

---

# TERMODYNAMIKA TURBÍN

---

*Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz*

Úvod	15.3
Adiabatická expanze	15.3
Polytropická expanze	15.5
Termodynamický návrh stupně tepelné turbíny	15.6
Provedení chlazení lopatek a metody ke zvýšení jejich teplotní odolnosti	15.7
Provedení axiálních stupňů s prizmatickými lopatkami	15.9
Provedení radiálních stupňů s prizmatickými lopatkami	15.15
Odkazy	15.15
Přílohy	15.16

**Author:** Jiří, Škorpík (first name, surname)

**Issue date:** April, 2023

**Title:** Termodynamika turbín

**Journal:** Transformační technologie (on-line journal at transformacni-technologie.cz; turbomachinery.education; stirling-engine.education)

**ISSN:** 1804-8293

Copyright©Jiří Škorpík, 2023

All rights reserved.

---

---

## Úvod

---

Charakteristickým rysem expanze plynu v turbíně je plynulost děje transformace práce vnitřní, tlakové, kinetické a případně potenciální energie. Charakteristickým rysem je změna hustoty i teploty a návrh stupně i energetická bilance vyžaduje speciální znalosti z konstrukce  $h$ - $s$  i  $T$ - $s$  diagramu.

Obvykle je expanze spojená s vysokou teplotou, alespoň na vstupu to klade další speciální požadavky, tentokrát na materiály lopatek a jejich chlazení.

---

## Adiabatická expanze

---

Při adiabatické expanzi je ideálním porovnávacím dějem, který slouží k identifikaci ztrát, izoentropická expanze. Při ideální expanzi se obvykle očekává stejná výstupní rychlost jako při reálné expanzi. To znamená, že reálný stroj musí mít o něco větší průtočné průřezy než stroj ideální, protože ztrátové teplo měrný objem pracovního plynu zvětšuje.

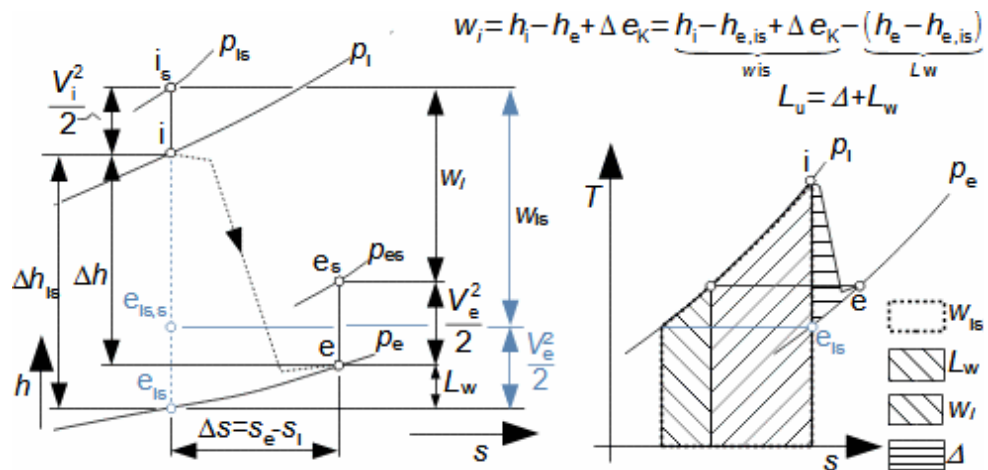
Výpočtový model adiabatické expanze se používá v případech, při kterých se neočekává významný vliv sdílení tepla s okolím turbíny. Adiabatická expanze se aplikuje i u tepelných turbín bez vnitřního chlazení, i když teplota expandujícího plynu je vyšší než teplota okolí, ale jsou také dobře tepelně izolovány a expanze je příliš rychlá, než aby došlo k významnému vlivu sdílení tepla s okolím na expanzi.

Charakteristickým rysem expanze v tepelné turbíně je také tzv. znovu využitelné teplo  $\Delta$ . Jedná se o teplo, které je původem z disipace energie při expanzi, ale jelikož se jedná o teplo, tak tuto část ztrát lze opět využít při expanzi v další části turbíny. Na [Obrázku 307](#) je příklad expanze v turbíně nebo jejím stupni v  $h$ - $s$  a  $T$ - $s$  diagramu. Zatímco v  $h$ - $s$  diagramu lze odlišit pouze ztráty jako celek, tak v  $T$ - $s$  diagramu lze odlišit jednotlivé typy ztrát.

Znovu využití tepla  $\Delta$  přímo zvyšuje účinnost vícestupňové expanze proti jednostupňové expanzi, protože část tepla ze ztrátových procesů v předchozím stupni se využije při expanzi v následujícím stupni. To znamená, že vnitřní účinnost stupňové části vícestupňových turbín  $\eta_i$  je větší, než je střední vnitřní účinnost jednotlivých stupňů  $\eta_j$ , viz [Obrázek 116](#). Poměr vnitřní účinnosti mezi prvním a posledním stupněm  $\eta_i$  a průměrné hodnoty vnitřní účinnosti jednotlivých stupňů  $\eta_j$  se nazývá součinitel zpětného využití ztrát  $1+f$ .

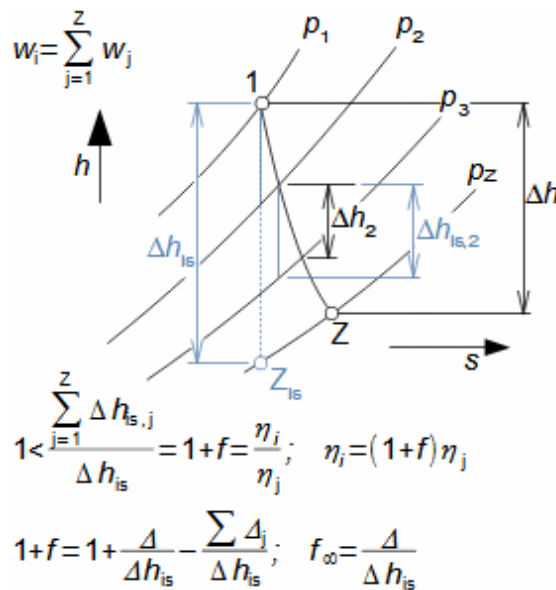
---

307:



$h$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] entalpie;  $L_u$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] disipované množství energie, respektive úhrn různých druhů energií transformovaných na vnitřní energii plynu v průběhu expanzi;  $L_w$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] vnitřní ztráty na vnitřní práci expanze;  $s$  [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ] entropie;  $T$  [K] absolutní teplota;  $w_{is}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] vnitřní práce při izoentropické expanzi (adiabatická expanze beze ztrát);  $\Delta$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] teplo znovu využité (část  $L_u$ , které bylo v jiné části turbíny transformováno na práci);  $\Delta e_K$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] rozdíl kinetické energie mezi vstupem a výstupem (obvykle nevýznamně velký rozdíl). Index  $is$  označuje stavy při izoentropické kompresi, index  $s$  celkový stav.  $T$ - $s$  diagram je sestaven při nevýznamném rozdílu kinetických energií. Rovnice jsou odvozeny v Příloze 307.

116:



$Z$  [-] počet stupňů;  $1+f$  [1] součinitel zpětného využití ztrát (tzv. reheat factor, 1,02 až 1,04 podle [Kadrnožka, 1991]);  $1+f_{\infty}$  [1] reheat factor pro teoretický případ turbíny s nekonečně mnoha stupni;  $\Delta_j$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] teplo znovu využité jednoho stupně;  $\eta_i$  [1] vnitřní účinnost expanze mezi bod 1-Z. Index  $j$  označuje  $j$ -tý stupeň. Rovnice jsou odvozeny pro předpoklad, že všechny stupně zpracovávají stejný

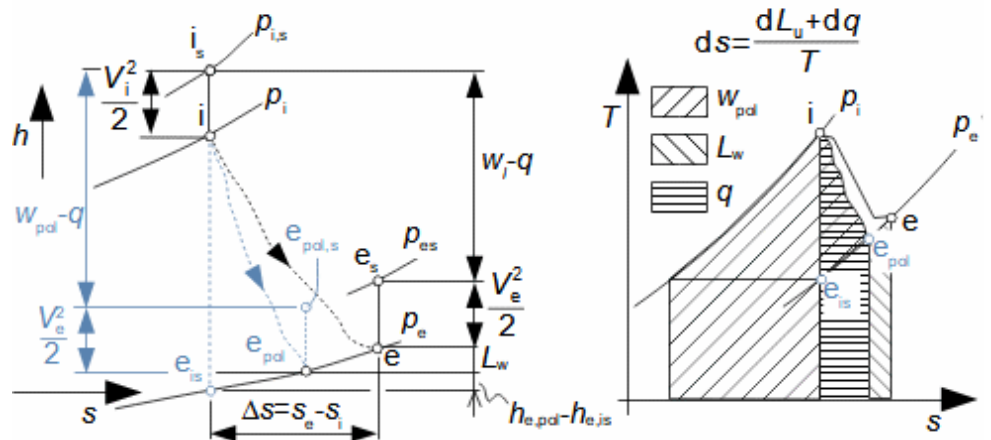
entalpický spád a expanze je adiabatická. Pro přehlednost není v obrázku zakreslena kinetická energie absolutní rychlosti. Rovnice jsou odvozeny v Příloze 116.

**Úloha 871:** Vypočítejte vnitřní výkon parní turbíny a skutečnou suchost páry na konci expanze. Průtok páry turbínou je  $33 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ , vnitřní účinnost turbíny je 75 %, měrná izoentropická práce turbíny je  $1259,59 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ , tlak na výstupu z turbíny je 3 kPa, tlak a teplota na vstupu do turbíny jsou 3,5 MPa, 450 °C. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 871.

### Polytropická expanze

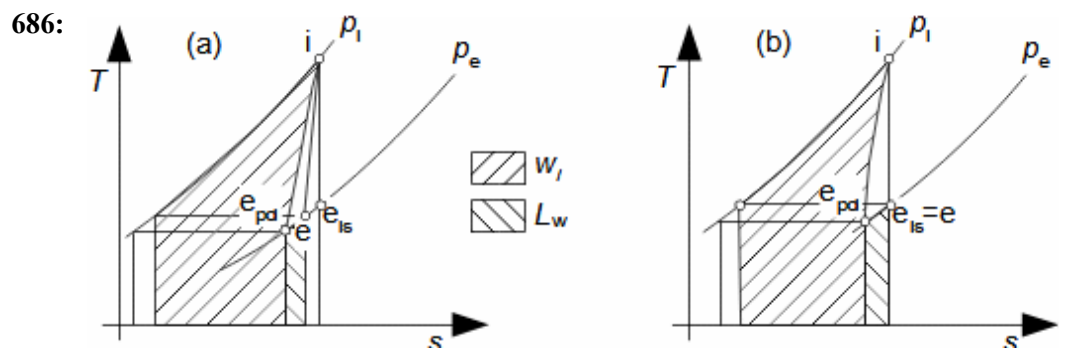
Model polytropické expanze se používá v takových případech kdy je expanze ovlivněna takovým sdílením tepla s okolím, že už lze očekávat její výrazný vliv na vnitřní práci. To nastává například u jednostupňových radiálních turbín s velkou plochou disku, při chlazení teplotně exponovaných částí turbíny apod. Při polytropické expanzi bývá porovnávacím dějem obvykle vratná polytropická expanze. Polytropickou expanzi lze popsat Rovnicemi 685. Tyto rovnice lze odvodit z obecné rovnice prvního zákona termodynamiky.

685:  $w_{pol} = h_{i,s} - h_{e, pol} + q$ ;  $w_i = (h_i - h_e) + q + \Delta e_K$ ;  $L_w = w_{pol} - w_i = h_e - h_{e, pol}$



$e_{pol}$  stav plynu na výstupu ze stroje při vratné polytropické expanzi.  $w_{pol}$  [J·kg<sup>-1</sup>] vnitřní práce při vratné polytropické expanzi (expanze beze ztrát) při stejném rozložení (sdílené teplo  $q$  musí mít na entropii a teplotu stejný dopad jako u reálného děje) sdíleného tepla  $q$ . Index  $pol$  označuje vratnou polytropickou kompresi. Na obrázku je případ  $q > 0$  (přívod tepla).  $T$ - $s$  diagram je sestaven při nevýznamném rozdílu kinetických energií. Postup konstrukce  $T$ - $s$  diagramu je popsán v Příloze 685.

Na Obrázku 686 uvedeny příklady pro chlazenou expanzi ( $q < 0$ ).

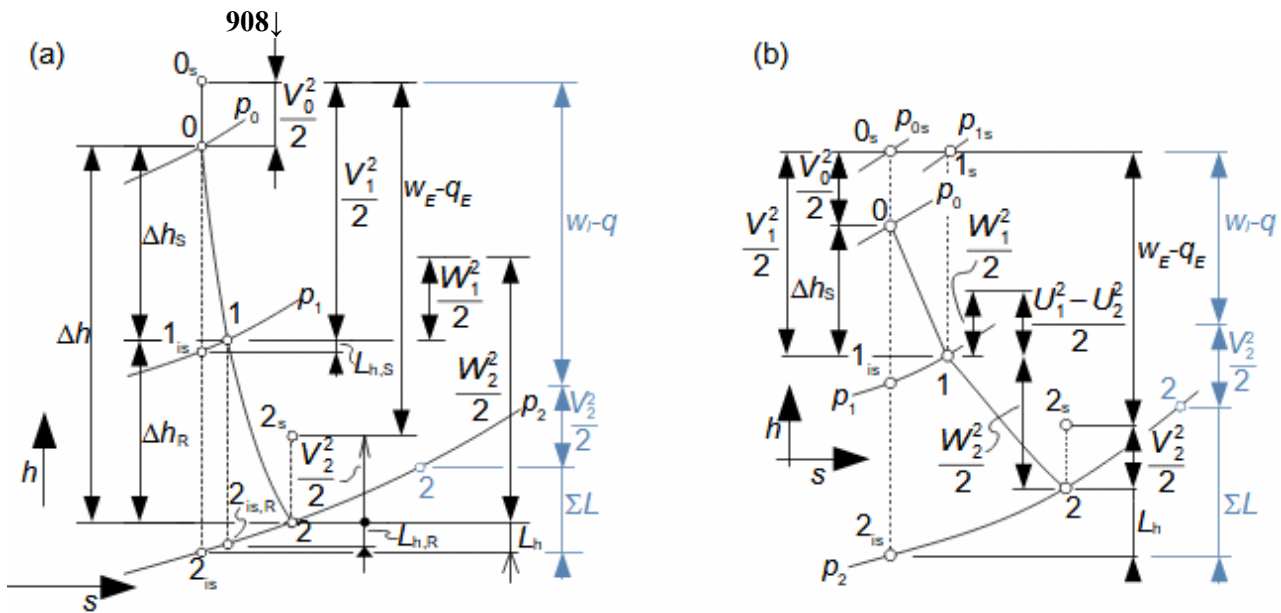


(a) případ, kdy  $t_{e,is} > t_e$ ; (b) případ, kdy  $t_{e,is} = t_e$  (zdánlivě izoentropická expanze).  $T$ - $s$  diagram je sestaven při zanedbání rozdílu kinetických energií.

**Termodynamický návrh stupně tepelné turbíny**

Eulerova práce

Na Obrázku 908 je  $h$ - $s$  diagram axiálního stupně tepelné turbíny na vyšetřovaném poloměru (Obrázku 908(a)) a radiálního stupně tepelné turbíny (Obrázku 908(b)). Na každém vyšetřovaném poloměru může být vliv sdíleného tepla  $q_E$  na Eulerovu práci různý, ale pokud je sdílení tepla pouze u pat či špic lopatek, tak v jádru proudu bude nejmenší. Modře je vyznačena energetická bilance celého stupně.



(a) axiální stupeň; (b) radiální stupeň.  $L_h$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] profilové ztráty;  $q_E$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] sdílené teplo s okolím v okolí vyšetřované proudnice.

Axiální stupeň turbíny

Kuželový stupeň

Axiální nebo kuželové stupně tepelných turbín obsahují zkroucené lopatky, ale existuje i nemálo případů s prizmatickými lopatkami, které jsou popsány níže ve vlastní kapitole.  $h$ - $s$  diagram pro radiální stupeň lze využít i při konstrukci kuželového stupně tepelné turbíny, ve kterém kvůli zvyšujícímu se měrnému objemu roste poloměr stupně, respektive délka lopatek.

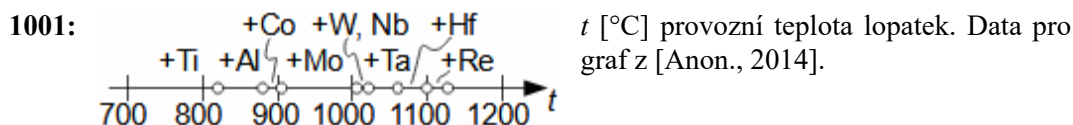
Radiální stupeň turbíny

Radiální stupně se musí navrhovat alespoň s minimálním stupněm reakce a to i rovnotlakové. Například u turbín (centripetální stupeň) by při nulovém stupni reakce došlo vlivem odstředivých sil, ke zpomalování relativní rychlosti, což je dobře patrné z  $h$ - $s$  diagramu na Obrázku 908(b). Minimální stupeň reakce centripetální turbín lze stanovit dosazením podmínky  $W_1 = W_2$ .

## Provedení chlazení lopatek a metody ke zvýšení jejich teplotní odolnosti

V případě tepelných oběhů je jednoznačně upřednostňovanou metodou jak zvýšit účinnost transformace tepla na práci zvyšování teploty expandujícího plynu v turbíně. To klade vysoké nároky na materiál lopatek a jejich povrchovou úpravu. Další možností je chlazení lopatek.

Při vysokých teplotách se snižuje pevnost oceli a její modul pružnosti a zvyšuje citlivost na korozi. Pevnost oceli při vysoké teplotě lze zajistit různými příměsi v materiálu lopatek jak ukazuje Obrázek 3, na kterém jsou zobrazeny potřebné příměsi v oceli podle požadované provozní teploty lopatky. Složení slitin ocelí pro hřídele a lopatky tepelných turbín pro vysoké teploty jsou uvedeny v [18, s. 194], [22, s. 61] či [12, Příloha 20].



Použití příměsi má zlepšit především teplotní odolnost, ale obvykle se tím zhorší jiné vlastnosti oceli, například odolnost proti otěru, kterou lze kompenzovat nanesením otěruvzdorného povrchu apod. Na Obrázku 782 je lopatka parní turbíny ze slitiny oceli a titanu. Pro snížení napětí od odstředivé síly u závěsu lopatky se snižuje hustota materiálu lopatky pomocí titanu, a tím se snižuje i napětí. Nevýhodou je snížení odolnosti povrchu proti otěru, proto se na takové lopatky navařuje pomocí laseru vrstva z tvrdšího kovu (na obrázku bez návarku) [Míšek, 2014].

782:



Lopatka posledního stupně parní turbíny o délce 1375 mm společnosti Doosan Škoda Power (Česká republika), obrázek z .

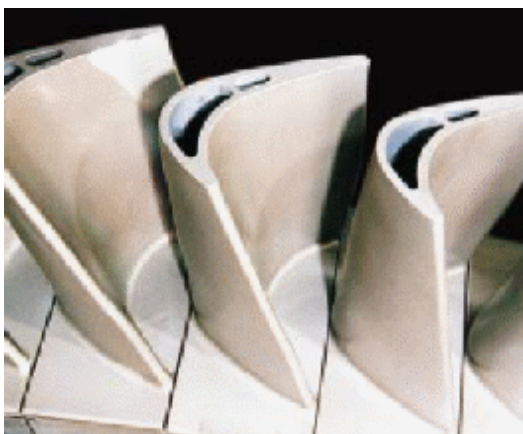
Koroze  
Okujení

Povrchovou úpravou, jako je leštění, lze zase zvýšit odolnost proti korozi. Zvláště při vysokých teplotách za přítomnosti kyslíku hrozí zvýšená tvorba okujení (tvorba tvrdých oxidů – rez).

U prvních stupňů tepelných turbín, zejména pak u spalovacích turbín, vysoká jakost materiálu lopatek a úprava jejich povrchu nestačí k zaručení pevnosti i při vysokých teplotách pracovního plynu a je nutné lopatky aktivně chladit. Aktivním chlazením je myšleno chlazení například závěsů lopatek, chlazení celé lopatky protkané chladícími kanálky (Obrázek 682) nebo chlazení filmem studeného plynu, který je drobnými otvory na přetlakové případně sací straně vháněn do mezní vrstvy kolem lopatky apod. Jako chladící médium se používá vzduch (spalovací turbíny) nebo v případě parních turbín voda [Miller et al., 1972, s. 931]. Některé zajímavé koncepty chlazení lopatek z ranných dob vývoje spalovacích turbín, které se ovšem neosvědčily jsou uvedeny v [Dokoupil, 2015, s. 221].

V případě chlazení vzduchem musí být povrchy ošetřeny korozivzdornou vrstvou, protože horký vzduch je obvykle výrazně korozivnější než studený. V případě spalovacích turbín je vzduch pro chlazení odebírán její v kompresorové části v místě, kde je tlak o něco vyšší než v okolí chlazené lopatky, kde otvory chladící vzduchu proudí do proudu expandujících spalin. Efektivitu chlazení zvyšuje vnější povrchová vrstva lopatek s nízkou hodnotou teplotní vodivosti, například keramické nástříky apod.

682:



Řez lopatkami spalovací turbíny řady MS5002 od GE s chladícími kanálky. Obrázek z [Anon., 2011].

Pro zvýšení vysokoteplotní odolnosti lopatek se také používají kompozitní materiály s keramickou maticí (CMC ceramic matrix composite) založené na iontových vazbách, takže je lze vyrábět jako monokrystal. Tento materiál má také relativně nízkou hustotu, což snižuje napětí v lopatce od odstředivých sil [Hocko, 2012, s. 55].



### Provedení axiálních stupňů s prizmatickými lopatkami

1D návrh

Použití axiálního stupně s prizmatickými lopatkami, tedy 1D návrh lopatek na středním poloměru, je oprávněné u stupňů, kde projev prostorového charakteru proudění není velký, například u axiálních stupňů se jedná o stupně  $l \cdot r_m^{-1} < 0,14 \dots 0,2$ , kde  $l$  [m] je délka lopatky a  $r_m$  [m] je střední poloměr lopatky, [Kadrnožka, 2004, s. 153]. Tyto typy stupňů se navrhují, buď jako přetlakové se stupněm reakce 0,5, nebo rovnotlakové se stupněm reakce blízkým 0.

Turbíny s prizmatickými stupni jsou mají nižší účinnost, na druhou stranu jsou levnější a s širšími charakteristikami než turbíny navržené s přihlédnutím k prostorovému charakteru proudění, tedy pomocí 2D nebo 3D návrhu lopatek.

Konstrukční jednoduchost a relativně jednoduchý a přehledný termodynamický návrh při stupně s prizmatickými lopatkami se používá především při návrzích parních turbín malých výkonů tzv. na zakázku tj. kusových. V takových případech by byl podrobný návrh i výroba turbíny se zkroucenými lopatkami časově a finančně mnohem nákladnější. Nicméně z vlastností rovnotlakového a přetlakového prizmatického stupně lze predikovat změny vlastností dlouhých lopatek po jejich výšce.

Rovnotlakový stupeň

Na Obrázku 350 je typické provedení rovnotlakového neboli akčního stupně se stupněm reakce cca 0,03 až 0,05 [Kadrnožka, 2004, s. 91]. Stupeň reakce by měl být takový, aby přinesl snížení profilových ztrát, ale současně zůstaly zachovány výhody rovnotlakové koncepce stupně.

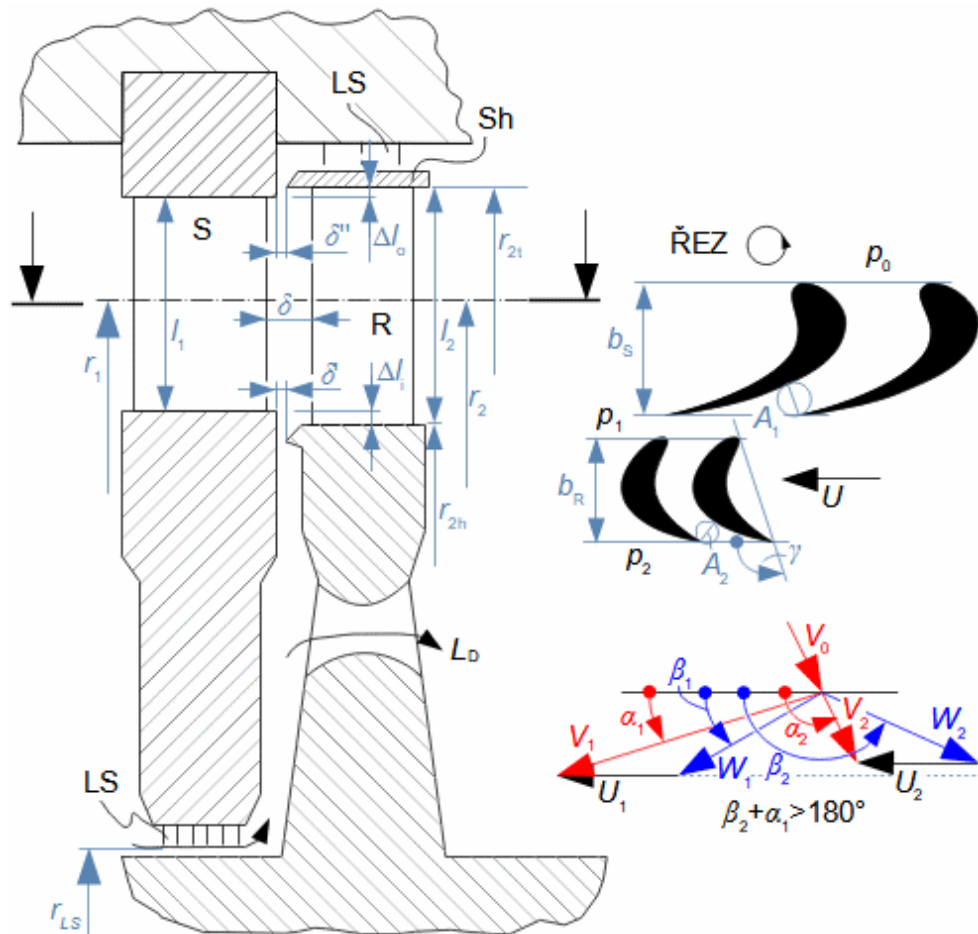
Přetlakový stupeň

Na Obrázku 353 je válcový řez přetlakovým neboli reakčním stupněm a jeho rychlostní trojúhelník pro stupeň reakce  $R=0,5$ . Při takové reakci jsou nejnižší profilové ztráty, protože rychlosti  $V_1$  a  $W_2$  jsou stejné nebo velmi podobné. Odtud plyne i symetrický tvar rychlostního trojúhelníku pro satorovou a rotorovou řadu lopatek a tedy je možné použít symetrickou geometrii a tvar lopatek pro satorovou i rotorovou řadu lopatek, což je výrobně výhodné. Při dodržení symetrie rychlostních trojúhelníků většinou nelze dodržet podmínku  $V_{20}=0$ , viz Úloha 188. Zvětšení délky lopatek na výstupu je dáno požadavkem zachování meridiánové rychlosti při poklesu hustoty při expanzi.

Profilové ztráty

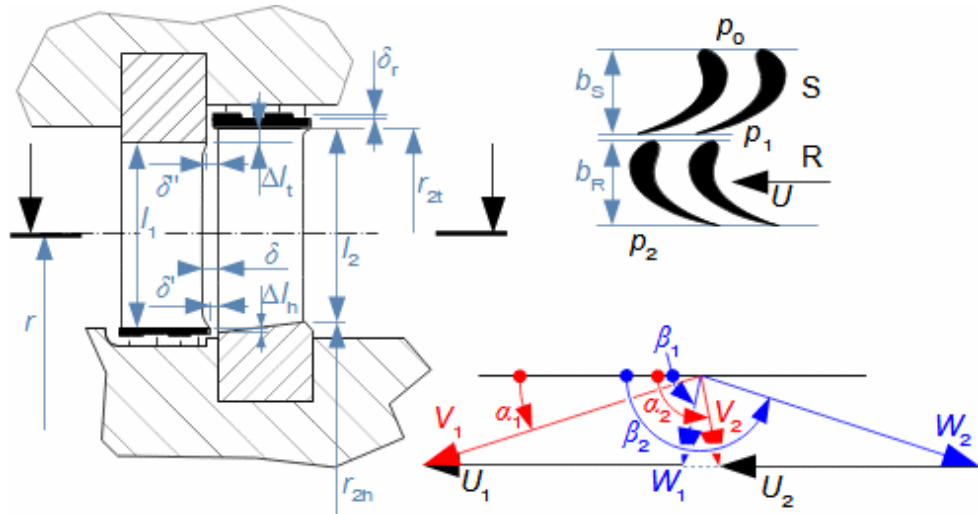
Typické pro parní turbíny s prizmatickými lopatkami je také zjednodušená predikce velikosti profilových ztrát pomocí teorie trysek místo použití aerodynamických dat profilových mříží. Tato predikce spočívá v přirovnání lopatkového kanálu k trysce, i když zakřivené, pak lze predikovat změnu výstupní rychlosti

350:



Sh-bandáž (shroud); LS-labyrintová ucpávka (labyrinth seal).  $A$  [m<sup>2</sup>] průtočná plocha lopatkového kanálu;  $b$  [m] šířka lopatkové mříže;  $l$  [m] délka lopatek a radiálních mezer;  $L_D$  [kg·s<sup>-1</sup>] odvod pracovní tekutiny z mezery mezi disky (jedná se o ztrátu);  $r$  [m] poloměry lopatek (index <sub>t</sub> označuje špiči lopatek, index <sub>h</sub> označuje patu lopatek);  $U$  [m·s<sup>-1</sup>] obvodová rychlost;  $V$  [m·s<sup>-1</sup>] absolutní rychlost;  $W$  [m·s<sup>-1</sup>] relativní rychlost proudění;  $\alpha$  [°] úhel absolutní rychlosti;  $\beta$  [°] úhel relativní rychlosti;  $\gamma$  [°] úhel nastavení profilu v lopatkové mříži;  $\delta$  [m] velikosti axiálních mezer.

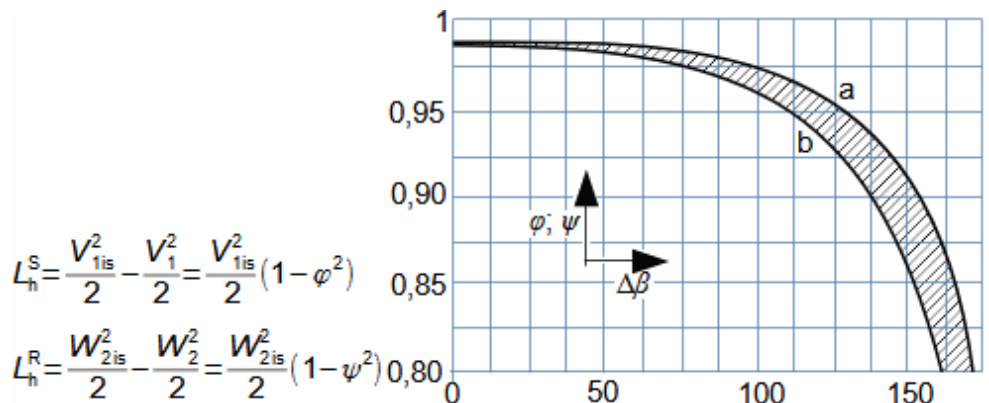
353:



Na obrázcích nejsou prokresleny závěsy. Rychlostní trojúhelník odpovídá situaci na poloměru  $r$ .

z kanálu a tedy profilovou ztrátu pomocí rychlostního součinitele [Škorpík, 2006], tak jak je zobrazeno na Obrázku 178.

178:



$$L_h^S = \frac{V_{1is}^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} = \frac{V_{1is}^2}{2} (1 - \varphi^2)$$

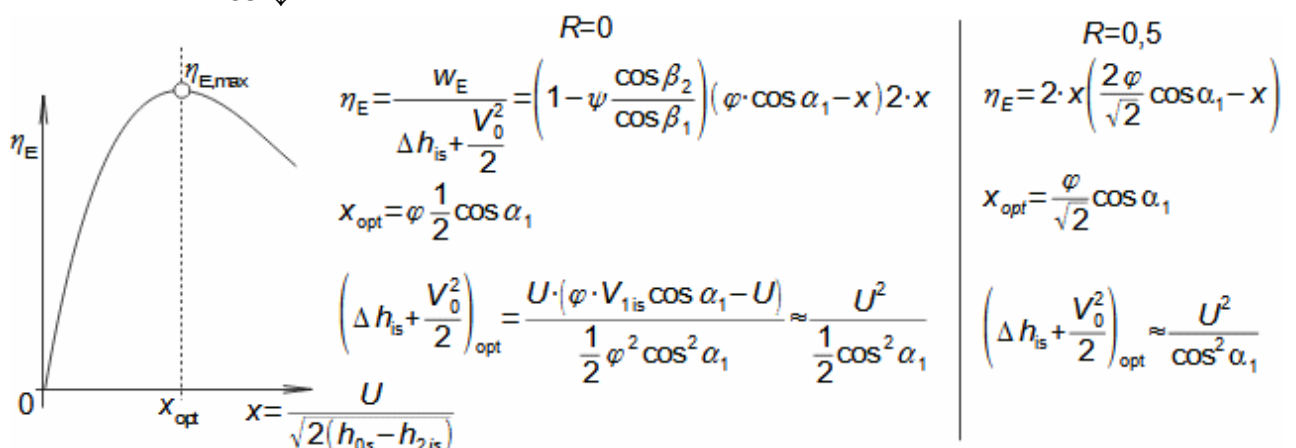
$$L_h^R = \frac{W_{2is}^2}{2} - \frac{W_2^2}{2} = \frac{W_{2is}^2}{2} (1 - \psi^2)$$

a-přetlaková mříž (stupeň reakce 0,5); b-rovnotlaková mříž.  $\Delta\beta$  [°] zakřivení proudu v mříži;  $\varphi$  [1] rychlostní součinitel ve statorovém kanále;  $\psi$  [1] rychlostní součinitel v rotorovém kanále. Indexy: R rotor; S stator. Zdroj dat [Krbek, 1990, s. 82]. Index <sub>1</sub> označuje parametry před rotorovou řadou lopatek, index <sub>2</sub> označuje parametry za rotorovou řadou lopatek, index <sub>s</sub> označuje statorovou řadu lopatek, index <sub>r</sub> označuje rotorovou řadu lopatek.

Takové zjednodušení lze provést pro profilové mříže s velmi prohnutými kapkovitého profilu, přičemž hustotu takových mříží lze stanovit pomocí Zweifelova součinitele.

Pomocí hodnot rychlostních součinitelů, respektive predikce hodnot profilových ztrát, lze zjistit optimální provozní veličiny rovnotlakového a přetlakového stupně, viz Rovnice 352. Přičemž průběh účinnosti  $\eta_E$  v měřítku je například uveden v [Kadrnožka, 2004, s. 178]. Podle těchto jednoduchých vztahů lze provést kompletní termodynamický návrh takového stupně, viz Úloha 435.

352↓



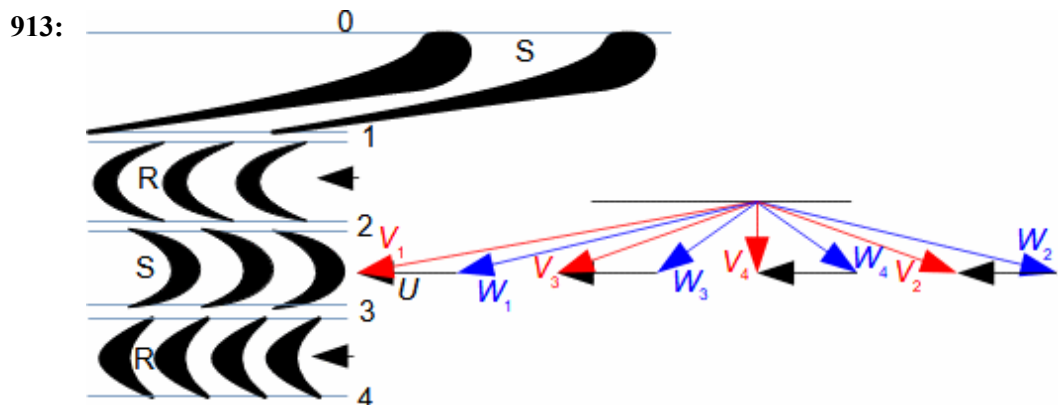
$\Delta h_{is}$  [J·kg<sup>-1</sup>] rozdíl entalpií při izentropické expanzi;  $x$  [1] rychlostní poměr;  $\eta_E$  [1] účinnost Eulerovy práce na vyšetřovaném poloměru (obvodová účinnost);  $R$  [1] stupeň reakce. Index <sub>opt</sub> značí optimální hodnotu dané veličiny při  $\eta_{E,max}$ . Rovnice jsou odvozeny pro čistě rovnotlakový stupeň  $R=0$ , kde  $\psi=0$ . Třetí rovnice optimální velikosti entalpického spádu je pro  $V_{20}=0$ ,  $\varphi \approx 1$ . Odvození rovnic je uvedeno v Příloze 352.

Součinitel průtoku

Protože profilová ztráta snižuje i průtok pracovní tekutiny v lopatkovém kanálu, tak součinitel průtoku  $\mu$  bude menší než 1. I hodnoty  $\mu$  lze predikovat z předchozích měření na podobných lopatkových mřížích, například v [Kadrnožka, 2004, s. 110] jsou uvedeny hodnoty součinitele průtoku pro různé případy proudění v lopatkových mřížích.

Curtisův stupeň

Speciálním případem rovnotlakového stupně je Curtisův stupeň, který se používá jako vhodnější varianta jednostupňových tepelných turbín s vysokým entalpickým spádem, který vede na velmi vysoké rychlosti (často až na nadzvukové) a tedy i profilové ztráty. V tomto případě se disponibilní energie také transformuje na kinetickou energii ve statorové řadě lopatek, ale potom proudí více jak jednou řadou lopatek rotorových, mezi kterými je vložena další rovnotlaková statorová lopatková řada, která pouze mění směr proudění, viz Obrázek 913. Podle toho kolik takový stupeň obsahuje rotorových řad se nazývá Curtisův dvouvěncový, třívěncový stupeň atd. Curtisův jednověncový stupeň je klasický axiální rovnotlaký stupeň.



Rychlostní trojúhelník Curtisova stupně na tomto obrázku je pro případ ideálního proudění bez profilových ztrát.

Optimální parametry Curtisova stupně plynou z Rovnic 950, které jsou odvozeny pro dvouvěncový Curtisův stupeň, ale pro více věncový stupeň je lze odvodit stejným postupem, například pro třívěncový Curtisův stupeň jsou rovnice odvozeny v [Kadrnožka, 2004, s. 189].

950:

$$\eta_E = 2 \cdot x \cdot ((1 + \varphi + \varphi^2 + \varphi^3) \varphi \cdot \cos \alpha_1 - x(2 + 3 \cdot \varphi + 2 \cdot \varphi^2 + \varphi^3)); \quad x = \frac{U}{h_{05} - h_{45}}$$

$$x_{\text{opt}} = \frac{(1 + \varphi + \varphi^2 + \varphi^3) \varphi \cdot \cos \alpha_1}{2(2 + 3 \cdot \varphi + 2 \cdot \varphi^2 + \varphi^3)}; \quad \left( \Delta h_{\text{is}} + \frac{V_0^2}{2} \right)_{\text{opt}} \approx 8 \cdot U^2$$

Optimální parametry Curtisova dvouvěncového stupně jsou odvozeny za předpokladu stejných součinitelů rychlosti  $\varphi$  pro všechny lopatkové řady  $\varphi = \varphi_1 = \varphi_2 \dots$ . Dále se předpokládá, že lopatkové kanály jsou čistě rovnotlakové. Poslední čtvrtá rovnice byla odvozena pro  $\varphi \approx 1$ ,  $\cos \alpha_1 \approx 1$  a  $V_{40} = 0$ . Odvození rovnic optimálních parametrů Curtisova stupně je v Příloze 950.

Curtisův dvouvěncový stupeň dokáže zpracovat větší rozdíl entalpií ve stupni, ale za cenu horší obvodové účinnosti, protože rychlosti, a tedy i profilové ztráty, jsou velmi vysoké (expanze probíhá jen v první statorové řadě). Pro zvýšení Eulerovy účinnosti na středním poloměru Curtisova stupně se konstruují jednotlivé lopatkové řady s mírným přetlakem

Přetlakový stupeň  
 Rovnotlakový stupeň  
 Curtisův stupeň

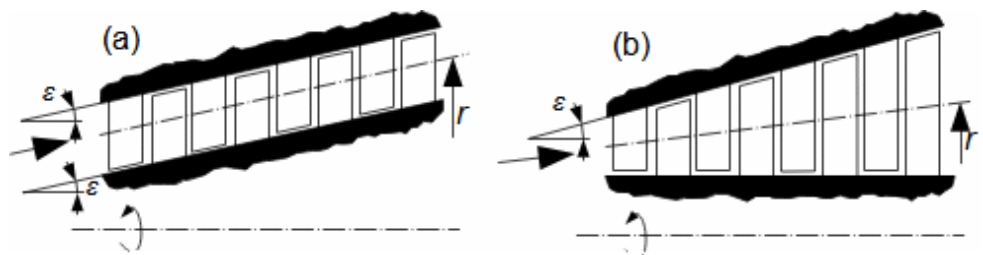
Přetlakové stupně mají oproti rovnotlakému stupni vyšší vnitřní účinnosti ve větším rozsahu průtoku, ale mají vyšší ztráty v ložiscích a pro zpracování stejného entalpického spádu potřebují obvykle více stupňů. Axiální přetlakový stupeň tepelné turbíny je při  $\varphi \approx 1$ ,  $\cos \alpha_j \approx 1$  a stejné obvodové rychlosti schopen optimálně zpracovat přibližně poloviční entalpický spád než axiální rovnotlaký stupeň, viz porovnání Rovnic 352., respektive poměr optimálních entalpických spádů v axiálním přetlakovém stupni ku axiálním rovnotlakém stupni ku dvouvěncovém Curtisovu stupni je přibližně 1:2:8. Přetlakové stupně jsou vhodnější pro větší změny průtoků oproti jmenovitému než stupně rovnotlakové, kterým strměji klesá obvodová účinnost při změnách průtoku.

Rovnotlakové stupně se používají u jednostupňových turbíny tzv. Lavalových turbín i u vícestupňových parních a plynových turbín. Curtisova stupně se používají tam, kde je důraz na vysoký výkon v malém objemu. Dvouvěncový Curtisův stupeň byl hnací turbínou turbočerpadel raketového motoru německé raketové střely V-2 o výkonu 50 kW, stejně tak je nalezneme i v ruských raketových motorech RD 108 pro pohon Sojuzů apod. Přetlakové stupně jsou častější u vícestupňových parních turbín s důrazem na jednoduchost a menší pořizovací nároky.

Meridiánová rychlost  
 Vícestupňová turbína

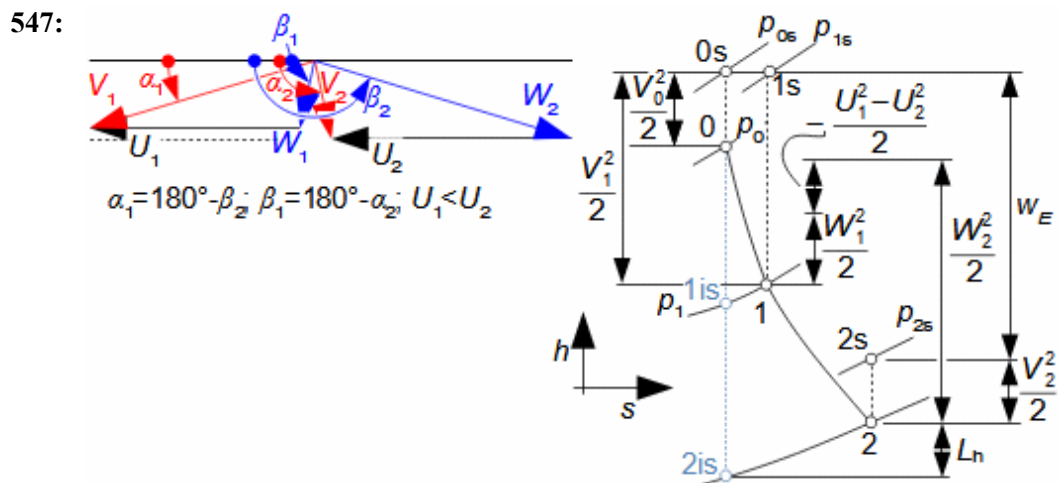
Na Obrázku 351 je způsob kompenzace nárůstu měrného objemu ve vícestupňové tepelné turbíně s prizmatickými lopatkami při expanzi postupným prodlužováním lopatek a případně i jejich šikmým seříznutí. Tímto lze udržovat konstantní hodnotu meridiánové rychlosti. Příklad na Obrázku 351(a) je typický pro malé průmyslové parní turbíny s protitlakem. Výhodou je, že poměr  $l \cdot r^{-1}$  klesá. Příklad na Obrázku 351(b) se od předchozího liší v tom, že se mění délka lopatek.

351:



$\varepsilon$  [°] úhel stoupání u špice a paty lopatek.

Na Obrázku 547 je znázorněno jaký vliv má zvětšení výstupního poloměru stupně v případě prizmatických lopatek přetlakového stupně z Obrázku 351. Jestliže zůstává zachován profil lopatek, tak se mění obvodové rychlosti  $U$  a s ním i ostatní rychlosti, ale úhly zůstávají stejné. Se změnou obvodových rychlostí se změní i rozložení energie ve stupni podle přiloženého  $h-s$  diagramu, na kterém lze jasně vidět, že zvyšování obvodové rychlosti vede na snižování zpracovaného entalpického spádu.

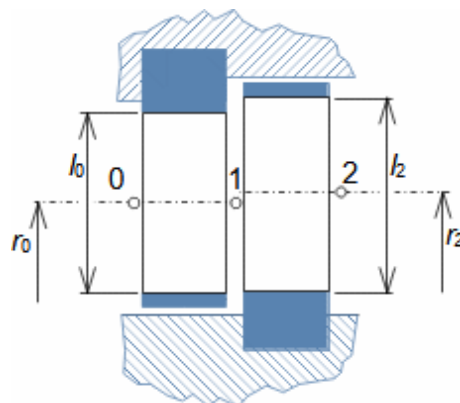


**Úloha 435:** Proved'te základní výpočet jednostupňové parní turbíny. Na vstupu do parní turbíny je tlak 1,6 MPa a teplota 295 °C. Na výstupu z parní turbíny je tlak 1,1 MPa. Požadovaný průtok 70,265 t·h<sup>-1</sup>. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 435.

Rovnotlakový stupeň  
Lavalova turbína

**Úloha 188:** Navrhněte délky prizmatických lopatek, rychlostní trojúhelníky a axiální sílu působící na rotor přetlakového normálního stupně parní turbíny. Průtok páry stupněm je 12 kg·s<sup>-1</sup>, otáčky rotoru 50 s<sup>-1</sup>, tlak páry na vstupu do statoru 1,25 MPa, teplota páry na vstupu do statoru 320 °C, střední průměr délky lopatek je 650 mm, stupeň reakce 0,5, úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statoru 20°, rychlostní součinitel statoru i rotoru je stejný 0,93 a po celé výšce lopatky konstantní. Izoentropický spád stupně musí být 21,3 kJ·kg<sup>-1</sup>. Proved'te kontrolu optimálních parametrů

Přetlakový stupeň



Obrázek k Úloze 188

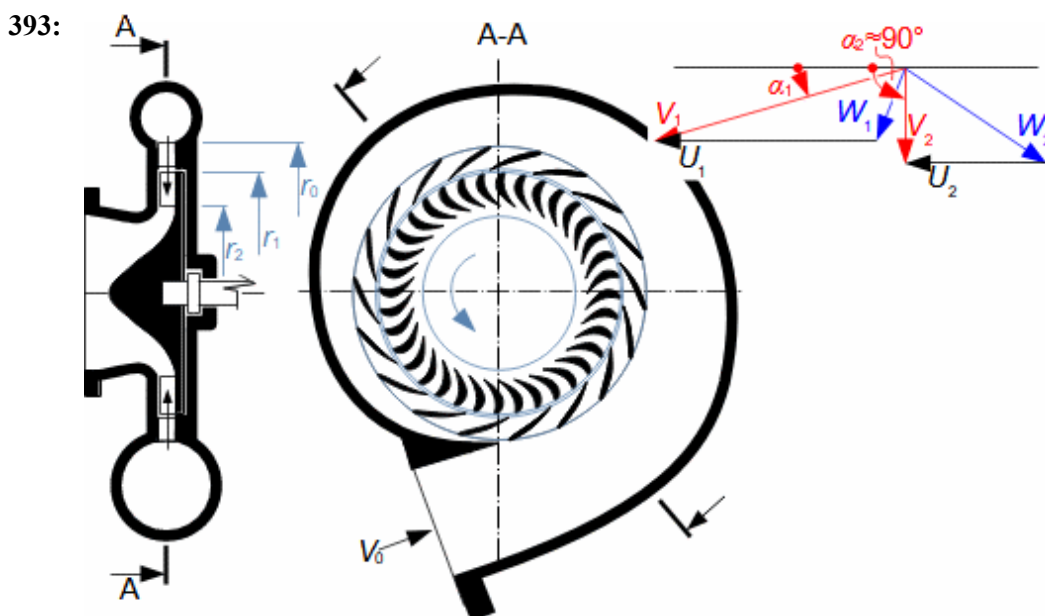


stupně, případně doporučte změny, které povedou k přiblížení k optimálním parametrům. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 188. Zadání úlohy je převzato z [Krbek, 1990 s. 110].

### Provedení radiálních stupňů s prizmatickými lopatkami

Turboexpandér

Na Obrázku 393 je příklad provedení radiální tepelné turbíny s prizmatickými lopatkami, tzn., že turbína nemá axiální výběh lopatek. Takové jednoduché konstrukce se vyskytují u malých turboexpandérů a jejich použití se kryje s jednostupňovými rovnotlakovými stupni nebo Curtisovými stupni.



### Odkazy

- ŠKORPÍK, Jiří, 2006, Proudění plynů a par tryskami, *Transformační technologie*, Brno, [online], ISSN 1804-8293, <https://www.transformacni-technologie.cz/40.html>.
- ANON., 2011, *MS 5002 Gas Turbine a Through D Evolution*, ge.com.
- ANON., 2014, Co nám může v budoucnosti nejvíc chybět? Na čem jsem závislí, *Technický týdeník*, 01/2014, Business Media CZ, Praha, ISSN 0040-1064.
- DOKOUPIL, Eduard, 2015, *Turbíny pro Luftwaffe: zrod a popis prvních německých proudových motorů*, Dokoupil Eduard, Světlá, ISBN 978-80-260-8153-1.
- HOCKO, Marián, 2012, *Transformace leteckých lopatkových motorů na spalovací turbíny*, Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, ISBN 978-80-261-0218-2.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 1991, *Teorie lopatkových strojů*, Vysoké učení technické v Brně, Brno, ISBN 80-214-0275-X.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 2004, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-346-3.
- KRBEK, Jaroslav, 1990, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Vysoké učení technické v Brně, Brno, ISBN 80-214-0236-9.
- MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H., 1972, *Energietechnik und Kraftmaschinen*, Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, Hamburg, ISBN 3-499-19042-7.
- MÍŠEK, Tomáš, 2014, Vývoj ultra dlouhé lopatky Doosan Škoda Power pro kondenzační parní turbíny, *Technický týdeník*, 10/2014, Business Media CZ, Praha, ISSN 0040-1064.