev napájecí vody i-vstup páry do turbíny; e výstup páry z turbíny; R1..R3-neregulované odběry pro regeneraci tepla; kon kondenzátor; OH-ohřívák vody pro vytápění (neregulovaný odběr); $\varphi_{1..3}$ [1] poměrný průtok odběrem pro regenerační ohřev napájecí vody. Podle [Ambrož et al., 1956, s. 319] jsou tyto poměrné průtoky velmi málo citlivé na změnu parametrů vstupní páry (potvrzeno měřením i teoretickou úvahou o vlastnostech povrchových výměníků) a proto lze použít poměrné hodnoty jmenovitého stavu pro široký rozsah provozních režimů.

Odstavení (zastavení)
parní turbíny

Odstavení parní turbíny může být dvojitá a to řádné odstavení a havarijní odstavení. Při řádném odstavení se postupně zavírá regulační ventil až na nulový výkon soustrojí, kdy dojde k odpojení soustrojí od sítě. Dalším zavíráním regulačního ventilu se snižují otáčky turbíny až do úplného zastavení otáčení. Se zastavením přívodu páry začne turbína chladnout a v důsledku teplotní roztažnosti materiálu turbíny se začne i deformovat. Teplotním deformacím při odstavení se zamezuje občasným pootočením hřídele (podle pokynů výrobce) pomocí protáčecího zařízení. Při protáčení je aktivní hydrostatický mazací systém ložisek.

Při havarijním odstavení soustrojí se uzavře náhle havarijní ventil turbíny a pára před turbínou je nouzově odvedena mimo soustrojí. Rotor soustrojí se setrvačností dále otáčí dokud se postupně nezastaví. V této fázi je olejové čerpadlo poháněno mechanicky přes hřídel. Jestliže příčinou havárie technologického celku není havárie soustrojí (havárie na pokles tlaku oleje, vibrace, náhlý pokles výkonu, havárie na generátoru například jeho přehřátím, destrukce turbíny apod.) a je zdroj elektřiny pro olejová čerpadla a protáčecí zařízení, pak následuje řízené chladnutí turbíny jako při řádném odstavení. Jestliže příčinou havárie je soustrojí, pak je další postup na obsluhu turbosoustrojí. Po havarijním odstavení se musí turbína zkontrolovat vizuálně i diagnosticky a při následném spuštění pečlivě sledovat.

Uzavřít se musí i odběry z turbíny přesněji jakýkoliv odběr, včetně odvodnění přes které by mohlo dojít ke zpětnému proudění páry z kondenzátoru do turbíny. Zpětné proudění může způsobit nenávrhové zatížení axiálních ložisek – hrozí vydření ložisek při vyšší síle nebo při změně směru výslednice sil apod.

Konstrukční uspořádání parních turbín

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 [Ambrož, 1955], [Kadrnožka, 2004], [Fiedler, 2004], [Michele, 1985], [Škopek, 2007].

Rotory

Rotory mimo drážek pro připevnění lopatek obsahují také disk pro uchycení axiálního ložiska, plochy pro radiální ložiska, spojkový disk a plochy upravené pro dotykové nebo bezdotykové ucpávky. Návrh rotoru se provádí podle požadavků na jeho tuhost a pevnost. Pro zvýšení pevnosti a odstranění pnutí při kování se odvrstvá střed rotoru, což také zamezuje šíření trhlin od nečistot ve výkovku [ANON., 2017].

Havarijní otáčky Pevnost rotorů se počítá na tzv. havarijní otáčky, což jsou otáčky stroje při přetočení stroje od okamžiku havarijního výpadku zatížení rotoru po úplné zavření přívodu pracovní tekutiny. Tyto havarijní otáčky bývají přibližně o 10 % až 30 % vyšší než maximální provozní podle typu stroje, rychlosti zavírání havarijního ventilu a momentu setrvačnosti rotorové soustavy a místních normem platných pro konkrétní typ stroje [Vrbka, 2015], [Tomášek, 1966, s. 236].

Bubnové rotory U vícestupňových parních turbíny se používají dvě základní koncepce rotorů a to bubnový rotor a diskový rotor. Pro bubnové rotory (například Obrázek 462) je typické použití lopatek s vyšším stupněm reakce u jejich pat. Velké plochy mezi začátkem a koncem bubnového rotoru vyvozují také velké axiální síly. Tyto síly vznikají, protože na straně vyššího tlaku (vstup do turbíny) je i větší síla na čelní plochu bubnového rotoru, a na výstupu páry malý tlak – malá síla na čelní plochu rotoru, odtud plyne vysoké zatížení axiálních ložisek. ke snížení tlaku plochy rotoru se umísťují ucpávky na vysokotlaké části turbíny na co největším poloměru, což je patrné na Obrázku 462 – ucpávky hned za regulačním stupněm.

Diskové rotory Konstrukční výhoda diskové koncepce (například Obrázek 802) je v malém průměru hřídele a tedy i malé obvodové rychlosti (to je důležité při konstrukci ložisek) a plochy v místě ucpávek hřídele. Nevýhodou je nutnost velmi malého stupeň reakce u paty lopatky jinak by na disky působila velká axiální síla od přetlaku mezi přední a zadní stranou disků. Diskové rotory mnohem nižší vlastní frekvence než bubnové rotory.

O výběru typu rotoru rozhoduje technologická základna výrobce, ale jsou i výrobci, kteří dokáží vyrobit oba typy rotorů a to dokonce i jejich kombinace. Kombinovat bubnový a diskový typ rotoru se vyplatí například v případech, kdy poslední stupně mají výrazně větší průměr než stupně první.

Lopatková část

V jednom vícestupňovém stroji je možné kombinovat prakticky všechny typy stupňů (dokonce i axiální s radiálními [Kubiš, 2012]), pokud to přináší nějakou výhodu či je to cesta ke splnění nějakých požadavků. Například na začátku lopatkové části turbíny, kde vychází lopatky krátké, použít stupně navrhované bez přihlédnutí k prostorovému charakteru proudění, tedy prizmatické a na další části turbíny už zkroucené lopatky. Lze také měnit poloměry lopatkování tak, aby při stejných otáčkách pro všechny stupně se měnila optimální obvodová rychlost pro jednotlivé stupně.

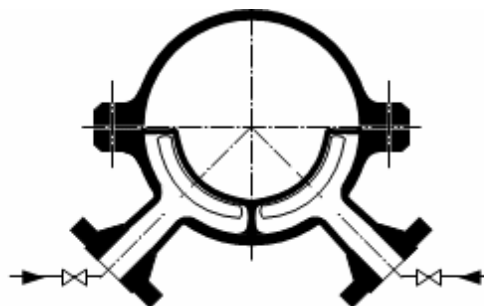
Skříně parních turbín

Skříně parních turbín jsou děleny v horizontální rovině, jen zcela výjimečně ve vertikální rovině. V případě horizontální dělicí roviny jsou vrchní a spodní skříň vzájemně spojeny šroubovým spojem, přičemž dosedací plochy jsou obrobena tak přesně, aby nemuselo být použito těsnění. Statorové lopatky nejsou obvykle zasouvány do drážek ve skříních, ale do tzv. nosičů (dobře jsou patry na [Obrázku 670](#)) a ty jsou teprve pomocí nákrůžků a per připevněny k jednotlivým skříním, viz [Obrázek 459](#). Tento způsob jednak snižuje hmotnost obrobků a jednak umožňuje snadnější unifikaci skříní.

Parní turbíny pro vysoké tlaky páry bývají dvouplášťové (skříň s nosičem lopatek je uzavřena ve větší skříní), aby došlo k odlehčení vnější pláště a snížení hmotností skříní pro manipulaci.

Skříně s vertikální dělicí rovinou se používají u jednostupňových turbín ([Obrázek 445](#)) a turbín pracujících s toxickou párou, a proto je třeba lépe těsnit [Anon., 2017, s. 23], vertikální dělení umožňuje i rychlejší prohřátí – start turbíny – nevýhodou je obtížná montáž.

Konstrukce skříně je výrazně ovlivněna i navrženým vstupem páry do turbíny, respektive konstrukcí regulačních ventilů. Ventily mohou být součástí skříně ([Obrázek 804, s. 9](#)) nebo umístěny mimo skříň turbíny ([Obrázek 382](#)). Umístění ventilů mimo skříň přináší výhodu v tom, že skříň 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 Temelín¹](#)).



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 skříň. Ovšem je to za cenu parciální ostříku – pára vstupuje maximálně jen na polovinu obvodu oběžné řady regulačního stupně.

Výstupní hrdla

Parní turbíny se vyrábí s různými variantami výstupních hrdel, ale většinou se jedná o boční typ (kondenzátor je pod turbínou nebo vedle ní), nebo axiální typ (kondenzátor je pod turbínou nebo vedle ní).

Axiální typ (například Obrázek 445) umožňuje současnou montáž turbíny a kondenzátoru – to snižuje náklady a čas 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 (Obrázek 168), takže se snižuje plocha strojovny, ale rostou rozměry turbínové stolice, při použití dvouproudého uspořádání lze pomocí bočních hrdel oba proudy svést do jednoho kondenzátoru, viz Obrázek 802.

Hrdla jsou buď součástí dolní a horní skříně, nebo se vyrábí zvlášť (odlitky i svarky) také mají horizontální dělicí rovinu – díly hrdla se ke skříním přišroubují na vertikální rovině nebo přivaří.

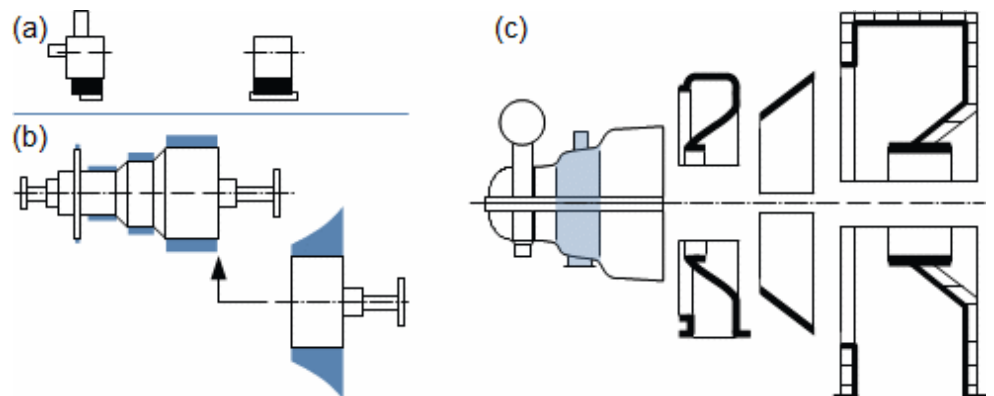
Unifikace

Stavebnicová koncepce a unifikace umožňuje paralelní práci na turbíně (návrh a současnou výrobu dílů, které zcela jistě budou součástí soustrojí) a rychlejší samotný návrh. 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 ztěžít dosáhnout – na u unifikovaných částí lze provádět detailní pevnostní výpočty, optimalizovat výrobní a montážní postupy, vyrábět přípravy, snadněji odhalovat nedostatky či příčiny nehod atd.

Stavebníkové prvky
parních turbín

Unifikace lopatek

Rozdělení parní turbíny na stavebníkové prvky (modulů) celkem přirozeně kopíruje rozdělení návrhových prací na turbíněviz 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 změní průměr nosičů lopatek, průměr skříně je více méně stejný podle připravených výkresů a pevnostních výpočtů. Unifikace se týká samozřejmě i olejového hospodářství, převodovek, diagnostiky, řídicího systému, základů turbíny, šroubových spojů apod.



380: Příklad základních stavebníkových prvků parní turbíny

(a) ložiskové stojany – přední obsahuje i axiální ložisko, protáčecí 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) skříně 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 skříně se vážou i nosiče lopatek. Příklad modulového systému společnosti Siemens Gas and Power, s.r.o., o.z. Industrial Turbomachinery je uveden v [Anon., 2017].

Při výběru různých konfigurací rotujících prvků je nutné důkladně hlídat vibrace a jejich vliv, což je na unifikaci asi největší záludnost (například velikost ložiskového čepu nevybírat pouze podle obvodových rychlostí, ale také podle tuhosti rotoru, délky lopatek atd.).

Úskálí unifikace

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) – zde zůstává prostor pro malé regionální výrobce parních turbín bez unifikovaných řad.

Teplotní dilatace
Pevný bodu turbíny
*Ložiskový stojan;
Spojka*

Rotor je uložen v ložiskových stojanech, které jsou spojeny s víkem (horním, nebo dolním). Ložiskové stojany jsou obvykle oba uloženy posuvně kvůli teplotní dilataci hřídele a skříňe [Michele, 1985] – skříň je z toho důvodu velmi dobře tepelně izolována, aby se prohřívala na stejnou teplotu jako rotor, a tím dosáhla stejného proudložen/zkrácení jako hřídel. Síla působící na axiální ložisko je opačná než síly od páry působící na víka turbíny, 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 mezi tělesy (jestliže spojka umožňuje axiální posuvy, pak může mít každé těleso svůj vlastní pevný bod) [Michele, 1985, s. 192].

Celá skříň se v důsledku velkých rozdílů teplot deformuje i v jiných směrech [Banaszkiewicz, 2014], záleží na konstrukci.

Vybavení parních turbín

Mimo uvedená zařízení a napojení je turbosoustrojí vybaveno protáčecím zařízením, vibrodiagnostikou (měření vibrací za účelem zjištění stavu stroje – měří se kmitání rotorových lopatek pomocí čidel ve statorové skříni naproti špicím lopatek v případě lopatek s bandážemi je čidlo umístěno z boku lopatkové řady), měřením dilatací, respektive posunutí skříňe 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.

U menších parní turbín cca do 30 MW se používají i převodovky, což dovoluje zvýšit otáčky turbíny na 5 000 až 15 000 min⁻¹. Vyšší otáčky totiž umožňují zvýšit vnitřní účinnost menších turbín a také zmenšují jejich velikost zvýšením optimální změny entalpie v turbínovém stupni.

Zástavbová specifika parní turbíny

Strojovna
Blok s parní turbínou

Pracovní parametry, konstrukce a schéma zapojení parní turbíny se liší nejčastěji podle typu zdroje páry. Zdroj páry, turbosoustrojí a jeho kondenzační příslušenství se nazývá blok. V jedné strojovně bloku může být více turbosoustrojí, které se dříve řadily vedle sebe (viz Obrázek 168), v současnosti spíše za sebe – v případě nehody při rotaci nehrozí, že utržené části poškodí sousední turbosoustrojí.



168: Uspořádání turbosoustrojí 4x200 MW ve strojovně elektrárny Dětmarovice
Obrázek z [ČEZ, a.s., 2011. Majitel a provozovatel elektráren. Adresa: Praha 4, Duhová 2/1444, PSČ 140 53, Česká republika, <http://www.cez.cz>.]

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.

Velké turbíny se pokládají na betonovou stolicí, tak aby se mohlo pod turbínu umístit kondenzátory, odběry, a odvodnění, případně další provozní zařízení.

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: Příklad turbosoustrojí s parní turbínou a základním příslušenstvím na společném rámu

Označení tohoto turbínového kompletu je *SST 100*. Parametry: výkon až $8,5 \text{ MW}$; vstupní tlak páry až $6,5 \text{ MPa}$; teplota vstupní páry až $480 \text{ }^\circ\text{C}$; rozměr $8 \times 3,7 \text{ m}$ při výšce $3,4 \text{ m}$. Výrobce: Siemens AG.

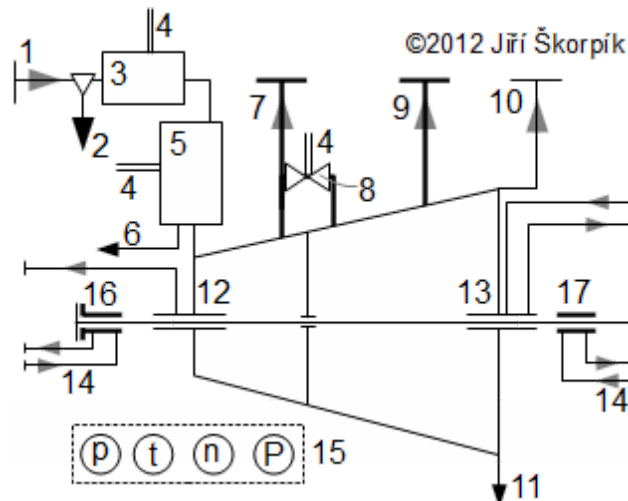
Turbíny na rámu výrazně zkracují montáž u zákazníka a šetří náklady na kvalifikovanou práci zejména v zahraničí. Na druhou stranu mohou zhoršit požární bezpečnost v oblasti turbosoustrojí pokud rám obsahuje olejovou nádrž.

Schématu technologických celků s parními turbínami

Parní turbína může fungovat pouze v rámci nějakého širšího technologického celku s výrobou páry – díky tomu může být použito v podstatě jakékoliv palivo, ale za cenu vyšších počátečních investic i velkého zastavěného prostoru než je tomu u spalovacích turbín nebo spalovacích motorů. Parní turbíny se používají v tepelných elektrárnách, teplárnách, pro pohon lodí a pracovních strojů velkých příkonů. To jakým způsobem je parní turbína zapojena ve výsledku rozhoduje o účinnosti transformace energie v páře na práci. V současné době se budují technologické celky s parními turbínami v rámci tepláren, jaderných elektráren a paroplynových bloků. Okrajově jsou použity v solárních elektrárnách nebo geotermálních elektrárnách, kde je zdrojem páry někdy přímo geotermální vrt.

Zapojení parní turbíny

Zapojení parní turbíny v technologickém celku závisí na typu tohoto celku, obvykle obsahuje parní turbína připojovací uzly, které jsou zobrazeny na Obrázku 830 – obrázek neobsahuje okolní smyčky, které jsou v provozu při najíždění případně odstavení turbíny, obvyklá schémata těchto smyček naleznete například v [Kadrnožka, 1984].



830: Příklad zapojení parní turbíny s odběry páry

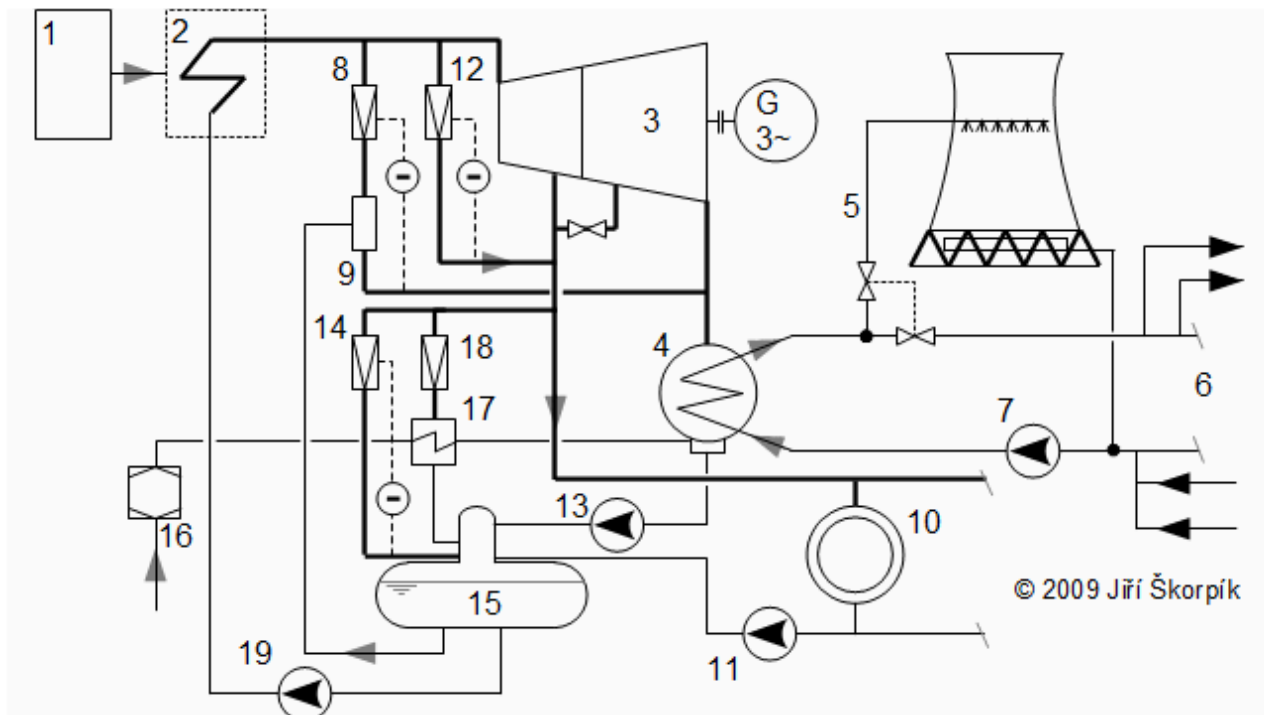
1 přívod páry k turbíně; 2 odvodnění vstupního parovodu; 3 uzavírací/havarijní ventil; 4 ovládaní ventilů (nejčastěji mechanicko-hydraulické); 5 regulační ventil/y; 6 odvodnění komor regulačních ventilů; 7 potrubí regulovaného odběru páry; 8 regulační ventil odběru páry; 9 potrubí neregulovaného odběru páry; 10 výstup páry do kondenzátoru; 11 odvodnění stupňové části turbíny (po délce turbíny jich může být několik); 12 vysokotlaké labyrintové ucpávky; 13 nízkotlaké labyrintové ucpávky s přívodem zahlcovací páry; 14 mazací soustava ložisek; 15 sledované veličiny turbosoustrojí⁽²⁾; 16 přední ložiskový stojan; 17 zadní ložiskový stojan.
 p [Pa] tlak páry; t [°C] teplota páry; n [s⁻¹] otáčky; P [W] výkon turbosoustrojí.

Přes ucpávky může unikat z parní turbíny relativně velké množství páry (do 2 % u malých turbín včetně spotřeby zahlcovací páry a do 1 % u velkých turbín) – záleží i na opotřebení ucpávky. Samozřejmostí je únik páry přes ucpávky nějak využít: Páru z ucpávek lze odvést do tzv. ucpávkových kondenzátorů, kde se využívá teplo z kondenzace k ohřevu napájecí vody kotle (viz kapitola Schématu technologických celků s parními turbínami). Ve vysokotlakých ucpávkách se tlak snižuje postupně ze výstupního tlaku, takže ve vhodných tlakových úrovních ucpávky je možné tuto páru odvést do odběrů, ale je nutné zohlednit vyšší teplotu ucpávkové páry, která může významně zvýšit teplotu páry v odběru po promíchání – ještě nebezpečnější může být pro blízký spotřebič nepromíchaný proud ucpávkové páry o vysoké teplotě a odběrové páry. Více o zapojení ucpávek např. [Krbek, 1990, s. 152].

Hlavní kontrolované veličiny u parní turbíny jsou tlaky a teploty páry na vstupu a výstupu z turbíny a odběrů; tlak a teplota mazacího oleje; otáčky, výkonové parametry generátoru (napětí, proud); polohy regulačních ventilů; poloha hlavní uzavírací/havarijní armatury (otevřeno-zavřeno). Rozmístění měřících míst podle typu bloku, kterého je součástí je uvedeno např. v [Ibler et al., 2002, s. 513, 515, 519].

Teplárny

Hlavním účelem teplárny bývá dodávka páry nebo teplé vody buď pro technologické účely (zásobování blízkého průmyslového podniku) nebo vytápění (zásobování sídlišť a městské infrastruktury). Podřízení se požadavku na dávku tepla či páry znamená nejen použití turbín s odběrem, protilakých turbín, ale také vybavit blok i redukční stanicí zapojenou v bypassu turbíny (havárie turbosoustrojí nezpůsobí výpadek dodávky tepla), viz Obrázek 150.



150: Schéma zařízení teplárny s parní turbínou s regulovaným odběrem páry pro technologické účely

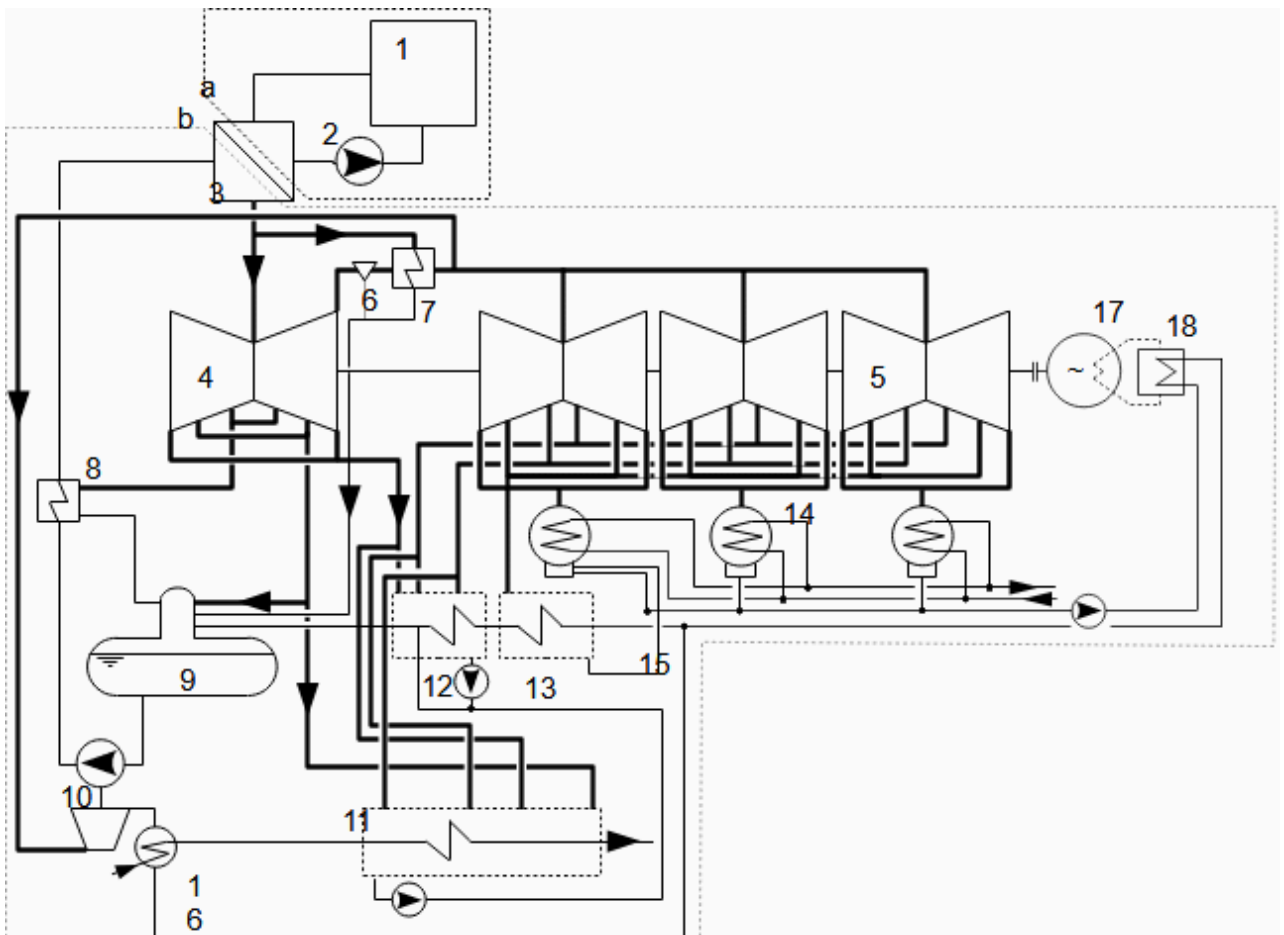
1 sklad paliva; 2 parní kotel; 3 kondenzační turbína s jedním regulovaným odběrem; 4 kondenzátor; 5 paralelní chladicí okruh v tomto případě s chladicí věží; 6 odběr a vratka topné vody (CZT); 7 cirkulační čerpadlo chladicího okruhu; 8 redukční stanice pro obtok páry do kondenzátoru; 9 chladicí stanice; 10 spotřebiče páry; 11 čerpadlo vratného kondenzátu; 12 redukční stanice pro obtok páry; 13 kondenzátní čerpadlo; 14 redukční stanice prohřívání napájecí nádrže a termického odplynění; 15 napájecí nádrž s termickým odplyněním; 16 chemická úprava vody; 17 ohřívák doplňující vody; 18 redukční stanice páry pro ohřev doplňující vody; 19 napájecí čerpadlo. Schéma zapojení používané u teplárenských parních turbín s výkony ~10 až 70 MWe.

Pro teplárny je typické (především při dodávce páry pro technologické účely), že se značná část topného média nevrací zpět (tzv. vratný kondenzát) do teplárny z důvodů znečištění, proto je teplárna vybavena relativně výkonnou jednotkou pro úpravu vody, kterou se tyto ztráty vody v okruhu nahrazují Obrázek 150(16). Teplárny jsou provozovány i v době, kdy není odběr tepla, proto bývá vybavena i chladícím okruhem, kde se nevyužitě teplo maří. Tento okruh má smysl provozovat pouze tehdy, je-li to ekonomicky a ekologicky přijatelné.

Napájecí čerpadla kotlů jsou u větších bloků poháněna vlastní parní turbínou (tzv. turbonapáječka – jedná se o mnohem menší turbínu, než je hlavní turbína), viz zapojení na Obrázku 149. To je dáno velmi velkým příkonem v řádech MW, ale pokud je účinnost turbonapáječky nižší, než je součin účinnosti výroby elektřiny hlavního soustrojí a účinnosti elektronapáječky, zvažuje se použití elektrického pohonu čerpadla (tzv. elektronapáječka).

Jaderné elektrárny

Charakteristickým rysem bloku jaderné elektrárny s tlakovodním reaktorem je velmi vysoký průtok páry při teplotě nižší, než je kritická teplota. To vede na paralelní uspořádání nízkotlakých těles a separaci vlhkosti páry v separátoru vlhkosti instalovaný před přehřívák páry mezi tělesy Obrázek 149(7). Důvodem instalace separátoru je extrémně vysoká vlhkost páry na výstupu z vysokotlakého tělesa turbíny (expanze začíná na syté páře, viz podkapitola 9. Schéma zařízení jaderné elektrárny s reaktorem typu VVER) a vodní kapičky snižují efektivitu přehřevu páry a může poškodit průtočné části nízkotlakých těles. Turbíny pracující v bloku s tímto typem reaktoru jsou sice omezeny maximální teplotou páry (tedy měrnou změnou entalpie páry při expanzi), ale mohou v současnosti dosahovat výkonů až *1500 MW*.

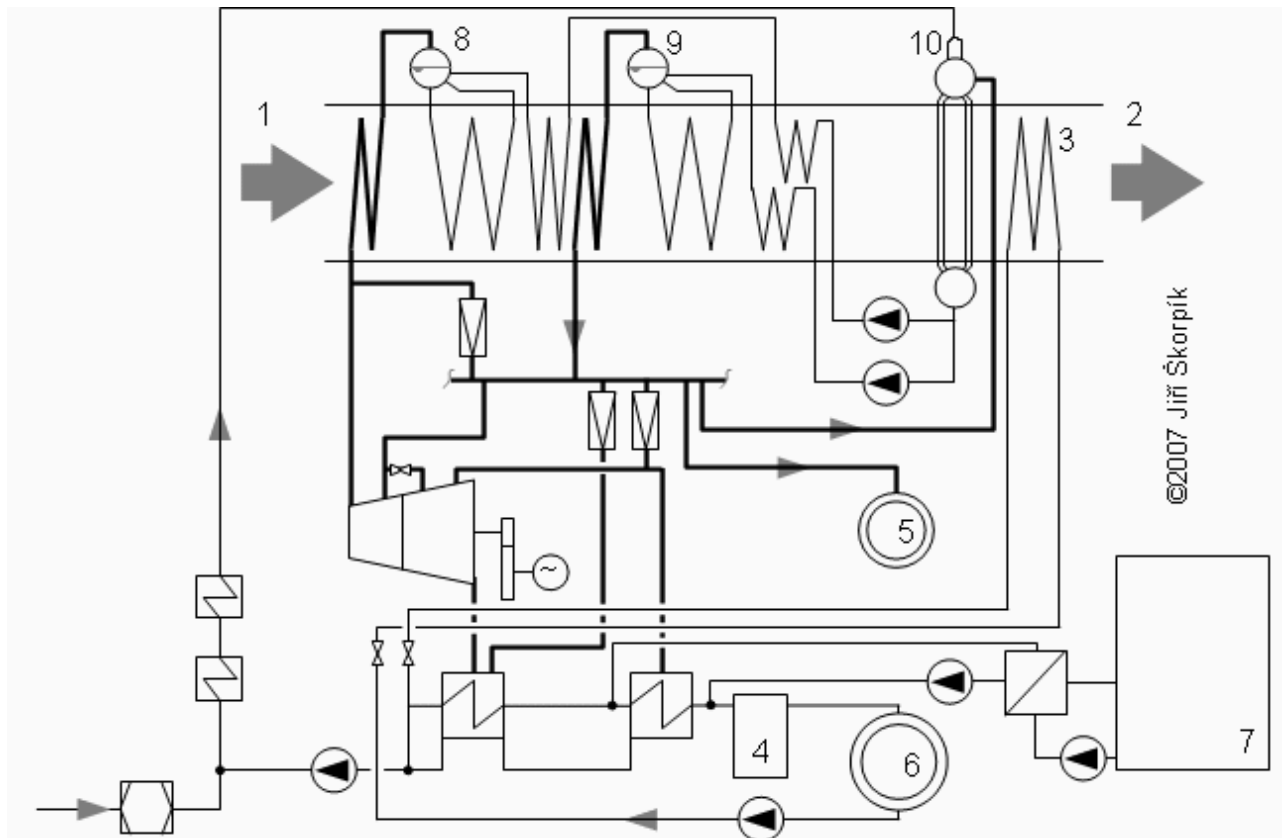


149: Schéma zařízení jaderného bloku s reaktorem VVER o výkonu 1000 MW

a primární okruh; b sekundární okruh. 1 reaktor; 2 cirkulační čerpadlo; 3 parogenerátor; 4 vysokotlaký díl turbíny; 5 3x nízkotlaký díl turbíny; 6 separátor vlhkosti; 7 přehřívání páry – přehřívák; 8 vysokotlaký ohřívák; 9 napájecí nádrž s odplyňovačem; 10 napájecí čerpadlo parogenerátoru; 11 soustava ohříváků topné vody (I když se jedná o elektrárnu, tak část tepla může být využita pro vytápění areálu elektrárny a případně i blízkých sídlišť. Například v případě jaderné elektrárny Temelín se odvádí část tepla pro vytápění města Týn nad Vltavou.); 12, 13 soustava nízkotlakých ohříváků s kaskádovým přečerpáváním kondenzátu; 14 3x kondenzátor; 15 kondenzátní čerpadlo; 16 kondenzátor turbonapáječky a první stupeň ohřátí topné vody; 17-systém chlazení generátoru a budiče (generátor je chlazen vodíkem); 18-odvod tepla ze systému chlazení generátoru a budiče.

Paroplynové bloky
Odpadní teplo
Dvoutlaková turbína
Paroplynový oběh
Teplárna Červený mlýn
Spalovací turbína
Komin

V případě, že zdroj tepla pro parní kotel je nezávislý na výkonu parní turbíny (paroplynové bloky, bloky na odpadní teplo, sluneční elektrárny...), pak je výhodné v tomto kotli vyrábět páru ve dvou tlacích – teoretické zdůvodnění je v kapitole Paroplynový oběh¹⁷. Na Obrázku 157 je zapojení dvoutlakové turbíny a dvoutlakového kotle v paroplynového bloku teplárny Červený mlýn v Brně. Elektrický výkon teplárny je 94 MW, z toho 70 MW připadá na spalovací turbínu, tepelný výkon je 140 MW. Parní část: 100 t·h⁻¹, 6,84 MPa, 500 °C, 0,92 MPa. Tepelný výkon je přenášen v horké vodě (125 MW) a v páře (15 MW), účinnost vztažená na výrobu elektrické energie 47,5 %, celková účinnost 89 %. Spalinovod mezi výfukem spalovací turbíny a parním kotlem je vybaven dalším komínem, aby bylo možné spalovací turbínu provozovat nezávisle na parní části (při odstávce parní části nebo při požadavku el. sítě na rychlé spuštění).

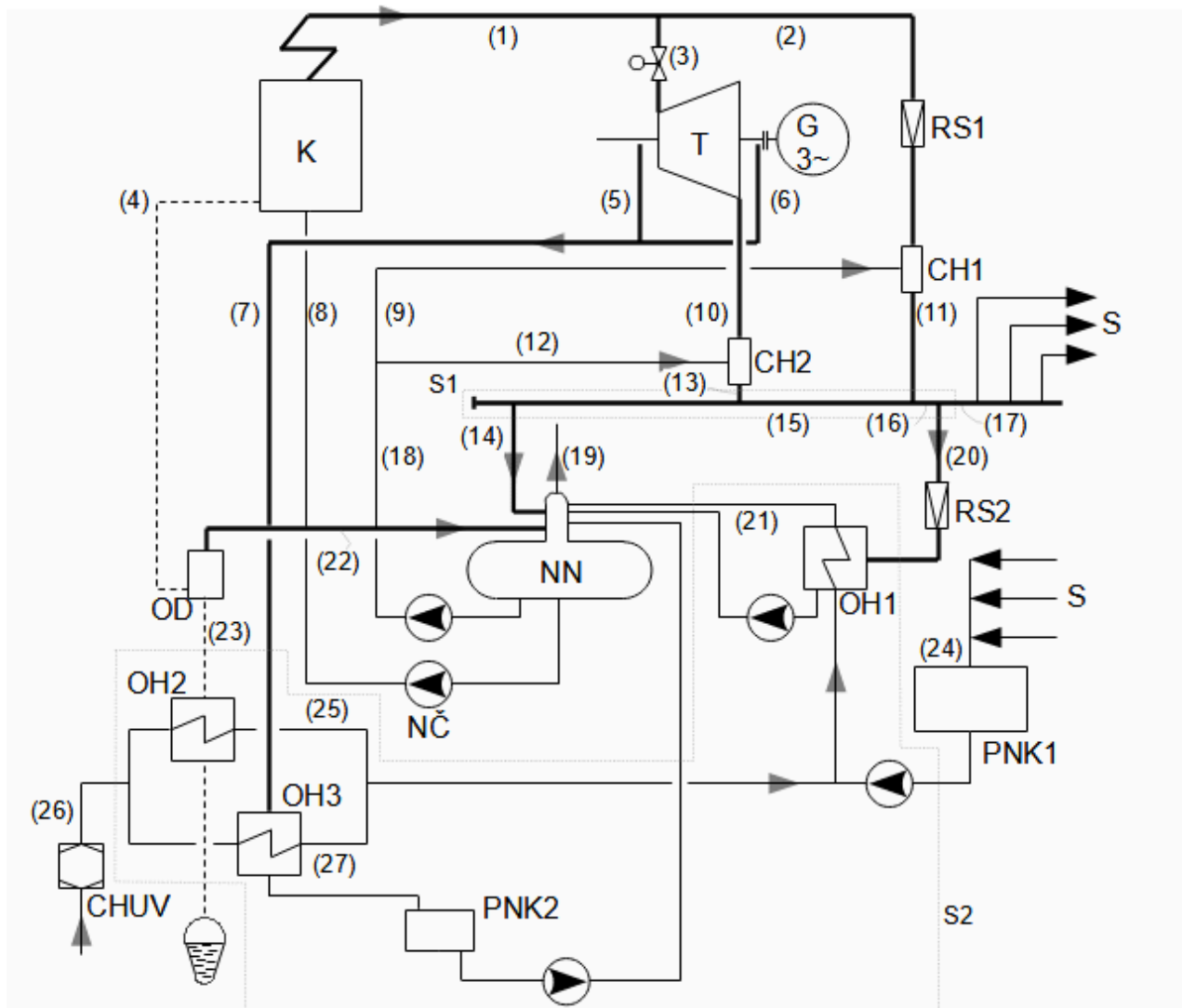


157: Schéma zařízení parní části paroplynové teplárny Červený mlýn

1 vstup horkých spalin z plynové turbíny do parního kotle; 2 výstup spalin z kotle do komína; 3 spalinový ohřívák horké vody; 4 horkovodní kotel (na ZP); 5 parní spotřebič ($0,9 \text{ MPa}$, 200 °C); 6 horkovodní spotřebič ($130/70 \text{ °C}$); 7 beztlakový akumulátor tepla ($5\,600 \text{ m}^3$); 8 parní buben vysokotlaké páry; 9 parní buben nízkotlaké páry; 10 směšování pára/kondenzátní voda a předehřev napájecí vody kotle.

Technologický celek, ve kterém parní turbína pracuje, se vyznačuje rozsáhlou potrubní sítí s mnoha uzly a značným počtem zařízení, ve kterých dochází ke změně stavových veličin pracovní látky, viz Obrázek 1211. Při výpočtu také rozsáhlé sítě se vychází z rovnic hmotnostní a energetické bilance jednotlivých zařízení, což jsou lineární rovnice (za potrubní větve zde považují úsek potrubí, ve kterém protéká stejné množství pracovní látky – její stav se ale může měnit při průchodu, například výměníkem, ale stále je to jedna větev). Rozsáhlou soustavu lineárních rovnic lze řešit pracně analyticky, ale častěji numericky, například pomocí Gausovy eliminační metody nebo maticového počtu [Schmidtmayer, 1967]. Samozřejmě k jednoznačnému řešení rovnic je nutné sestavit stejný počet rovnic, jako je neznámých, přičemž počet neznámých lze snížit výpočtem průtoků větvemi, u kterých je to triviální, jak ukazuje Úloha 151. Jedná se především o zařízení a uzly, ve kterých je průtok dán nějakým požadavkem zadání apod. Neznámé v některých větvích lze eliminovat také tak, že se udělá bilance dvou a více zařízení či uzlů jako celku, respektive podcelku, a tak není nutné pro hlavní výpočet znát toky uvnitř tohoto podcelku (známe jeho chování navenek), takže pracujeme i s několika soustavami rovnic. Typickým příkladem podcelku jsou kolektory, ve kterých se nemění entalpie. U rozsáhlých soustav lineárních rovnic je problém konvergence, kterou lze určit až je soustava vytvořena, nicméně pokud se bude každá neznámá vyskytovat alespoň ve dvou rovnicích, přesněji v nějaké rovnici hmotnostní bilance a i energetické bilance, pak je vysoká pravděpodobnost, že soustava jednoznačné řešení mít bude.

Výsledky výpočtů se obvykle zapisují přímo do schématu, pak lze přehledně sledovat hmotnostní i energetické toky v technologii včetně sledování stavu pracovní látky za jednotlivými zařízeními.



1211: Příklad značení jednotlivých větví technologického celku

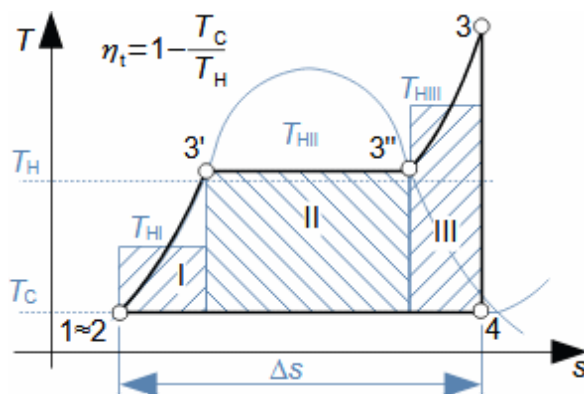
RS redukční stanice; NČ napájecí čerpadlo; CH chladicí stanice; T parní turbína; G elektrický generátor; k parní kotel; NN napájecí nádrž s termickým odplyněním; OH ohřívák; OD odkal kotle; CHUV chemická úprava vody; PNK pomocná nádrž kondenzátu; S spotřebiče páry; z odvod brýdových par z odplynění.

Zvyšování tepelné účinnosti parního oběhu

K dosažení co nejvyšší tepelné účinnosti parního oběhu vede několik cest. Tyto cesty vychází z tzv. Carnotizace, ze které lze vyčíst, že zvýšení účinnosti parního oběhu je možné nejen optimalizací parametrů páry, ale i tzv. přehříváním páry a regenerací tepla.

Carnotizace parního oběhu
Tepelná účinnost oběhu
střední teplota přívodu tepla do oběhu
střední teplota odvodu tepla z oběhu

Carnotizace parního oběhu spočívá ve stanovení střední teploty přívodu a odvodu tepla oběhu, viz Obrázek 126. Z teorie carnotizace (viz článek Tepelné oběhy a jejich realizace [Škorpík, 2020]) vyplývá, že tepelnou účinnost oběhu η_t lze vyjádřit pomocí poměru těchto dvou teplot. Přičemž ke zvýšení tepelné účinnosti vedou taková opatření, které zvyšují střední teplotu přívodu tepla do oběhu a nebo snižují střední teplotu odvodu tepla z oběhu. Stejně tak je zvykem navíc rozdělovat parní oběh na tři dílčí oběhy, přičemž opět platí, že ke zvýšení tepelné účinnosti dojde vždy, když se zvýší tepelná účinnost jednoho z těchto dílčích oběhu a naopak.



126: Rozdělení ideálního parního oběhu (R-C oběh) na 3 dílčí oběhy za účelem Carnotizace

T [K] absolutní teplota; T_H [K] střední teplota přívodu tepla do oběhu; T_C [K] střední teplota odvodu tepla z oběhu; η_t [1] tepelná účinnost oběhu nebo dílčí části oběhu.

Optimalizace parametrů páry
Teplota T_3
Přehřívák

Střední teploty přívodu a odvodu oběhu ovlivňují parametry páry. Například zvýšením teploty páry T_3 se zvýší i teplota T_H , respektive teplota T_{HIII} . Zvyšování teploty páry na vstupu do turbíny se samozřejmě zvyšují i nároky na materiál přehříváku páry v kotli nebo jiném generátoru páry a na materiál první stupně lopatkování v turbíně. Dalším omezením zvyšování teploty T_3 je požadavek, aby konec expanze páry v bodě-4 nebyl v přehřáté páře, což by totiž zvyšovalo teplotu T_C .

Teploty páry

Teplota vodní páry na vstupu do parní turbíny se obvykle pohybuje kolem 535 °C (starší typy parních turbín, fosilní blok), 565 °C (moderní fosilní blok) a u bloků se superkritickými parametry páry může dosahovat až 650 °C [Ibler et al., 2002, s. 274] – teploty jsou dány použitým materiálem vstupních částí parních turbín a prvních stupňů lopatek.

Tlak p_2

Mokrý pára

Zvýšením tlaku p_2 se zvýší teplota T_H i teploty T_H všech dílčích oběhů. Ovšem je nutné počítat s menším měrným objemem páry na vstupu do turbíny a s problémem vyšší vlhkosti páry na konci expanze v bodě-4 než při tlaku nižším.

Teplota T_C

Teplota kondenzace

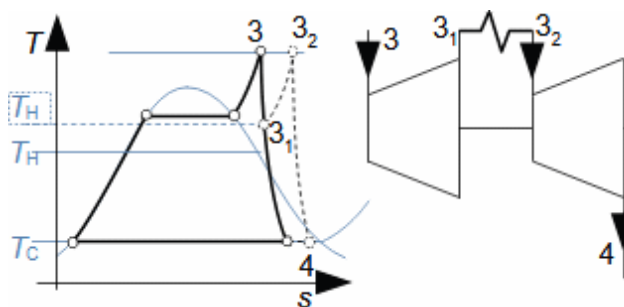
Rekuperační výměník

Střední teplota odvodu tepla z oběhu T_C je v podstatě teplotou kondenzace páry za turbínou t_4 . Prostor pro snižování této teploty je v podstatě závislý na teplotě chladicí látky v kondenzátoru, jejího hmotnostního toku, velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru a tepelné vodivosti materiálu teplosměnných ploch – čím vyšší hodnotu mají poslední čtyři zmíněné veličiny, tím bude teplota kondenzace nižší, což plyne z rovnic rekuperačních tepelných výměníků.

Přihřívání páry

Přihřívák

Přihřívání páry spočívá ve vyvedení páry z parní turbíny již při tlaku $p_{3,1}$ z pohledu Obrázku 129 (přibližně 1/3 až 1/5 tlaku p_3) a zpět do parogenerátoru či kotle do výměníku zvaného přihřívák. V přihříváku může teplota páry dosáhnout opět teploty páry T_3 – limitem teploty přehřátí je posunutí konce expanze páry-4 do vyšší entropie a velikosti teplosměnné plochy přihříváku. Takto se sice sníží účinnost třetího dílčího oběhu, respektive hodnota teploty T_{HIII} (počáteční teplota přihřívání nižší než výparná teplota T_2), ale střední teplota přívodu tepla do oběhu T_H a výkon se při správném přihřívacím tlaku zvýší [Kadrnožka, 1984, s. 78].



129: Přihříváním páry

vlevo T - s diagram parního oběhu s přihříváním páry; vpravo schéma zapojení dvoutělesové parní turbíny s přihříváním páry.

Teplu pro přehřívání

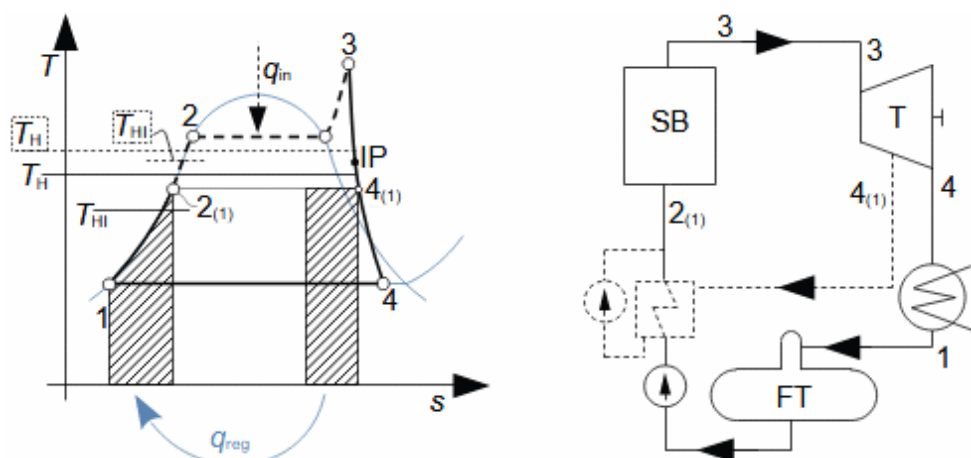
U tepelných elektráren se přehřívání obvykle provádí teplem ze spalin přivedením výstupní páry z vysokotlakého dílu turbíny dílu zpět do kotle, respektive přehříváku a odtud zpět do dalšího tělesa turbíny. V jaderných elektrárnách s reaktory VVER se přehřívání provádí parou odebranou před vysokotlakým dílem turbíny, pomocí které se zvýší teplota páry před vstupem do nízkotlakých dílů turbíny.

Konstrukce zdroje páry
Regulace
Měrný objem páry
 Vícetělesová turbína
Turbína s odběrem páry

Za nevýhodu tohoto postupu lze považovat komplikovanější rozvody páry i konstrukci a regulaci kotle (větší průměry potrubí přehříváku). Další nevýhodou je, že tato metoda vede často na použití vícetělesové turbíny, protože při přehřívání se zvyšuje i měrný objem páry a pára by v případě jednotělesového provedení by musela být v určité části turbíny odebrána v neregulovaném odběru a opět přivedena zpět po přehřátí do druhé části turbíny oddělené přepážkou, ale lopatky by musely být větší – větší průtočná plocha kvůli nárůstu měrného objemu, proto je konstrukčně obtížné vyrobit jednotělesovou parní turbínu s přehříváním. Problém je i rozdíl teplot před a po přehřátí v jednom tělese. Jednotělesovou parní turbínu s přehříváním vyrábí a dodává pouze několik společností a to pouze pro určité stavy páry a výkon.

Regenerace tepla
Odběr tepla
Předehřev napájecí vody

Zvýšit střední teplotu přívodu tepla do parního oběhu T_H je možné i tak, že se odvede část tepla z úseku 3-4 (viz [Obrázek 130](#)) a tímto teplem se ohřeje (předehřeje) napájecí voda. Odebráním tepla z úseku 3-4 je realizováno přímo odběrem částečně vyexpandované páry z turbíny. Teplo je předáno napájecí vodě v regeneračním ohříváku napájecí vody během kondenzace odběrové páry.



130: Parní oběh – zvýšení teploty T_T regeneračním ohřevem napájecí vody
R1-regenerační výměník; IP-indeferní bod; SB-parní kotel (steam boiler); FT-napájecí nádrž (feed water tank). q_{in} [$J \cdot kg^{-1}$] dodané teplo do parního oběhu; q_{reg} [$J \cdot kg^{-1}$] regenerované teplo parního oběhu.

Odběr páry
 Teplná účinnost
 Napájecí voda
 Indiferentní bod

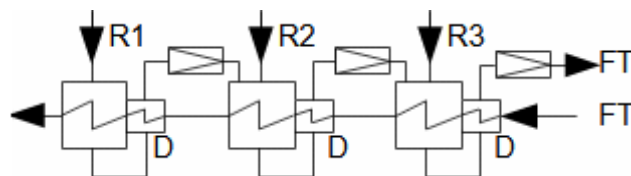
Odebráním části páry v průběhu expanze se sníží práce páry v turbíně a účinnost třetí části oběhu-III, ale na druhou stranu odvedené teplo předeřívá napájecí vodu, a tím, zvyšuje teplotu přívodu tepla do první části oběhu-I. K tomu aby se tedy zvýšila tepelná účinnost oběhu je nutné odběr množství odběru správně napočítat a provést. Stav páry v místě odběru v turbíně, při kterém už nedojde ke kladné změně tepelné účinnosti se nazývá indiferentní bod.

Neregulované odběry

Obvykle obsahuje turbína několik neregulovaných odběrů pro regeneraci a každý s vlastním regeneračním ohřívákem (vícestupňová regenerace). Odběr z vysokotlakých částí turbíny pro regeneraci se nazývá vysokotlaká regenerace, odběry v nízkotlakých částí turbíny nízkotlaká regenerace.

Regenerační výměník
 Napájecí nádrž
 Kaskádování
 kondenzátu

V případě Obrázku 130 se kondenzát z regeneračního výměníku vrací do oběhu pomocí vlastního čerpadla, ale to generuje spotřebu elektrické energie, proto, pokud je tlak kondenzátu v regeneračním výměníku vyšší než v napájecí nádrži, se kondenzát odvádí do napájecí nádrže (NN). Je tu ovšem problém s mnohem vyšší entalpií kondenzátu než je entalpie vody v NN – po expanzi kondenzátu do tlaku v NN by došlo jednak k varu a odpaření části kondenzátu a jednak by se zvýšila teplota napájecí vody v NN, takže by se musela zvýšit nátoková výška napájecí čerpadla. Navíc by vyšší teplota napájecí vody snížila možnosti regeneračního ohřevu napájecí vody v případě více regeneračních výměníků. Z těchto důvodů se kondenzát z regeneračních výměníků odvádí kaskádováním (Obrázek 1212), při kterém kondenzát postupně protéká tlakově níže umístěnými regeneračními výměníky a tak se snižuje jeho teplota [Kadrnožka, 1984, s. 74]. Kaskádování lze také využít u nízkotlaké regenerace s odvodem kondenzátů z regenerace do sběrací nádrže kondenzátu hlavního kondenzátoru.



1212: Odvádění kondenzátu z regeneračních výměníků kaskádováním

Jedná o příklad tří regeneračních výměníků s tlakem odběru vyšším než je tlak v napájecí nádrži. D-dochlazovače, ve kterých se kondenzát podchlazuje, což snižuje ztrátu směřováním a současně po průchodu redukčním ventilem kondenzát nezačně vřít – dochlazovač se nepoužívá vždy.

Parní kotel
Paroplynový oběh
Odpadní teplo

Ohřev napájecí vody pomocí páry z odběru turbíny snižuje množství tepla na ohřev napájecí vody ze spalin. Proto, pro zvýšení celkové účinnosti bloku, je nutné přizpůsobit regeneraci i zdroj tepla (předehřev vzduchu na vyšší teplotu – což snižuje spotřebu paliva; u paroplynových bloků, respektive u zdrojů páry na odpadní teplo je nutné použít vícetlakový oběh jinak regenerace nemá smysl apod). Tato opatření samozřejmě významně zvyšují investici pro pořízení bloku.

Výpočet regenerace
Regenerační výměník

Výpočet parního oběhu s více regeneračními ohříváky je proveden v [Krbek et al., 1999, s. 39]. O konstrukci a výpočtu regeneračního ohříváku napájecí vody se lze dozvědět více v [Fraas, 1989, s. 333]. Komplexní problematika přihřívání včetně optimalizace parametrů, zapojení a konstrukce regeneračních ohříváku je v díle Tepelné elektrárny a teplárny od Jaroslava Kadrnožky [Kadrnožka, 1984].

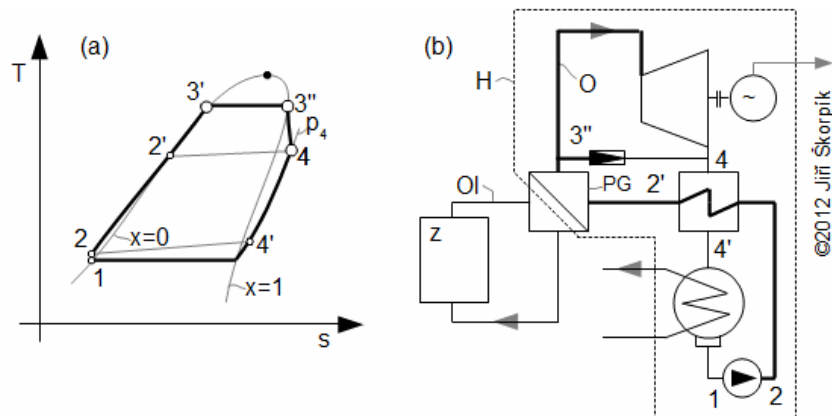
Alternativní pracovní látky v parních obězích

Voda je na Zemi přirozeně se vyskytující látka, není toxická a je všudypřítomná má ale i další unikátní vlastnosti a společně se vzduchem je i nejčastější pracovní látkou v tepelných obězích. Za jistých okolností je ale výhodnější použití alternativních pracovních látek. Mezi alternativní oběhy k parnímu oběhu patří ORC oběh, CO₂ oběh a tepelné oběhy s roztoky.

ORC oběh

U parních turbín s výkony nižšími než $\sim 1,5$ MWe se výrazně snižuje jejich vnitřní účinnost (roste ztráta parciálním ostřikem a okrajová ztráta a současně klesají možnosti použití carnotizace). Pro tyto výkony se používají jednostupňové parní turbíny a díky velkému měrnému entalpickému spádu s vysokými otáčkami (jednostupňové turbíny s rovnotlakým stupněm). V takovém případě by bylo žádoucí nějakým způsobem zvětšit objemový průtok turbínou. Podle rovnice pro vnitřní výkon lopatkového stroje, kterou lze upravit na tvar $P_i = \Delta i \cdot m = c_p \Delta t \cdot \rho \cdot V$ (pro adiabatickou expanzi), by alternativní pracovní látka musela mít při stejném vnitřní výkonu nižší měrnou tepelnou kapacitu, hustotu nebo by se při expanzi nesměla tolik změnit jako při expanzi vodní páry. Některou z uvedených podmínek nebo častěji jejich kombinaci vyhovuje několik organických sloučenin, proto se tyto oběhy označují zkratkou ORC (Organic Rankine Cycle).

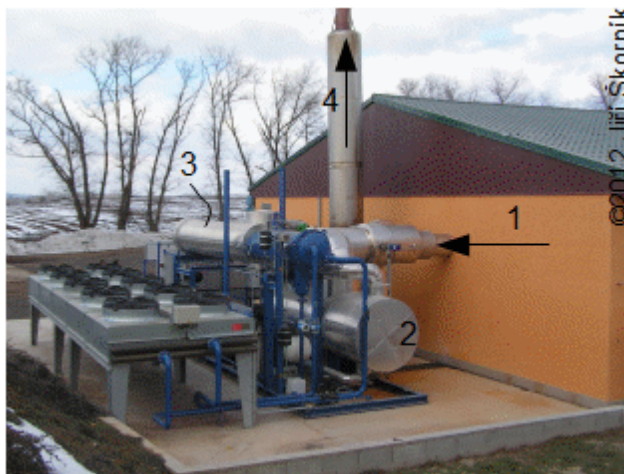
Z pohledu termodynamiky se jedná o látky, u kterých entropie syté páry klesá s teplotou, jako třeba případ zobrazený na Obrázku 903(a). V takovém případě se sníží entalpický spád a zvýší průtok, na druhou stranu roste potřeba regenerace kondenzačního tepla (úsek 4-4'), jinak by byl celý oběh neekonomický (existují i organické látky, u kterých křivka sytosti páry nesměruje s teplotou k vyšším entropiím, potom se regenerace neprovádí). Elektrická účinnost ORC (pouze sekundární části *H*) se pohybuje od 15 do 20 % na svorkách generátoru. Pro běžné entalpické spády ORC postačují jednostupňové axiální turbíny, ale používají se i vícestupňové či radiální.



903: *T-s* diagram ORC a schéma zařízení pro jeho realizaci

$x=0$ křivka sytosti kapaliny; $x=1$ křivka sytosti páry. *H* hranice hermeticky uzavřené jednotky; *Ol* smyčka s horkým olejem; *O* tepelný oběh s organickou pracovní látkou; *PG* parogenerátor. Schéma odpovídá zapojení jednotky od společnosti Turboden.

Obvykle se ale jedná o látky velmi hořlavé a obtížně biodegradovatelné představující zátěž pro životní prostředí. Pro snížení rizika havárie a ochrany pracovní látky před vysokými teplotami – hrozí lokální přehřátí ve spalinovém výměníku (tyto látky jsou obvykle náchylné na rozklad za působení vysokých teplot, ale i tak je nutné v určitých intervalech náplň okruhu měnit či regenerovat) obsahuje blok ORC primární a sekundární okruh (pokud není pracovní látka citlivá na vysokou teplotu a ani hořlavá, pak je možné vložený okruh vyřadit), viz Obrázek 903(b). V primárním okruhu cirkuluje kapalina, která je ohřívána zdrojem tepla. Kapalinou v primárním okruhu bývá silikonový olej s vysokou výparnou teplotou cca 300..350 °C (limitující teplota oběhu). Sekundární část bloku je v hermeticky uzavřeném provedení obsahující potřebné výměníky, turbosoustrojí a další zařízení (napájecí čerpadlo..), viz Obrázek 873.



873: ORC blok využívající výfukové teplo spalovacího motoru bioplynové stanice 1 vstup spalin do bloku; 2 kotel; 3 blok s turbínou, regenerátorem a kondenzátorem; 4 výstup vychlazených spalin do komína. Umístění: Valovice; výrobce ORC bloku: Fraunhofer-institut für UMSICHT, 2009; El. výkon 100 kWe ; otáčky turbíny $17\,500 \text{ min}^{-1}$; pracovní látka: hexamethyldisiloxan $[(\text{CH}_3)_3\text{Si}]_2\text{O}$; teplotní spád v sekundárním oběhu v oběhu $235/170 \text{ }^\circ\text{C}$, max. tlak $1,65 \text{ MPa}$, tlak v kondenzátoru $17,5 \text{ kPa}$.

CO₂ oběh

Schéma zařízení pro realizaci oběhu s CO₂ je stejné jako u parního oběhu. Výhodou CO₂ je jeho nízká kritická teplota a to $31,03 \text{ }^\circ\text{C}$, takže jeho použití je směřováno k využití nízkopotenciálního tepla. Nevýhodou je, že kritický tlak je $7,38 \text{ MPa}$, což vede na technické problémy spojené s vysokým tlakem, zejména problém úniku pracovní látky (kterou nelze levně nahradit) přes ucpávky turbosoustrojí.

Oběhy s roztoky

Kalinův oběh

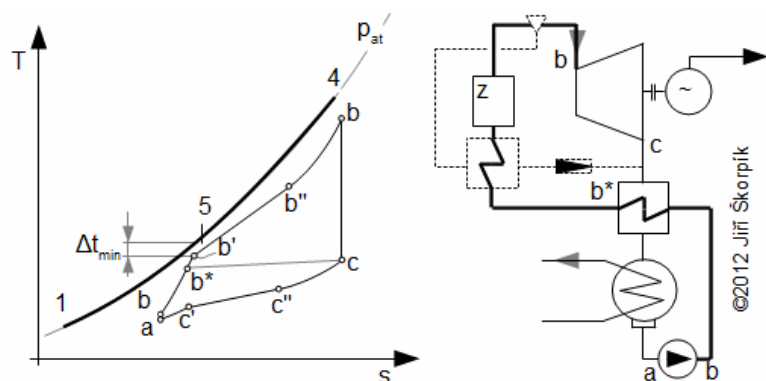
Binární paroplynový oběh

Další alternativní látky jsou roztoky. Roztoky jsou výjimečné tím, že výparná teplota roztoku dvou látek není, při daném tlaku, konstantní [Krupka et al., 1961, s. 762] (v plynném stavu se z roztoků stává směs plynů). Roztoky jsou řešením pro všechny typy odpadních tepel, protože střední teplota odvodu tepla z teplotního média odpadního tepla byla velmi blízká střední teplotě přívodu tepla do oběhu s roztokem, viz [Obrázek 904](#) (viz také teoretický [binární paroplynový oběh¹⁷](#)).

Jedním z nejpoužívanějších roztoků je kombinace čpavku a vody NH₃-H₂O (amoniak se ve vodě dobře rozpouští). Parní oběh s roztokem NH₃-H₂O se nazývá Kalinův oběh [Mlcak, 1996].

Přesný tvar T - s diagramu roztoku $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (počáteční teplota vypařování a teplota ukončení výparu) závisí na poměru jednotlivých složek roztoku, který musí být optimalizován pro konkrétní aplikaci, respektive maximální teplotu a teplotní spád. Čím větší je obsah amoniaku v roztoku, tím blíže jsou jeho termodynamické vlastnosti vlastnostem amoniaku a dále od vlastností vody a naopak. Základy termodynamiky dvousložkového roztoku jsou uvedeny např. v [Hoch, 1992, s. 26], [Krupka et al., 1961, s. 748] a podrobněji v [Shavit and Gutfinger, 2009]. Entalpie roztoku je součet entalpie jednotlivých složek, tedy stejný postup jako pro výpočet entalpie směsi plynů. Rovnice pro výpočet entalpie amoniaku jsou uvedeny například v [Dvořák and Petrák, 1974] nebo tabelárně [Ražnjević, 1984] nebo diagram i - $x\text{NH}_3$ (entalpie-podíl amoniaku ve směsi) pro vybrané tlaky v [Shavit and Gutfinger, 2009, s. 512].

Kalinův oběh by sice dosahoval lepšího vychlazení spalin v paroplynovém oběhu v jednotlakovém uspořádání než klasický parní oběh, ale celé zařízení by bylo technologicky velmi složité a nákladné. Dalším omezením je vliv čpavku na lidský organismus, při vdechování může dojít k poškození plic i smrti. Při velkých výkonech spalovacích turbín by objem amoniaku v parním, respektive Kalinovu oběhu byl mnohatunový, což by mělo velké nároky na bezpečnost. Proto se tyto oběhy používají pouze pro využití nízko-potenciálního odpadního tepla malých výkonů (např. odpadní teplo či geotermální energie [Tůma, 2013]). Tento roztok může mít také teplotu kondenzace hluboko pod $0\text{ }^\circ\text{C}$ (díky podílu čpavku) a proto se používá jako absorpční chladicí oběh [Hoch, 1992, s. 28], který využívá stejné směsi (používají se ale i roztoky jiných látek). Ze stejných důvodů se používá Kalinův oběh i u geotermálních elektráren v chladných oblastech s velmi nízkou okolní teplotou a tím oběh může dosáhnout vyšší účinnosti než parní oběh s vodou, u které je teplota kondenzace vysoko nad $0\text{ }^\circ\text{C}$.



904: T - s diagram Kalinova oběhu (ideální) a schéma zařízení pro jeho realizaci

Zde jsou zdrojem tepla horké spaliny za spalovací turbínou. Protože odpařování směsi není izotermický proces může (z technologických důvodů) už ohřev končit pod bodem celkové sytosti b'' . V takovém případě obsahuje směs velké množství kapek a zařízení musí být doplněno separátorem vlhkosti (přerušovaná čára).

Úlohy

Úloha 653:

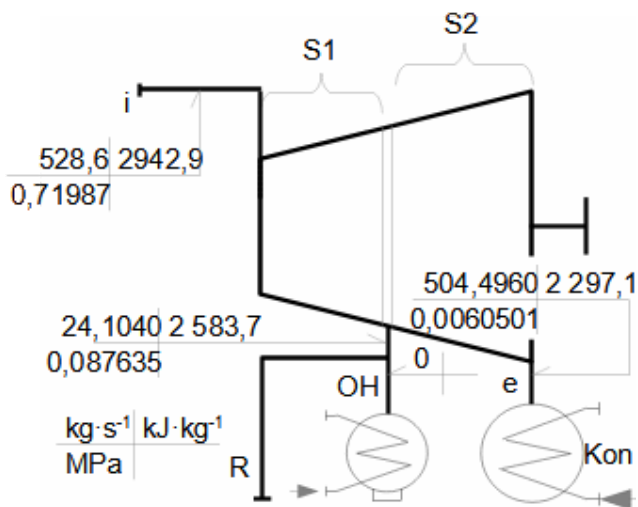
Závod na výrobu bioethanolu spotřebovává sytou páru o tlaku 1,1 MPa v množství $75 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$. Tato pára je dodávána přes redukčně chladicí stanici z teplárny. Pára na vstupu do redukčně-chladicí stanice má tlak 1,6 MPa a teplotu $295 \text{ }^\circ\text{C}$. (a) Vypočítejte množství chladicí vody pro redukčně chladicí stanici, pokud je teplota chladicí vody $120 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlak 2,8 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 h - s diagramu vyhodnoťte jakým způsobem by tato redukčně chladicí stanice mohla být nahrazena parním turbínou. Jaký teoreticky možný výkon by měla taková turbína?

Řešení úlohy je uvedeno v [Příloze 653](#).

Úloha 1000:

K nízkotlakému stupni parní turbíny byl přidán neregulovaný odběr do ohříváku topné vody. Zkonstruuje spotřební charakteristiku turbíny, jestliže tlak kondenzace v novém ohříváku je nastaven na 80 kPa a znáte jmenovité parametry páry. Stačí zkonstruovat charakteristiku pouze pro původní teplotu páry ($t_i = \text{konst.}$). Vypočítejte také průtok ohřívákem pro jednotlivé stavy páry na vstupu do turbíny.

Řešení úlohy je uvedeno v [Příloze 1000](#).



Rozdělení lopátkové části parní turbíny za účelem tvorby spotřební charakteristiky S1, S2 skupiny stupňů mezi jednotlivými odběry. Údaje ve schématu jsou pro jmenovitý stav.

Úloha 151:

Teplárna na [Obrázku 1211](#) je vybavena soustrojím o výkonu na svorkách generátoru 6 MW při průtoku páry $17,55 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Na vstupu do turbíny má pára tyto parametry: 3,5 MPa, $435 \text{ }^\circ\text{C}$. Teplárna má dodávat technologickou páru o tlaku 0,6 MPa, teplotě $200 \text{ }^\circ\text{C}$ a maximálním průtoku $25,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Do teplárny se od spotřebitele vrací 60 % kondenzátu o teplotě $95 \text{ }^\circ\text{C}$. Odluh kotle činí cca 5 %. Mechanická účinnost turbíny je 97,8 %, účinnost generátoru je 94,6 %. Tlak v napájecí nádrži je 0,6 MPa (uvnitř je voda na mezi sytosti). Tlak 0,6 MPa bude také v uvolňovači páry z odluhu. Požadovaná teplota vody do napájecí nádrže je $135 \text{ }^\circ\text{C}$ (voda se ohřívá v ohříváku OH1). Vypočítejte hmotnostní průtok v jednotlivých větvích teplárny (celkem 27 větví). Teplota vody z úpravny vody je $20 \text{ }^\circ\text{C}$, maximální dovolená teplota odpadní vody z odluhu je $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Další parametry určete nebo odhadněte během výpočtu pomocí specializované literatury; zatím neuvažujete ztráty v potrubí a armaturách do okolí. Zadání úlohy je převzato a upraveno z [Krbek et al., 1999, s. 49]. Řešení úlohy je uvedeno v [Příloze 151](#).

| | |
|-----------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| §1 | Soupis zadaných parametrů |
| §2 | Vytipovat možné podcelky |
| §3 - §10 | Určení měrných entalpií v jednotlivých větvích – větve, u který to nejde zahrnout do nějakého podcelku (vytvoření nových podcelků) |
| §11 - §23 | Sestavení rovnic hmotnostních a energetických bilancí jednotlivých zařízení a případech triviálního řešení, zároveň vypočítat hledaný průtok |
| §24 - §25 | Sestavení rovnic do matice a její řešení |

Postup řešení Úlohy 151, popis symbolů je v Příloze 151.

Úloha 131:

Vypočítejte tepelnou účinnost oběhu parní turbíny se zapojením podle Obrázku 130 se vstupními parametry páry do turbíny $3,5 \text{ MPa}$ o teplotě $440 \text{ }^\circ\text{C}$. Tlak v kondenzátoru je $6,6 \text{ kPa}$. Požadovaná teplota napájecí vody je $140 \text{ }^\circ\text{C}$. Dále vypočítejte množství páry, které musí dodávat parní kotel má-li mít turbína výkon 6 MW . Neuvažujte oběh se ztrátami a práci napájecího čerpadla zanedbejte. Jaká by byla tepelná účinnost parního oběhu bez regenerace? Zadání úlohy je převzato z [Krbek, 1990]. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 131, s. 22.

Odkazy

- ŠKORPÍK, Jiří, 2020, Tepelné oběhy a jejich realizace, *Transformační technologie*, Brno, ISSN 1804-8293, <https://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-obehy-a-jejich-realizace.html>.
- ŠKORPÍK, Jiří, 2023, Proudění plynů a par tryskami, *Transformační technologie*, Brno, ISSN 1804-8293, <https://fluid-dynamics.education/proudeni-plynu-a-par-tryskami.html>.
- ŠKORPÍK, Jiří, 2024, Úvod do lopatkových strojů, *Transformační technologie*, Brno, ISSN 1804-8293, <https://turbomachinery.education/uvod-do-lopatkovych-stroju.html>.
- AMBROŽ, Jaroslav, BÉM, Karel, BUDLOVSKÝ, Jaroslav, MÁLEK, Bohuslav, ZAJÍC, Vladimír, 1955, *Parní turbíny I.-theorie a výpočet*, Statní nakladatelství technické literatury, n.p. Praha.
- AMBROŽ, Jaroslav, BÉM, Karel, BUDLOVSKÝ, Jaroslav, MÁLEK, Bohuslav, ZAJÍC, Vladimír, 1956, *Parní turbíny II, konstrukce, regulace a provoz parních turbín*, SNTL, Praha.
- ANON., 2017, *100 let: historie a současnost vývoje a výroby parních turbin v Brně*, Trilabit, Praha, ISBN: 978-80-902681-3-5.
- ANON., 2024, *Nuclear Propulsion*, Federation of American Scientists, Washington DC, <http://www.fas.org>.
- DVOŘÁK, Zdeněk, PETRÁK, Jiří. *Tepelné vlastnosti čpavku*, 1974. Praha: Závodní pobočka ČVTS strojní fakulta ČVUT.
- FIEDLER, Jan, 2004, *Parní turbíny-Návrh a výpočet*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-214-2777-9.
- FRAAS, Arthur, 1989, *Heat exchanger design*, John Wiley&Sons, Inc., ISBN 0-471-62868-9.
- HOCH, Václav, 1992, *Chladicí technika*, VUT v Brně, Brno, ISBN 80-214-0412-4.
- HOZNEDL, Michal, 2021, Měření proudových parametrů páry v nízkotlakém dílu turbíny 660 MW Ledvice – Výjimečný experiment na turbíně v elektrárně, *All for power*, 2021(4), AF POWER agency a.s., Praha, ISSN 1802-8535.
- IBLER, Zbyněk, KARTÁK, Jan, MERTLOVÁ, Jiřina, IBLER, Zbyněk ml., 2002, *Technický průvodce energetika-1. díl*, BEN-technická literatura, Praha, ISBN 80-7300-026-1.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, SKÁLA, Zdeněk, 1981, *Paroplynové elektrárny a teplárny*, SNTL, Praha.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 1984, *Tepelné elektrárny a teplárny*, SNTL, Praha.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 1987, *Parní turbíny a kondenzace*, VUT v Brně, Brno.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 2003, *Lopatkové stroje*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o, Brno, ISBN 80-7204-297-1.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 2004, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-346-3.
- KOUSAL, Milan, 1980, *Spalovací turbíny*, Nakladatelství technické literatury n. p., Praha.

- KUCHTOVÁ, Lenka, KOŘISTA, Milan, 2009, Cena a význam základního výzkumu v energetickém strojírenství, *All for power*, 2009(1), AF POWER agency a.s., Praha, ISSN 1802-8535.
- KRBEK, Jaroslav, 1990, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Vysoké učení technické v Brně, Brno, ISBN 80-214-0236-9.
- KRBEK, Jaroslav, POLESNÝ, Bohumil, FIEDLER, Jan, 1999, *Strojní zařízení tepelných centrál-Návrh a výpočet*, PC-DIR Real, s.r.o., Brno, ISBN 80-214-1334-4.
- KŘÍŽ, Jaromír, 2005, Využití malých parních zdrojů pro kogeneraci, zásady projektování těchto zdrojů výroby elektřiny, *3T. Teplo, technika, teplotnictví*, 2005(č. 3), Teplárenské sdružení České republiky, Pardubice, ISSN 1210 – 6003.
- HORÁK, Zdeněk. KRUPKA, František, ŠINDELÁŘ, Václav, 1961, *Technická fyzika*, SNTL, Praha.
- KUBIŠ, Stanislav, 2012, Radiální turbinové stupně v parních turbínách, *Kotle a energetická zařízení*, Sborník konference konané 19.3. až 21. 3. 2012, Brno, ISSN 1804-6673.
- LAVERY, Brian, 2005, *Lodě*, Euromedia Group k. s., Praha, ISBN 80-242-147-7.
- LEYZEROVICH, Alexander, 2008, *Steam turbines for modern fossil-fuel power plants*, The Fairmont Press, Inc., Lilburn, ISBN 0-88173-548-5.
- BANASZKIEWICZ, Mariusz, 2014, Steam turbines start-ups, *Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery*, 2014(126), ISSN: 0079-3205.
- MICHELE, František, 1985, *Parní turbíny a kondenzace: plynové turbíny a turbokompresory : konstrukce*, Vysoké učení technické, Brno.
- MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H., 1972, *Energietechnik und Kraftmaschinen*, Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, Hamburg, ISBN 3-499-19042-7.
- MLCAK, Henry, 1996, An Introduction to the Kalina Cycle, *Proceedings of the International Joint Power Generation Conference*, 1996(Vol. 30.).
- RAŽNJEVIĆ, Kuzman, 1984, *Termodynamické tabulky*, Alfa, Bratislava.
- SCHMIDTMAYER, Josef, 1967, *Maticový počet a jeho použití v technice*, SNTL, Praha.
- SHAVIT, Arthur, GUTFINGER, Chaim, 2009, *Thermodynamics from concepts to applications*, CRC Press, Taylor&Francis Group, New York, ISBN 978-1-4200-7368-3.
- ŠKOPEK, Jan, 2007, *Parní turbína-tepelný a pevnostní výpočet*, Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, ISBN 978-;80-7043-256-3.
- TOMÁŠEK, Jaroslav, 1966, *Stroje pro 4. ročník středních průmyslových škol strojnických a pro nástavbové studium*, Státní nakladatelství technické literatury, Praha.
- TŮMA, Jan, 2013, Island nabízí Evropě elektřinu, *Technický týdeník*, 2013(č. 5), Business Media CZ, Praha, ISSN 0040-1064.
- VRBKA, Dušan, 2015, Analýzy vybraných konstrukčních uzlů parních turbín s pomocí programu Ansys, *All for power*, 2015(č. 01), AF POWER agency, a.s., Praha, ISSN 1802-8535.