

## VYUŽITÍ PODOBNOSTÍ LOPATKOVÝCH STROJŮ PŘI NÁVRHU LOPATKOVÉHO STROJE

---

- strana 6.3 – **Základní pojmy**
  - strana 6.4 – **Geometrické podobnosti stupňů lopatkových strojů**
  - strana 6.5 – **Průtokový součinitel**
  - strana 6.6 – **Tlakový součinitel**
  - strana 6.7 – **Měrné (specifické) otáčky**
  - Úloha 613: – Výběr typu lopatkového stroje podle vypočítaných měrných otáček
  - strana 6.9 – **Provozní podobnosti stupňů lopatkových strojů**
  - Úloha 721: – Výpočet provozní charakteristiky lopatkového stroje
  - Úloha 262: – Výpočet rozměrů radiálního stupně pomocí teorie podobnosti
  - strana 6.12 – **Dovětek k použití podobnostních součinitelů při návrhu nového stroje**
  - strana 6.13 – **Odkazy**
  - strana 6.15-6.24 – **Přílohy**
-

- **autor:** – ŠKORPÍK, Jiří (LinkedIn.com/in/jiri-scorpik)
- **datum vydání:** – Zář 2022, Prosinec 2024 (2. vydání)
- **název:** – Využití podobností lopatkových strojů při návrhu lopatkového stroje
- **sborník:** – *turbomachinery.education*
- **provenience:** – Brno (Česká republika)
- **email:** – skorpik.jiri@email.cz

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

---

---

## Základní pojmy

---

*Návrh lopatkového stroje vychází ze zadaných parametrů. Množství zadaných parametrů obvykle nepostačuje k přímému výpočtu rozměrů stroje, z toho důvodu musí konstruktér získat další vstupní parametry pomocí teorie podobnosti. Teorie podobnosti využívá tzv. modely pro predikci rozměrů, výkonových a spotřebních charakteristik strojů. Základními veličinami v teorii podobnosti jsou podobnostní součinitele.*

Teorie podobnosti jako nástroj zkušeného a vzdělaného pozorovatele

Teorie podobnosti je nástrojem rozumem obdařeného pozorovatele k předpovědi vývoje sledovaných či budoucích procesů na základě již známého podobného procesu. Pozorovatel musí být ovšem schopný nejprve určit, že se jedná o podobný proces, k tomu mu slouží zkušenost a vzdělání v dané oblasti přírodních či humanitních věd, do kterého proces podle svých příznaků spadá a schopnost nalézat souvislosti. Teorie podobnosti se používá nejen v technice, ale i v medicíně a dalších přírodních vědách.

Model jako předvídatelný úsek reality s požadovanými vlastnostmi

Model je úsek reality, který dokonale chápeme, často je dobře popsateľný nějakou teorií, a v požadovaném čase jsme schopni zjistit jeho vlastnosti ve zkoumaných situacích a současně si o tomto úseku myslíme, že má v těchto situacích stejné klíčové vlastnosti jako jiný úsek reality, který chceme realizovat. Modelem tedy může být podobný (modelový) stroj nebo i výpočtový model, jako například výpočet lopatkového stroje pro případ potenciálního proudění (proudění beze ztrát), výpočet za nějakého jiného zjednodušujícího předpokladu apod.

V technické praxi lze podobnost kvantifikovat pomocí podobnostních součinitelů jako je například číslo  $\pi$

Model musí mít s cílovým objektem, nebo procesem stejné hodnoty kritérií podobnosti – pokud se jedná o vztah mezi fyzikálními veličinami, tak se používá pojem podobnostní součinitel – definovaná pozorovatelem. Mezi podobnostní součinitele patří například číslo  $\pi$ , které je poměrem obvodu kruhu a jeho průměru (3,14159...). Při výpočtu obvodu kruhu tedy vycházíme z toho, že kružnice jsou si podobné a uvedený poměr platí pro všechny její velikosti. Dalším známým podobnostním součinitelem, je Reynoldsovo číslo používané při vyhodnocování vlastnosti proudění.

Lopatkové stroje jsou si podobné zejména v jejich kinematice a geometrii tvarů

Všechny lopatkové stroje jsou si podobné svým principem, který lopatkové stroje odlišuje od jiných strojů. Nejčastěji se snažíme nalézt podobnosti mezi dvěma lopatkovými stroji, jestliže jejich pracovní tekutiny mají podobné vlastnosti, mají podobnou geometrii a kinematiku pohybu pracovní tekutiny (tzv. kinematická podobnost). Podobnostní součinitele pro nalezené podobnosti si konstruktéři mohou definovat sami. Optimální hodnoty těchto podobnostních součinitelů lze stanovit z velké množství naměřených dat z modelů či předchozích strojů, proto je obvyklejší vycházet z již zavedených podobnostních součinitelů a definovat nové pouze v nutných případech. V následujících částech článku jsou uvedeny nejčastěji používané podobnostní součinitele v oboru lopatkových strojů.

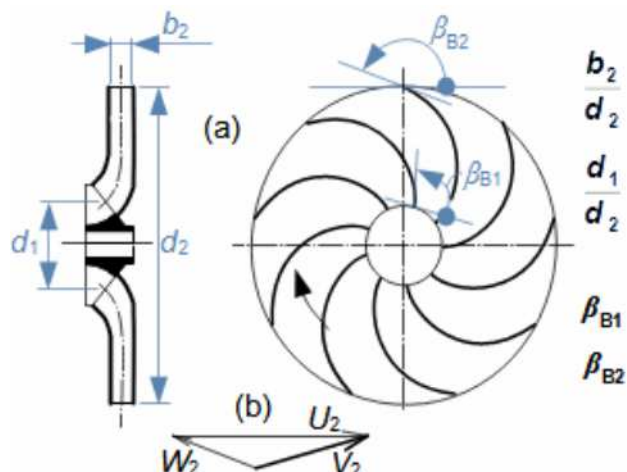
### Geometrické podobnosti stupňů lopatkových strojů

*Geometrické podobnosti vychází z podobnosti tvaru lopatkových mříží a tvaru rychlostních trojúhelníků.*

Podobné rotory budou mít i podobné tvary rychlostních trojúhelníků apod.

Z tvaru typu rotoru (Obrázek 1a) lze určit tvar rychlostního trojúhelníku (Obrázek 1b) a obráceně. Mezi další typické geometrické podobnosti patří směr meridánového proudění, geometrické charakteristiky lopatkové mříže, hustota profilové mříže apod., viz Obrázek 1. Přičemž .

1:



Typické geometrické podobnostní součinitele rotoru radiálního ventilátoru:  $b$  [m] šířka;  $\beta_B$  [°] úhly profilu;  $d$  [m] průměr;  $U$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] obvodová rychlost;  $W$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] relativní rychlost pracovní tekutiny;  $V$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] absolutní rychlost pracovní tekutiny. Index  $_1$  označuje vtok do rotoru, index  $_2$  výtok.

Hodnoty geometrických podobností

Hodnoty geometrických podobnostních součinitelů lopatkových strojů uvádí firemní podklady pro konstrukci a jsou i hojně publikované ve specializované literatuře, viz odkazy na konci článku a příklady hodnot pro radiální ventilátor s dopředu zahnutými lopatkami v Tabulce 2.

– 2: –

lit.	$\beta_{B1}$	$\beta_{B2}$	$d_1/d_2$	$b_2/d_2$	Z
[Nový, 2007]	$\leq 120$	$\approx 160$	0,8..0,9	$\approx 0,5$	-
[Bleier, 1997]	60..120	160..120	0,75..0,9	-	24..64

Z [-] počet lopatek (menší hodnoty pro menší rotory a naopak);  $\beta$  [°].

### Průtokový součinitel

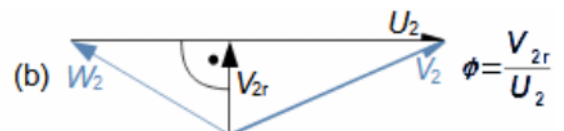
Tvar rychlostního trojúhelníku je dán geometrií rotoru, která byla vybrána na základě geometrické podobnosti uvedené výše. Průtokový součinitel udává obvyklé poměry jednotlivých stran výtokového rychlostního trojúhelníku rotoru.

Definice průtokového součinitele

Průtokový součinitel je poměr mezi meridiánovou rychlostí pracovní tekutiny a obvodovou rychlostí na výtoku z rotoru měřené u špičky lopatek, respektive obvodu radiálního rotoru, Vzorec 3. U stupňů radiálních centripetálních turbín může být ale definice průtokového součinitele vztahována na vtok do rotoru ( $V_{1r}$ ,  $U_1$ ).

– 3: –

$$(a) \phi = \frac{V_{2m}}{U_2}$$



(a) definice průtokového součinitele; (b) aplikace průtokového součinitele na radiální stupeň pracovního stroje.  $\phi$  [1] průtokový součinitel;  $V_{2m}$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] meridiánová rychlost pracovní tekutiny;  $V_{2r}$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] radiální složka rychlosti  $V_2$ .

Alternativní definice průtokového součinitele

Uvedený poměr rychlostí je dán průtokem pracovní tekutiny stupněm a průtočnou plochou, proto lze vzorec pro  $\phi$  převést do rozšířenějšího obecného tvaru, který udává průměrnou hodnotu  $\phi$  pro celý stupeň, viz Vzorec 4a. Místo skutečné průtočné plochy se také používá referenční plocha rovna ploše kruhu o vnějším průměru rotoru, například u ventilátorů. To je možné, protože skutečná průtočná plocha  $A_2$  ventilátorů je funkcí průměru  $d_2$ , viz Vzorec 1. V takovém případě, ale už  $\phi$  nevyjadřuje přímo poměr vybraných stran výstupního rychlostního trojúhelníku, ale násobek tohoto poměru, viz Vzorec 4b. Kvůli této nejednoznačné definici pro  $\phi$  je nutné při udávání hodnot průtokového součinitele uvádět i vzorec, aby bylo patrné o jakou hodnotu se jedná.

4: (a)  $\phi = \frac{\dot{m}}{A_2 \cdot \rho_2 \cdot U_2}$  (b)  $\phi = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \rho_2 \cdot U_2} = 4 \frac{b_2 V_{2r}}{d_2 U_2}$

(a) obecný vzorec pro průtokový součinitel; (b) alternativní vzorec pro průtokový součinitel používaný u radiálních stupňů.  $\dot{m}$  [kg·s<sup>-1</sup>] hmotnostní tok stupněm;  $A_2$  [m<sup>2</sup>] průtočná plocha na výstupu ze stupně;  $\rho_2$  [kg·m<sup>-3</sup>] hustota na výstupu ze stupně. Odvození alternativního vzorec pro průtokový součinitel je uvedeno v Příloze 341.

Hodnoty průtokových součinitelů

V Tabulce 5 jsou optimální hodnoty průtokového součinitele podle Vzorce 4b radiálních ventilátorů s dopředu zahnutými lopatkami.

5:	[Japikse, 1997]	[Ibler, 2002]	[Nový, 2007]
	$\phi$ 0,7...1	0,4...1	0,32...1

### Tlakový součinitel

*Pomocí předchozích podobnostních součinitelů je možné navrhnout vhodný tvar rychlostního trojúhelníku a poměry jejich stran. K tomu, aby bylo možné navrhnout i velikost rychlostního trojúhelníku je potřeba znát alespoň velikost jedné rychlosti – to lze například pomocí tlakového součinitele.*

Definiční vzorec tlakového součinitele

Tlakový součinitel je definován Vzorcem 6 jako vztah mezi změnou celkových entalpií stupně (Eulerovou prací) a obvodovou rychlostí lopatek rotoru na výtoku – v případě centripetálních radiálních turbín na vstupu do rotoru.

6:  $\psi = \frac{\Delta h_s}{\frac{1}{2} U_2^2}$   $\psi = \frac{\Delta p_s}{\frac{1}{2} \rho \cdot U_2^2}$

vpravo-speciální definice stupně reakce používaná pro hydraulické stroje.  $\psi$  [1] tlakový součinitel;  $\Delta h_s$  [J·kg<sup>-1</sup>] rozdíl celkových entalpií stupně;  $\Delta p_s$  [Pa] změna celkových tlaků.

Jak pracovat s rozdílem celkových entalpií

Rozdíl celkových entalpií  $\Delta h_s$  v čitateli odpovídá rozdílu celkových entalpií celého stroje v případě jednostupňových lopatkových strojů. Za rozdíl celkových entalpií v případě stupňů pracovních strojů se dosazuje absolutní hodnota, respektive kladná hodnota.

Optimální hodnoty tlakových součinitelů

V Tabulce 7 jsou optimální hodnoty tlakového součinitele radiálních ventilátorů s dopředu zahnutými lopatkami podle různých zdrojů. Čísla v tabulce se různí, protože někteří autoři používají trochu jinou definici (například vycházejí z rozdílu statických tlaků a nebo ve jmenovateli vynechávají konstantu 1/2 apod.).

–	7:	–	[Japikse, 1997]	[Ibler, 2002]	[Nový, 2007]
			$\psi \approx 2$	2...3	0,5...2,5

### Měrné (specifické) otáčky

Měrné otáčky jsou otáčky popisované stupně, při kterých by měl stupeň výkon 1 W, přičemž by byl zatížen energetickou diferencí 1 J·kg<sup>-1</sup> a rotor by byl zmenšen/zvětšen na průměr 1 m (je možné se setkat v odborné literatuře i s jinými parametry modelového stupně v jiných jednotkách).

Definiční vzorec  
měrných otáček

Měrné otáčky jsou definované Vzorcem 8. V případě jednostupňových strojů je energetická diference vztažena na celý stroj.

– 8: –

$$N_s = N \cdot d \frac{1}{\sqrt{w_i}} = N \frac{\sqrt{P_i}}{w_i^{\frac{5}{4}}}$$

$N_s$  [min<sup>-1</sup>] měrné otáčky (měrné výkonové otáčky);  $N$  [min<sup>-1</sup>] skutečné otáčky stroje;  $w_i$  [J·kg<sup>-1</sup>] vnitřní práce stupně (stroje);  $d$  [m] referenční průměr (nejčastěji průměr oběžného kola);  $P_i$  [W] vnitřní výkon stupně/stroje. Odvození vzorce je uvedeno v Příloze 870.

Speciální varianty  
měrných otáček  
podle zvyklostí v  
daném oboru

Vnitřní práce se u hydraulických strojů přepočítává, například na disponibilní vodní spád vycházející z Bernoulliho rovnice (např. Vzorec 9 pro vodní turbíny), či celkovou změnu tlaku (u čerpadel a ventilátorů). Vzorec pro měrné otáčky stupně ventilátoru se upravuje tak, aby místo výkonu  $P_i$  vystupoval objemový průtok. Někdy se dokonce se vzorec pro měrné otáčky upraví tak, že již nemá značku jednotky min<sup>-1</sup>, ale pro srozumitelnost se stále používá pojem otáček se značkou jednotky min<sup>-1</sup>. To je i případ posledně zmíněného Vzorce 9 měrných otáček vodních turbín, kde je vynecháno gravitační zrychlení, které je na celé planetě "stejně", a na porovnání dvou vodních turbín nemá vliv. Vyjmutím gravitačního zrychlení již měrné otáčky nemohou mít značku jednotky min<sup>-1</sup>.

– 9: –

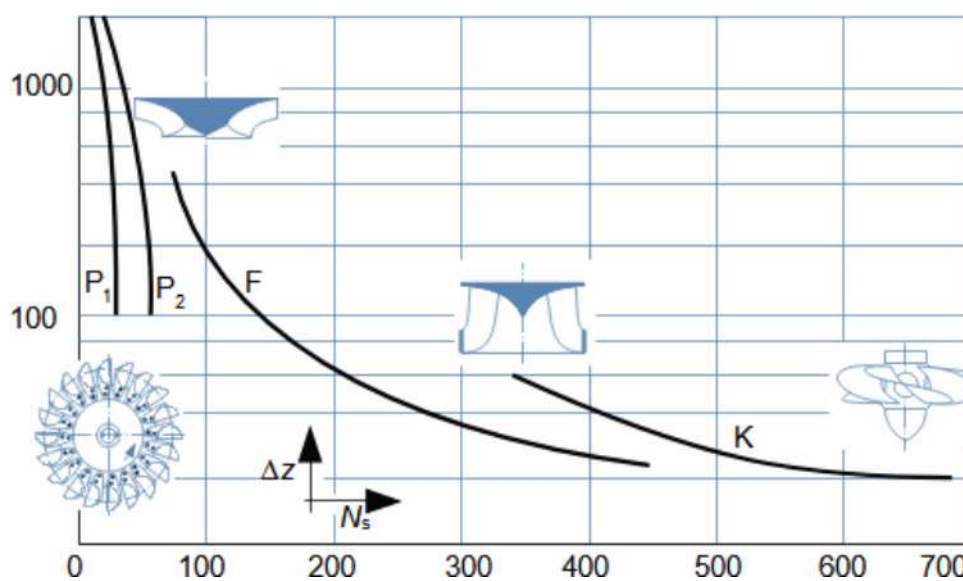
$$N_s = N \frac{\sqrt{P_i}}{(g \cdot \Delta z)^{\frac{5}{4}}} \sim N \frac{\sqrt{P_i}}{\Delta z^{\frac{5}{4}}}$$

$g$  [m·s<sup>-1</sup>] gravitační zrychlení;  $\Delta z$  [m] rozdíl výšek hladin. Protože vodní turbíny jsou jednostupňové stroje porovnává se obvykle už předpokládaný výkon na spojce.

Souvislost mezi měrnými otáčkami, vnitřními ztrátami a typem rotoru

Vnitřní ztráty ve stupních lopatkových strojů jsou funkcí především rychlosti proudění. Rychlost proudění je funkcí energetické diference (měrné práce) stupně a hmotnostního toku (čím menší otáčky a průtočný průřez stupně, tím vyšší rychlost). Tyto parametry vzorec pro měrné otáčky obsahuje, proto se měrné otáčky využívají při výběru nejvhodnějšího tvaru rotoru pro dané požadavky. Přitom se vychází z měrných otáček modelů či jiných provozovaných strojů, při kterých daný typ rotoru dosahoval optimálních parametrů. Například přímé závislosti mezi měrnými otáčkami jednotlivých typů vodních turbín jsou patrné z Obrázku 10.

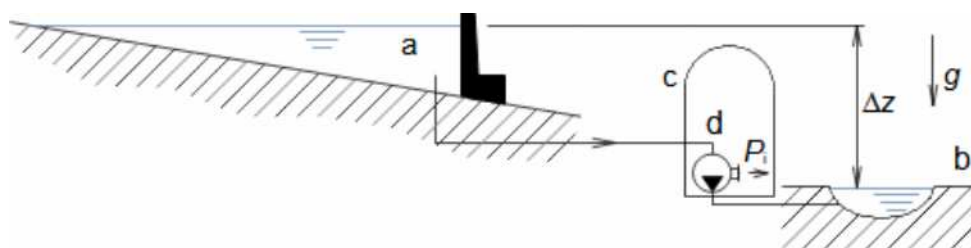
– 10: –



P1; P2-Peltonova turbína s jednou a dvěma tryskami; F-Francisova turbína; K-Kaplanova turbína. Při výpočtu měrných otáček pro tento graf se vychází ze Vzorce 9, přičemž výkon nutno dosadit v kW a otáčky v  $\text{min}^{-1}$ . Zdroj dat v [Horák et al., 1961].

– **Úloha 613:** – Určete pomocí měrných otáček jaký typ vodní turbíny je pravděpodobně nainstalován na vodním díle Lipno I. Jestliže turbína je navržena pro průtok až  $46 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  při spádu 160 m a otáčkách  $375 \text{ min}^{-1}$ . Při výpočtu použijte pro gravitační zrychlení hodnotu  $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  a pro hustotu vody hodnotu  $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 613.

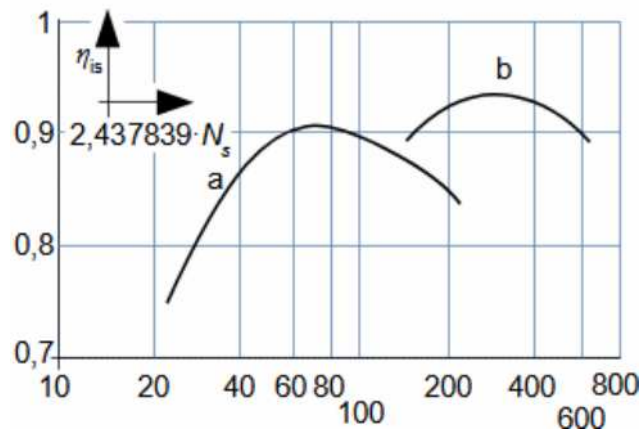


a-horní nádrž; b-spodní nádrž; c-strojovna; d-vodní turbína.

Souvislost mezi měrnými otáčkami a vnitřní účinnosti

Obecně lze tvrdit, že axiální stupně mají vyšší vnitřní účinnost při vyšších měrných otáčkách než radiální a obráceně. To je dáno především tím, že Eulerova práce radiálního stupně bude, díky změně obvodových rychlostí, větší než u axiálního stupně při stejných relativních rychlostech v lopatkových kanálech, což má dopad na ztráty ve stupni, viz Obrázku 11. Souvislost mezi měrnými otáčkami a vnitřní účinnosti stroje je dokázána například v [Ingram, 2009]. Hodnoty optimálních měrných otáček různých typů lopatkových strojů jsou uvedeny například v [Japikse, 1997], [Pfleiderer and Petermann, 2005].

– 11: –



Vnitřní účinnost kompresorových stupňů v závislosti na měrných otáčkách: a-radiální stupeň s axiálním vtokem; b-axiální stupeň.  $\eta_{is}$  [1] vnitřní účinnost stupně kompresoru. Zdroj dat v [Japikse, 1997, s. 1-23].

### Provozní podobnosti stupňů lopatkových strojů

*Podobnost lopatkových strojů lze využít k predikci hodnot provozních veličin, vnitřních ztrát a účinností lopatkových strojů a k optimalizaci jejich provozních stavů.*

Provozní veličiny jako funkce průtokového a tlakového součinitele

Provozní charakteristiky stupňů lopatkových strojů jsou závislosti změn dvou a více sledovaných provozních veličiny stroje, například výkon, respektive vnitřní práce, kompresní poměr, zvýšení celkového tlaku na hmotnostním toku apod. V některých případech lze na základě teorie podobnosti odvodit rovnice provozních charakteristik jako funkce tlakového, nebo průtokového součinitele při konstantních otáčkách, viz Vzorce 12.

– 12: –

$$w_i = \psi \frac{1}{2} U_2^2 \qquad \Delta p_s \approx \psi \frac{1}{2} \rho \cdot U_2^2$$

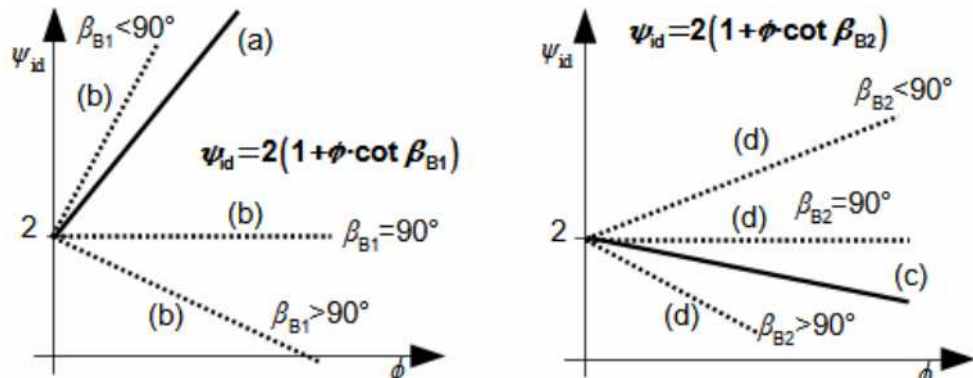
$$\varepsilon_s = \left[ 1 - \psi \frac{U_2^2}{2 c_p \cdot T_{i,s}} \right]^{\frac{n}{n-1}} \qquad \dot{m} = \phi \cdot A_2 \cdot \rho_2 \cdot U_2$$

$\varepsilon_s$  [1] kompresní poměr;  $c_p$  [J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>] tepelná kapacita při stálém tlaku;  $T_{i,s}$  [K] celková absolutní teplota pracovního plynu na vtoku do stupně;  $n$  [-] exponent polytropy. Vzorec pro  $w_i$  je odvozený s uvažováním pouze profilových ztrát, odvození je uvedeno v Příloze 668.

Ideální bezrozměrové charakteristiky stupňů lopatkových strojů diagramu  $\psi$ - $\phi$

Závislost tlakového součinitele na průtokovém se nazývá bezrozměrová charakteristika, která je v ideálním případě funkcí úhlů profilů lopatek, viz Vzorce 13.

13:

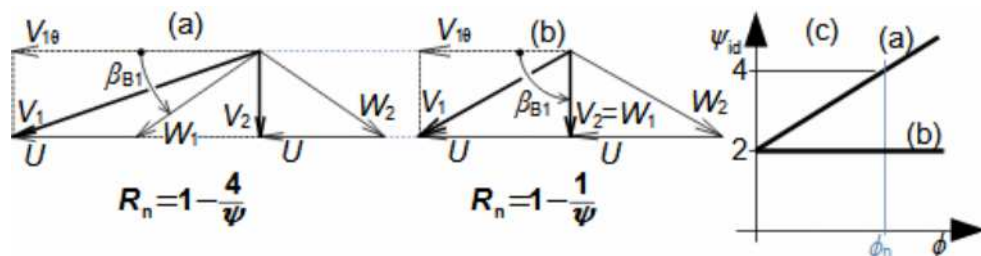


vlevo-ideální výkonová charakteristika turbínových stupňů; vpravo-ideální výkonová charakteristika stupňů pracovních strojů. (a) axiální stupeň turbíny; (b) radiální centripetální stupeň turbíny; (c) axiální stupeň pracovního stroje; (d) radiální cetrifugální stupeň pracovního stroje.  $\psi_{id}$  [1] tlakový součinitel v případě proudění beze ztrát. Vzorce jsou odvozeny za předpokladů, že vtokové a výtokové úhly proudu jsou totožné s úhly profilu ( $\beta = \beta_B$ ) a při  $V_{20}=0$  pro turbínové stupně a při  $V_{10}=0$  pro stupně pracovních strojů a pro  $N=\text{konst}$ . Odvození vzorců je uvedeno v Příloze 803.

Ideální bezrozměrové charakteristiky axiálních stupňů turbín

Sklon charakteristiky axiálního stupně lze ovlivňovat velikostí úhlu  $\beta_B$ . Tento úhel také ovlivňuje hodnotu stupně reakce  $R$ , respektive zatížení stupně. Na Obrázku 14 jsou porovnány dva případy ideálních axiálních stupňů turbín s přímými lopatkami se stupněmi reakce 0 a 0,5. Z odvozených rovnic plyne, že stupeň s 0 stupněm reakce při stejném průtokovém součiniteli (stejný hmotnostní tok, při stejné délce lopatek a středním poloměru) bude mít dvakrát vyšší hodnotu tlakového součinitele (dvakrát větší vnitřní práci) než stupeň se stupněm reakce 0,5, takže i jeho charakteristika bude strmější, protože obě charakteristiky musí začínate při hodnotě  $\psi=2$ . Obecně lze očekávat i stupňů se zkroucenými lopatkami, že s klesající průměrnou hodnotou stupně reakce po jejich délce poroste jejich vnitřní práce při zachování délky, poloměru lopatek a obvodové rychlosti.

14:



(a) stupeň reakce 0 při jmenovitém stavu; (b) stupeň reakce 0,5 při jmenovitém stavu; (c)  $\psi$ - $\phi$  charakteristiky. Index  $n$  označuje jmenovitý (návrhový, nominální) stav. Rovnice jsou odvozeny v Příloze 434.

Vnitřní ztráty jako rozdíl tlakového součinitele ideálního a reálného stroje

Ideální charakteristika nezohledňuje ztráty, které při proudění vznikají. Rozdíl mezi  $\Delta h_{s, is}$  a  $w_i$  (ve Vzorcích 6) jsou vnitřní ztráty stupně, takže tyto ztráty je možné vyjádřit i z rozdílu tlakového součinitele při ideálním proudění a reálném prouděním, viz Rovnice 15.

– 15: –

$$(a) L_w = \Delta h_{s, is} - w_i = (\psi_{id} - \psi) \frac{1}{2} U_2^2$$

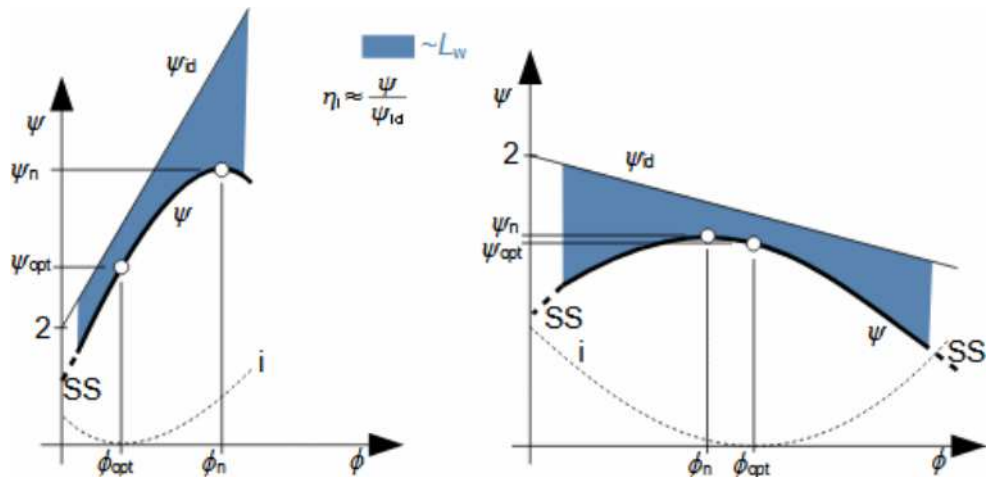
$$(b) L_w = \Delta h_s - w_{is} = (\psi_{id} - \psi) \frac{1}{2} U_2^2$$

(a) pro turbínové stupně; (b) pro stupně pracovních strojů.  $L_w$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] vnitřní ztráty stupně.

Reálné bezrozměrové charakteristiky stupňů lopatkových strojů

Ztráty se samozřejmě s hmotnostním tokem mění, ale pokud máme dva podobné stupně (stroje) bude tato závislost podobná, takže naměříme-li provozní charakteristiku jednoho referenčního stupně a vytvoříme z ní bezrozměrovou charakteristiku (Obrázek 16, Obrázek 17), pak lze docela přesně predikovat pomocí Vzorců 12 provozní charakteristiku zcela nového stupně (– Úloha 721) i jeho vnitřní účinnost. Pomocí Vzorců 15 lze očekávané ztráty u nového navrhovaného stupně i číselně vyjádřit.

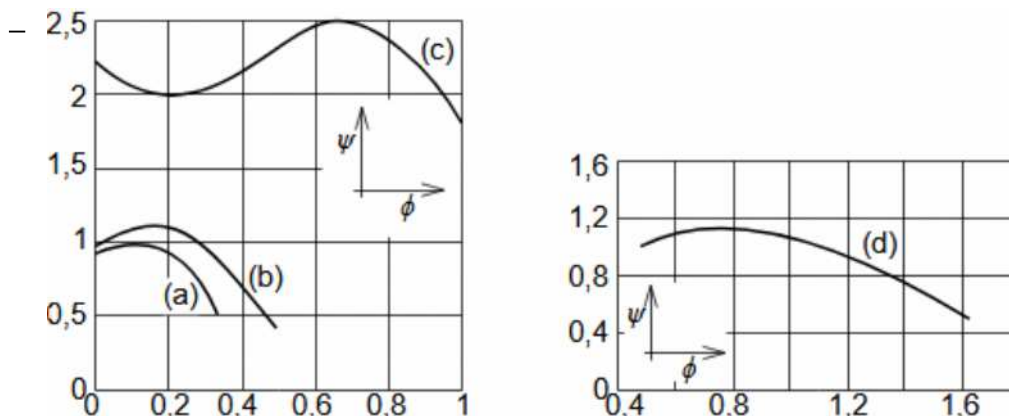
– 16: –



vlevo-příklad charakteristiky stupně axiální turbíny; vpravo-příklad charakteristiky stupně radiálního pracovního stroje ( $\beta_{B2} > 90^\circ$ ). SS-oblast kolapsu proudění ve stupni (stage stall) – v důsledku nevhodné kombinace nátokového úhlu  $i$  a hmotnostního toku dochází k odtržení proudu od lopatek;  $i$ -průběh ztráty nesprávným nátokovým úhlem.  $\eta_i$  [1] vnitřní účinnost stupně (vzorec platný pro turbínové i pracovní stupně).

Index  $\phi_{opt}$  značí optimální. Charakteristika jsou pro  $N = konst.$

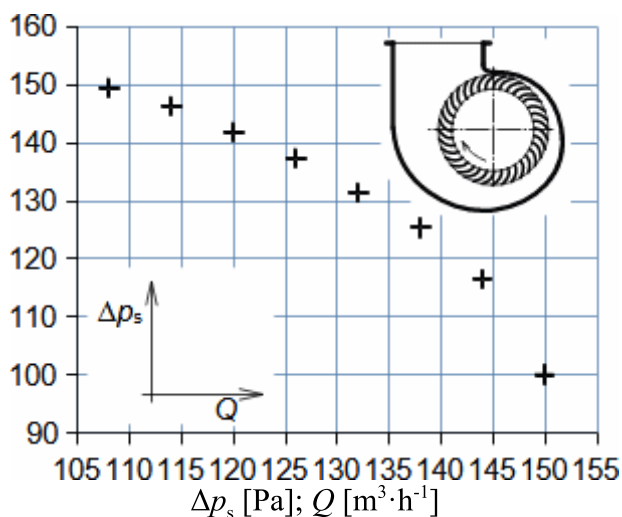
– 17:



vlevo-bezrozměrové charakteristiky stupňů ventilátorů podle [Čermák et al., 1974], průtokový součinitel  $\phi$  počítán podle Vzorce 4b; vpravo-bezrozměrová charakteristika stupně kompresorou podle [Dixon and Hall, 2010]. (a) radiální dozadu zahnuté lopatky ( $\beta_{B2} > 90^\circ$ ); (b) radiální lopatky ( $\beta_{B2} = 90^\circ$ ); (c) radiální dopředu zahnuté lopatky ( $\beta_{B2} < 90^\circ$ ); (d) axiální stupeň.

– **Úloha 721:** – Proveďte konstrukci pravděpodobné provozní charakteristiky  $\Delta p_s$ - $Q$  ventilátoru s dopředu zahnutými lopatkami. Očekávané jmenovité parametry jsou  $\Delta p_{s,n} = 150$  Pa,  $Q_n = 100$  m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>. Ke konstrukci použijte bezrozměrovou charakteristiku  $\psi$ - $\phi$  na Obrázku 17.

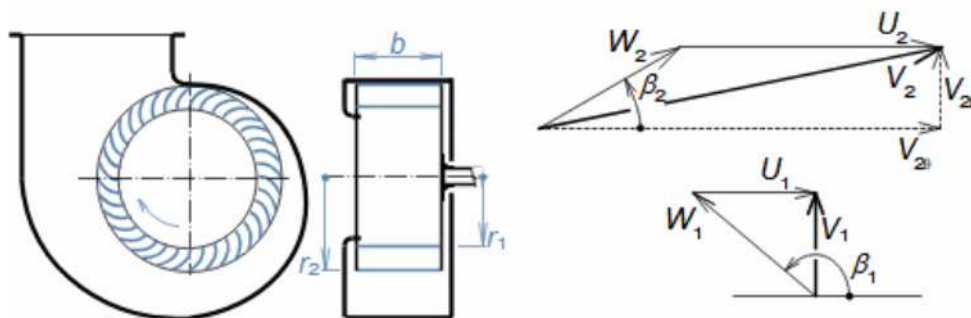
Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 721.



Určení polohy optimálních a jmenovitých provozních parametrů v diagramu  $\psi$ - $\phi$

Poměr  $\psi/\psi_{id}$  musí přibližně odpovídat vnitřní účinnosti stupně  $\eta_i$ , protože rozdíl mezi reálným a ideálním tlakovým součinitelem je ekvivalentní ztrátám. Odtud lze očekávat, že stroje, které mají ideální tlakový součinitel roven 2 musí odpovídat jmenovitý výkon (maximální) i optimálnímu. U stupňů s kladnou směrnicí ideálního tlakového součinitele lze očekávat optimální výkony při nižších hmotnostních tocích než jsou jmenovité. U stupňů se zápornou směrnicí ideálního tlakového součinitele lze očekávat optimální výkony při vyšších hmotnostních tocích než jsou jmenovité. Toto chování je způsobeno zejména změnou zakřivení proudu se změnou nátokového úhlu – v prvním případě roste s hmotnostním tokem zakřivení proudu než dojde k odtržení proudu, ve druhém případě dochází ke zvětšení zakřivení proudu při snižujícím se hmotnostním toku atd. Z hodnot  $\psi_{opt}$ ,  $\phi_{opt}$  lze vypočítat rozměry nového stroje, při kterých bude velmi pravděpodobně dosahovat optimálních parametrů (Úloha 262).

- **Úloha 262:** – Vypočítejte rozměry rotoru rovnotlakového radiálního ventilátoru s dopředu zahnutými lopatkami, pro parametry stejné jako v Úloze 721, s. 12. Proveďte odhad očekávaných vnitřních ztrát při optimálních parametrech. Výpočet ventilátoru proveďte pro vzduch o hustotě  $1,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .  
Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 262.



Predikce citlivosti výkonu na změny hmotnostního toku

Očekávaný tvar reálné bezrozměrové charakteristiky také závisí na hodnotě směrnice ideálního výkonového součinitele jak naznačuje Obrázek 16. Čím bude hodnota směrnice větší tím, bude reálná bezrozměrová charakteristika strmější. Například v případě axiálního stupně se stupněm reakce 0 bude výkon citlivější na změny hmotnostního toku více než stupeň se stupněm reakce 0,5 apod., viz závěry na Obrázku 14.

**Dovětek k použití podobnostních součinitelů při návrhu nového stroje**

Podobnostní součinitelé podstatným způsobem doplňují zadání, nicméně je nutná jistá opatrnost při použití více podobnostních součinitelů na jednom stroji, protože mnoho podobnostních součinitelů je funkcí jiného a odhadem více součinitelů může dojít k přeurčení zadání.

Měrné otáčky jako funkce tlakového součinitele

Typickou chybou při využití teorie podobnosti je současných odhad  $N_s$  a  $\psi$ , tak vznikne přeurčené zadání – pro případ  $d=d_2$  (např. pracovní stroje) lze totiž odvodit Vzorec 18 dosazením vzorců pro obvodovou rychlost  $U$  a vnitřní práci  $w_i$  (Vzorec 12) do Vzorce 8 pro měrné otáčky. Z čehož plyne, že konstruktér může použít buď optimální hodnoty měrných otáček, nebo tlakového součinitele.

18:

$$N_s = N \cdot d_2 \frac{1}{\sqrt{w_i}} = \frac{60 U_2}{\pi U_2 \sqrt{\psi} \frac{1}{2}} = \frac{60 \sqrt{2}}{\pi \sqrt{\psi}}$$

Smysl teorie podobnosti v době digitální

V současné době lze pomocí výkoných počítačů a specializovaného softwaru založeném na principech MKP iteračním postupem nalézt optimální návrh lopatkového stroje i bez znalostí teorie podobnosti. Na druhou stranu díky znalosti teorie podobnosti je schopen konstruktér vybrat počáteční variantu optimalizace velmi dobře, takže software řeší méně variant, což je rychlejší, případně lze snadněji odhalovat příčiny nedostatečných parametrů vyšetřovaného stroje.

---

## Odkazy

- ŠKORPÍK, Jiří, 2024, Technická termomechanika, *engineering-sciences.education*, Brno, <https://engineering-sciences.education/technicka-termomechanika.html>.
- BLEIER, Frank, 1997, *Fan handbook, selection, application, and design*, The McGraw Hill companies, ISBN 0-07-005933-0.
- ČERMÁK, Jan, HELLER, Václav, NOVOTNÝ, Slavomil, PITTER, Jaroslav, SEDLÁČEK, František, ŠAVRDA, Miloš, 1974, *Ventilátory*, SNTL-Nakladatelství technické literatury, n.p., Praha.
- DIXON, S., HALL, C., 2010, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Elsevier, Oxford, ISBN 978-1-85617-793-1.
- HORÁK, Zdeněk. KRUPKA, František, ŠINDELÁŘ, Václav, 1961, *Technická fyzika*, SNTL, Praha.
- INGRAM, Grant, 2009, *Basic Concepts in Turbomachinery*, Grant Ingram & Ventus Publishing Aps, ISBN 978-87-7681-435-9.
- IBLER, Zbyněk, KARTÁK, Jan, MERTLOVÁ, Jiřina, IBLER, Zbyněk ml., 2002, *Technický průvodce energetika-1. díl*, BEN-technická literatura, Praha, ISBN 80-7300-026-1.
- JAPIKSE, David, 1997, *Introduction to turbomachinery*, Oxford University Press, Oxford, ISBN 0-933283-10-5.
- NOVÝ, Richard, 2007, *Ventilátory*, České vysoké učení technické v Praze, Praha, ISBN 978-80-01-03758-4.
- PFLIEDERER, Carl, PETERMANN, Hartwig, 2005, *Strömungsmaschinen*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-22173-5.
-