

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**

**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B2301      Strojní inženýrství

Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Analýza a návrh možností výzkumu proudění hřídelovou ucpávkou statorového kola  
vzduchové turbíny

Autor:                    **Jan Narovec**

Vedoucí práce:        **Ing. Marek Klimko**

Akademický rok 2018/2019

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan NAROVEC**

Osobní číslo: **S18B0353P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**

Název tématu: **Analýza a návrh možností výzkumu proudění hřídelovou ucpávkou statorového kola vzduchové turbíny**

Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

V první části bakalářské práce se požaduje zpracovat rešerši výzkumu proudění hřídelovou ucpávkou na experimentálních zařízeních v ČR i ve světě. Rešerše by měla obsahovat rozsáhlý popis testovaných stupňů a odkazy na zajímavé publikované články včetně rozboru několika z nich.

Navazující částí práce bude přímá aplikace nastudovaných znalostí ve formě konstrukčních návrhů využitelných pro výzkum na vzduchové turbíně VT-400.

Požaduje se vypracovat alespoň dvě vhodné varianty.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše zabývající se hřídelovými ucpávkami používanými v současných parních turbínách.
2. Rešerše týkající se experimentálního výzkumu proudění hřídelovou ucpávkou.
3. Rozbor několika zajímavých publikovaných článků.
4. Návrh konstrukčních úprav turbíny VT-400.

Rozsah grafických prací: **1 výkres**  
Rozsah kvalifikační práce: **30 - 40 stran**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

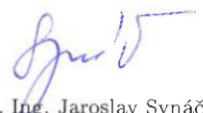
- **DIXON S. L., HALL C. A.:** Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery, Burlington: Butterworth - Heinemann, 2010, 459 s., ISBN 978-1-85617-793-1
- **MOUSTAPHA H. et al.:** Axial and radial turbines, White River Junction: Concepts NREC, 2003, 358 s., ISBN 0-933283-12-1
- **PAVELEK M. a kol.:** Termomechanika, Brno: CERM, 2003, 284 s., ISBN 80-214-2409-5
- **KADRNOŽKA J.:** Tepelné turbíny a turbokompresory, [1], Základy teorie a výpočtů, Vyd. 1. Brno: CERM, 2004, 308 s., ISBN 80-7204-346-3

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Marek Klimko**  
Katedra energetických strojů a zařízení  
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Pavel Žitek**  
Katedra energetických strojů a zařízení

Datum zadání bakalářské práce: **30. října 2018**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč  
vedoucí katedry

V Plzni dne 25. října 2018

## **Prohlášení**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne 24. 5. 2019

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval Ing. Marku Klimkovi za odborné vedení, značnou trpělivost a v neposlední řadě také za četné rady a připomínky při tvorbě této práce.

Další poděkování samozřejmě patří mé rodině a blízkému okolí za morální i materiální podporu po celou dosavadní dobu mého studia.

# ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Narovec	Jméno Jan	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2301R016 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
<b>VEDOUČÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Klimko	Jméno Marek	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Analýza a návrh možností výzkumu proudění hřídelovou ucpávkou statorového kola vzduchové turbíny		

<b>FAKULTA</b>	Strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	78	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	73	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	5
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL</b></p> <p><b>POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Tato bakalářská práce se zabývá hřídelovými ucpávkami turbínového stupně. Podrobně se věnuje jednotlivým typům hřídelových ucpávek a experimentálnímu výzkumu proudění hřídelovými ucpávkami. Praktická část se pak věnuje konstrukčnímu návrhu úpravy experimentální vzduchové turbíny VT-400 pro umožnění výzkumu proudění hřídelovou ucpávkou.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p>	<p>hřídelová ucpávka, turbína, parní turbína, labyrintová ucpávka, voštinová ucpávka, kartáčová ucpávka, proudění, experimentální výzkum</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Narovec	Name Jan		
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301R016 "Design of Power Machines and Equipment"			
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Klimko	Name Marek		
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKE			
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	The analysis and a design of research possibilities of flow through a shaft seal of a air turbine stator wheel			

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Power System Engineering	<b>SUBMITTED IN</b>	2019
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	78	<b>TEXT PART</b>	73	<b>GRAPHICAL PART</b>	5
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>  <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This bachelor thesis deals with shaft seals of the turbine stage. It deals in detail with individual types of shaft seals and experimental research of flow through shaft seals. The practical part deals with the adjustment design of the experimental air turbine VT-400 for the research of flow through a shaft seal.
<b>KEY WORDS</b>	shaft seal, turbine, steam turbine, labyrinth seal, honeycomb seal, brush seal, flow, experimental research

## Seznam použitých symbolů a veličin:

Symbol	Název veličiny	Rozměr
$a_u$	měrná mechanická práce stupně	$[J \cdot kg^{-1}]$
$a_t$	měrná technická práce	$[J \cdot kg^{-1}]$
$a_{ts}$	skutečná měrná technická práce	$[J \cdot kg^{-1}]$
$c_1$	absolutní rychlost proudící páry z rozváděcích lopatek	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$c_{1s}$	absolutní rychlost proudící páry z rozváděcích lopatek pro izoentropickou expanzi	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$c_2$	absolutní výstupní rychlost páry	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$c_f$	fiktivní rychlost	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$c_p$	měrná tepelná kapacita	$[J \cdot kg^{-1} \cdot k^{-1}]$
$D$	průměr	$[m]$
$e_0$	uvažovaná měrná energie	$[J \cdot kg^{-1}]$
$F$	síla	$[N]$
$F_u$	obvodová síla	$[N]$
$g$	tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
$H_0$	izotermický tepelný spád	$[J \cdot kg^{-1}]$
$\bar{h}_0$	tepelný spád celého stupně	$[J \cdot kg^{-1}]$
$h_{0R}$	tepelný spád na oběžné mříži	$[J \cdot kg^{-1}]$
$h_{0S}$	tepelný spád na rozváděcí mříži	$[J \cdot kg^{-1}]$
$H_i$	skutečný tepelný spád	$[J \cdot kg^{-1}]$
$i$	měrná entalpie	$[J \cdot kg^{-1}]$
$l$	délka lopatky	$[m]$
$Ma$	Machovo číslo	$[-]$
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
$p$	tlak	$[Pa]$
$p_{CKR}$	celkový kritický tlak	$[Pa]$
$p_{KR}$	kritický tlak	$[Pa]$
$p_m$	tlak v mezeře za rozváděcími lopatkami	$[Pa]$
$P_u$	výkon odevzdaný proudící párou oběžným lopatkám	$[Pa]$
$q$	tepelný tok	$[J \cdot m^{-2} s^{-1}]$
$Q$	teplo	$[J]$
$r$	specifická plynová konstanta	$[J \cdot kg^{-1} \cdot k^{-1}]$
$Re$	Reynoldsovo číslo	$[-]$
$S$	plocha	$[m^2]$



s	měrná entropie	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
T	teplota	$[K]$
T <sub>C</sub>	celková teplota	$[K]$
T <sub>KR</sub>	kritická teplota	$[K]$
u	obvodová rychlost	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
Ṁ	objemový průtok	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
w	rychlost	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
w <sub>1</sub>	relativní rychlost proudící páry z rozváděcích lopatek	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
w <sub>2</sub>	relativní výstupní rychlost páry	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
w <sub>2s</sub>	relativní výstupní rychlost páry pro izoentropickou expanzi	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
w <sub>KR</sub>	kritická rychlost	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
y	souřadnice y	$[m]$
α <sub>1</sub>	úhel absolutní rychlosti c <sub>1</sub>	$[^\circ]$
α <sub>2</sub>	úhel absolutní rychlosti c <sub>2</sub>	$[^\circ]$
β <sub>1</sub>	úhel relativní rychlosti w <sub>1</sub>	$[^\circ]$
β <sub>2</sub>	úhel relativní rychlosti w <sub>2</sub>	$[^\circ]$
η <sub>td</sub> <sup>1</sup>	termodynamická lopatková účinnost stupně	$[-]$
η <sub>td</sub> <sup>i</sup>	výsledná termodynamická účinnost stupně	$[-]$
κ <sub>vr</sub>	součinitel využití výstupní rychlosti	$[-]$
τ <sub>w</sub>	smykové napětí na stěně	$[Pa]$
κ	Poissonova konstanta	$[-]$
λ	Weisbachův součinitel ztráty třením	$[-]$
ξ	ztrátový součinitel	$[-]$
ρ	reakce	$[-]$
ρ <sub>KR</sub>	kritická hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
ρ	hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
φ	rychlostní součinitel	$[-]$
ν	součinitel kinematičké vazkosti	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
ψ	rychlostní součinitel	$[-]$
ω	otáčky rotoru (rychlost rotace)	$[rpm]$

# Obsah

Úvod.....	11
1 Lopatkové stroje.....	12
1.1 Základní principy lopatkových strojů.....	13
1.2 Rozdělení lopatkových strojů.....	14
2 Parní turbíny.....	15
2.1 Výchozí vztahy.....	16
2.2 Princip parní turbíny.....	18
2.3 Rozdělení parních turbín.....	20
2.4 Proudění v turbínovém stupni.....	21
2.4.1 Termodynamická lopatková účinnost turbínového stupně.....	23
2.4.2 Rovnotlaký stupeň.....	29
2.4.3 Přetlakový stupeň.....	31
2.4.4 Curtisův stupeň.....	32
2.4.5 Porovnání jednotlivých typů stupňů.....	33
3 Ztráty v turbínovém stupni.....	34
4 Hřídelové ucpávky.....	37
4.1 Labyrintové ucpávky.....	37
4.1.1 Průběh expanze páry labyrintovou ucpávkou (Fannův děj).....	40
4.2 Kartáčové ucpávky.....	45
4.3 Voštinové ucpávky.....	47
4.4 „Hole-pattern“ ucpávky.....	48
4.5 „Rectangular-cellular“ ucpávky.....	49
4.6 Obrusitelné ucpávky.....	50
5 Experimentální výzkum proudění hřídelovou ucpávkou.....	51
5.1 Přehled vybraných výzkumů hřídelových ucpávek.....	51
5.1.1 Experimentální výzkum základních charakteristik kartáčové ucpávky [22].....	51
5.1.2 Experimentální výzkum vlivu proudění skrze labyrintovou ucpávku na dynamické vlastnosti rotoru [23].....	53
5.1.3 Experimentální výzkum těsnícího účinku voštinových ucpávek [24].....	56
5.1.4 Experimentální porovnání těsnících a rotor-dynamických vlastností voštinových a "Hole-pattern" ucpávek [25].....	59
6 Konstrukční návrh úprav turbíny VT-400.....	63
6.1 Konstrukční návrh 1.....	63
6.2 Konstrukční návrh 2.....	64
6.3 Konstrukční návrh 3.....	65
6.4 Vyhodnocení uvažovaných variant.....	65
Závěr.....	68
Seznam literatury a použitých zdrojů.....	69
Seznam obrázků.....	71
Seznam tabulek.....	73
Seznam příloh.....	73

## Úvod

V současné době je kladen velký důraz na účinnost, tedy na míru vyjadřující poměr využitě a vynaložené energie. Účinnost je podstatným faktorem prakticky každého stroje nebo zařízení, a to především z ekonomických a ekologických důvodů. Tyto faktory totiž mají zásadní vliv na reálné využití navrhovaného stroje nebo zařízení.

Obzvláště pak v energetice je účinnost zcela zásadním parametrem. V případě hojně používaných parních turbín se z hlediska zvyšování účinnosti nabízí více možností, nicméně jednou z nich je minimalizace úniku páry. Pára totiž proudí turbínou nejen skrz rozváděcí a oběžné lopatky, ale zároveň dochází i k jejímu úniku jinými „cestami“. Jedním z míst, kde dochází k nežádoucímu úniku páry, je mezera mezi hřídelí rotoru a rozváděcím kolem turbínového stupně. A právě k minimalizaci tohoto úniku slouží hřídelové ucpávky, kterým se podrobněji věnují stěžejní kapitoly této práce.

Tato bakalářská práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část. V části teoretické jsou nejprve popsány základní principy a členění lopatkových strojů. Následné kapitoly se pak již věnují vlastním turbínám, jejich praktickému využití, principu a členění. Dále následuje matematický popis základní teorie proudění v turbínovém stupni a zároveň jsou definovány jednotlivé ztráty v turbíně, včetně jejich vlivu na vlastní účinnost turbíny. Poté jsou již konečně podrobně popsány jednotlivé používané typy hřídelových ucpávek. Závěr teoretické části se pak zabývá experimentálním výzkumem proudění hřídelovými ucpávkami, který má, i v době rozmachu numerických simulací, stále zásadní význam, neboť často poskytuje jediné dostupné ověření správnosti výpočtu.

Praktická část se pak věnuje konstrukčnímu návrhu úpravy pokusné vzduchové turbíny VT-400 pro umožnění experimentálního výzkumu proudění hřídelovou ucpávkou.

## 1 Lopatkové stroje

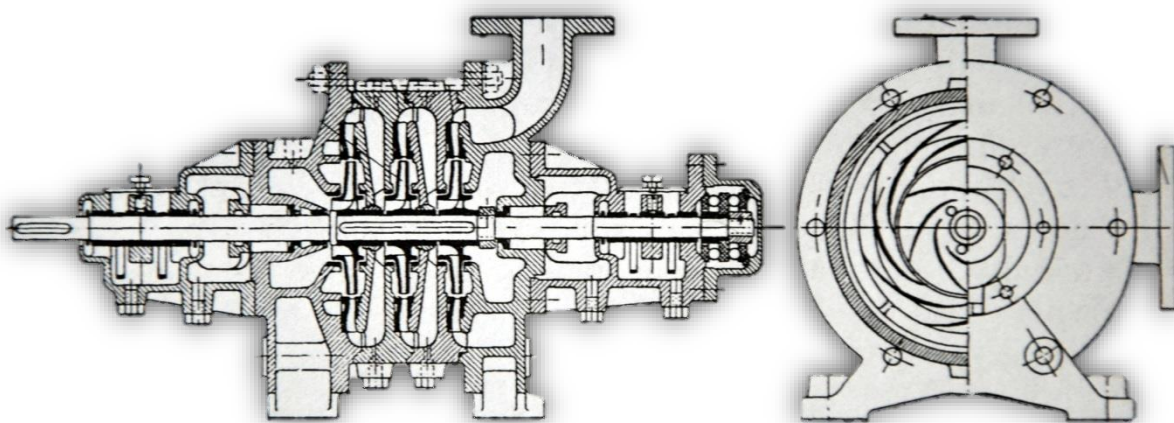
Lopatkové stroje zahrnují velmi širokou oblast strojů. Jejich společným účelem je nejčastěji transformace energie, proto velkou část lopatkových strojů lze zařadit mezi energetické stroje. Energie je přenášena pomocí tekutiny, a proto se nazývají též tekutinové. Účelem lopatkových strojů je v některých případech jen doprava tekutiny, případně se změnou jejího objemu.

Významným znakem lopatkových strojů je kontinuální transformace energie - na rozdíl od strojů objemových.

Podstatným a rozhodujícím znakem lopatkových strojů jsou výrazné změny rychlosti pracovní látky - adekvátní změnám kinetické energie tekutiny při proudění strojem. Energie je přenášena z tekutiny na rotor stroje nebo z rotoru na tekutinu, a proto se tyto stroje též nazývají rotordynamické stroje nebo turbostroje (z latinského „turbo“ – to co má spin – otáčky).

Jednotlivé skupiny lopatkových strojů vznikly pro uspokojování různých potřeb člověka (turbíny - parní, plynové nebo vodní, čerpadla, ventilátory, turbokompresory, dmychadla, měniče otáček a momentu, hydraulické spojky, větrné mlýny a větrné elektrárny, atd.), v různých časových obdobích a za velmi rozdílných teoretických znalostí nutných k jejich návrhu, konstrukci a provozování.

Teorie, výpočtové postupy, konstrukční přístupy a způsoby označování se proto v jednotlivých skupinách lopatkových strojů liší. Nicméně základní podstata všech těchto dílčích skupin lopatkových strojů je stejná. [1]



Obr. 1 - Obecný příklad lopatkového stroje - radiální odstředivé čerpadlo [2]

## 1.1 Základní principy lopatkových strojů

V lopatkových strojích dochází k transformaci různých druhů energie. Konkrétně se jedná o energii hydraulickou, mechanickou a tepelnou.

- Hydraulická energie - je přenášena pomocí tekutiny, může být kinetická, tlaková, potenciální, atd.
- Mechanická energie – je spojena s pohyby částí strojů.
- Tepelná energie – je svázána se změnou teploty tekutiny (pracovní látky), se změnou její fáze nebo chemické struktury. Je tudíž stejně, jako energie hydraulická, přenášena pomocí tekutiny. [1]

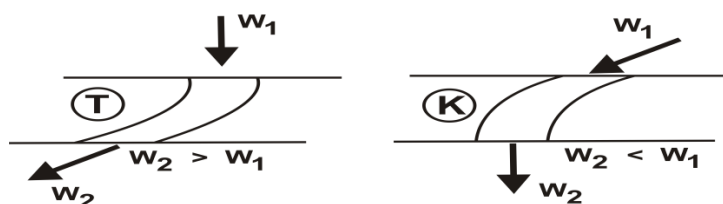
Tyto druhy energie se v lopatkových strojích mění z jedné na druhou a konají tak práci. Pokud je energie nesená tekutinou (hydraulická nebo tepelná) transformována na energii mechanickou, tak se jedná o turbíny nebo motory. V případě kompresorů, ventilátorů nebo čerpadel je naopak energie mechanická přeměněna na energii nesenou tekutinou (hydraulickou nebo tepelnou).

Jak již bylo zmíněno, tak u lopatkových strojů je energie transformována kontinuálně. Jejich podstatným a rozhodujícím znakem je změna rychlosti pracovní látky (tekutiny) – adekvátní změnám kinetické energie tekutiny při proudění kanály, vytvořenými zpravidla jako mezilopatkové prostory.

Lopatkové stroje se vždy skládají z rotorové a statorové části (rotor a stator). Ve statoru se energie nemůže přivádět ani odvádět, a proto celková energie (celková měrná entalpie) tekutiny zůstává konstantní. Nicméně se ale vzájemně mění statická entalpie  $i$  a kinetická energie  $\frac{w^2}{2}$ . [1]

$$i_c = i - \frac{w^2}{2} = konst \quad (1.1-1)$$

Při stlačování v kompresorech dochází k nárůstu statické entalpie a klesá kinetická energie, zatímco při expanzi v turbínách statická entalpie klesá a hodnota kinetické energie roste.



Obr. 2 - Změna rychlosti tekutiny v turbínové lopatkové mříži (T) a v kompresorové lopatkové mříži (K) [1]

V rotoru se celková energie tekutiny mění v energii přenesenou rotorem. Energie je rotorem přiváděna nebo odváděna. [1]

$$i_{c_1} = i_1 + \frac{w_1^2}{2} \quad (1.1-2)$$

$$i_{c_2} = i_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (1.1-3)$$

$$a_u = i_{c_1} - i_{c_2} \quad (1.1-4)$$

Pro turbíny pak platí, že měrná práce  $a_u > 0$  a že se tudíž jedná o energii odvedenou. Opačný případ  $a_u < 0$  platí například pro kompresory, kdy je energie přiváděna. [1]

## 1.2 Rozdělení lopatkových strojů

Lopatkové stroje lze souhrnně rozdělit do dvou hlavních kategorií: [1]

### 1) Podle způsobu využití energie

- Energie je přenášena na tekutinu
  - Bez skříně
    - Vrtule
    - Lodní šroub
  - Se skříní
    - Čerpadla
    - Ventilátory
    - Kompresory
- Tekutina je užita jako prostředek transformace energie
  - Hydraulické spojky
  - Měníče momentu
- Energie je odváděna z tekutiny
  - Turbíny akční (rovnotlaké)
  - Turbíny reakční (přetlakové)

### 2) Podle proudění vzhledem k ose rotace (složek rychlosti v osovém řezu stroje)

- Axiální
- Radiální
- Radiaxiální
- Diagonální
- Tangenciální – speciální případ u vodních turbín (např. Peltonova turbína)

## 2 Parní turbíny

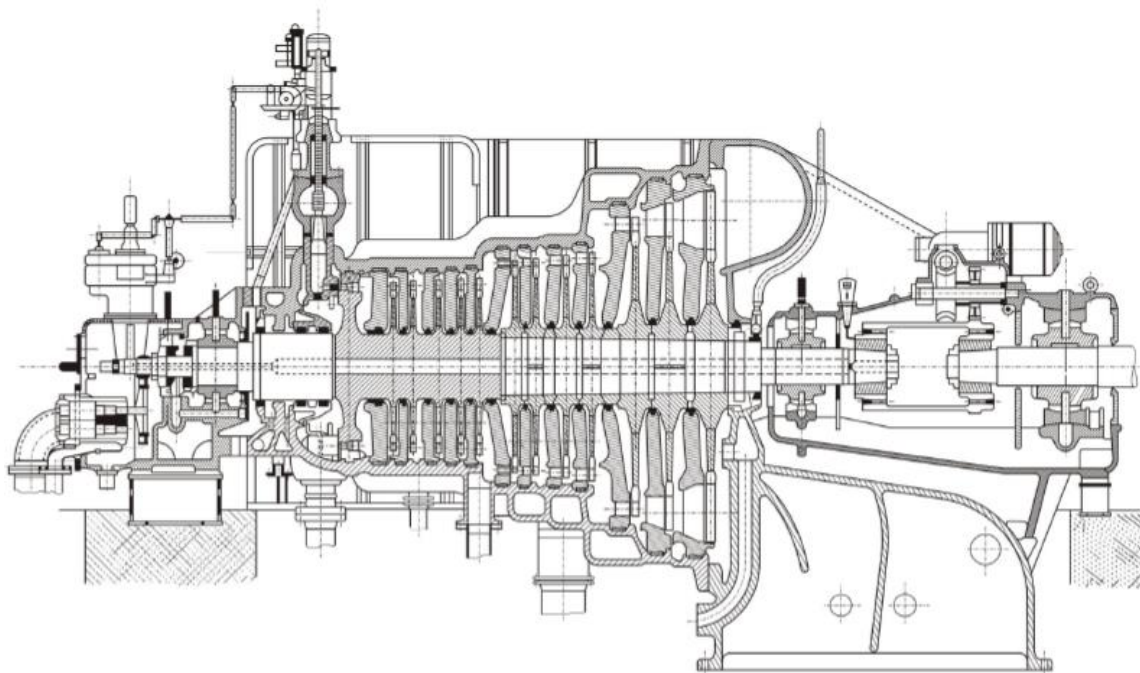
Parní turbína je lopatkový stroj fungující na principu přeměny tepelné a tlakové energie, obsažené v páře, na energii kinetickou, jež vyvozuje točivý moment. Parní turbíny jsou používány jako hnací zařízení (motory) a vzhledem k vysoké účinnosti nachází uplatnění v řadě různých odvětví.

Parní turbínu vynalezl v roce 1884 Charles Algernon Parsons a jejím nejtypičtějším příkladem je využití při výrobě elektrické energie v tepelných elektrárnách, kde je hnaným strojem elektrický generátor. Dalším uplatněním může být pohon lodí, kdy je energie na lodní šroub přenášena mechanicky pomocí převodu nebo elektrickým systémem přes elektrický generátor a elektromotor. Lze ale také pohánět i další zařízení, jako turbodmychadla, turbokompresory a podobně.



Obr. 3 - Charles A. Parsons [4]

Drtivá většina parních turbín je navržena v axiálním provedení (viz Obr. 4), tedy v takovém, že pára prochází turbínovými stupni ve směru téměř rovnoběžném na osu rotace. Dominance axiálních turbín je dána složitou a, z hlediska namáhání, nevýhodnou konstrukcí radiálních parních turbín. [3], [4]



Obr. 4 - Axiální parní turbína [5]

## 2.1 Výchozí vztahy

- 1. zákon termodynamiky pro kontrolní objem [6]

Jedná se o formulaci zákona zachování energie.

$$dq = di + da_t + wdw + gdy \quad (2.1-1)$$

- Stavová rovnice ideálního plynu [6]

Udává vazbu mezi tlakem, objemem a teplotou ideálního plynu v daném stavu.

$$\frac{p}{\rho} = rT \quad (2.1-2)$$

- Rovnice kontinuity [7]

Představuje aplikaci zákona zachování hmoty na oblast mechaniky tekutin.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_k)}{\partial k} = 0 \quad (2.1-3)$$

- Navier – Stokesovy rovnice [7], [8]

Navierovy - Stokesovy rovnice představují základní rovnice používané v dynamice tekutin. Tyto rovnice odvodili nezávisle na sobě Claude-Louis Navier (v roce 1823) a George Gabriel Stokes (v roce 1845), a proto jsou nazývány Navierovy-Stokesovy rovnice. Tyto rovnice v sobě pravděpodobně obsahují všechny aspekty skutečného chování tekutin včetně jevu turbulence, alespoň tomu nasvědčují doposud experimentálně ověřované případy. Přesto je ale nutné stále pohlížet na N-S rovnice jako na matematický model a neustále je konfrontovat s experimentálními daty. N-S rovnice zároveň představují i zákon zachování hybnosti.

$$\underbrace{\frac{\partial w_i}{\partial t}}_1 + \underbrace{w_k \frac{\partial w_i}{\partial k}}_2 = \underbrace{R_i}_3 - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i}}_4 + \underbrace{v \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2}}_5 + \underbrace{\frac{1}{3} v \frac{\partial}{\partial i} \left( \frac{\partial w_k}{\partial k} \right)}_6 \quad (2.1-4)$$

1. člen – místní (lokální) zrychlení

2. člen – vnitřní setrvačné zrychlení

3. člen – vnější setrvačné zrychlení

4. člen – zrychlení od tlakových sil

5. člen – zrychlení od třecích sil bez ohledu na stlačitelnost proudění

6. člen – zrychlení od třecích sil s ohledem na stlačitelnost proudění



➤ Energetická rovnice [7]

Představuje zákon zachování energie. Levá strana této rovnice vyjadřuje změnu energie 1 kg proudící látky za 1 s a pravá strana udává tři příčiny té změny. Těmi příčinami je teplo z disipace, teplo odvedené nebo přivedené povrchem vytknutého objemu difúzí a teplo vzniklé z jiných druhů energií, např. z energie elektrické nebo chemické (z tzv. vnitřního zdroje tepla).

$$\underbrace{\frac{di}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt}}_{\substack{\text{změna energie 1 kg} \\ \text{proudící látky za 1 s}}} = \underbrace{\frac{\tau_{kl}}{\rho} \frac{\partial w_k}{\partial l}}_{\substack{\text{teplo} \\ \text{z disipace}}} - \underbrace{\frac{1}{\rho} \frac{\partial q_k}{\partial k}}_{\substack{\text{teplo odvedené} \\ \text{difúzí}}} + \underbrace{\frac{q_v}{\rho}}_{\substack{\text{produkce} \\ \text{tepla}}} \quad (2.1-5)$$

➤ Věta o změně toku hybnosti [7]

Vztah odvozený z pohybové rovnice, jenž vyjadřuje sílu na kontrolní plochu jako rozdíl vstupního a výstupního toku hybnosti.

$$\vec{F} = \dot{m}_1 \vec{w}_1 - \dot{m}_2 \vec{w}_2 \quad (2.1-6)$$

➤ Machovo číslo [6]

Podobnostní číslo udávající poměr rychlosti pohybu tělesa určitým prostředím k rychlosti šíření zvuku v témže prostředí.

$$Ma = \frac{w}{a} \quad (2.1-7)$$

➤ Rychlost zvuku v ideálním plynu [9]

$$a = \sqrt{\kappa r T} \quad (2.1-8)$$

## 2.2 Princip parní turbíny

Jeden stupeň parní turbíny se skládá z rozváděcího a oběžného kola. V lopatkách rozváděcího kola dochází k expanzi páry – přeměně tlakové energie na kinetickou. Vlivem tvaru profilu rozváděcích lopatek dojde především k nárůstu obvodové složky rychlosti ve směru rotace oběžného kola. Kinetická energie páry pak působí silou na lopatky oběžného kola a je přeměněna na mechanickou – rotační energii hřídele turbíny. Pokud se tlak v oběžném kole již nesnižuje (pára již neexpanduje), mluvíme o rovnotlakém stupni, v opačném případě jde o přetlakový stupeň. V případě, že má pára po expanzi ještě dostatečnou energii (tepelnou, tlakovou, kinetickou), je výhodné pokračovat v expanzi v dalším stupni – vícestupňová parní turbína. [2]

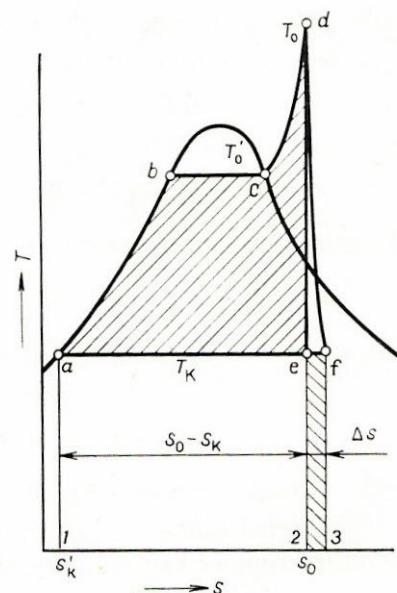
Expanze v turbíně je uvažována jako izoentropický děj, tedy že turbína pracuje beze ztrát a bez výměny tepla s okolím. Expanze je znázorněna v „T-s“ diagramu „R-C cyklu“ mezi body „d“ a „e“ (Obr. 5). Vzhledem k tomu lze využít první zákon termodynamiky pro kontrolní objem, v němž se výše zmíněné předpoklady projeví následovně:  $dq = 0$ ,  $dw = 0$  a  $dy = 0$ . Rovnice pak nabyde tvaru (2.2-1). [10]

$$0 = di + da_t \quad (2.2-1)$$

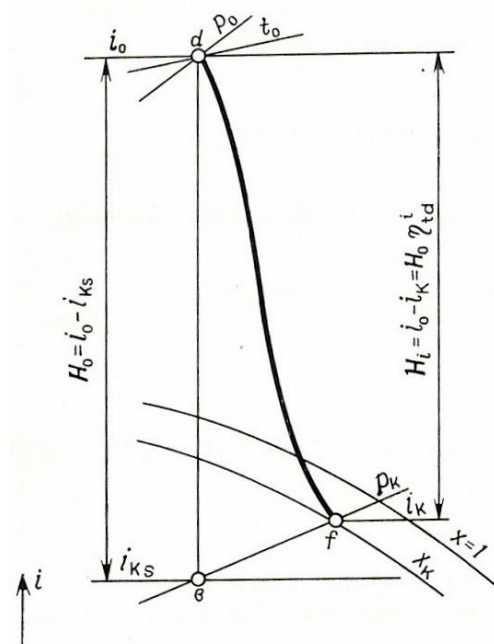
Po integraci a úpravě rovnice (2.2-1) se dostane vztah pro určení měrné technické práce získané expanzí 1 kg páry v turbíně, jako rozdílu měrných entalpií na vstupu a na výstupu z turbíny. Rozdíl těchto měrných entalpií je zároveň roven izotermickému tepelnému spádu  $H_0$ . [10]

$$a_t = i_0 - i_{Ks} = H_0 \quad (2.2-2)$$

Jak již ale bylo zmíněno, tak ve skutečnosti vznikají při expanzi páry v turbíně ztráty. Skutečná expanze není izoentropická, ale taková, jak je znázorněno na Obr. 6 křivkou mezi body „d“ a „f“. Působením ztrát je měrná entalpie expandované páry v reálném případě vyšší než  $i_{Ks}$ .



Obr. 5 - T - s diagram R-C cyklu [10]



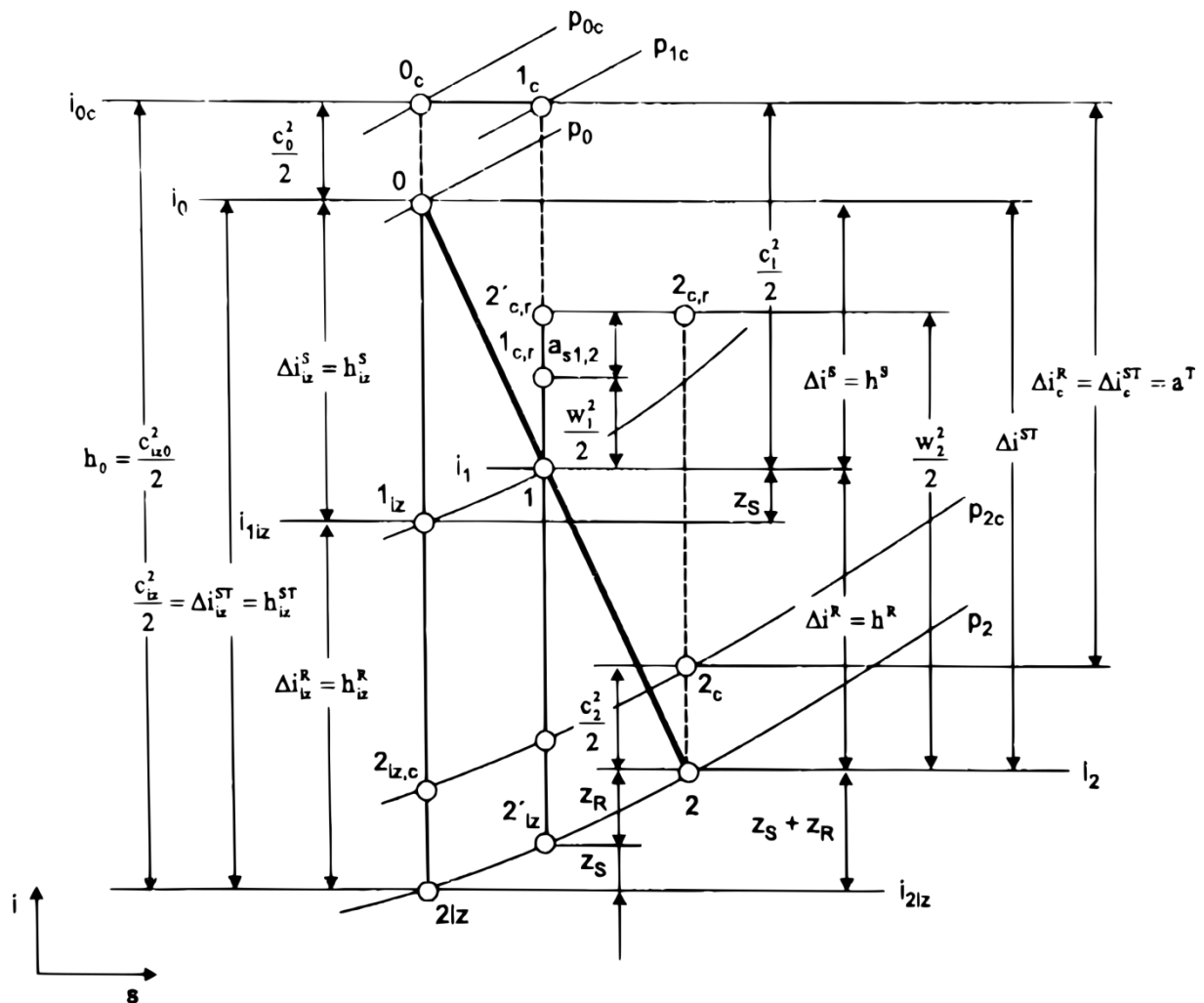
Obr. 6 - Skutečný průběh expanze páry v turbíně zobrazený v i-s diagramu [10]

Skutečná měrná technická práce  $a_{ts}$  a skutečný tepelný spád  $H_i$  se určí z rovnice (2.2-3). [10]

$$a_{ts} = i_0 - i_K = H_i \tag{2.2-3}$$

Z výše zmíněného vyplývá, že skutečný tepelný spád bude nižší než izoentropický  $H_0$ . Poměr skutečného tepelného spádu k izoentropickému se nazývá termodynamická vnitřní účinnost, viz rovnice (2.2-4). [10]

$$\eta_{td} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{a_{ts}}{a_t} \tag{2.2-4}$$



Obr. 7 - Podrobně popsany průběh expanze páry v turbíně zobrazený v i-s diagramu [11]

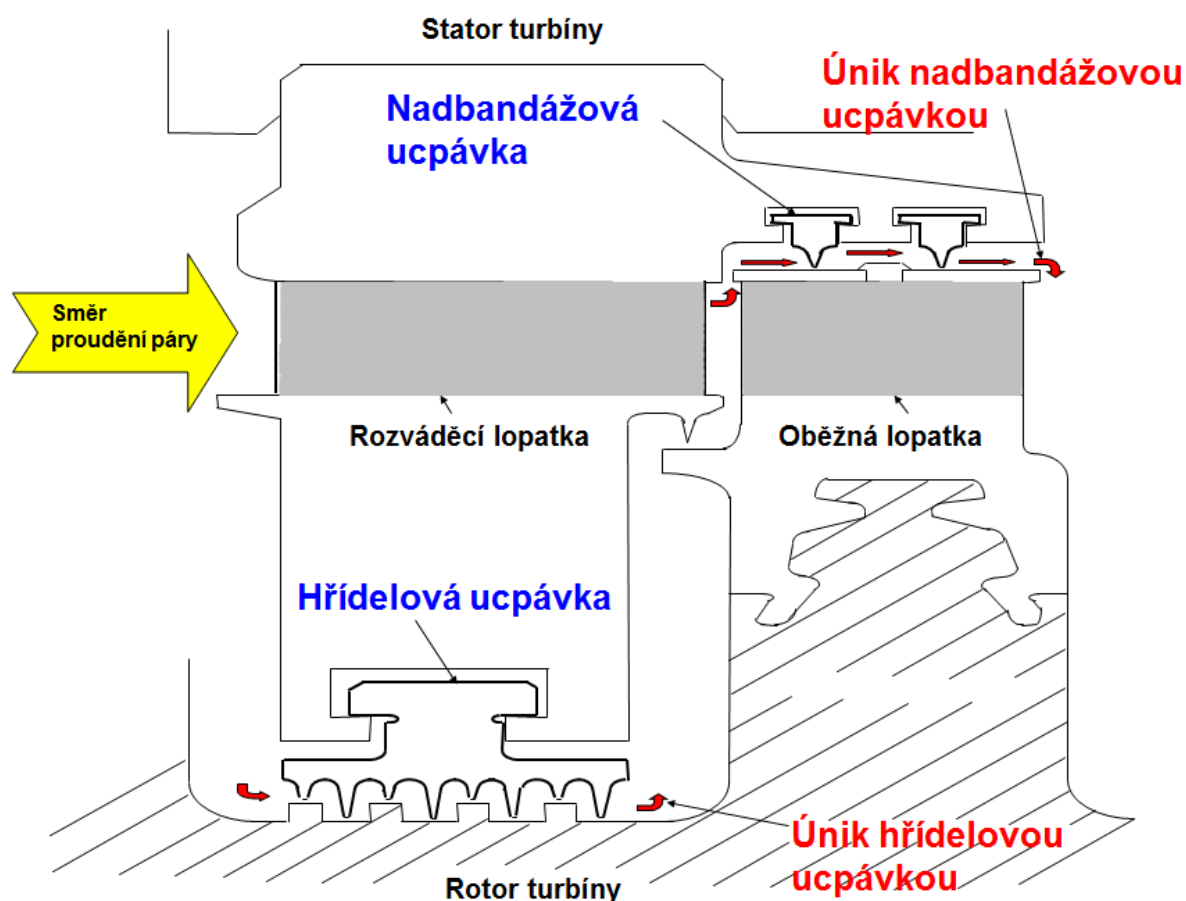
## 2.3 Rozdělení parních turbín

Široká škála parních turbín se dělí dle následujících hledisek: [4], [5]

- Podle principu přeměny energie
  - Rovnotlaké (akční) - rovnost tlaků před i za oběžným kolem
  - Přetlakové (reakční) - před oběžnými lopatkami je větší tlak než za nimi
- Podle počtu stupňů
  - Jednostupňové - pohon různých strojů (čerpadla, turbodmychadla)
  - Vícestupňové - nejběžnější typ turbíny středních a velkých výkonů
- Podle směru toku páry
  - Axiální - pára proudí rovnoběžně s osou otáčení rotoru
  - Radiální - pára proudí v rovině kolmé k ose otáčení rotoru
- Podle parametrů páry na vstupu
  - S přehřátou párou - použití ve většině elektráren
  - Se sytou párou - použití hlavně v jaderných elektrárnách typu PWR
  - S nadkritickými parametry - pro dosažení vyšší teplené účinnosti, při ohřevu se kapalina mění přímo na přehřátou páru
- Podle tlaku za posledním stupněm
  - Kondenzační - po průchodu turbínou jde pára přímo do kondenzátoru
  - Protitlaké - další využitelnost výstupní páry
  - Odběrové - odběr páry mezi stupni pro dodávání tepla
- Podle uspořádání rozváděcích kanálů
  - S plným ostřikem
  - S parciálním ostřikem

## 2.4 Proudění v turbínovém stupni

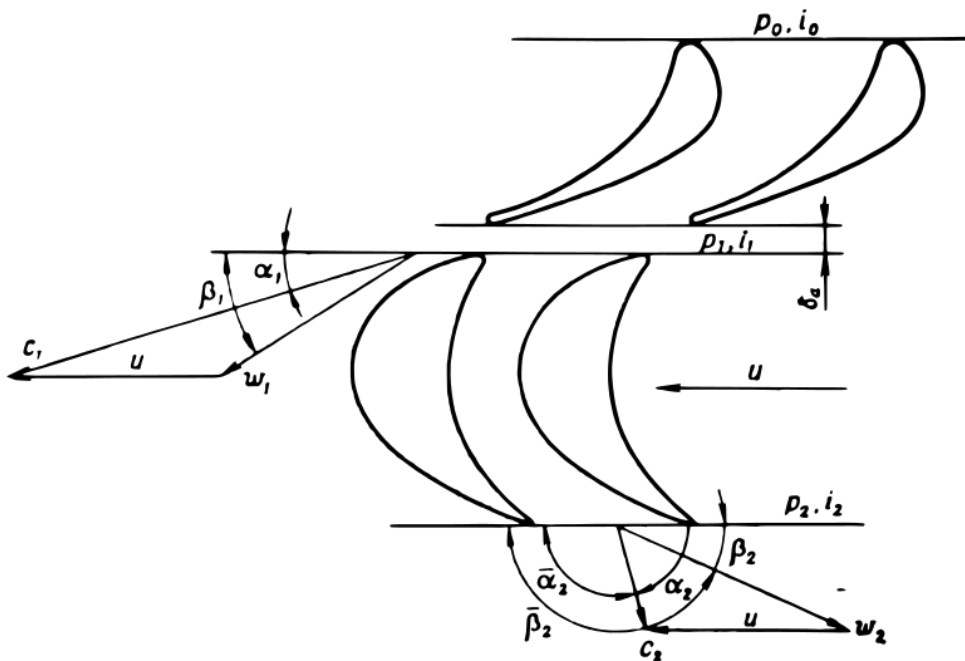
Stupeň lopatkového stroje je obvykle tvořen lopatkovou řadou rotorovou (oběžné kolo) a lopatkovou řadou statorovou (rozdávčí kolo). V některých případech je stupeň tvořen větším počtem lopatkových řad (např. Curtisův stupeň), případně může být před první nebo za poslední stupeň zařazena další lopatková řada, jejímž úkolem je upravit směr proudění pracovní látky tak, aby byl v souladu s požadavky spolupracujícího stupně. V takovémto případě je pak tato lopatková řada přiřčena k sousednímu stupni. [11]



Obr. 8 - Schéma turbínového stupně [12]

Pára proudící absolutní rychlostí  $c_1$  z rozváděcí mříže protéká mezerou mezi nepohyblivými rozváděcími a oběžnými lopatkami a vstupuje do mezilopatkových kanálů oběžných lopatek. Proud pak nabíhá na rotorovou lopatkovou řadu relativní rychlostí  $w_1$  vlivem účinku obvodové rychlosti. (viz Obr. 9)

V obecném případě navíc pára ještě dodatečně expanduje při průtoku oběžnou lopatkovou mříží. Současně proud páry v oběžné mříži mění svůj směr. Přitom dochází k přeměně kinetické energie proudu v mechanickou práci konanou oběžnými lopatkami turbínového stupně. [10]

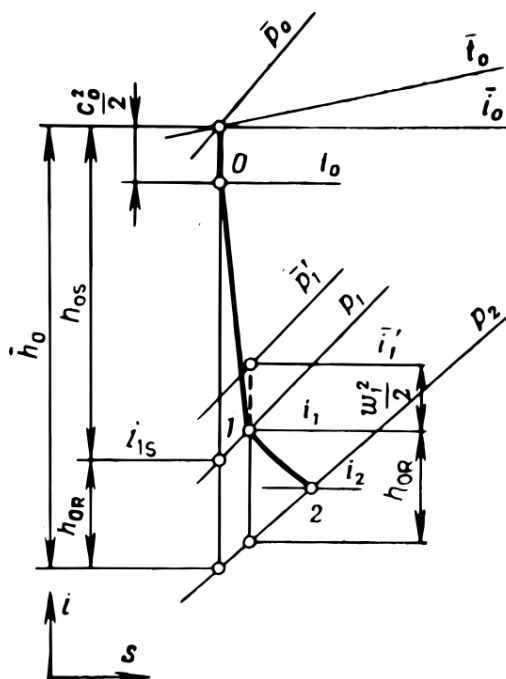


Obr. 9 - Profily rozváděcí a oběžné lopatkové mříže a rychlostní trojúhelníky rovnotlakého stupně [10]

Při výpočtu turbínového stupně je nutné zvolit některé jeho parametry, a to konkrétně jeho rozměry, tvar profilů rozváděcích i oběžných lopatkových mříží, délku lopatek, úhel jejich nastavení, konstrukci bandáže oběžných lopatek a velikosti mezer. Současně je při stanovení všech základních rozměrů nutné, aby se s dostatečně vysokou přesností určila i termodynamická účinnost turbínového stupně. Předpokladem výpočtu turbínového stupně je znalost hmotnostního průtoku páry  $\dot{m}$ , stejně jako dalších parametrů páry. Dále je nutno znát otáčky  $n$  a součinitel využití výstupní rychlosti  $\kappa_{vpr}$ . Mimo to je navíc potřeba některé veličiny stanovit na základě předběžných úvah. Mezi takovéto veličiny patří především reakce  $\rho$  a optimální rychlostní poměr  $u/c_f$ .

A právě reakce  $\rho$  má při návrhu turbínového stupně zcela zásadní význam, neboť určuje jeho charakter. Návrh turbínového stupně zpravidla začíná volbou typu stupně, o němž rozhoduje právě hodnota reakce. [10]

$$\rho = \frac{h_{OR}}{h_{OS} + h_{OR}} \approx \frac{h_{OR}}{\bar{h}_0} \quad (2.4-1)$$



Obr. 10 - Expanze páry v turbínovém stupni znázorněná v "i-s" diagramu [10]

Reakce je poměrem tepelného spádu  $h_{0R}$  k tepelnému spádu celého stupně s uvažováním parametrů zabrzděného proudu  $\bar{h}_0$ , který odpovídá součtu tepelných spádů v rozváděcí a oběžné mříži, viz vztah (2.4-1).

Rovnotlaké stupně se navrhují s reakcí  $\rho = 0,05$  až  $0,25$ , přičemž platí, že čím je menší poměr  $d/l$ , tím vyšší hodnota reakce  $\rho$  se volí. Jestliže je reakce významná ( $0,4$  až  $0,6$ ), pak přináleží turbínovým stupňům přetlakového typu, které se také jinak nazývají reakční. [10]

### 2.4.1 Termodynamická lopatková účinnost turbínového stupně

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.4, tak je při návrhu turbínového stupně nutné, aby se s dostatečně vysokou přesností určila i jeho termodynamická účinnost. Výsledná termodynamická účinnost stupně je rovna termodynamické lopatkové účinnosti po zahrnutí přídatných ztrát, viz vztah (2.4.1). [10]

$$\eta_{td}^i = \eta_{td}^1 - \sum \xi_{př} \quad (2.4.1-1)$$

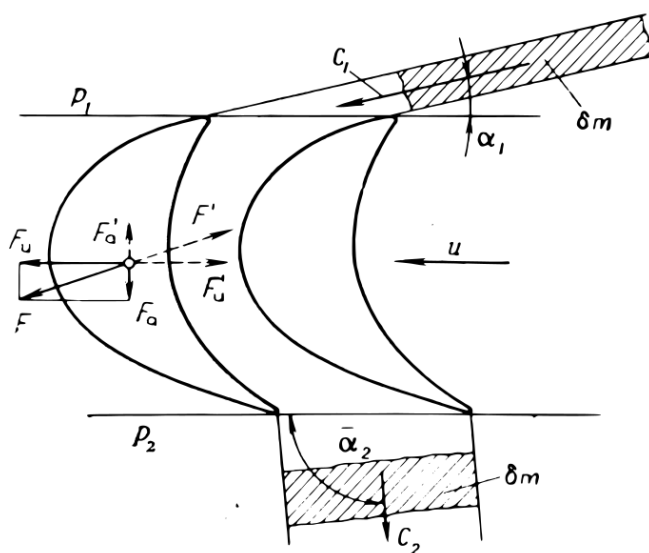
Přídavnými ztrátami v turbínovém stupni se podrobně zabývá kapitola 3, nicméně je nejprve nutno znát termodynamickou lopatkovou účinnost  $\eta_{td}^1$ . Ta je dána poměrem mechanické práce stupně  $a_u$ , vztažené na 1 kg páry, k její uvažované energii  $e_0$ .

$$\eta_{td}^1 = \frac{a_u}{e_0} \quad (2.4.1-2)$$

Pro vyjádření termodynamické lopatkové účinnosti jako funkce reakce  $\rho$  je nejprve nutno určit oba členy na pravé straně rovnice. Mechanická práce stupně  $a_u$  se určí jako poměr výkonu odevzdaného proudící párou oběžným lopatkám turbínového stupně  $P_u$  a hmotnostního průtoku páry  $\dot{m}$ .

$$a_u = \frac{P_u}{\dot{m}} \quad (2.4.1-3)$$

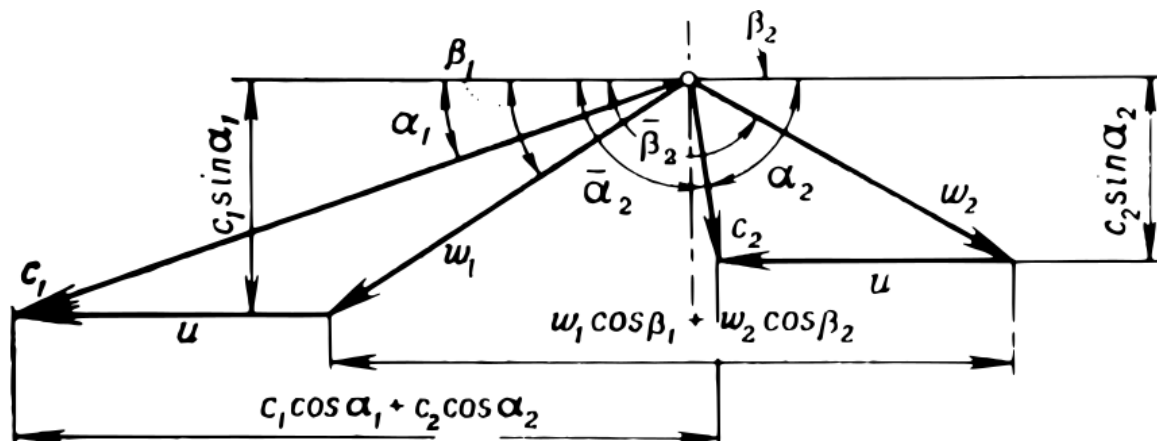
Výkon odevzdaný proudící párou oběžným lopatkám turbínového stupně  $P_u$  se pak vyjádří součinem obvodové síly  $F_u$  a obvodové rychlosti oběžných lopatek  $u$ , viz (2.4.1-4). [10]



Obr. 11 - Proudění páry oběžnou lopatkovou mříží [10]

$$P_u = F_u \cdot u \quad (2.4.1-4)$$

Zbývající neznámá obvodová síla  $F_u$  je dána součinem hmotnostního průtoku páry  $\dot{m}$  a součtu příslušných složek absolutních rychlostí páry  $c_1$  a  $c_2$  (viz Obr. 11).



Obr. 12 - Rychlostní trojúhelník turbínového stupně [10]

$$F_u = \dot{m} \cdot [c_1 \cdot \cos(\alpha_1) + c_2 \cdot \cos(\alpha_2)] \quad (2.4.1-5)$$

Případně jako součin hmotnostního průtoku páry  $\dot{m}$  a součtu příslušných složek relativních rychlostí páry  $w_1$  a  $w_2$ .

$$F_u = \dot{m} \cdot [w_1 \cdot \cos(\beta_1) + w_2 \cdot \cos(\beta_2)] \quad (2.4.1-6)$$

Po dosazení výše vyjádřených proměnných pak rovnice mechanické práce stupně  $a_u$  nabyde tvaru (2.4.1-7), případně (2.4.1-8). [10]

$$a_u = u \cdot [c_1 \cdot \cos(\alpha_1) + c_2 \cdot \cos(\alpha_2)] \quad (2.4.1-7)$$

$$a_u = u \cdot [w_1 \cdot \cos(\beta_1) + w_2 \cdot \cos(\beta_2)] \quad (2.4.1-8)$$

Dále je nutné určit celkovou uvažovanou energii  $e_0$ . Ta je dána tepelným spádem celého stupně  $\bar{h}_0$  zmenšeného o kinetickou energii výstupního proudu páry opouštějící stupeň.

$$e_0 = \bar{h}_0 - \kappa_{vr} \frac{c_2^2}{2} \quad (2.4.1-9)$$

Kinetická energie  $c_2^2/2$  je ve vztahu (2.4.1-9) navíc ještě pronásobena součinitelem využití výstupní rychlosti  $\kappa_{vr}$ . Ten se může pohybovat v rozmezí od nuly do jedné a vyjadřuje část kinetické energie proudu páry, vystupujícího ze stupně, která se využije v následujícím stupni.



Je tedy zřejmé, že v případech, kdy kinetická energie výstupního proudu nemůže být využita, tak součinitel  $\kappa_{vr} = 0$ . A naopak, že když lze v důsledku konstrukčních podmínek předpokládat úplné využití kinetické energie výstupního proudu v následujícím stupni, tak platí, že součinitel  $\kappa_{vr} = 1$ . [10]

Po dosažení vztahu pro mechanickou práci stupně  $a_u$  (2.4.1-7) nebo (2.4.1-8) a vztahu pro uvažovanou celkovou energii  $e_0$  (2.4.1-9) do rovnice (2.4.1-2) se získají následující tvary rovnic pro výpočet termodynamické lopatkové účinnosti.

$$\eta_{td}^1 = \frac{u[c_1 \cdot \cos(\alpha_1) + c_2 \cdot \cos(\alpha_2)]}{\bar{h}_0 - \kappa_{vr} \frac{c_2^2}{2}} \quad (2.4.1-10)$$

$$\eta_{td}^1 = \frac{u[w_1 \cdot \cos(\beta_1) + w_2 \cdot \cos(\beta_2)]}{\bar{h}_0 - \kappa_{vr} \frac{c_2^2}{2}} \quad (2.4.1-11)$$

Protože platí, že  $\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}$ , tak lze na základě rychlostních trojúhelníků na Obr. 12 vyjádřit, že  $c_2 \cdot \cos(\alpha_2) = w_2 \cdot \cos(\beta_2) - u$ . Po dosažení do rovnice (2.4.1-10) se získá následující vztah pro termodynamickou lopatkovou účinnost.

$$\eta_{td}^1 = \frac{u[c_1 \cdot \cos(\alpha_1) + w_2 \cdot \cos(\beta_2) - u]}{\bar{h}_0 - \kappa_{vr} \frac{c_2^2}{2}} \quad (2.4.1-12)$$

Vzhledem k tomu, že po dosažení za tepelný spád celého stupně  $\bar{h}_0$  by se jednalo o značně složitý vztah, tak je možné jej vyjádřit ve tvaru kinetické energie (2.4.1-13), v němž  $c_f$  je jistá fiktivní rychlost, kterou by měla mít pára při izoentropickém proudění a tepelném spádu  $\bar{h}_0$ .

$$\bar{h}_0 = c_f^2 / 2 \quad (2.4.1-13)$$

Vztah pro určení termodynamické lopatkové účinnosti tak získá tvar, v němž figurují pouze rychlosti a jejich složky.

$$\eta_{td}^1 = \frac{2u[c_1 \cdot \cos(\alpha_1) + w_2 \cdot \cos(\beta_2) - u]}{c_f^2 - \kappa_{vr} c_2^2} \quad (2.4.1-14)$$

Pro případ posledního nebo jednoho samostatně pracujícího stupně platí, že  $\kappa_{vr} = 0$  a lze tak dosáhnout dalšího zjednodušení rovnice termodynamické lopatkové účinnosti. [10]

$$\eta_{td}^1 = \frac{2u}{c_f^2} \cdot [c_1 \cdot \cos(\alpha_1) + w_2 \cdot \cos(\beta_2) - u] \quad (2.4.1-15)$$

Je patrné, že je potřeba dourčit jednotlivé rychlosti, aby se dosáhlo požadovaného tvaru termodynamické lopatkové účinnosti jako funkce reakce  $\rho$ .

Pro určení absolutní rychlosti  $c_1$  proudící páry z rozváděcích lopatek je ale nejprve nutné znát její teoretickou hodnotu  $c_{1s}$ , platnou pro izoentropickou expanzi. Ta se určí následujícím způsobem.

$$\frac{c_{1s}^2}{2} = \bar{i}_0 - i_{1s} \rightarrow c_{1s} = \sqrt{2(\bar{i}_0 - i_{1s})} \quad (2.4.1-16)$$

Dále je z Obr. 10 patrné, že hodnota tepelného spádu  $h_{0s}$ , je rovna rozdílu entalpií v závorce, a tak lze rovnici pro  $c_{1s}$  přepsat následujícím způsobem.

$$c_{1s} = \sqrt{2h_{0s}} \quad (2.4.1-17)$$

Absolutní rychlost  $c_1$  proudící páry z rozváděcích lopatek bude následně rovna rychlosti  $c_{1s}$  upravené rychlostním součinitelem  $\varphi$ . Ten zohledňuje ztráty při proudění páry rozváděcí lopatkovou mříží. [10]

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1s} = \varphi \cdot \sqrt{2h_{0s}} \quad (2.4.1-18)$$

Po vyjádření  $h_{0s}$  z rovnice (2.4-1) lze dále vyjádřit rychlost  $c_1$  v závislosti na reakci  $\rho$ .

$$\rho = \frac{h_{0R}}{h_{0S} + h_{0R}} \rightarrow \rho h_{0S} + \rho h_{0R} = h_{0R} \rightarrow h_{0S} = \frac{h_{0R}}{\rho} (1 - \rho) \quad (2.4.1-19)$$

$$\rho = \frac{h_{0R}}{\bar{h}_0} \rightarrow \bar{h}_0 = \frac{h_{0R}}{\rho} \quad (2.4.1-20)$$

$$\rightarrow h_{0S} = \bar{h}_0 (1 - \rho) \quad (2.4.1-21)$$

$$\boxed{c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2\bar{h}_0(1 - \rho)}} \quad (2.4.1-22)$$

Pro určení relativní výstupní rychlosti  $w_2$  je potřeba využít kosinové věty pro obecný trojúhelník. Z Obr. 12 pak vyplynou následující rovnice. [10]

$$\boxed{w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (2.4.1-23)$$

$$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad (2.4.1-24)$$

Kde rovnici (2.4-24) lze přepsat na následující tvar.

$$c_2^2 = w_2^2 - u^2 - 2uc_2 \cdot \cos(\alpha_2) \quad (2.4.1-25)$$

Z rovnic (2.4.1-23) a (2.4.1-25) se pak dále vyjádří vhodné tvary pro dosažení do rovnice (2.4.1-7).

$$c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = \frac{-w_1^2 + c_1^2 + u^2}{2u}; \quad c_2 \cdot \cos(\alpha_2) = \frac{-c_2^2 + w_2^2 - u^2}{2u} \quad (2.4.1-26)$$

Po dosažení získá rovnice (2.4.1-7) tvar, který obsahuje pouze jednotlivé rychlosti.

$$a_u = \frac{1}{2} \cdot (-w_1^2 + c_1^2 - c_2^2 + w_2^2) \quad (2.4.1-27)$$

Nový tvar vzorce pro výpočet mechanické práce stupně  $a_u$  se následně dosadí do rovnice zachování energie při zanedbání výměny tepla s okolím. [10]

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} + a_u \quad (2.4.1-28)$$

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} + \frac{-w_1^2 + c_1^2 - c_2^2 + w_2^2}{2} \quad (2.4.1-29)$$

$$\boxed{i_1 - i_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}} \quad (2.4.1-30)$$

Pro finální určení relativní výstupní rychlosti  $w_2$  je ale ještě nutné určit relativní výstupní rychlost  $w_{2s}$ , která by platila pro izoentropickou expanzi. Rovnice (2.4.1-30) se za tímto účelem přepíše do tvaru s rychlostí  $w_{2s}$  a s entalpií  $i_{2s}$  odpovídající konečnému stavu po izoentropické expanzi v oběžné lopatkové mříži. Nově tvar rozdílu entalpií zároveň odpovídá i tepelnému spádu  $h_{0R}$ .

$$\frac{w_{2s}^2 - w_1^2}{2} = i_1 - i_{2s} = h_{0R} \quad (2.4.1-31)$$

Následujícím krokem je již pouze prosté vyjádření rychlosti  $w_{2s}$ .

$$w_{2s} = \sqrt{2h_{0R} + w_1^2} \quad (2.4.1-32)$$

Po vyjádření  $h_{0R}$  z rovnice (2.4-1) lze dále, podobně jako v případě absolutní rychlosti  $c_1$ , vyjádřit rychlost  $w_{2s}$  v závislosti na reakci  $\rho$ .

$$\rho = \frac{h_{0R}}{\bar{h}_0} \rightarrow h_{0R} = \rho \bar{h}_0 \quad (2.4.1-33)$$

$$w_{2s} = \sqrt{2\rho \bar{h}_0 + w_1^2} \quad (2.4.1-34)$$

Skutečná relativní výstupní rychlost  $w_2$  proudící páry se následně stanoví z teoretické rychlosti  $w_{2s}$  upravené rychlostním součinitelem  $\psi$ . Ten zohledňuje ztráty při proudění páry oběžnou lopatkovou mříží. [10]

$$w_2 = \psi \cdot w_{2s} = \psi \cdot \sqrt{2\rho\bar{h}_0 + w_1^2} \quad (2.4.1-35)$$

Po dosazení kvadrátu vstupní relativní rychlosti  $w_1$  z rovnice (2.4.1-23), nabyde rychlost  $w_2$  konečného tvaru (2.4.1-37).

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cdot \cos(\alpha_1)$$

$$\rightarrow w_1^2 = 2\varphi^2\bar{h}_0 \cdot (1 - \rho) + u^2 - 2u\varphi \cdot \sqrt{2\bar{h}_0(1 - \rho)} \cdot \cos(\alpha_1) \quad (2.4.1-36)$$

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{2\rho\bar{h}_0 + 2\varphi^2\bar{h}_0 \cdot (1 - \rho) + u^2 - 2u\varphi \cdot \sqrt{2\bar{h}_0(1 - \rho)} \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (2.4.1-37)$$

Nadcházejícím krokem je již konečně dosazení rychlostí  $c_1$  a  $w_2$  do rovnice termodynamické lopatkové účinnosti (2.4.1-15). Ty se ale ještě před dosazením finálně upraví nahrazením tepelného spádu celého stupně  $\bar{h}_0$  za tvar kinetické energie s fiktivní rychlostí  $c_f$  z rovnice (2.4.1-13).

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{c_f^2(1 - \rho)} \rightarrow c_1 = \varphi c_f \cdot \sqrt{1 - \rho} \quad (2.4.1-38)$$

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{\rho c_f^2 + \varphi^2 c_f^2 \cdot (1 - \rho) + u^2 - 2u\varphi c_f \cdot \sqrt{(1 - \rho)} \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (2.4.1-39)$$

$$\eta_{td}^1 = \frac{2u}{c_f} \cdot \left[ \varphi \cos(\alpha_1) \cdot \sqrt{1 - \rho} - \frac{u}{c_f} + \psi \cos(\beta_2) \cdot \sqrt{\rho + \varphi^2 \cdot (1 - \rho) + \left(\frac{u}{c_f}\right)^2 - 2 \frac{u}{c_f} \varphi \cdot \sqrt{(1 - \rho)} \cdot \cos(\alpha_1)} \right] \quad (2.4.1-40)$$

Konečný vztah termodynamické lopatkové účinnosti (2.4.1-40), zjednodušený pro případ posledního nebo jednoho samostatně pracujícího stupně, je tedy funkcí poměru rychlostí  $u/c_f$ , stupně reakce  $\rho$ , rychlostních součinitelů  $\varphi$  a  $\psi$ , jakož i úhlů vstupních a výstupních rychlostí  $\alpha_1$  a  $\beta_2$ . [10]

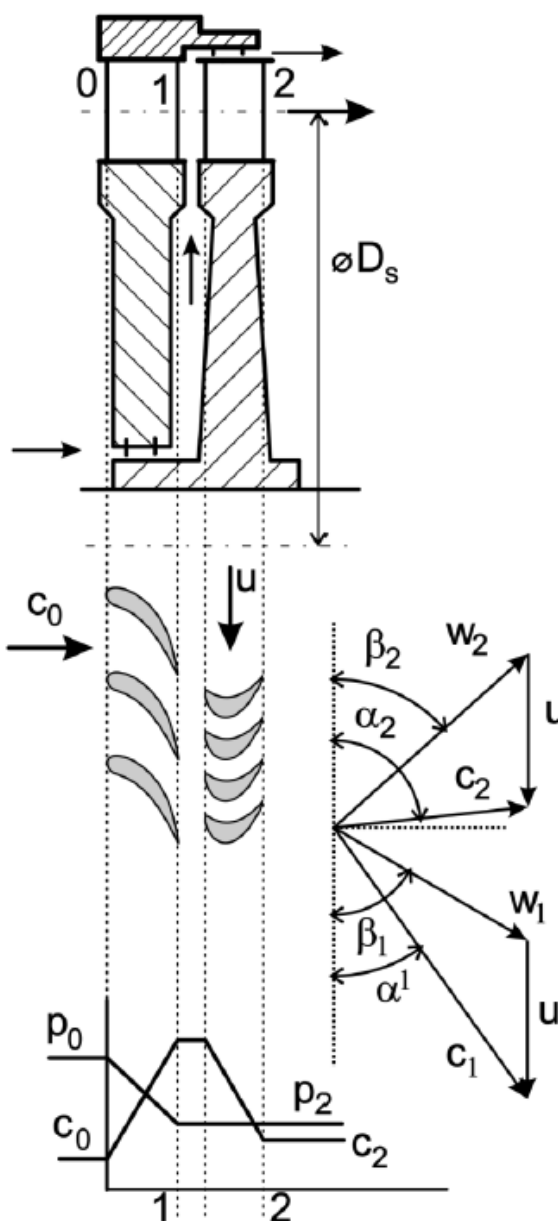
## 2.4.2 Rovnotlaký stupeň

U ideálního rovnotlakého stupně se veškerý spád stupně zpracovává v rozváděcích lopatkách. Reakce čistě rovnotlakého stupně by byla rovna nule. Tlak  $p_m$  v mezeře za rozváděcími lopatkami je stejný jako tlak za stupněm  $p_2$ . V reálném případě však tato idealizace nefunguje a podle podmínek je možné nastavit na oběžné lopatkování určitý přetlak  $\Delta p_0$ .

$$\Delta p_0 = p_m - p_2 \quad (2.4.2-1)$$

Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly 2.4, tak i reakce není v reálném případě nulová, ale navrhuje se obvykle v rozsahu  $\rho = 0,05$  až  $0,25$ . [4], [10]

Na Obr. 13 je znázorněno, jak pára vstupuje z rozváděcích lopatek rychlostí  $c_1$  pod úhlem  $\alpha_1$  (běžně se tento úhel volí  $\alpha_1 = 12^\circ$  až  $13^\circ$ ). Složením s obvodovou rychlostí  $u$  pak vyjde relativní vstupní rychlost do oběžných lopatek  $w_1$ . [4]



Obr. 13 – Řez rovnotlakým stupněm s průběhem rychlostí a tlaků [5]

V úvodu kapitoly 2.4 bylo také zmíněno, že mezi podstatné veličiny, které je potřeba stanovit na základě předběžných úvah, patří kromě reakce  $\rho$  také optimální rychlostní poměr  $u/c_f$ . Ten by se pro čistě rovnotlaký stupeň (reakce  $\rho = 0$ ) pracující s plnou ztrátou výstupní rychlosti (součinitel  $\kappa_{vr} = 0$ ) stanovil s využitím rovnice (2.4.1-11) termodynamické lopatkové účinnosti. Ta po zohlednění součinitele  $\kappa_{vr}$  a po dosažení za  $\bar{h}_0$  z rovnice (2.4.1-13) nabyde tvaru (2.4.2-2). [10]

$$\eta_{td}^1 = \frac{2u[w_1 \cdot \cos(\beta_1) + w_2 \cdot \cos(\beta_2)]}{c_f^2} = \frac{2uw_1 \cdot \cos(\beta_1) \cdot \left[1 + \frac{w_2 \cdot \cos(\beta_2)}{w_1 \cdot \cos(\beta_1)}\right]}{c_f^2} \quad (2.4.2-2)$$

Z Obr. 12 je dále patrné, že  $w_1 \cdot \cos(\beta_1) = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) - u$ , a tak lze rovnici (2.4.2-2) přepsat v následujícím tvaru.

$$\eta_{td}^1 = \frac{2u[c_1 \cdot \cos(\alpha_1) - u] \left[ 1 + \frac{w_2 \cdot \cos(\beta_2)}{w_1 \cdot \cos(\beta_1)} \right]}{c_f^2} \quad (2.4.2-3)$$

Dále je nutné zohlednit  $\rho = 0$  v určení rychlostí.

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2\bar{h}_0(1 - \rho)} \rightarrow c_1 = \varphi c_f \quad (2.4.2-4)$$

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{2\rho\bar{h}_0 + w_1^2} \rightarrow w_2 = \psi w_1 \quad (2.4.2-5)$$

Po dosazení rychlostí pro  $\rho = 0$  získá rovnice termodynamické lopatkové účinnosti tvar (2.4.2-6). Po další úpravě pak (2.4.2-7).

$$\eta_{td}^1 = \frac{2u}{c_f^2} [\varphi c_f \cdot \cos(\alpha_1) - u] \left[ 1 + \psi \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_1)} \right] \quad (2.4.2-6)$$

$$\eta_{td}^1 = \frac{2u}{c_f} \left[ \varphi \cdot \cos(\alpha_1) - \frac{u}{c_f} \right] \left[ 1 + \psi \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_1)} \right] \quad (2.4.2-7)$$

Optimální rychlostní poměr  $u/c_f$ , jinak také  $(u/c_f)_{opt}$  lze následně, za předpokladu konstantních hodnot  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\alpha_1$  a poměru  $\cos(\beta_2)/\cos(\beta_1)$ , stanovit jako poměr rychlostí, při kterém  $\eta_{td}^1$  dosahuje maximálních hodnot. Za tímto účelem se derivace termodynamické lopatkové účinnosti podle rychlostního poměru  $u/c_f$  položí rovna nule.

$$\frac{d\eta_{td}^1}{d\left(\frac{u}{c_f}\right)} = \left[ 2 + 2\psi \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_1)} \right] \left[ \varphi \cdot \cos(\alpha_1) - 2 \frac{u}{c_f} \right] = 0 \quad (2.4.2-8)$$

$$2 \frac{u}{c_f} = \varphi \cdot \cos(\alpha_1) \quad (2.4.2-9)$$

$$\frac{u}{c_f} = \frac{\varphi \cdot \cos(\alpha_1)}{2} = \left( \frac{u}{c_f} \right)_{opt} \quad (2.4.2-10)$$

Po dosazení  $(u/c_f)_{opt}$  do rovnice (2.4.2-7) se dále stanoví maximální hodnota termodynamické lopatkové účinnosti čistě rovnotlakého stupně (pro  $\rho = 0$ ). [10]

$$(\eta_{td}^1)_{max} = \frac{1}{2} \cdot \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 \cdot \left[ 1 + \psi \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_1)} \right] \quad (2.4.2-11)$$

Pro  $\beta_1 = \beta_2$ , což je v praxi nejběžnější případ, se rovnice maximální termodynamické lopatkové účinnosti čistě rovnotlakého stupně dále zjednoduší na tvar (2.4.2-12). [4]

$$\boxed{(\eta_{td}^1)_{max} = \frac{1}{2} \cdot \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1 \cdot (1 + \psi)} \quad (2.4.2-12)$$

Obecný vztah pro optimální rychlostní poměr  $(u/c_f)_{opt}$  má pak tvar nepřímo úměrný hodnotě  $\sqrt{1 - \rho}$ .

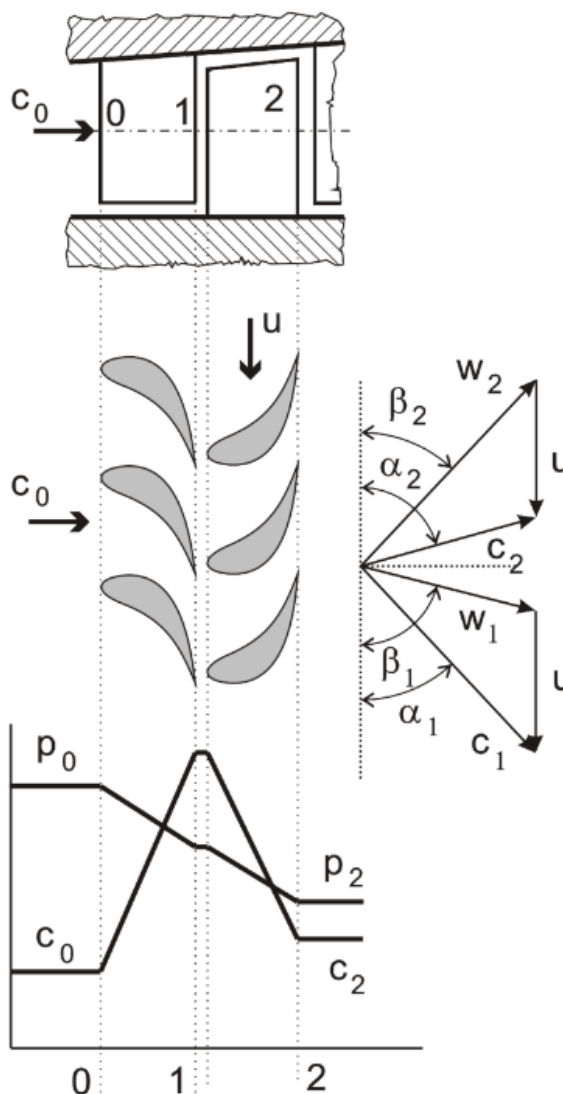
$$\boxed{\left(\frac{u}{c_f}\right)_{opt} = \frac{\varphi \cdot \cos(\alpha_1)}{2\sqrt{1 - \rho}}} \quad (2.4.2-13)$$

Porovnáním stupňů s reakcemi  $\rho = 0$  a  $\rho = 0,5$  pomocí vztahu (2.4.2-14) je zřejmé, že v druhém případě bude optimální poměr rychlostí  $\sqrt{2}$ krát větší. Jinými slovy, že pro přetlakový stupeň bude optimální rychlostní poměr  $\sqrt{2}$ krát větší než pro rovnotlaký. [10]

### 2.4.3 Přetlakový stupeň

Jako čistě přetlakový stupeň je označován takový, jehož reakce je  $\rho = 0,5$ , neboli je polovina spádu na stupeň zpracovávána v rozváděcích a polovina v oběžných lopatkách. Lopatkování oběžné je vystaveno polovině tlakového spádu na stupeň. Z tohoto důvodu přibývá, na rozdíl od rovnotlakého stupně, ztráta únikem pracovní látky nad oběžnými lopatkami a také se projevuje účinek axiální síly, která vzniká vlivem rozdílného tlaku před a za oběžným kolem. Tyto jevy mají významný vliv na účinnost přetlakového stupně.

Pro ideální případ  $\rho = 0,5$  mají obě lopatkové řady shodné (tzv. kongruentní) lopatkování a také shodné rychlostní trojúhelníky (viz Obr. 14). V takovém případě je navíc možno uvažovat rovnost součinitelů  $\varphi$  a  $\psi$  ( $\varphi = \psi$ ). [4]



Obr. 14 - Řez přetlakovým stupněm s průběhem rychlostí a tlaků [5]

Analogicky jako u rovnotlakého stupně lze termodynamickou lopatkovou účinnost přetlakového stupně popsat rovnicí (2.4.3-1). [4]

$$\eta_{td}^1 = \frac{2 \cdot \frac{u}{c_f} \cdot \cos(\alpha_1) - \left(\frac{u}{c_f}\right)^2}{2 \cdot \frac{u}{c_f} \cdot \cos(\alpha_1) - \left(\frac{u}{c_f}\right)^2 + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)} \quad (2.4.3-1)$$

Rovnice maximální termodynamické lopatkové účinnosti přetlakového stupně pak bude mít následující tvar. [4]

$$(\eta_{td}^1)_{max} = \frac{\cos^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1 + \frac{1}{\varphi^2} - 1} \quad (2.4.3-2)$$

#### 2.4.4 Curtisův stupeň

V Curtisově stupni pára expanduje z tlaku  $p_1$  pouze ve vstupní dýze. Za tou následují rovnotlaké kanály první oběžné řady, dále pak pevné vratné kanály a nakonec opět rovnotlaké kanály druhé oběžné řady.

Jedná se v podstatě o rovnotlaký stupeň, v němž je v ideálním případě za stupněm tlak  $p_2$  stejný jako v mezeře za vstupními dýzami.

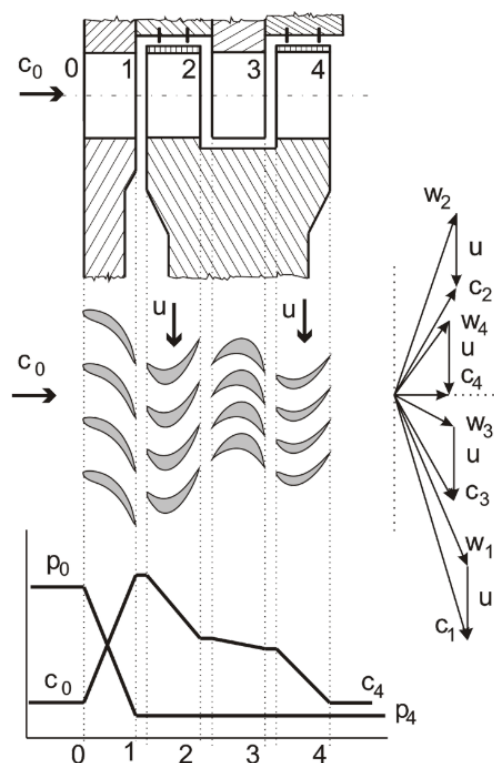
Na Obr. 15 je zobrazen Curtisův stupeň s dvěma oběžnými řadami a jednou řadou vratných lopatek, tedy tzv. dvourychlostní. Výjimečně se také používá Curtisův stupeň se třemi oběžnými řadami, tedy tzv. třírychlostní. [4]

Stejně jako v předchozích dvou případech, lze odvodit rovnici termodynamické lopatkové účinnosti, viz (2.4.4-1). [4]

$$\eta_{td}^1 = 2 \cdot \varphi^2 \cdot (1 + \psi) \cdot \left[ (1 + \psi^2) \cdot \left( \cos(\alpha_1) - \frac{u}{c_f} \right) - (1 + \psi) \cdot \frac{u}{c_f} \right] \cdot \frac{u}{c_f} \quad (2.4.4-1)$$

Rovnice maximální termodynamické lopatkové účinnosti Curtisova stupně pak bude mít následující tvar. [4]

$$(\eta_{td}^1)_{max} = \frac{\varphi^2 \cdot (1 + \psi) \cdot (1 + \psi^2) \cdot \cos^2 \alpha_1}{2 \cdot (2 + \psi + \psi^2)} \quad (2.4.4-2)$$



Obr. 15 - Řez Curtisovým stupněm s průběhem rychlostí a tlaků [5]

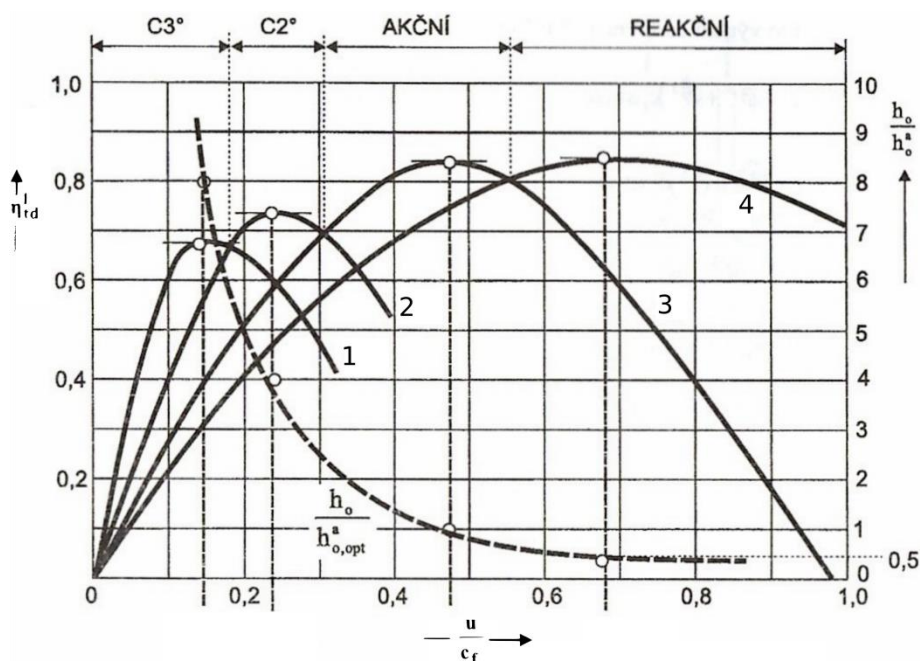


### 2.4.5 Porovnání jednotlivých typů stupňů

Termodynamické lopatkové účinnosti, jinak také označované jako obvodové účinnosti, jsou v závislosti na rychlostním poměru  $u/c_f$  vyneseny na Obr. 16 pro všechny výše popsané typy stupňů. Z Obr. 16 je patrné, že optimální poměr  $u/c_f$  pro rovnotlaký stupeň je okolo 0,5, pro přetlakový asi 0,68 a pro dvourychlostní Curtisův stupeň 0,24.

Křivka účinnosti přetlakového stupně je nejvyšší a je poměrně plochá. To je však způsobeno metodou určování účinnosti turbínového stupně, která zde byla použita. Tato tzv. nepřímá metoda zjišťování účinnosti turbínového stupně pomocí rychlostních ztrátových součinitelů však nezahrnuje ztrátu únikem pracovní látky radiální vůlí na obvodě oběžných lopatek. Ta totiž bude v případě přetlakového stupně nejzásadnější a takto získanou účinnost sníží.

Dále je z Obr. 16 zřejmé, že nejnižší termodynamickou lopatkovou účinnost vykazuje Curtisův stupeň. To je stupeň se zcela zvláštním určením. Nepoužívá se totiž nikdy jako řadový stupeň, ale nachází své uplatnění jako první (regulační) stupeň turbíny. Jeho značnou výhodou je, že při stejné obvodové rychlosti zpracuje čtyřikrát větší tepelný spád než stupeň rovnotlaký a osmkrát větší než stupeň přetlakový. Použití Curtisova stupně jako regulačního vede navíc také ke zvětšení délky lopatek následujících stupňů (čímž se zvýší jejich účinnosti) a ke zmenšení úniku páry tzv. přední hřídelovou ucpávkou. Zároveň také zmenšuje celkový počet stupňů turbíny. [4]



Obr. 16 - Srovnání průběhu termodynamické lopatkové účinnosti  $\eta_{ld}^1$  jednotlivých typů stupňů (1 - Curtisův třírychlostní, 2 - Curtisův dvourychlostní, 3 - rovnotlaký, 4 - přetlakový) a poměrného tepelného spádu  $h_o/h_o^a$  [11]

### 3 Ztráty v turbínovém stupni

Při proudění turbínovým stupněm dochází k četným ztrátám, které mají různý vliv na výslednou účinnost. Tyto ztráty se obvykle dělí na dvě hlavní kategorie. První kategorií jsou tzv. energetické ztráty, tedy ztráty, k nimž dochází při proudění páry v lopatkové mříži. Druhou kategorií jsou tzv. přídatné ztráty, mezi něž patří všechny ostatní ztráty vzniklé jinak než vlastním prouděním lopatkovou mříží. [13]

Energetické ztráty  $\xi$  se zpravidla dělí na tyto: [13]

#### 1) Profilové ztráty $\xi_P$ .

Stanovují se pro obtékání páry lopatkovou mříží o nekonečné délce. Jejich charakteristickým rysem je, že na patě a špici lopatek tyto ztráty strmě stoupají.

Součinitel profilových ztrát  $\xi_P$  je definován dále jako součet dalších podskupin ztrát:

$$\xi_P = \xi_\tau + \xi_{HR} + \xi_{VLN} \quad (3-1)$$

$\xi_\tau$  je součinitel třecích ztrát v mezní vrstvě a vírové ztráty vířením při odtržení proudění na profilu.

$\xi_{HR}$  je součinitel ztrát vířením proudu za výstupní hranou lopatky, které jsou způsobeny konečnou tloušťkou odtokové hrany lopatky.

$\xi_{VLN}$  je součinitel vlnové ztráty vznikající při obtékání lopatkové mříže nadzvukovým prouděním.

#### 2) Okrajové ztráty $\xi_{OK}$ .

Jsou způsobené prostorovým charakterem proudění lopatkovou mříží s konečnou délkou lopatek.

#### 3) Ztráty rozvějířením $\xi_\theta$ .

Jsou výrazné pouze u lopatkové mříže s velkým rozvějířením, v tedy v případech, kdy je velká hodnota poměru délky lopatky a průměru oběžného kola ( $l/d$ ).

#### 4) Ztráty způsobené vzájemným působením sousedních mříží $\xi_{VZ}$ .

#### 5) Přídatné ztráty při proudění vlhké páry lopatkovými mřížemi $\xi_x$ .

Výsledný součinitel těchto energetických ztrát se vyhodnocuje jako prostý součet jednotlivých ztrát:

$$\xi = \xi_P + \xi_{OK} + \xi_\theta + \xi_{VZ} + \xi_x \quad (3-2)$$

Nicméně ve zcela obecném případě, je u lopatkových mříží s velkým rozvějířením nutno brát v úvahu změnu geometrických a proudových parametrů po délce lopatky. Výsledný součinitel energetických ztrát se pak vyhodnocuje jako integrální hodnota.

$$\xi = \frac{\int_l (\xi_P + \xi_{OK} + \xi_{VZ} + \xi_x) \cdot \Delta \dot{m} \cdot dl}{\int_l \Delta \dot{m} \cdot dl} + \xi_\theta \quad (3-3)$$

Energetické ztráty jsou pak zahrnuté ve výpočtu termodynamické lopatkové účinnosti  $\eta_{td}^1$ , která ale není výslednou účinností. Pro dosažení výsledné účinnosti je totiž ještě nutné zohlednit již zmíněné přídatné ztráty  $\xi_{př}$ , ty jsou tvořeny čtyřmi kategoriemi:

1) Ztráty třením povrchu kol, bubnu a bandáže lopatek  $\xi_\tau$ .

2) Ztráta částečným ostřikem  $\xi_e$ .

U stupňů, kde má pára malý měrný objem, je průtočná plocha lopatkování malá. Aby bylo možno použít lopatky s přijatelnou délkou, tak se volí částečný ostřík. Pára zde pak neprochází turbínovými lopatkami po celém obvodu. Oběžné lopatky rotují v neostříknutém, párou naplněném prostoru. Lopatky tam pak pracují jako ventilátor a důsledkem toho je samozřejmě vznik ztrát.

3) Ztráta vlhkostí páry  $\xi_x$  pro stupně pracující ve vlhké páře.

Obecně platí, že při provozu turbínového stupně v oblasti mokré páry jeho účinnost klesá. Snížení účinnosti může mít v tomto případě následující příčiny:

a) Ztráty způsobené rozptylem kapek v mezeře v důsledku jejich menší rychlosti a dále třením mezi párou a kapalnou fází.

b) Ztráty způsobené nárazy kapiček vody dopadajících na oběžné lopatky.

4) Ztráty únikem páry ve stupni  $\xi_u$ , vzniklé tím, že část páry proudí mimo rozváděcí nebo oběžné lopatky.

Tato skupina ztrát se běžně dělí na tři podstatné kategorie:

a) Únik páry hřídelovou ucpávkou

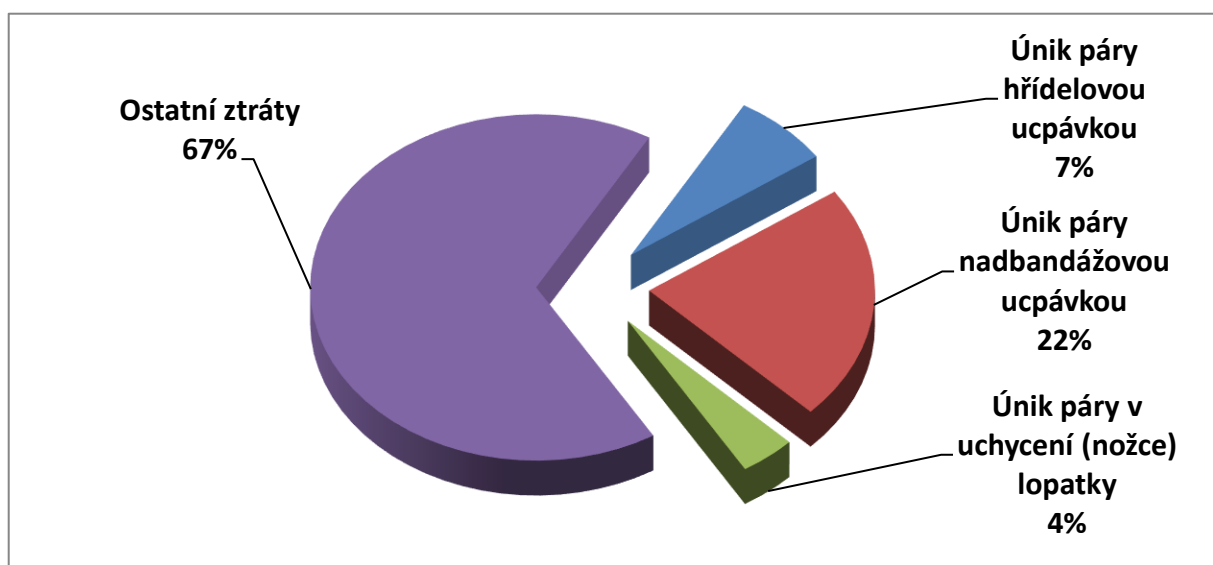
b) Únik páry nadbandážovou ucpávkou

c) Únik páry v uchycení (nožce) lopatky

Výsledná účinnost, která se nazývá vnitřní termodynamická účinnost, se získá odečtením přídatných ztrát od hodnoty lopatkové termodynamické účinnosti  $\eta_{td}^1$ : [13]

$$\eta_{td}^i = \eta_{td}^1 - \sum \xi_{př} = \eta_{td}^1 - \xi_\tau - \xi_e - \xi_x - \xi_u \quad (3-4)$$

Z grafu níže na Obr. 17 je patrné, že ztráty únikem páry tvoří velmi podstatnou část ztrát parní turbíny, neboť tvoří téměř třetinu celkových ztrát.



Obr. 17 - Podíl ztrát únikem páry na celkových ztrátách parní turbíny [12]

Tato práce se primárně zabývá hřídelovými ucpávkami, které mají vliv až 7% na výslednou účinnost parní turbíny. Z toho důvodu se v žádném případě nejedná o zanedbatelnou část a je proto nutné se volbě a použití vhodné hřídelové ucpávky věnovat hlouběji.

## 4 Hřídelové ucpávky

Hřídelové ucpávky jsou důležitým konstrukčním prvkem parní turbíny. Mimo hlavní proud páry, která protéká rozváděcími a oběžnými lopatkovými mřížemi, dochází ve stupni k úniku páry mezerou mezi rotorem a statorem. Tento únik páry, jak již bylo zmíněno, snižuje účinnost turbíny. S cílem zmenšit právě tento nežádoucí únik páry se používá v parních turbínách velkou měrou labyrintových ucpávek. Mezi další používané typy hřídelových ucpávek pak patří kartáčová ucpávka, voštinová ucpávka, „Hole pattern“ ucpávka, „Rectangular-cellular“ ucpávka a obrusitelná ucpávka. [5], [14]

### 4.1 Labyrintové ucpávky

Labyrint je jedním z nejjednodušších těsnících zařízení. Skládá se z řady kovových těsnících břitů, čímž vzniká kaskáda prstencových otvorů. Únik labyrintovou ucpávkou je větší než únik v případě průchodek nebo kontaktních těsnění. Z toho důvodu se používají labyrintové ucpávky jen v případech, kdy lze tolerovat malou ztrátu účinnosti.

Jak bylo naznačeno výše, tak ucpávka je tvořena řadou po sobě následujících velmi malých průtočných průřezů a poměrně rozlehlých komor. Při proudění velmi malým průřezem se proud páry urychluje a v rozšířeném prostoru za břitem se kinetická energie proudu páry mění vířením v energii tepelnou. Tímto způsobem je průtok páry labyrintovou ucpávkou charakterizován střídavým urychlováním proudu s následným mařením jeho kinetické energie.



Obr. 18 - Fotografie základních labyrintových ucpávek [26]

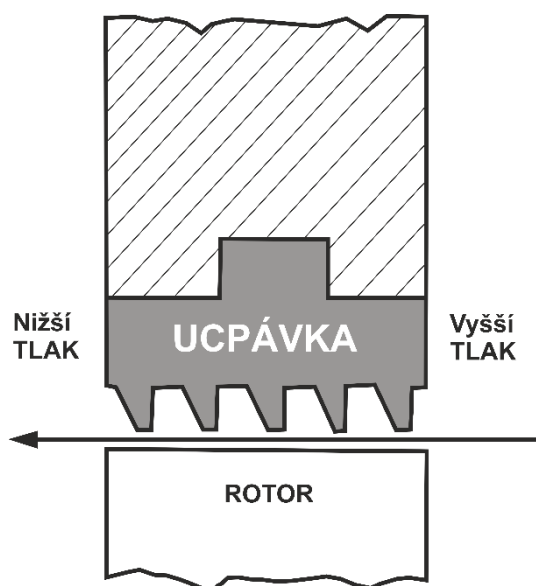
Obecně lze tedy říci, že čím je větší počet břitů labyrintové ucpávky, tím větší je její odpor, a tím menší množství páry protéká ucpávkou při daných parametrech. [15], [5]

Mezi hlavní výhody labyrintových ucpávek patří jejich jednoduchost, spolehlivost, tolerance vůči nečistotám, přizpůsobivost, flexibilita ve výběru materiálu, minimální vliv na dynamiku rotoru a tolerance k výrazným teplotním změnám. Hlavními nevýhodami je značný únik páry, snížení účinnosti, odolnost k pohlcení drobných částic s následným poškozením jiných důležitých prvků, jako jsou ložiska a možnost zanesení dutiny kvůli nízkým rychlostem plynu nebo zpětné difúzi.

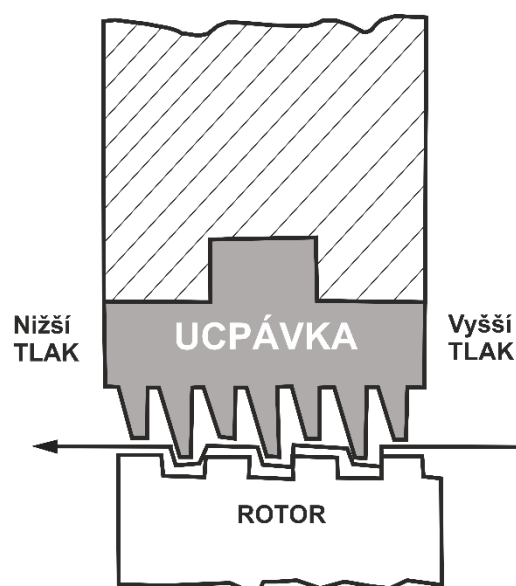
Labyrintové ucpávky se snadno vyrábějí a mohou být vyrobeny z běžných materiálů. V případě prvních provedení labyrintových ucpávek byly použity ucpávky s tenkými

břity, mezi kterými byly relativně velké komory. Nicméně tyto poměrně dlouhé břity mohou být relativně snadno poškozeny. Moderní, funkčnější a spolehlivější labyrintové ucpávky se proto skládají z robustních, těsně rozmístěných segmentů.

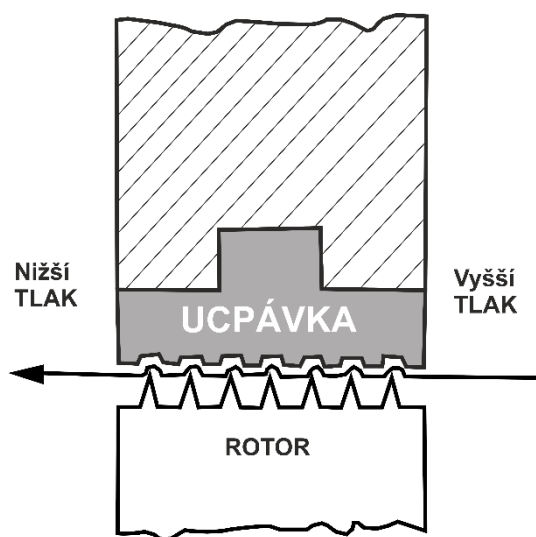
Obrázky níže zobrazují 4 různorodá provedení labyrintových ucpávek. Na Obr. 19 je zobrazena nejjednodušší forma labyrintové ucpávky (tzv. nepravý labyrint). Obr. 20 pak ukazuje drážkovanou labyrintovou ucpávku (tzv. pravý labyrint), která je sice složitější na výrobu, nicméně je ale zřejmé, že má oproti nejjednodušší variantě lepší těsnící vlastnosti. A na Obr. 21 a 22 jsou popsány rotační typy labyrintových ucpávek. [15]



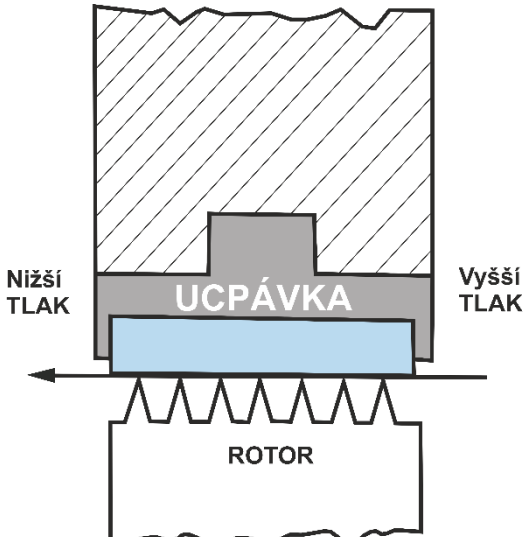
Obr. 19 - Nejjednodušší labyrintová ucpávka (tzv. nepravý labyrint) [15]



Obr. 20 - Drážkovaná labyrintová ucpávka (tzv. pravý labyrint) [15]



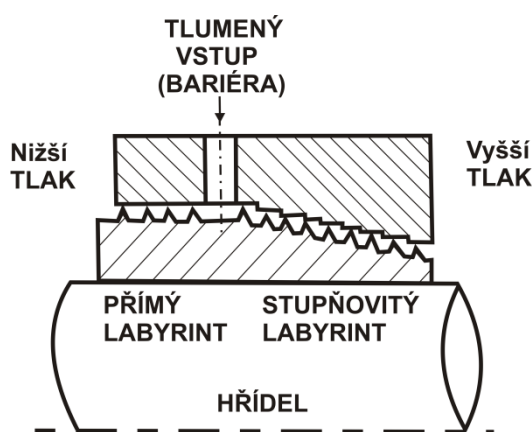
Obr. 21 - Rotační typ labyrintové ucpávky [15]



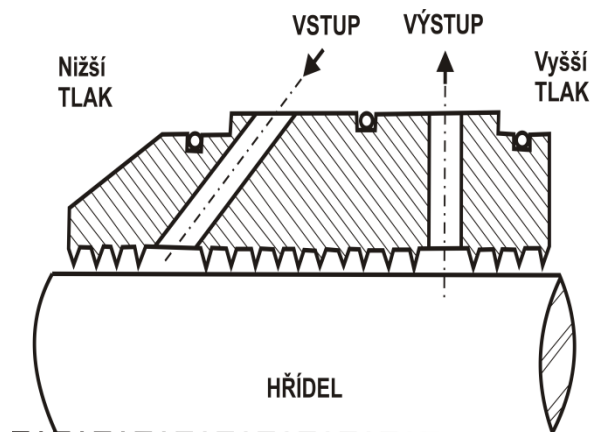
Obr. 22 - Rotační typ labyrintové ucpávky [15]

Kromě variant zobrazených na Obr. 19 až 22 a jejich různých možných variací, existují i značně komplikovanější řešení hřídelových ucpávek. Na obrázcích níže jsou vyobrazena dvě rozličná řešení hřídelových ucpávek využívajících fluidní bariéru ve formě tlumícího plynu.

Obr. 24 ukazuje tlumenou stupňovitou labyrinthovou ucpávku. Jedná se tedy o kombinaci využití fluidní bariéry s lépe těsnící verzí labyrinthu. Obr. 23 znázorňuje jednoduchou labyrinthovou ucpávku s tlumením a ventilací. Tlumící plyn vytváří fluidní bariéru procesnímu plynu a je nasáván ejektorem z průduchu. Tlak tlumícího plynu, který tvoří fluidní bariéru, musí být v tomto i předchozím případě udržován nad tlakem procesního plynu a zároveň vyšší než je hodnota tlaku na výstupu. [15]

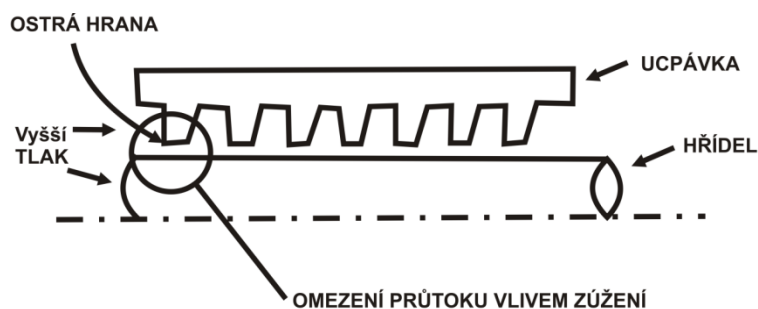


Obr. 24 - Tlumená stupňovitá labyrinthová ucpávka [15]



Obr. 23 - Jednoduchá labyrinthová ucpávka s tlumením a ventilací [15]

Odpovídající stacionární těsnění se obvykle vyrábí z měkkých materiálů, jako je babbitt<sup>1</sup> nebo bronz, zatímco stacionární nebo rotující segmenty labyrinthové ucpávky jsou běžně vyrobeny z oceli. Toto složení umožňuje montáž ucpávky s minimální vůlí. Segmenty se pak proto mohou zařezat do měkčích materiálů, aby se zajistily potřebné funkční vzdálenosti pro přizpůsobení se dynamickým odchylkám rotoru. Zároveň je pro zachování maximální účinnosti ucpávky nezbytné, aby si segmenty labyrinthu udržely ostré hrany ve směru průtoku (viz Obr. 25). [15]



Obr. 25 - Znázornění ostrých hran na ucpávce [15]

<sup>1</sup> Babbitt je kovová slitina používaná pro povrch kluzných ložisek.

#### 4.1.1 Průběh expanze páry labyrintovou ucpávkou (Fannův děj)

Je uvažovaná dlouhá tepelně izolovaná (adiabatická) trubka, do níž vstupuje plyn s parametry  $p_{c1}$ ,  $T_{c1}$ ,  $p_1$ ,  $T_1$ ,  $\rho_1$ ,  $w_1 < a_1$ . Kdyby nebyly třecí ztráty, tyto parametry by se neměnily a na výstupu by byly stejné. Nicméně je však uvažován reálný případ se ztrátami, tedy neizoentropický proces (tj. adiabatický, ale ne izoentropický).

V trubici bude klesat vlivem tření tlak a s ním hustota. Podle rovnice kontinuity poroste rychlost. Protože ale musí být celková entalpie konstantní, respektive celková teplota konstantní, bude tomu odpovídat klesající statická teplota. Průběh tohoto procesu se nejlépe zobrazí v „T-s“ diagramu. [6]

A vyšetří se pomocí následující čtveřice rovnic: [6]

1) Stavová rovnice v základním tvaru (viz rovnice 2.1-2 v kapitole 2.1)

2) Energetická rovnice ve tvaru celkové teploty:

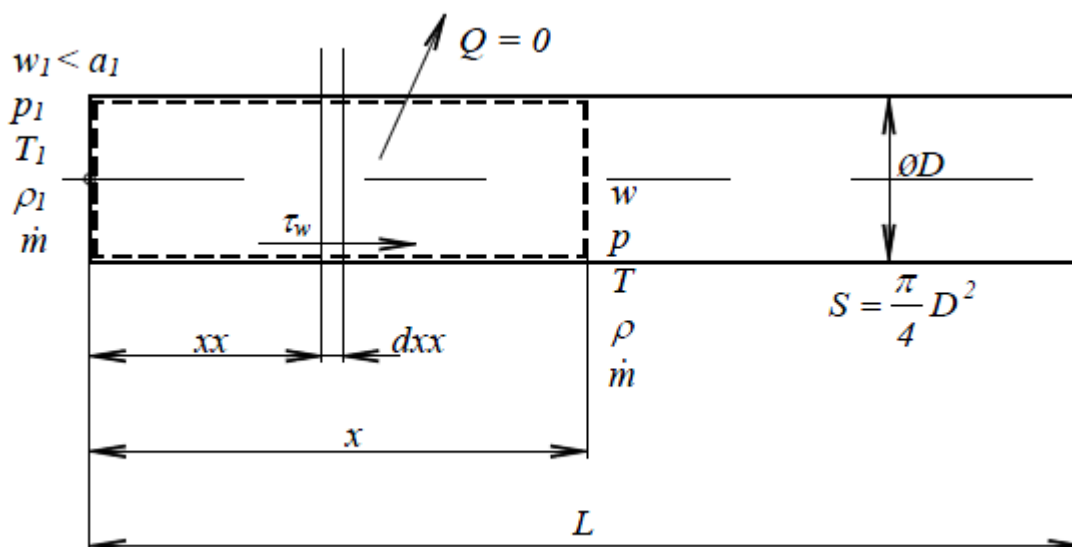
$$T_c = T + \frac{w^2}{2C_p} \quad (4.1.1-1)$$

3) Rovnice kontinuity ve tvaru pro trubici:

$$\dot{m} = \rho S w \quad (4.1.1-2)$$

4) Věta o změně toku hybnosti pro vyčárkovanou kontrolní plochu (viz Obr. 26):

$$-p_1 S + p S + \int_0^x \tau_w \pi D dx = \rho_1 S w_1^2 - \rho S w^2 \quad (4.1.1-3)$$



Obr. 26 - Uvažovaná dlouhá tepelně izolovaná (adiabatická) trubka [6]



Vzhledem k tomu, že se smykové napětí na stěně  $\tau_w$  mění pouze málo, tak jej lze považovat za konstantní, z integrálu vytknout a určit pro střední rychlost na délce  $x$ . Napětí na stěně lze pak ocenit z rovnováhy sil na vytknutý element tekutiny o délce  $dx$  pomocí známého součinitele tření  $\lambda$ . [6]

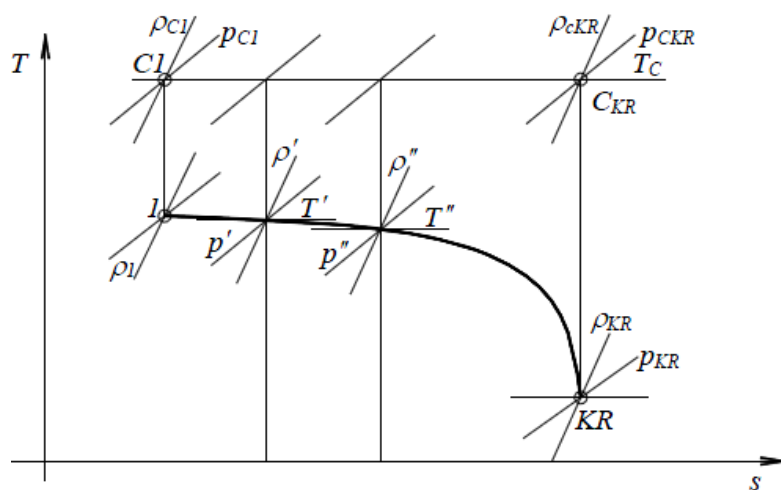
$$\tau_w \pi D dx = \frac{\pi D^2}{4} dp \rightarrow \tau_w = \frac{dp}{dx} \frac{D}{4} = \lambda \frac{1}{D} \rho \frac{w^2 D}{2} \frac{D}{4} = \lambda \rho \frac{w^2}{8} \quad (4.1.1-4)$$

Při turbulentním proudění a stěně hydraulicky hladké se hodnota Weisbachova součinitele ztráty třením  $\lambda$  vypočte z následujícího vztahu:

$$\lambda = 0,3164/Re^{1/4} \quad (4.1.1-5)$$

Rovnice (4.1.1-3) nabyde pro  $\tau_w = \text{konst}$  následujícího tvaru:

$$-p_1 + p + \tau_w \cdot \frac{4}{D} \cdot x = \rho_1 w_1^2 - \rho w^2 \quad (4.1.1-6)$$



Obr. 27 - Průběh adiabatické, neizoentropické expanze v trubici [6]

Proces proudění je v „T-s“ diagramu v grafu na Obr. 27 zobrazen tzv. Fannovou křivkou. Její jednotlivé body se vyšetřují následovně.

Zvolí se hustota  $\rho'$  menší než  $\rho_1$  a k ní se z rovnice kontinuity vyjádří rychlost  $w'$  (4.1.1-7). Pomocí již vyjádřené rychlosti  $w'$  se z výše uvedeného tvaru

energetické rovnice (4.1.1-1) vyjádří teplota  $T'$  (4.1.1-8). A po dosazení  $T'$  do stavové rovnice se určí tlak  $p'$ , viz rovnice (4.1.1-10). Ze vzorce (4.1.1-11) se pak určí entropie a ze vztahu (4.1.1-12) celkový tlak.

Věta o změně toku hybnosti následně poslouží k určení místa  $x'$  v trubici, kterému odpovídá vyšetřovaný bod Fannovy křivky, viz (4.1.1-13). Tímto způsobem se pokračuje při dalších volbách hustoty:  $\rho'' < \rho'$ ,  $\rho''' < \rho''$ , ... a tak dále pro libovolné množství bodů Fannovy křivky. [6]

$$w' = \frac{\dot{m}}{\rho' S} \quad (4.1.1-7)$$

$$T' = T_C - \frac{w'^2}{2C_p} \quad (4.1.1-8)$$

$$p' = \rho' r T' \quad (4.1.1-9)$$

$$\text{Po dosazení } w' \text{ a } T' \text{ do (4.1.1-9): } p' = \rho' r \left( T_C - \frac{\dot{m}^2}{2C_p \rho'^2 S^2} \right) \quad (4.1.1-10)$$

$$s' = c_p \cdot \ln \frac{T'}{T_1} - r \cdot \ln \frac{p'}{p_1} \quad (4.1.1-11)$$

$$p'_C = p' \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot Ma'^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \text{ kde } Ma'^2 = \frac{w'^2}{\kappa r T'} \quad (4.1.1-12)$$

$$x' = \frac{D}{4\tau_w} (\rho_1 w_1^2 - \rho' w'^2 + p_1 - p') \quad (4.1.1-13)$$

Fannova křivka se s rostoucí entropií sklání dolů, až při kritickém stavu má v „T-s“ diagramu svislou tečnu. K určení parametrů kritického stavu je vhodné použít vstupní statický stav  $(p_1, T_1)$ , který se při změně průtoku nemění, místo celkového  $(p_C, T_C)$ : [6]

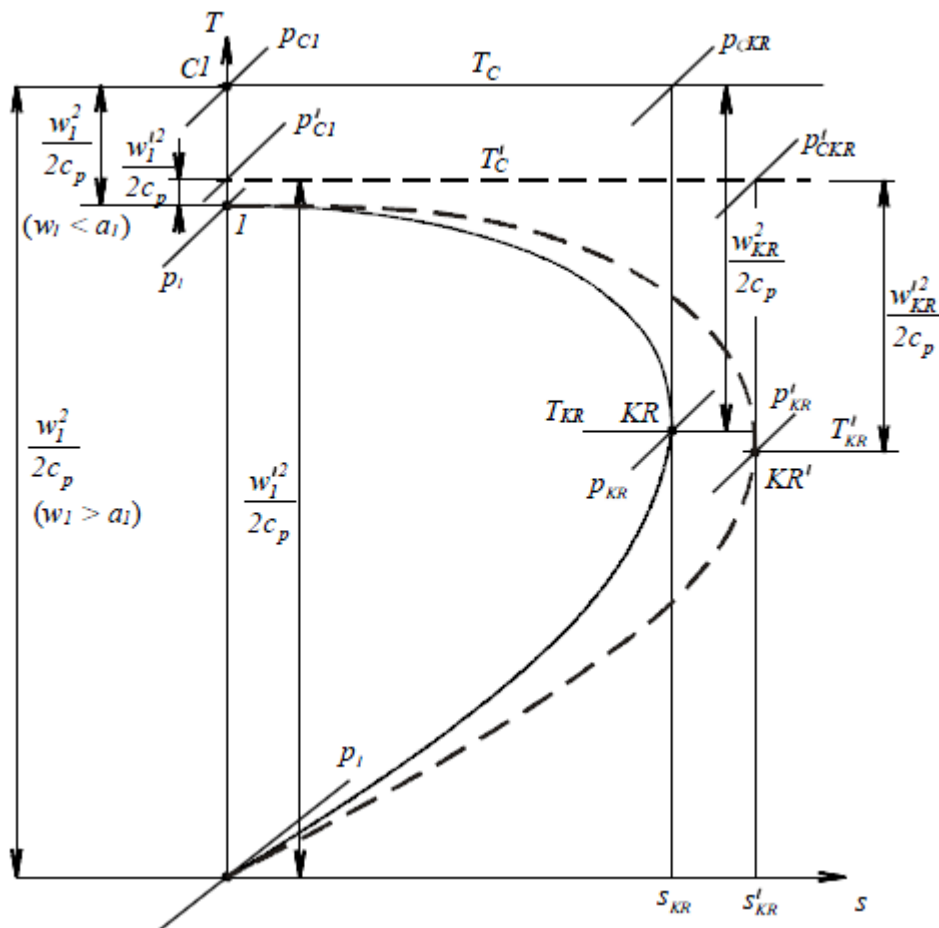
$$\frac{T_{KR}}{T_1} = \frac{T_{KR} T_C}{T_C T_1} = \left( \frac{2}{\kappa+1} \right) \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_1^2 \right) \quad (4.1.1-14)$$

$$\begin{aligned} \frac{p_{KR}}{p_1} &= \frac{p_{KR}}{p_{CKR}} \frac{p_{CKR}}{p_{C1}} \frac{p_{C1}}{p_1} = \\ &= \underbrace{\left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}_{p_{KR}/p_{CKR}} \left\{ \underbrace{Ma_1 \left[ \left( \frac{\kappa+1}{2} \right) \left( 1 + \frac{\kappa+1}{2} Ma_1^2 \right)^{-1} \right]^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}}_{p_{CKR}/p_{C1}} \right\} \underbrace{\left( 1 + \frac{\kappa+1}{2} Ma_1^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}_{p_{C1}/p_1} \end{aligned} \quad (4.1.1-15)$$

$$\frac{p_{KR}}{p_1} = Ma_1 \left[ \left( \frac{2}{\kappa+1} \right) \left( 1 + \frac{\kappa-1}{2} Ma_1^2 \right) \right]^{1/2} \quad (4.1.1-16)$$

Fannova křivka má ještě spodní větev platnou pro nadzvukové proudění. Je-li vstupní rychlost nadzvuková, začne v trubici klesat až na kritickou rychlost  $w_{KR}$ . Ať je proudění podzvukové nebo nadzvukové, kritická rychlost je ve výstupním průřezu potrubí. Pokud by byl ke konci těsně připojen další potrubní úsek, tak by se kritický stav posunul na nový konec potrubí. Protože by se ale prodloužením zvětšily tlakové ztráty, zareagoval by na to systém snížením průtočného množství, aby se obnovily nižší ztráty. Vstupní Machovo číslo  $Ma_1$  by kleslo na  $Ma'_1$  a při neměnném vstupním statickém stavu  $(p_1, T_1)$  by klesla celková teplota na  $T'_C$ . Podle rovnice (4.1.1-14) by se snížila kritická teplota na  $T'_{KR}$ , a v souladu s rovnicí (4.1.1-16) by poklesl kritický tlak  $p_{KR}$  na  $p'_{KR}$ . Zvýšení energetických ztrát by se následně projevilo na poklesu celkového kritického

tlaku z  $p_{CKR}$  na  $p'_{CKR}$  a na zvýšení koncové entropie z  $s_{KR}$  na  $s'_{KR}$ . Výstupní kritická rychlost by se pak snížila z  $w_{KR}$  na  $w'_{KR}$ . Obr. 28 názorně ukazuje, že při zachovaném vstupním statickém stavu podzvukovém i nadzvukovém se Fannova křivka vytáhne ve směru rostoucí entropie. [6]

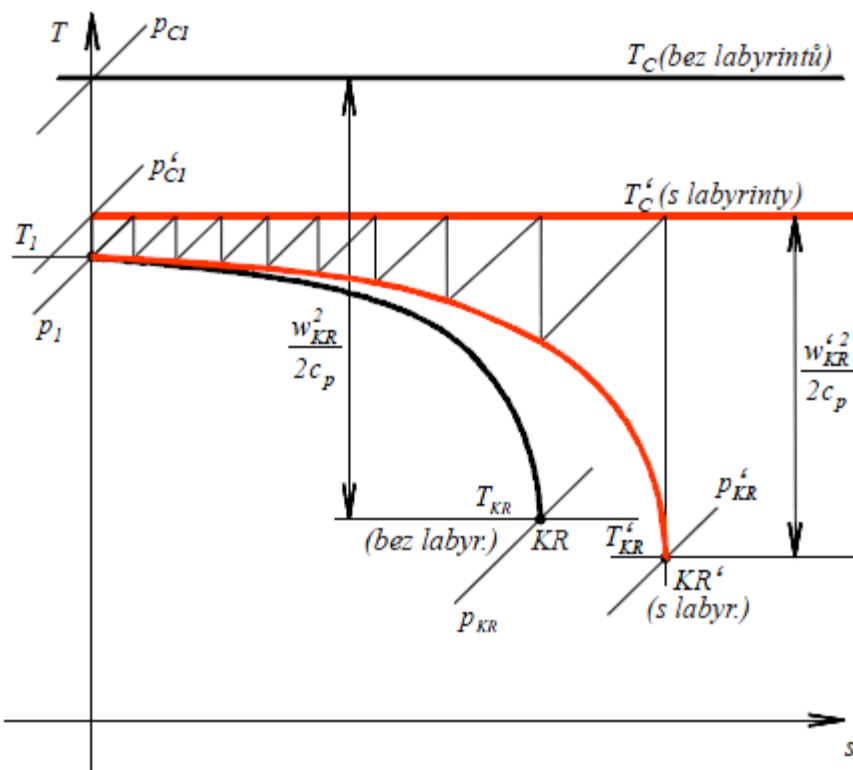


Obr. 28 - Kompletní Fannova křivka [6]

A právě výše zmíněného efektu snižování průtočného množství se využívá v labyrintových ucpávkách, kdy je průtočný kanál mezi rotujícím hřídelem a tělesem ucpávky rozdělen břity ucpávky na řadu komůrek. Mezi břity ucpávky a hřídelem (nepravý labyrint) je štěrbiná. V každé štěrbině dochází k izoentropické expanzi do následující komůrky a v té pak nastává izobarický ohřev v podstatě na celkovou teplotu tím, že kinetická energie se zde zbrzděním přemění na celkovou entalpii.

Ať je tlak za ucpávkou jakýkoliv, při dosažení kritické rychlosti je kritický stav na konci ucpávky. Zvyšováním počtu břitů labyrintové ucpávky roste aerodynamický odpor, snižuje se hmotnostní průtok, klesá  $Ma_1$  a podle vzorce (4.1.1-16) se snižuje celkový kritický tlak, který je na konci ucpávky a který určuje průtočné množství. Na Obr. 29 je porovnání Fannovy křivky, když meziválcová štěrbiná je a není vybavena labyrintovou

ucpávkou. Jestliže na konci prázdné štěrbiny je kritická rychlost  $w_{KR}$ , u labyrintové je v témže místě také rychlost zvuková  $w'_{KR}$ , která je však nižší než  $w_{KR}$ . Stejně jako je nižší hustota  $\rho'_{KR} < \rho_{KR}$ . Výsledným přínosem labyrintové ucpávky parní turbíny je tedy, jak již bylo zmíněno v kapitole 4.1, podstatné snížení množství páry unikající z tělesa turbíny podél hřídele. [6]



Obr. 29 - Porovnání Fannovy křivky pro stav s labyrintovou ucpávkou a bez ucpávky [6]

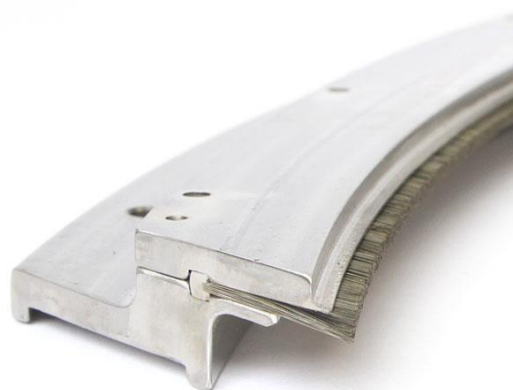
V kapitole 4.1 je na Obr. 19 zobrazen tzv. nepravý labyrint, u něhož prstence břitů jsou jen na straně ucpávkového tělesa, popřípadě mohou být jen na straně hřídele.

Přesnější výrobu a montáž vyžaduje tzv. pravý labyrint (viz Obr. 20 v kapitole 4.1) s břity na obou stranách, jehož aerodynamický odpor a tím i těsnící účinek je samozřejmě vyšší. Zápichy pro ukotvení břitů do hřídele jsou ale nebezpečnými inicializačními místy pro vznik a šíření trhlin. Naopak ucpávkové břity ukotvené do tělesa se stávají nebezpečnými při krouživém kmitání hřídele, který se při dotyku tře o břity v jednom místě povrchu a vyvinutým teplem se může prohnut ještě více. [6]

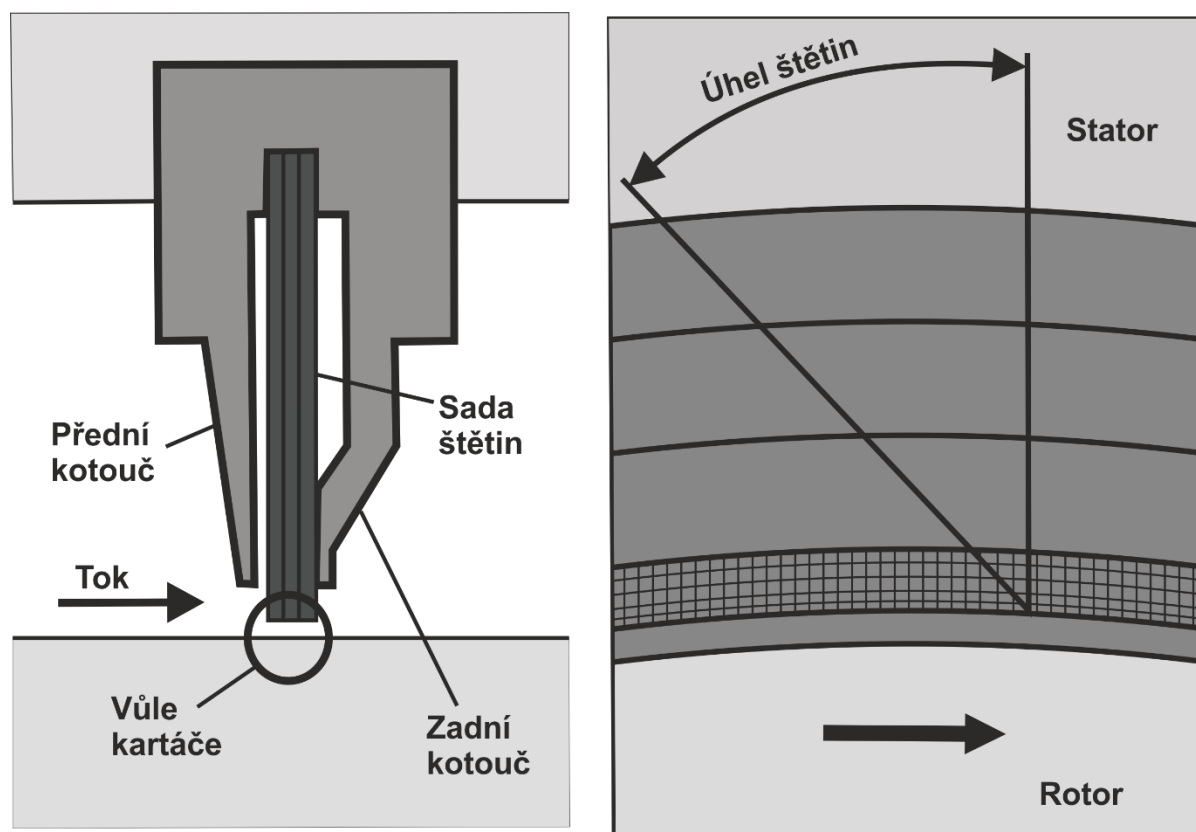
## 4.2 Kartáčové ucpávky

Kartáčové ucpávky jsou považovány za jeden z nejslibnějších typů mezi pokročilými ucpávkami, které se v turbínách používají. Zejména proto, že vykazují vynikající vlastnosti z hlediska zmenšení nežádoucího úniku páry ve stupni.

Kartáčová ucpávka je obvykle složena ze tří hlavních částí, a to ze sady štětín, předního kotouče a zadního kotouče (viz Obr. 31). Sada štětín složená z mnoha drátových vláken je upnuta v úložném úhlu mezi předním a zadním kotoučem a je obvodově přivařena na vnějším okraji. Přední kotouč je umístěn na protiproudé straně sady štětín, kterou pevně drží na svém místě, zatímco štětiny zároveň chrání před turbulentním prouděním. Zadní kotouč je umístěn za sadou štětín a musí být dostatečně silný, aby zajistil mechanickou oporu sadě štětín při axiálním tlakovém zatížení. [16]



Obr. 30 - Fotografie kartáčové ucpávky [27]



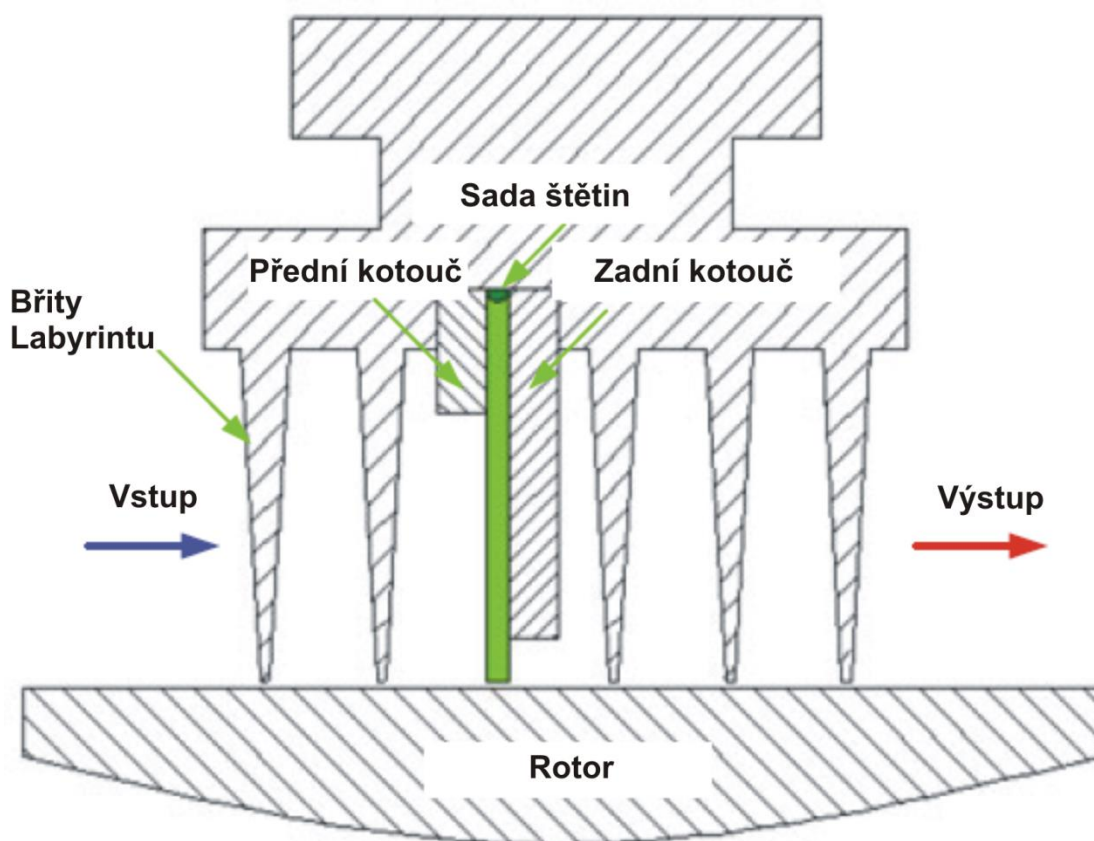
Obr. 31 - Schématický obrázek kartáčové ucpávky [16]

Výběr materiálů pro přední a zadní kotouč plně závisí na materiálu sady štětín, provozních podmínkách a na materiálu pouzdra, na kterém je umístěna kartáčová ucpávka.

Jako výhody kartáčových ucpávek, oproti tradičnějším labyrintovým, jsou obecně vnímány níže uvedené vlastnosti: [16]

- 1) Významně menší nežádoucí únik páry ve stupni v porovnání s labyrintovou ucpávkou.
- 2) Značně menší požadavky na prostor v axiálním směru než v případě odpovídající labyrintové ucpávky.
- 3) Stabilnější charakteristiky úniku páry ve stupni než v případě labyrintových ucpávek.

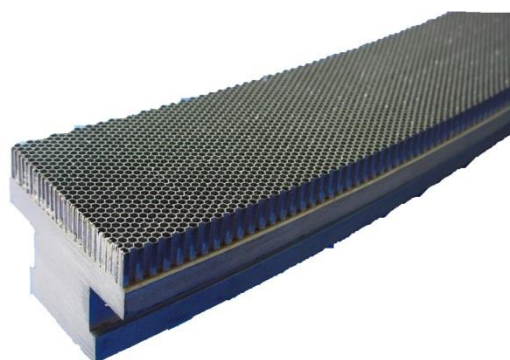
Kartáčové ucpávky mohou být také využity při rekonstrukci nebo údržbě již existující turbíny. V těchto případech se mohou použít v kombinaci s labyrintovými ucpávkami.



Obr. 32 - Schéma kombinované labyrintové-kartáčové ucpávky [17]

### 4.3 Voštinové ucpávky

Voštinové ucpávky nebo jinak také ucpávky typu „honeycomb“ jsou kruhové pásy tvořené šestiúhelníkovými buňkami. Struktura těchto ucpávek je inspirována včelím plástvem, kterému se říká „voština“<sup>2</sup>. Byly vyvinuty jako alternativa k ucpávkám labyrintovým. Jejich specifickou výhodou, kromě toho, že zvyšují účinnost turbíny o přibližně 1%, je to, že zabraňují rotordynamickému kmitání a mohou být proto použity jako tlumič pro stabilizaci rotoru turbíny. [18], [14]

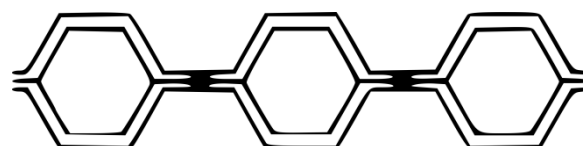


Obr. 33 - Fotografie voštinové ucpávky [28]

Velikost voštinových buněk se obvykle pohybuje od průměru 0,8 do 3 mm. Jejich hloubka je pak nejčastěji od 1,5 do 13 mm, ale může být případně i větší.

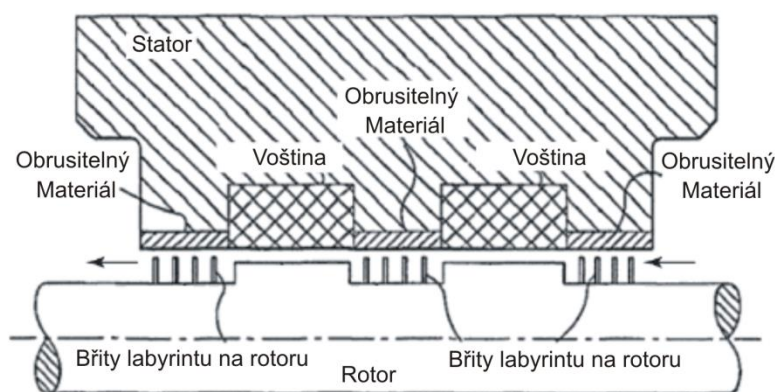
Voštinové ucpávky se vyrábějí z vlnitých kovových proužků, které se bodově svařují v uzlových bodech mezi buňkami (viz Obr. 34). Vzhledem k tomu ale, že se v uzlových bodech vytvářejí kapilární cesty, tak jsou tyto uzly navíc ještě pájeny kvůli utěsnění. [19]

V parních turbínách se pro výrobu tohoto typu ucpávek obvykle využívá ocel nebo slitiny hliníku a na rozdíl od varianty pro plynové turbíny, se u parních turbín tyto ucpávky primárně nenavrhují jako částečně obrusitelné. [18]



Obr. 34 - Schéma voštinového průřezu s bodovými svary v uzlových bodech [19]

Voštinové ucpávky mohou být také využity, podobně jako již zmíněné kartáčové ucpávky, v kombinaci s labyrintovými. A to především v případech, kdy je výhodné využít tlumící schopnost voštinových ucpávek (viz Obr.35). [18]



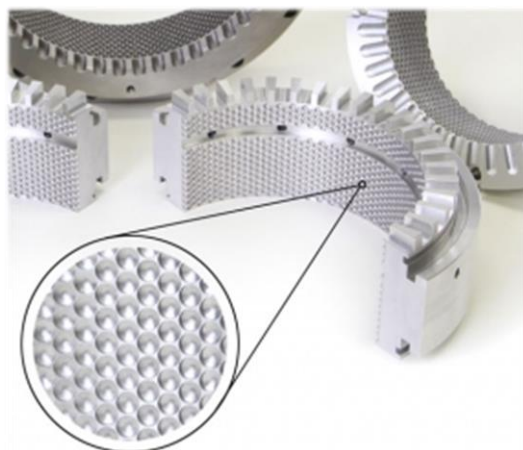
Obr. 35 - Schéma kombinované labyrintové-voštinové ucpávky [18]

<sup>2</sup> Slovo „voština“ je odvozeno ze slova „vosk“, neboť právě vosk je stavebním materiálem včelích plástvů.

#### 4.4 „Hole-pattern“ ucpávky

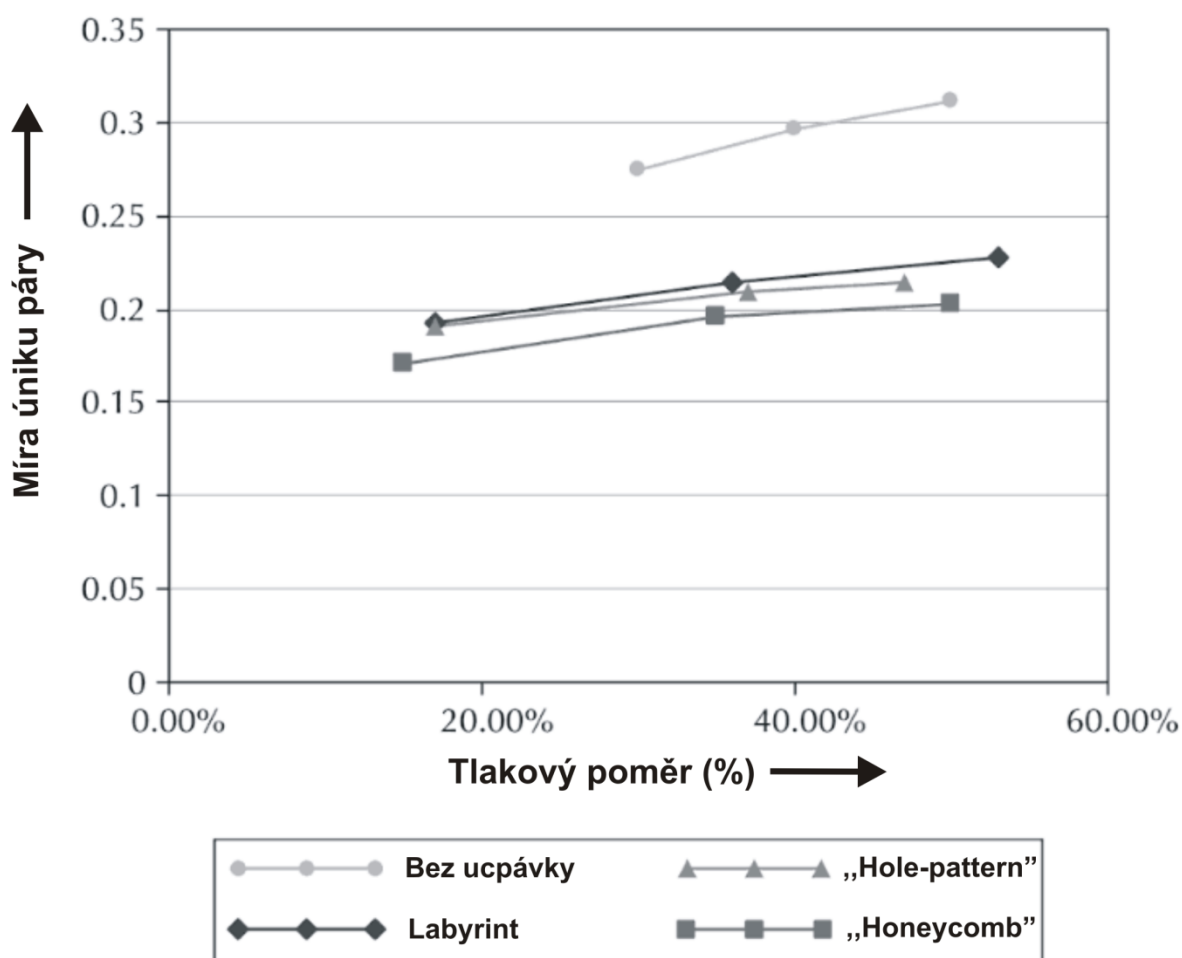
Ucpávky typu „Hole pattern“ jsou principiálně velmi podobné voštinovým ucpávkám, ale na rozdíl od nich jsou vyráběny vrtáním požadovaného vzoru otvorů do kovového pouzdra. Vzhledem k tomu jsou ucpávky tohoto typu značně pevnější, a jsou proto výhodnější i z hlediska manipulace nebo údržby turbíny. [18]

Jedná se tedy v podstatě o zjednodušenou verzi voštinové ucpávky, která byla vyvinuta především kvůli usnadnění výrobního procesu.



Obr. 36 - Fotografie „Hole-pattern“ ucpávky s detailem struktury [29]

V grafu níže (Obr. 37) jsou porovnány těsnící vlastnosti „Hole-pattern“ ucpávky vůči voštinové a labyrintové ucpávce a zároveň je v grafu znázorněn i stav bez ucpávky. [18]



Obr. 37 - Porovnání míry úniku ucpávkou v závislosti na tlakovém poměru [18]

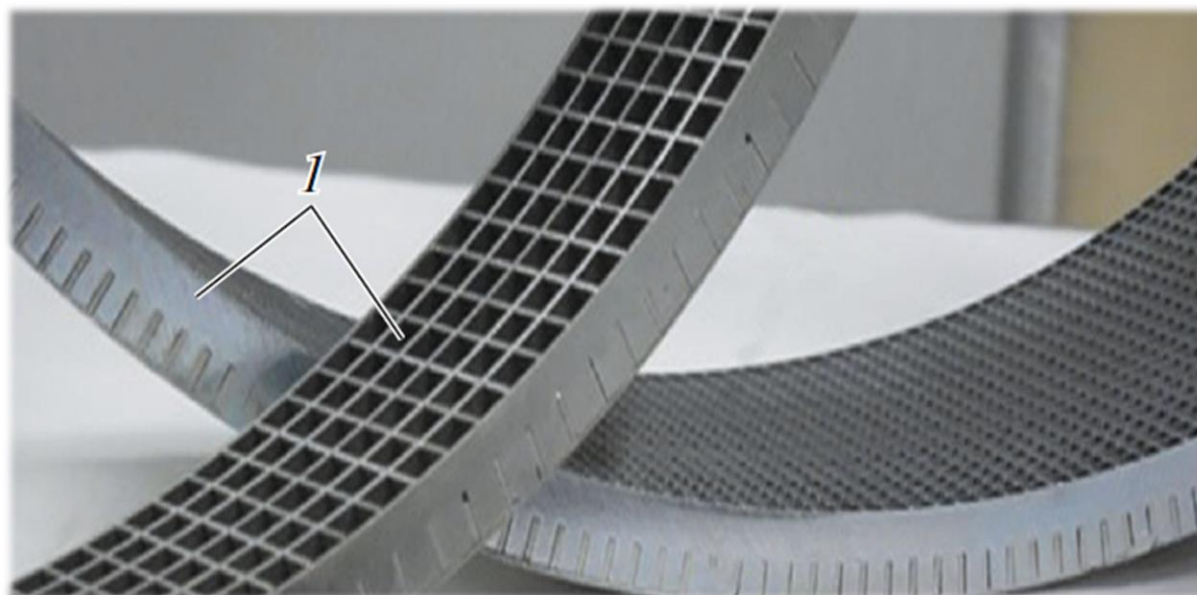


V grafu na Obr. 37 je v závislosti na tlakovém poměru znázorněna pro hřídelové ucpávky nejpodstatnější charakteristika, a to míra úniku páry (vynesené hodnoty byly získány za stavu, kdy vůle mezi rotorovou a statorovou částí byla 0,10 mm). Z grafu je patrné, že voštinové i „Hole-pattern“ ucpávky se osvědčily ve své roli nástupce tradičnějších labyrintových ucpávek. A dále je také zřejmé, že ucpávka typu „Hole-pattern“ plní své poslání a s rostoucí hodnotou tlakového poměru tvoří kompromis mezi voštinovou a labyrintovou ucpávkou, neboť vykazuje menší míru úniku páry než ucpávka labyrintová a zároveň se jedná o méně nákladné řešení než je voštinová ucpávka („honeycomb“ ucpávky jsou nákladnější z důvodu větší výrobní složitosti).

#### 4.5 „Rectangular-cellular“ ucpávky

„Rectangular-cellular“ ucpávky jsou stejně jako typ „Hole pattern“ obdobou voštinových ucpávek. A i v tomto případě se jedná o zjednodušené řešení. Namísto tvarově komplikovaných šestiúhelníkových buněk jsou na podobném principu vyráběny obdélníkové, případně čtvercové buňky.

Použití tohoto typu ucpávek může podle odhadů jejich vývojářů vést ke zlepšení účinnosti turbíny o 0,5 až 1,0%. [14]



Obr. 38 - Fotografie „Rectangular-cellular“ ucpávky s detailem struktury [14]

## 4.6 Obrusitelné ucpávky

Aplikace obrusitelných ucpávek v parních turbínách jako nového typu těsnění je diskutována v relevantní literatuře po celém světě. Tyto velmi jednoduché ucpávky již totiž prokázaly svou dobrou účinnost a používají se v konstrukci plynových turbín pro letadla. Použití právě těchto ucpávek v horké části plynové turbíny umožňuje dosažení výrazně vyšší účinnosti v důsledku maximálního stupně utěsnění mezi rotorem a statorem. Podle odhadů vývojářů je použití obrusitelných ucpávek ekonomicky výhodné, a to s výsledkem zvýšení výkonu o 0,5-1,0%. [14]



Obr. 39 - Fotografie obrusitelných ucpávek [20]

Hlavním specifickým znakem obrusitelných ucpávek je, vzhledem k jejich jednoduchému funkčnímu principu, materiál, jenž přichází do styku s rotorem. Hojně používaný je materiál nesoucí obchodní název „FELTMETAL™“, ten je jedním ze speciálních materiálů vyvinutých právě pro obrusitelné ucpávky. Byl vyvinut americkou „Technetics Group“ a má zaručené ideální těsnící vlastnosti až do teploty 760°C.

„FELTMETAL™“ je vytvořen plstěním surových kovových vláken do plechů. Desky se poté slinují (spékají) ve vakuu za vzniku difuzních vazeb mezi vlákny. Po spečení jsou pak desky řezány a tvarovány tak, aby vyhovovaly požadavkům daného konstrukčního řešení. [21]

## 5 Experimentální výzkum proudění hřídelovou ucpávkou

Experimentální výzkum hřídelových ucpávek se zabývá jejich různými vlastnostmi a vlivy na účinnost a provoz turbíny. Cílem experimentálního výzkumu je často rovněž ověření (verifikace) konkrétních hypotéz nebo numerických výpočtů. Často je také experimentální výzkum přímo spojen s numerickým výpočtem a výsledky obou přístupů jsou pak následně porovnávány.

Mezi nejzásadnější charakteristiky hřídelových ucpávek patří těsnící schopnost ucpávky neboli minimalizace hmotnostního průtoku páry ucpávkou a dále také silové působení proudícího média na ucpávku. Tyto hlavní vlastnosti na sebe váží různé další parametry ucpávek, kterými se detailně zabývá experimentální výzkum.

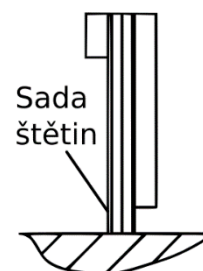
Mezi konkrétní vlastnosti, kterými se experimentální výzkum hřídelových ucpávek zabývá, patří již zmíněný hmotnostní průtok ucpávkou, dále pak rozložení tlaku na ucpávce a v jejím okolí, vliv na dynamické vlastnosti rotoru turbíny, deformace ucpávky působením proudícího média nebo také vliv opotřebení ucpávky na hmotnostní průtok. V rámci zkoumání základních charakteristik jsou také často experimentálně porovnávány typově podobné varianty ucpávek, což vede k lepšímu vydefinování předností a vhodnosti použití daného typu.

### 5.1 Přehled vybraných výzkumů hřídelových ucpávek

Tato kapitola se zabývá různorodými publikovanými experimentálními výzkumy hřídelových ucpávek ve světě. Především však provedením těchto experimentů a způsoby měření sledovaných charakteristik.

#### 5.1.1 Experimentální výzkum základních charakteristik kartáčové ucpávky [22]

Výzkum na University of Sussex v anglickém Brightonu, který se věnoval kartáčovým ucpávkám, pojednává o měření rozložení tlaku, hmotnostním průtoku a o průhybu štětin (pozn. Kartáčové ucpávky podrobně popisuje výše uvedená kapitola 4.2). Experimenty byly prováděny na nerotujícím zařízení s využitím kartáčové ucpávky o průměru 122 mm s radiální interferencí 0,25 mm.

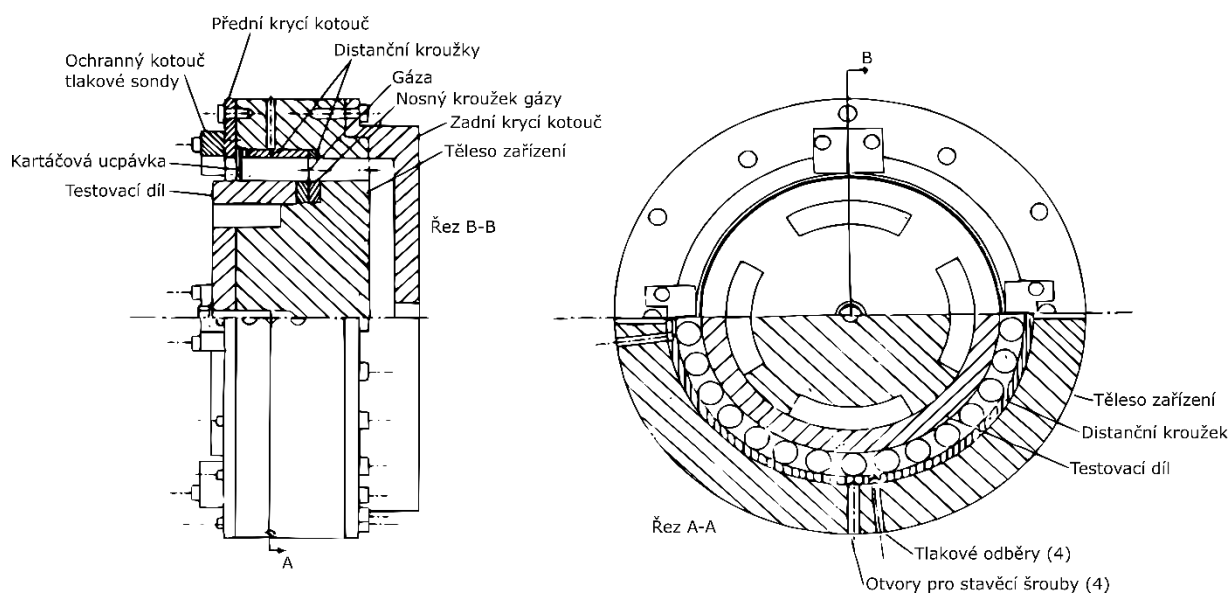


Obr. 40 - Schéma detailu kartáčové ucpávky [30]

Na Obr. 41 je názorně ukázáno výše zmíněné testovací zařízení v částečném řezu. Ucpávka byla upnuta mezi přední krycí kotouč a distanční kroužky. Nerotující testovací díl vytvářel náhražku rotoru a jeho vnější průměr byl obroben tak, aby poskytoval odpovídající statické radiální rušení jako mezi špičkami štětin a hřídelem

rotoru. Průtok byl dodáván do zařízení ze šroubového kompresoru Howden o výkonu 400 kW a měřen pomocí průtokoměru „Annubar“. Vzduch vstupoval do zařízení přes otvor v zadním krycím kotouči. Třicet otvorů o průměru 10 mm a síťová gáza (rozměr prvku 0,1 mm) z nerezové oceli pak rozdělovaly vstupující vzduch rovnoměrně do prstencové komory před ucpávkou.

Rozložení tlaku v radiálním a axiálním směru bylo měřeno tlakovými odběry umístěnými v podpěrném kroužku kartáčové ucpávky (část kartáčové ucpávky, která drží štětiny na místě) a v povrchu rotoru. Radiální tlakové odběry byly umístěny ve čtyřech různých obvodových polohách. Každá sada obsahovala pět oddělených odběrů statického tlaku o průměru 0,25 mm vypálených laserem v podpěrném kroužku v rovnoměrných vzdálenostech mezi předním kotoučem a vnitřním průměrem podpěrného kroužku. Testovací díl obsahoval 24 axiálních tlakových vývodů o průměru 0,25 mm. Ty se nacházely v úhlových intervalech  $15^\circ$  a v axiálním směru byly vzájemně posunuty o 0,06 mm. S tímto uspořádáním se předpokládalo, že 11 tlakových vývodů je pod konci štětín. Zbývající tlakové vývody měly vyhovět očekávanému axiálnímu vychýlení štětín a nejistotě v přesném umístění kartáčové ucpávky v zařízení. Testy byly provedeny pro rozsah absolutních tlaků proudění od 107 kPa do 380 kPa a s konstantním výstupním absolutním tlakem 100 kPa. Tlaky byly měřeny pomocí 50-ti portového přístroje „Scanivalve“. Během testu byl každý z měřících portů otevřen po dobu 0,5 sekundy. Měření by se obvykle prováděla při určitých hodnotách tlaků proudění. Při těchto měřeních však existovaly jen malé rozdíly a uváděné výsledky tak mohly při vyhodnocování tohoto experimentálního výzkumu vycházet z průměrných hodnot.



Obr. 41 - Testovací zařízení [22]

### 5.1.2 Experimentální výzkum vlivu proudění skrze labyrintovou ucpávku na dynamické vlastnosti rotoru [23]

Na Shanghai Jiao Tong University byl prováděn experimentální výzkum vlivu úniku proudění labyrintovými ucpávkami, při přívodním tlaku 12 bar, na dynamické vlastnosti rotoru. Ten byl doplněn i o numerické výpočty totožného jevu. (pozn. labyrintové ucpávky podrobně popisuje výše uvedená kapitola 4.1)

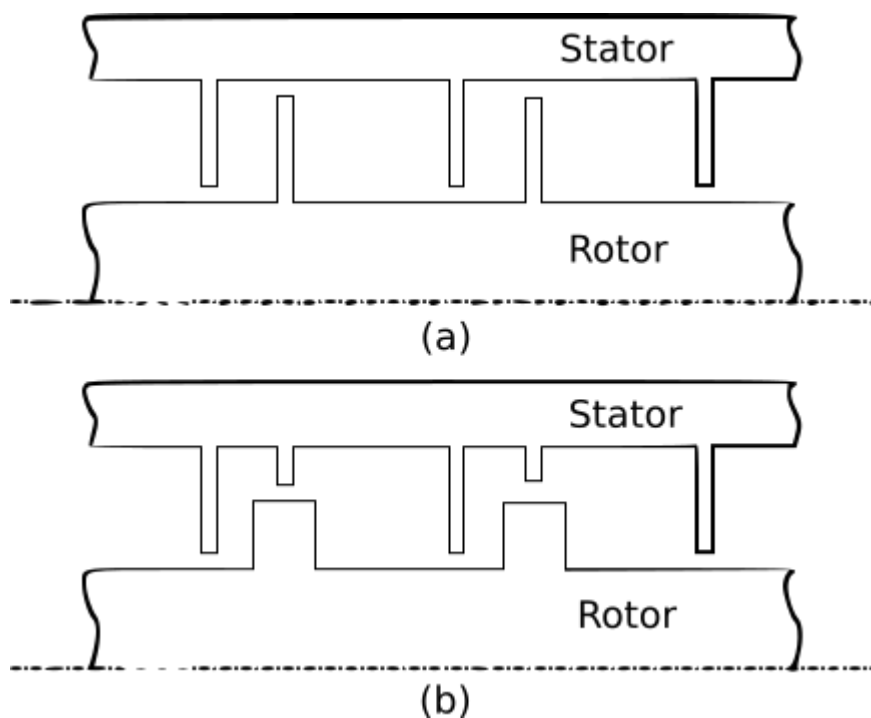
Vliv aerodynamického silového působení na rotor byl analyzován z hlediska axiálního rozložení středního statického tlaku, obvodového rozložení fluktuace tlaku, prvních kritických otáček a destabilizační rotační rychlosti rotoru. Experimentální výsledky ukázaly, že sinusové rozložení fluktuací statického tlaku na stěně statoru úzce souviselo s vířivým pohybem rotoru. První kritické otáčky rotoru byly sníženy aerodynamickým silovým působením, což vedlo k zintenzivnění destabilizace rotorového systému.

Experimentální měření byla provedena na rotorostatorovém modelu znázorněném na Obr. 43. Rotor byl uložen ve dvou ložiskách a poháněn stejnosměrným motorem o výkonu 7,5 kW přes převodovku (s převodovým poměrem 3:1) prostřednictvím kotoučové spojky. Maximální rychlost rotace dosahovala 9 000 ot/min (rpm). Mazací olej byl dodáván do oběhu přes ložiska a převodovku odstředivým čerpadlem.

Dvě identické sady labyrintových ucpávek se 44 těsnícími bříty byly symetricky uspořádány podél rotoru, aby se vyrovnala axiální aerodynamická silová působení. Tlaková nádoba s přívodním tlakem 12 bar byla použita k zásobování vysokotlakého vzduchu. Před experimenty byla tlaková nádoba naplněna atmosférickým vzduchem kompresorem. Mezi tlakovou nádobou a systémem s ucpávkami byl pak umístěn ventil, který udržoval požadovaný tlakový poměr. Vysokotlaký vzduch vystupující z tlakové nádoby protékal potrubím a ventilem, symetricky vstoupil do obou rotorových ucpávkových sad z horních a spodních vstupů a nakonec byl vypuštěn do atmosférického prostředí. Aby se zabránilo vibracím statoru při vysokých rotačních rychlostech rotoru, byl stator připojen ocelovými tyčemi k hlavní konstrukci experimentálního zařízení.

Je nutno poznamenat, že experimentální zařízení bylo speciálně navrženo pro vyměnitelné labyrintové ucpávky. Dva typy labyrintových ucpávek, znázorněné na Obr. 42, byly při tomto výzkumu srovnávány při tlakových poměrech  $n = 1, 3$  a  $6$ . Délka rotoru byla 1800 mm a délka každého souboru labyrintových ucpávek 220 mm. Předběžný výpočet před vlastními experimenty ukázal, že první kritické otáčky

rotorového systému bez úniku proudícího média ucpávkou (pro tlakový poměr  $n = 1$ ) byly okolo 3600 ot/min (rpm).

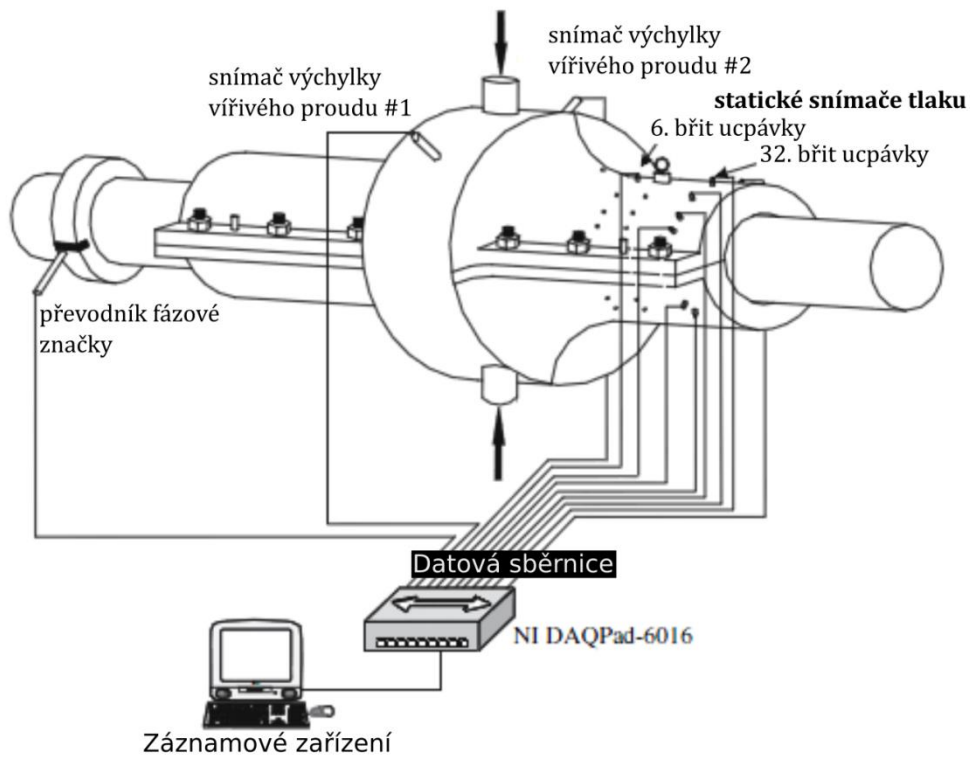
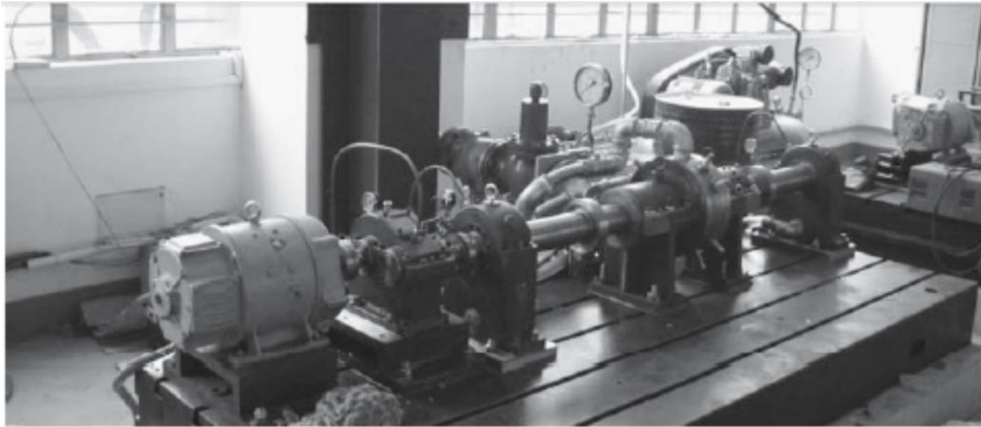


Obr. 42 - Dva experimentálně srovnávané typy labyrintových ucpávek - typy (a) a (b) [23]

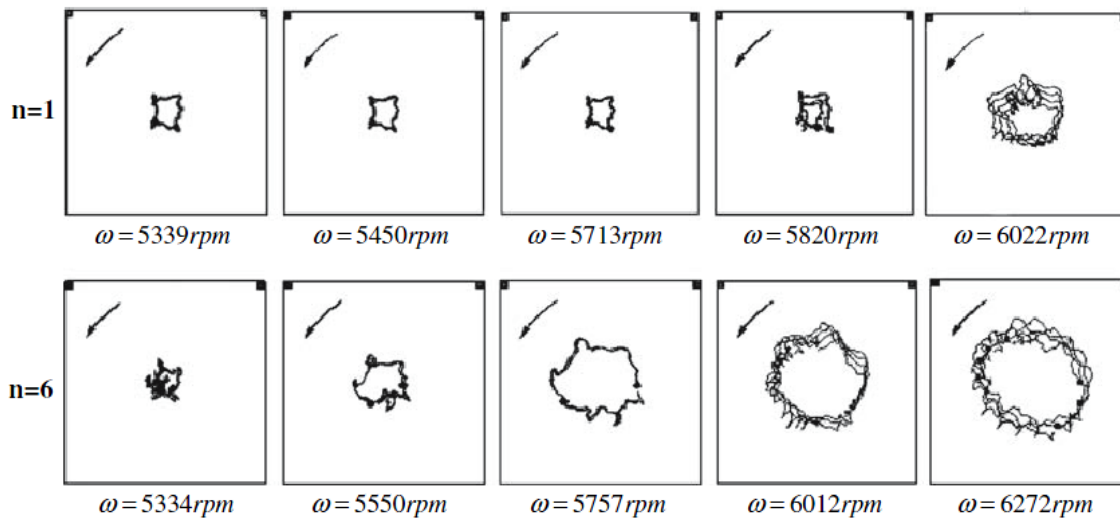
Jak je znázorněno na spodní části Obr. 43, tak dva snímače výchylky vířivého proudu byly ortogonálně umístěny na střední části rotoru pro měření posunů v čase vířivě se pohybujícího rotoru. Střední statická hodnota tlaku v blízkosti 6. a 32. břitu labyrintové ucpávky ve směru proudění pak byla stanovena použitím dvou statických snímačů tlaku namontovaných na vnitřní ploše statoru. Dále bylo, v blízkosti 32. břitu labyrintové ucpávky, ve statoru po obvodu vyvrtáno deset otvorů, pro příslušné dynamické snímače diferenciálního tlaku, za účelem zjištění fluktuace tlaku na stěně spojené s kmitavým pohybem rotoru.

Fázová značka, která byla použita k fázování průměru měřeného tlaku, byla získána pomocí fotoelektrického převodníku fázové značky. Souběžné získání výše uvedených signálů při vzorkovací frekvenci 8 kHz bylo provedeno pomocí softwaru LabVIEW a 16-ti kanálového A/D boardu (NI DAQPad-6016). (Pro každý signál bylo získáno celkem 40960 časových řad.)

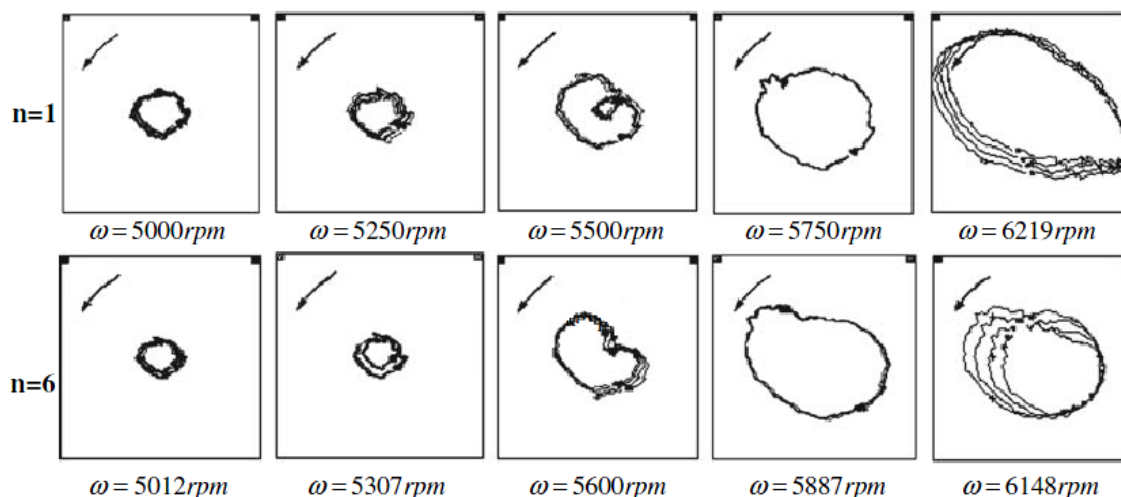
Za zmínku u tohoto výzkumu zcela jistě stojí i vybrané výsledky popisovaného experimentu, viz Obr. 44 a 45. Tento experiment totiž zcela jednoznačně potvrdil, že průtokové parametry jako tlak uvnitř labyrintových ucpávek jsou prostorově a časově spojeny s pohybem rotoru a mohou způsobovat jeho destabilizaci.



Obr. 43 - Rotoro-statorový model zkušebního zařízení (foto a schéma) [23]



Obr. 44 - Záznamy experimentálních měření orbitů rotoru pro případ s ucpávkou typu (a) [23]

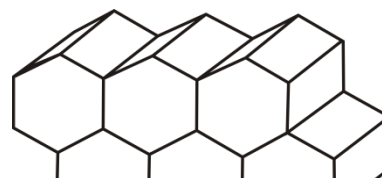


Obr. 45 - Znáornění experimentálních měření orbitů rotoru pro případ s ucpávkou typu (b) [23]

### 5.1.3 Experimentální výzkum těsnícího účinku voštinových ucpávek [24]

Jak již bylo zmíněno v kapitole 4.3, tak v současné době jsou voštinové ucpávky často používány v plynových turbínách, kompresorech nebo parních turbínách. A ve srovnání s tradičnějšími labyrintovými vynikají zejména svou tlumící schopností, která zabraňuje rotordynamickému kmitání. Z tohoto důvodu jsou ve vysokotlakých energetických strojích labyrintové ucpávky často nahrazovány právě voštinovými, a to zejména kvůli zajištění stabilnějšího provozu rotoru. Díky snížení rotordynamického kmitání lze navíc uvažovat menší provozní vůli, což patří mezi nesporné výhody právě tohoto typu ucpávky.

I přes široké užití voštinových ucpávek dosud nebyl stanoven uspokojivě přesný vzorec pro výpočet ztrát. Výzkum na Univerzitě Čching-chua v čínském Pekingu se proto zabýval experimentálním testováním tohoto typu ucpávek, aby bylo možno lépe zjišťovat únikové charakteristiky voštinových ucpávek a zajistit tak jejich správnou aplikaci.

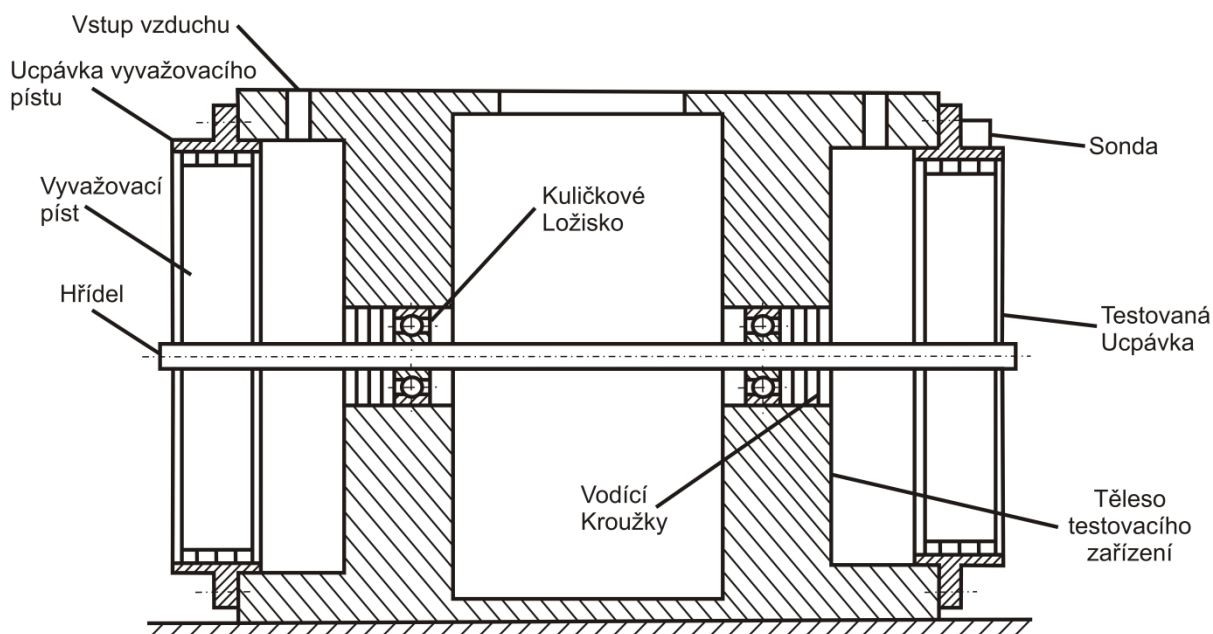


Obr. 46 - Detail voštinové struktury [24]

Experimentální zařízení je zobrazeno na Obr. 47. Rotor tohoto zařízení byl uváděn do pohybu řemenem, který byl napojen na motor, jenž byl kontrolován konvertorem střídavého proudu s nastavitelnou frekvencí. Testovací zařízení bylo vybaveno plynulou změnou otáček (pro 0 až 10 000 ot/min). Stlačený vzduch o tlaku 0,8 MPa byl po regulaci na požadovaný tlak vháněn skrz regulační ventil ze zásobníku do vstupní komory a následně unikl skrze ucpávku. Nashromážděný vzduch byl, pro určení míry úniku



proudícího média, měřen průtokoměrem (rotametrem). Dvě sondy na měření absolutního tlaku byly pak umístěny paralelně s osou rotoru na vstupu vzduchu a výstupu z ucpávky.

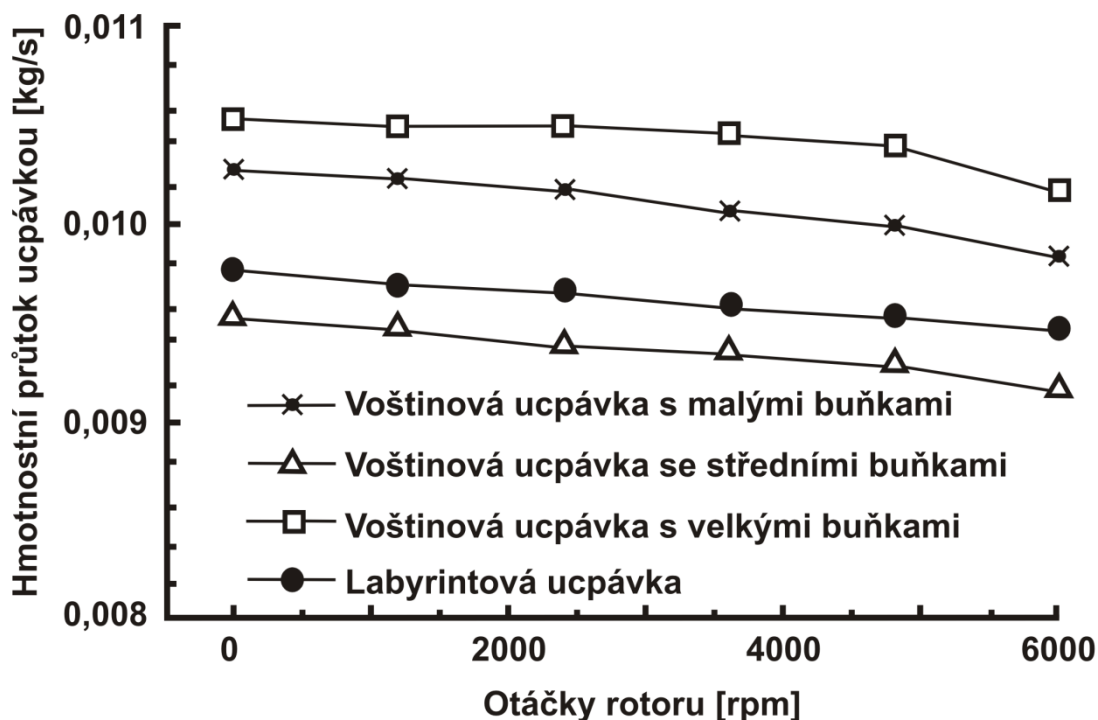


Obr. 47 - Schéma experimentálního zařízení [24]

Výstupem tohoto výzkumu bylo porovnání těsnících účinků tří typů voštinových ucpávek doplněné o porovnání s jednoduchou labyrintovou ucpávkou. Voštinové ucpávky se lišily pouze charakteristickým rozměrem šestiúhelníkových buněk, nikoli však jejich hloubkou. Hlavním cílem tohoto experimentálního výzkumu bylo vyhodnocení vlivu velikosti voštinové buňky na těsnící účinky tohoto typu ucpávky, při zohlednění dalších vlivů, jako byly otáčky rotoru nebo tlakový poměr.

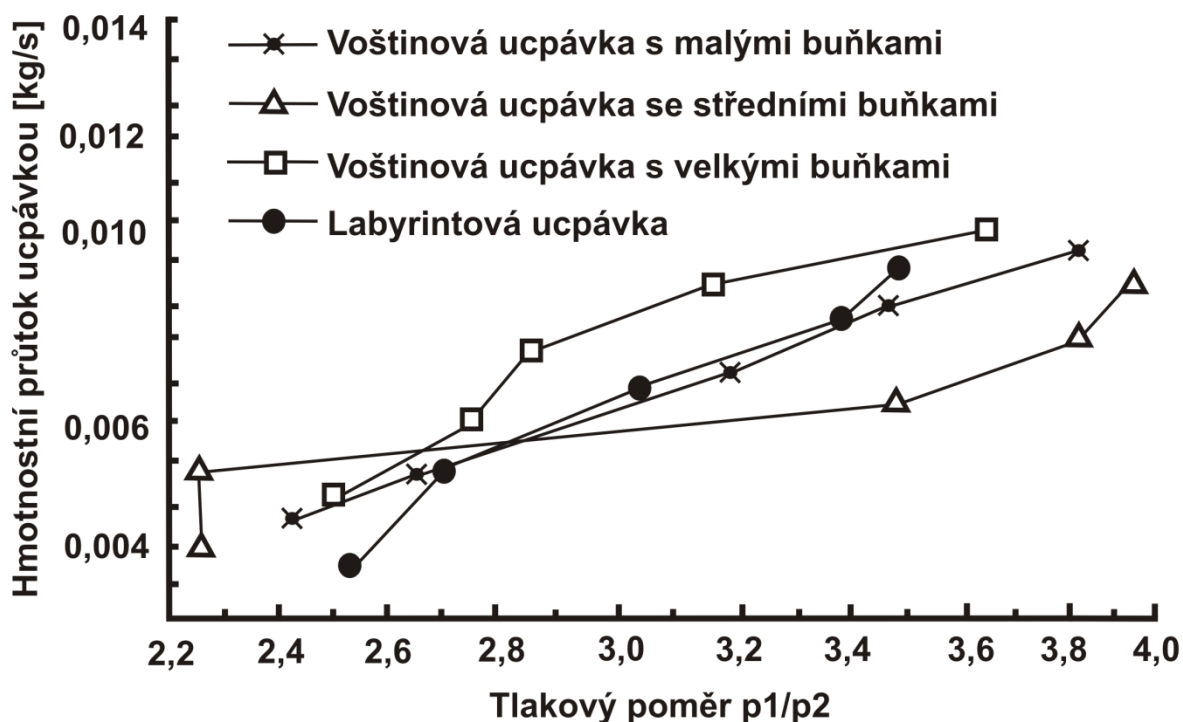
V grafu na Obr. 48 je názorně zobrazena závislost hmotnostního průtoku ucpávkou na otáčkách rotoru. Výsledky poměrně názorně ukazují, že s rostoucími otáčkami klesá hmotnostní průtok neboli únik ucpávkou.

Rozdíl hmotnostního průtoku ucpávkou mezi nehybným stavem rotoru a při 6000 otáčkách je 4,8% pro ucpávku s malými buňkami, 3,8% pro ucpávku se středními buňkami, 3% pro ucpávku s velkými buňkami a 2% pro labyrintovou ucpávku. Z toho tedy plyne, že otáčky rotoru mají na ztráty únikem ucpávkou poměrně značný vliv a zároveň, že tohoto efektu lze nejlépe využít u nejmenších voštinových buněk. Z grafu na Obr. 48 je pak ještě dále patrné, že volbu ideální voštinové ucpávky nelze zjednodušit na využití co nejmenších nebo největších buněk, ale je nutné hledat optimální variantu, neboť nejlepší těsnící účinky při experimentech vykazovala voštinová ucpávka se středně velkými buňkami.



Obr. 48 - Graf závislosti hmotnostního průtoku ucpávkou na otáčkách rotoru [24]

Mezi zajímavé výstupy tohoto experimentálního výzkumu lze ještě zahrnout měření závislosti hmotnostního průtoku ucpávkou na tlakovém poměru ( $p_1/p_2$ ). Z grafu na Obr. 49 je možno totiž snadno vyčíst, že únik ucpávkou ztelně roste se zvyšujícím se tlakovým poměrem, a že i v tomto případě dosahuje nejlepších těsnících vlastností ucpávka se středními buňkami.

Obr. 49 - Graf závislosti hmotnostního průtoku ucpávkou na tlakovém poměru  $p_1/p_2$  [24]

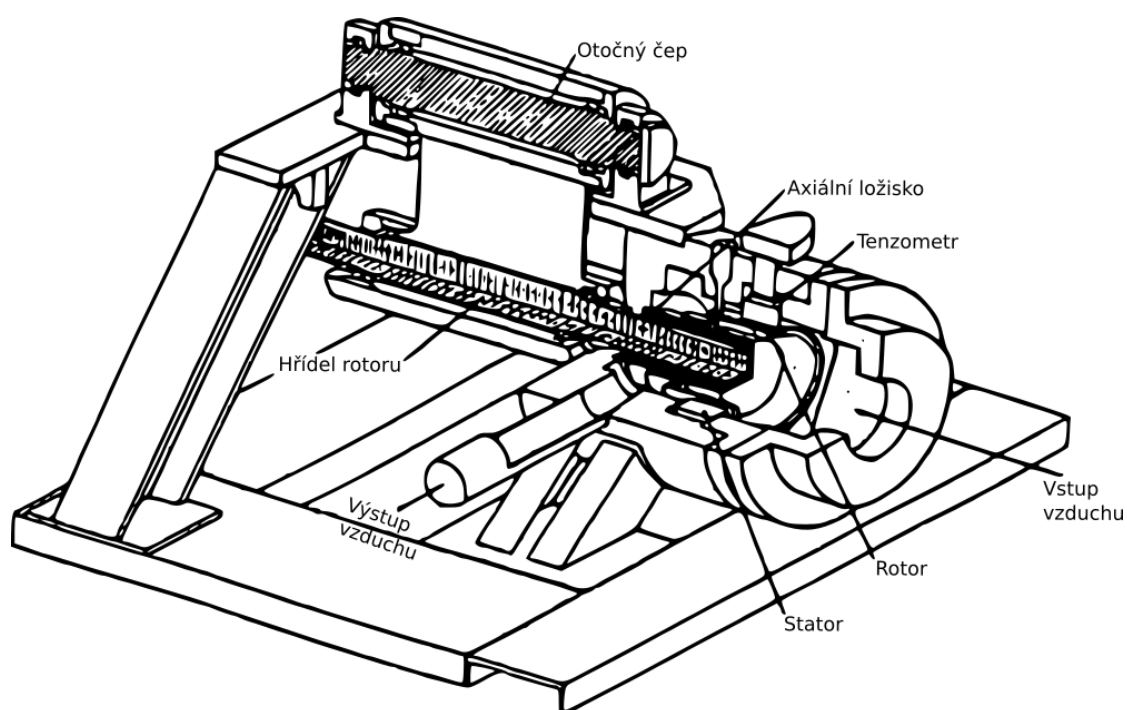
#### 5.1.4 Experimentální porovnání těsnících a rotor-dynamických vlastností voštinových a "Hole-pattern" ucpávek [25]

Voštinové ucpávky jsou atraktivním řešením pro snížení nežádoucího úniku páry díky svému vynikajícímu statickému a dynamickému výkonu. Nicméně jejich implementace do průmyslové praxe je do jisté míry zpožděna především z důvodu výrobní složitosti. Dále pak také proto, že mohou vážně poškodit hřídel, pokud dojde ke kontaktu.

Pro minimalizaci těchto problémů byly navrženy ucpávky typu „Hole pattern“, které jsou vyráběny vrtáním požadovaného vzoru otvorů do kovového pouzdra. Kromě evidentně jednodušší výroby řeší tento typ ucpávek i problém s možným nežádoucím třením, neboť může být vyroben z vysoce pevných plastových materiálů, u nichž je menší pravděpodobnost poškození hřídele během tření. (pozn. ucpávky typu „Hole-pattern“ podrobněji popisuje výše uvedená kapitola 4.4)

Experimentální výzkum na Texas A&M University ve Spojených státech amerických se zabýval právě testováním voštinových a „Hole pattern“ ucpávek, aby mohlo být předloženo uspokojivé porovnání těchto dvou „příbuzných“ typů hřídelových ucpávek.

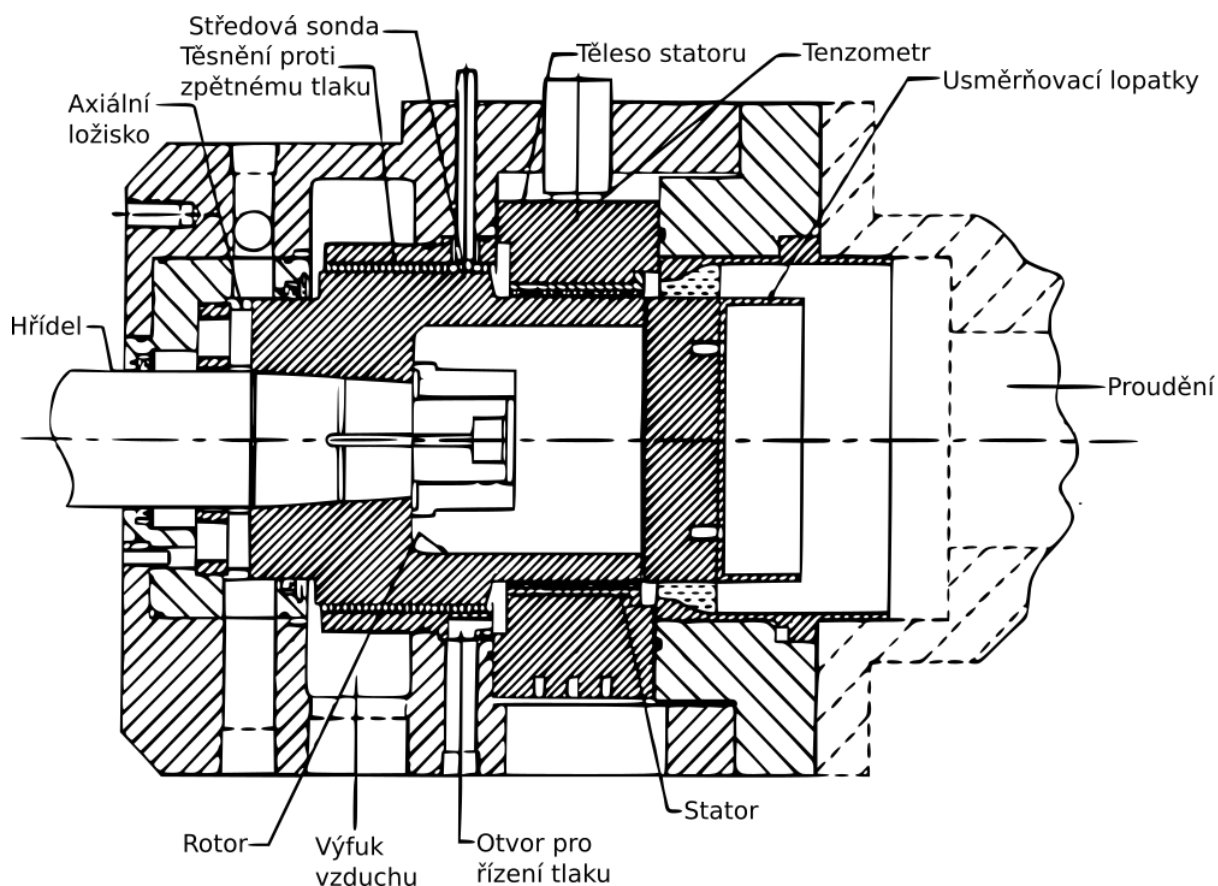
Zkušební zařízení používalo při těchto experimentech vzduch jako testovací tekutinu a bylo složeno z rotorové hřídele, která byla zavěšena (kyvadlovým způsobem) z horního, pevně uloženého čepu tak, jak je znázorněno na Obr. 50. Toto uspořádání umožňovalo horizontální statický a dynamický pohyb rotoru, zatímco excentrická vačka uvnitř již zmíněného čepu poskytovala statickou vertikální polohu rotoru.



Obr. 50 - Zkušební zařízení [25]

Rotor byl buzen horizontálně, hydraulickou kmitací hlavicí, která působila na těleso hřídele rotoru. Rozsah budící frekvence byl od 40 do 70 Hz. Buzení rotoru vytvářelo reakční síly ve statoru, které byly měřeny třemi tenzometry, které podpíraly ucpávku tříbodovým uchycením. Dva akcelerometry namontované ve směru X a Y se pak používaly k odečtení sil na tělese statoru kvůli vnějším zbytkovým vibracím.

Jak je znázorněno na Obr. 51, tak vysokotlaký vzduch vstupoval do měřícího prostoru z jedné strany zařízení a před vstupem do testované ucpávky procházel usměrňovacími lopatkami. Vstupní tlak byl ručně regulován řídicím ventilem umístěným před měřícím prostorem. Dále pak byl, otvory pro snížení (nebo zvýšení) tlakové ztráty ucpávkou, vefukován (nebo odebírán) vzduch. Zkušební zařízení poskytovalo tři rychlosti vstupního víření (žádné, střední nebo vysoké). Vstupní víření bylo řízeno dvěma usměrňovacími lopatkami, znázorněnými na Obr. 51, a sadou přímých lopatek. Výpočet vstupní obvodové rychlosti byl iniciován dělením objemového průtoku  $\dot{V}$  (měřeného turbínovým průtokoměrem) součtem ploch, které byly kolmé vůči výstupním úhlům lopatek.

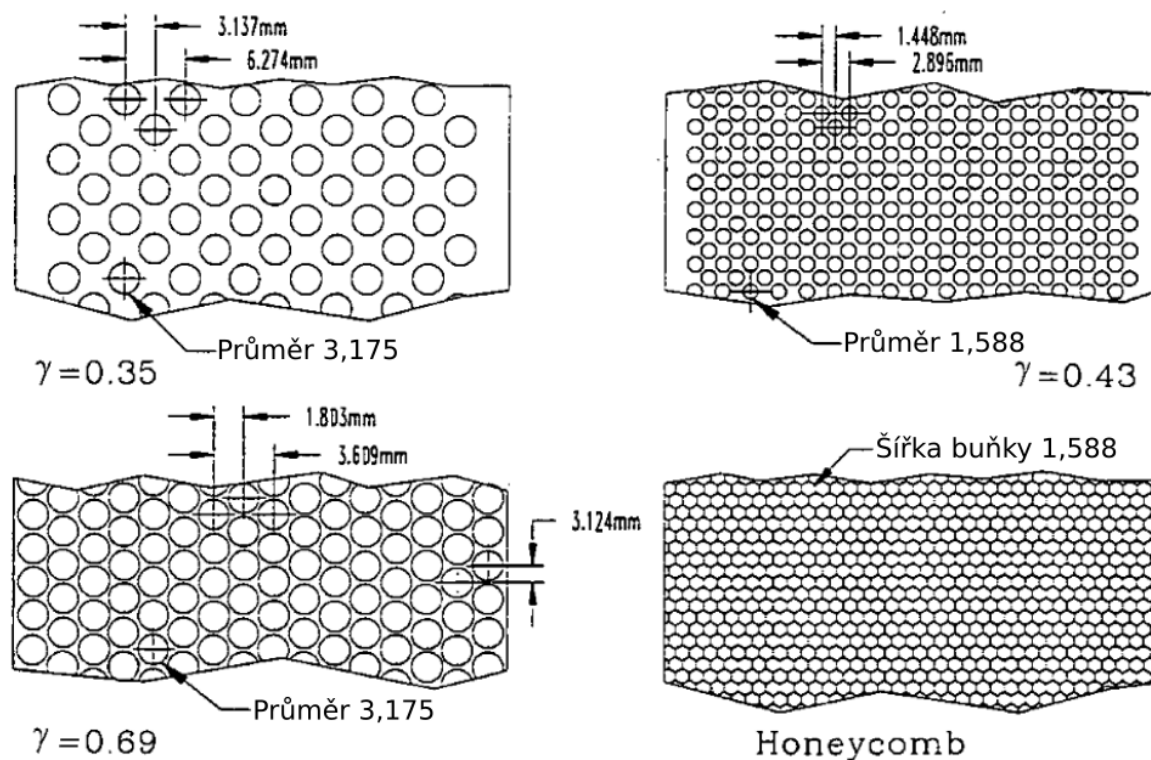


Obr. 51 - Řez zkušebním zařízením [25]

Použité zkušební zařízení, znázorněné na Obr. 50 a 51, umožňovalo studium účinků následujících šesti nezávislých testovacích parametrů na rotodynamické (např. tlumící) a těsnící vlastnosti různých typů ucpávek:

- 1) Otáčky rotoru
- 2) Vstupní tlak na ucpávku
- 3) Tlakový spád
- 4) Víření vstupní tekutiny
- 5) Hřídelová vůle ucpávky
- 6) Geometrie ucpávky

Nicméně experimenty v tomto výzkumu se zabývaly především vlivem prvních čtyř výše uvedených parametrů (otáčky rotoru, vstupní tlak na ucpávku, tlakový spád a víření vstupní tekutiny). Co se týká hřídelové vůle ucpávky, tak ta mohla být změněna výměnou rotoru. Během tohoto výzkumu byla každá ucpávka testována se dvěma velikostmi hřídelových vůlí (0,23 a 0,30 mm).



Obr. 52 - Povrchová geometrie testovaných ucpávek [25]

V této části se popisovaný experimentální výzkum zabýval třemi „Hole pattern“ ucpávkami s různými povrchovými konfiguracemi a jednou voštinovou, neboli „Honeycomb“ ucpávkou. Všechny testované ucpávky měly stejný průměr (52 mm), délku (50,8 mm) a hloubku buněk (děr nebo voštin - 2,29 mm). Povrchová geometrie

jednotlivých testovaných ucpávek je znázorněna na Obr. 52, v němž parametr  $\gamma$  vyjadřuje poměrnou plochu děr, definovanou jako:

$$\gamma = \frac{\text{Plocha děr ucpávky}}{\text{Plocha celé ucpávky}} \quad (5.1.4-1)$$

Z celé řady naměřených hodnot různých vlastností bylo možno z tohoto experimentálního výzkumu vyvodit následující stěžejní závěry:

- a) Všechny testované varianty „Hole pattern“ ucpávek obecně zajišťovaly lepší efektivní tlumení rotoru než ucpávka voštinová.
- b) Při nejvyšší hodnotě vstupního tlaku a současně při nižším tlakovém spádu (při nejvyšší hodnotě tlakové ztráty) měla „Hole pattern“ ucpávka, s parametry  $d = 3,175$  mm a  $\gamma = 0,69$ , v průměru dokonce o 12% lepší těsnící účinek než porovnávaná ucpávka voštinová. Nicméně, míra úniku proudícího média u ostatních dvou testovaných „Hole pattern“ ucpávek byla převážně vyšší než u výše zmíněné voštinové ucpávky.
- c) Na základě výsledků tohoto experimentálního výzkumu a porovnání příslušných naměřených hodnot, lze říci, že „Hole pattern“ ucpávky mohou být velice dobrou alternativnou ucpávek voštinových.

## 6 Konstrukční návrh úprav turbíny VT-400

Tato část se zabývá návrhem konstrukčních úprav turbíny VT-400 umožňujících výzkum proudění hřídelovou ucpávkou. VT-400 je jednostupňová vzduchová turbína, která slouží jak k vědecko-výzkumné činnosti, tak k výukovým účelům.

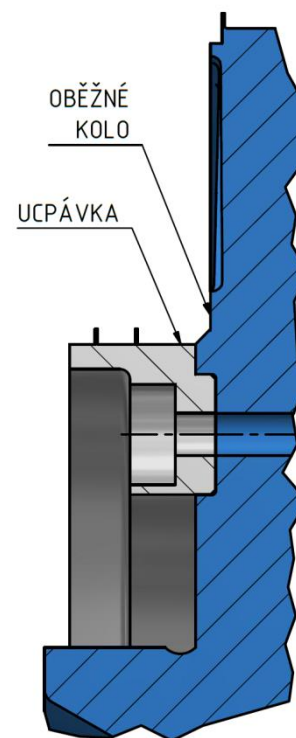
V současné době je hřídelová ucpávka turbíny VT-400 řešena upnutím kotouče s těsníci břity přímo na oběžné kolo, viz Obr. 53. Níže předkládaná konstrukční řešení se proto zabírají alternativami tohoto provedení uchycení tak, aby bylo možné na turbíně VT-400 experimentálně zkoumat hřídelové ucpávky.

Nynější řešení využívá k vymezení přesné polohy ucpávky drážku v oběžném kole. Vlastní upevnění je pak řešeno šroubovým spojem ucpávky s oběžným kolem. Vzhledem k limitovaným možnostem dalších úprav, byly tyto prvky ve větší či menší míře použity pro zvažované konstrukční návrhy.

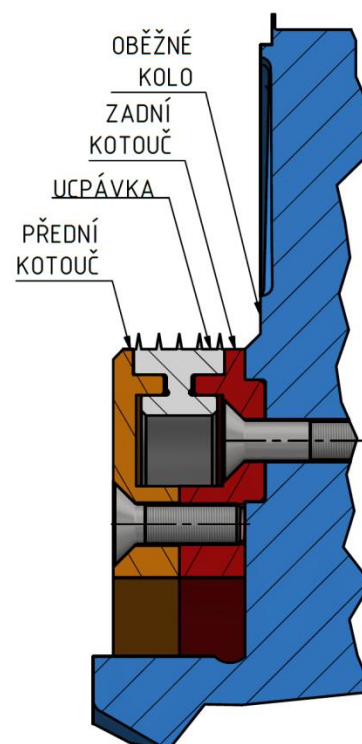
### 6.1 Konstrukční návrh 1

První konstrukční návrh uchycení hřídelové ucpávky využívá drážku i otvory v oběžném kole v původním stavu. Toto řešení je složeno ze dvou kotoučů, které svírají vlastní ucpávku a zároveň vymezují její polohu, viz Obr. 54. Zadní kotouč je přichycen pomocí šroubového spoje v drážce oběžného kola a je v něm zasazena ucpávka. Přední kotouč pak zajišťuje sevření ucpávky a je přichycen k zadnímu pomocí šroubů zašroubovaných do závitových děr zadního kotouče.

Toto řešení umožňuje využití celistvého disku ucpávky a tedy její poměrně snadnou instalaci. Nicméně za hlavní přednost tohoto řešení lze považovat skutečnost, že není nutné další obrábění oběžného kola, neboť jsou plně využity současné možnosti



Obr. 53 - Současné řešení



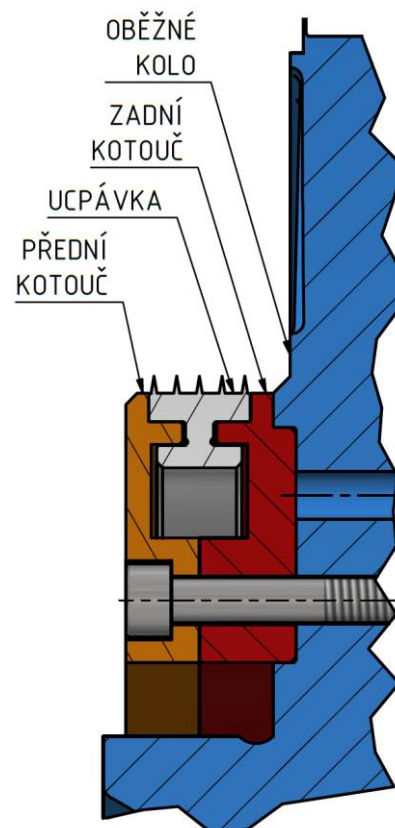
Obr. 54 - Konstrukční návrh 1

uchycení. Další nespornou výhodou je minimální složitost výroby obou disků, protože se jedná pouze o tvarově jednoduché rotační součásti. Za slabinu tohoto řešení lze označit poměrně značné množství šroubových spojů, které je oproti současnému stavu dvojnásobné (šrouby v oběžném kole a mezi kotouči).

## 6.2 Konstrukční návrh 2

Druhý konstrukční návrh upevnění hřídelové ucpávky je pak obdobou návrhu prvního. Oproti předchozímu ale nevyužívá drážku ani otvory v oběžném kole v původním stavu.

I toto řešení je složeno ze dvou kotoučů, které svírají vlastní ucpávku a zároveň vymezují její polohu, viz Obr. 55. Nicméně v tomto návrhu byly provedeny změny na oběžném kole turbíny. Byla značně rozšířena drážka a vyvrtána nová řada otvorů na menším roztečném průměru. Důvodem těchto úprav je zjednodušení konstrukce. V prvním návrhu je totiž využito dvojnásobného počtu šroubových spojů z důvodu limitace montážního prostoru vlastní ucpávkou. Posunutí šroubových spojů v oběžném kole na menší roztečný průměr ale umožní použití dlouhých šroubů procházejících skrz oba kotouče i oběžné kolo turbíny.



Obr. 55 - Konstrukční návrh 2

Vzhledem k obdobnému principu uchycení ucpávky, umožňuje i toto řešení využití jejího celistvého disku a tedy i její poměrně snadnou instalaci. Za další výhodu lze i zde považovat minimální složitost výroby obou disků, protože se jedná pouze o tvarově jednoduché rotační součásti. Oproti prvnímu návrhu je toto řešení dokonce ještě výrobně jednodušší. Vzhledem k nutnosti obrábění oběžného kola se však jedná o výrobně náročnější variantu, neboť by se při realizaci musela řešit i manipulace a upnutí oběžného kola při obrábění nezbytných konstrukčních změn. Nespornou výhodou je pak, ve srovnání s první variantou, potřeba jen polovičního počtu šroubových spojů (pouze jedna průchozí řada šroubů).

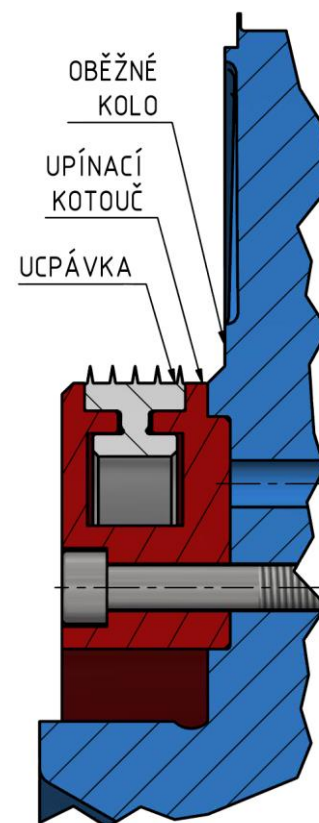


### 6.3 Konstrukční návrh 3

Třetí konstrukční varianta uchycení hřídelové ucpávky se značně liší od prvního i druhého návrhu. Toto řešení totiž není složeno ze dvou kotoučů, ale využívá pouze jeden upínací kotouč, viz Obr. 56. Ten má po obvodě vyrobenou „T-drážku“ a je z výrobních i montážních důvodů rozdělen na dvě poloviny. Testovaná ucpávka proto musí být složena ze dvou nebo více dílů. I tato varianta vyžaduje změny na oběžném kole turbíny. Stejně jako v předchozím řešení byla značně rozšířena drážka a vyvrtána nová řada otvorů na menším roztečném průměru. Důvodem těchto úprav je opět limitace montážního prostoru vlastní ucpávkou, která vyžaduje posunutí šroubových spojů v oběžném kole na menší roztečný průměr.

Je zřejmé, že hlavní výhodou tohoto řešení je jednoduché upnutí ucpávky, která se pouze nasune do „T-drážky“ upínacího kotouče, jehož dvě části jsou přichyceny k oběžnému kolu turbíny pouze jednou řadou šroubů. Nicméně toto řešení s sebou nese i celou řadu nevýhod:

- 1) Neumožňuje oproti předchozím variantám využití celistvého disku ucpávky.
- 2) Výroba „T-drážky“ po obvodě upínacího kotouče je značně složitá. Obzvláště ve srovnání s první a druhou variantou se jedná o značný nepoměr výrobní náročnosti.
- 3) Stejně jako ve druhém konstrukčním návrhu je nutné i obrábění oběžného kola, které, jak již bylo zmíněno výše, zvyšuje náročnost realizace celého řešení.



Obr. 56 - Konstrukční návrh 3

### 6.4 Vyhodnocení uvažovaných variant

Pro určení, která z navrhovaných variant uchycení hřídelové ucpávky je tou nejlepší volbou, bylo nutno určit a zohlednit podstatné vlastnosti jednotlivých konstrukčních řešení. Pro výběr bylo stanoveno 5 následujících rozhodujících kritérií:

- |  |                            |
|--|----------------------------|
| 1) Složitost výroby upínacích členů ucpávek (K1) | 4) Montážní složitost (K4) |
| 2) Hmotnost návrhu (K2)                          | 5) Celistvost ucpávky (K5) |
| 3) Nutnost zásahu do existující konstrukce (K3)  |                            |

Vlastní volba nejlepší konstrukční varianty pak proběhla na základě všech pěti výše definovaných kritérií (K1 až K5) pomocí tzv. bodové metody (viz Tabulka 2) a váha jednotlivých kritérií byla vyhodnocena pomocí tzv. metody párového srovnání (viz Tabulka 1).

Váha jednotlivých kritérií byla stanovena jejich vzájemným porovnáním plynoucího z úvahy o důležitosti jednotlivých vlastností, které tato kritéria představují:

$$K1 > K2 > K3 > K4 = K5$$

Největší váha byla dána výrobní složitosti návrhu (K1), a to především z toho důvodu, že tvoří pravděpodobně hlavní rozdíl mezi zamýšlenými variantami a zároveň má značný vliv na případnou vlastní realizaci zvoleného řešení.

	K1	K2	K3	K4	K5	$\Sigma$	Koeficient důležitosti
K1		1	1	1	1	4	0,4
K2	0		1	1	1	3	0,3
K3	0	0		1	1	2	0,2
K4	0	0	0		0,5	0,5	0,05
K5	0	0	0	0,5		0,5	0,05

Tabulka 1 - Vyhodnocení míry důležitosti metodou párového srovnání

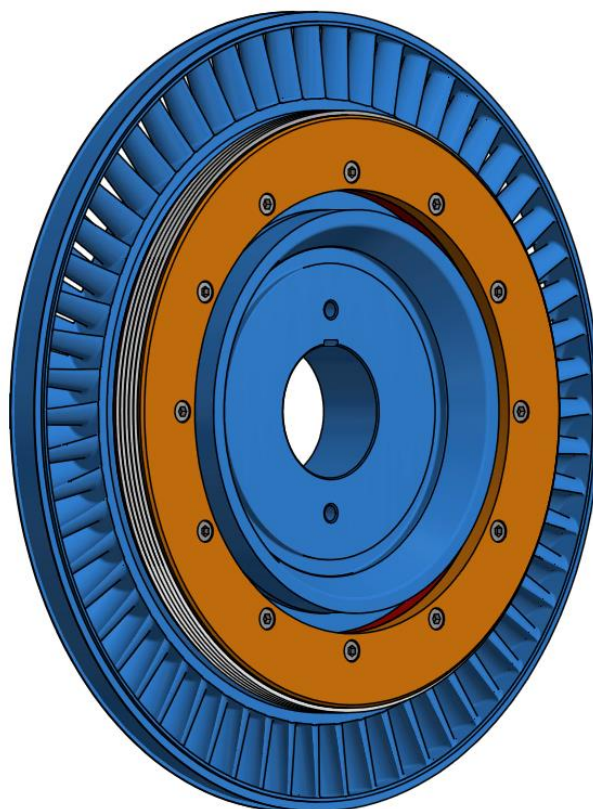
Po stanovení vah dílčích kritérií byly jednotlivé varianty ohodnoceny pomocí výše zmíněné bodové metody. Body byly uděleny od 1 do 3, přičemž 1 je nejhorší a 3 je nejlepší hodnocení. Níže (v tabulce 2) je uvedeno toto ohodnocení. Body v tabulce 2 jsou navíc rovnou pronásobeny jednotlivými koeficienty důležitosti.

Varianta	K1	K2	K3	K4	K5	$\Sigma$	Pořadí
Konstrukční návrh 1	0,8	0,9	0,6	0,05	0,15	2,5	2.
Konstrukční návrh 2	1,2	0,9	0,2	0,1	0,15	2,55	1.
Konstrukční návrh 3	0,4	0,9	0,2	0,15	0,05	1,7	3.

Tabulka 2 - Vyhodnocení nejlepší konstrukční varianty bodovou metodou

Na základě vyhodnocení pomocí bodové metody (viz Tabulka 2) je zřejmé, že jako nejvhodnější řešení uchycení hřídelové ucpávky na turbíně VT-400 se jeví konstrukční návrh 2. Po zhodnocení všech výše uvedených kritérií (složitost výroby upínacích členů ucpávek, hmotnost návrhu, nutnost zásahu do existující konstrukce, montážní složitost a celistvost ucpávky), totiž jeho hodnocení vyšlo nepatrně lépe než pro konstrukční návrh 1 a podstatně lépe než v případě konstrukčního návrhu 3.

Výhodu tohoto řešení je především jednoduchost výrobní i montážní a možnost testování nedělené ucpávky. Oproti první variantě víceméně zaostává pouze v nutnosti konstrukčních změn přímo na oběžném kole. Co se týká kritéria hmotnosti konstrukčního řešení, tak to se během vyhodnocení ukázalo být zbytečným, neboť jednotlivé varianty vykazaly pouze minimální hmotnostní rozdíly, a tudíž zanedbatelný vliv na případné náklady nebo funkčnost.



**Obr. 57 - Oběžné kolo s nejvýhodnějším konstrukčním návrhem**

## Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo vytvořit přehled o hřídelových ucpávkách používaných v současných parních turbínách, zpracování rešerše experimentálního výzkumu proudění hřídelovými ucpávkami a navržení konstrukčních úprav jednostupňové turbíny VT-400, umožňujících výzkum proudění hřídelovou ucpávkou.

V současných parních turbínách jsou vedle tradičních labyrintových ucpávek s různou intenzitou používané i další typy hřídelových ucpávek. Jedná se konkrétně o kartáčové ucpávky, voštinové ucpávky, „Hole pattern“ ucpávky, „Rectangular-cellular“ ucpávky nebo obrusitelné ucpávky.

Studie rozebírané v této práci představují určitý průřez různými publikovanými experimentálními výzkumy. V prvním popisovaném výzkumu je rozebíráno komplexní testování kartáčových ucpávek na University of Sussex v anglickém Brightonu. Druhý představený výzkum se zabývá vlivem proudění skrze labyrintovou ucpávku na dynamické vlastnosti rotoru a představuje poměrně zajímavé výsledky experimentálně naměřených orbitů rotoru pro případy s odlišnými typy labyrintových ucpávek. Třetí představená studie se zabývá různorodými vlivy na hmotnostní průtok skrze různá provedení voštinových ucpávek. A konečně čtvrtý, poslední rozebíraný experimentální výzkum, se zabývá porovnáním těsnících a rotor-dynamických vlastností voštinových a výrobně jednodušších "Hole-pattern" ucpávek prováděného na Texas A&M University ve Spojených státech. Tento výzkum prokazuje, že „Hole pattern“ ucpávky mohou být velice dobrou alternativou ucpávek voštinových a navíc, že obecně zajišťují lepší efektivní tlumení rotoru než právě ucpávky voštinové.

Návrh konstrukčních úprav jednostupňové turbíny VT-400, umožňujících výzkum proudění hřídelovou ucpávkou, je pak řešen v poslední části této práce. Byla představena celkem tři možná řešení upevnění testovaných hřídelových ucpávek, z nichž byla jako nejvhodnější varianta určena druhá navrhovaná konstrukční varianta. Zhodnocení proběhlo, po stanovení podstatných kritérií (složitost výroby upínacích členů ucpávek, hmotnost návrhu, nutnost zásahu do existující konstrukce, montážní složitost a celistvost ucpávky), pomocí bodové metody. Výhodou zvoleného konstrukčního řešení je především jeho jednoduchost výrobní i montážní a možnost testování nedělené ucpávky. Za jeho nevýhodu, ve srovnání s ostatními variantami, lze považovat pouze nutnost konstrukčních změn přímo na oběžném kole.

## Seznam literatury a použitých zdrojů

- [1]. **KADRNOŽKA, Jaroslav.** *Lopatkové stroje*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2013.
- [2]. **KEMKA, Vladislav, BARTÁK, Jiří, MILČÁK, Petr, ŽITEK, Pavel.** *STAVBA A PROVOZ STROJŮ - Stroje a zařízení*. Praha : INFORMATORIUM, 2009.
- [3]. **BEČVÁŘ, J. a kolektiv.** *Tepelné turbíny*. Praha : SNTL, 1968.
- [4]. **ŠKOPEK, Jan.** *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2010.
- [5]. **ŽITEK, Pavel.** *Parní turbíny - přednáška*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2014.
- [6]. **LINHART, Jiří.** *Termomechanika, stručné učební texty*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2010.
- [7]. —. *Mechanika tekutin I*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2009.
- [8]. **URUBA, Václav.** *TURBULENCE*. Praha : České vysoké učení technické v Praze, 2014.
- [9]. **MAREŠ, Radim.** *Kapitoly z termomechaniky*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2009.
- [10]. **ŠČEGLJAJEV, Andrej Vladimirovič.** *Parní turbíny: teorie tepelného děje a konstrukce turbín 1. svazek*. [překl.] BĚLÍK Luděk a VILETA, Jan. Praha : SNTL, 1983.
- [11]. **KADRNOŽKA, Jaroslav.** *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2004.
- [12]. **BILLEN, Emanuel.** *Prezentace: Advanced Sealing Technology For Steam Path Efficiency Improvement Above OEM Design (Guardian & Vortex Shedder Sealing System)*. místo neznámé : Turbo Parts, LLC, 2016.
- [13]. **KRAJÍČ, Ladislav.** *Parní turbíny a příslušenství*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2017.
- [14]. **NEUIMIN, V. M.** *Steam Turbine Flow Path Seals (a Review)*. *Thermal Engineering*. 2018, Sv. 65, 3.
- [15]. **BOYCE, Meherwan P.** *Gas Turbine Engineering Handbook Second Edition*. Houston : Gulf Professional Publishing, 2002.
- [16]. **LI, Jun, YAN, Xin, FENG, Zhenping, OBI, Shinnosuke.** *Study on the Leakage Flow Field in the Shaft Brush Seal of Steam Turbines*. Beijing, China : The 4th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering, 2008.
- [17]. **WEI, Yuan, CHEN, Zhaobo, JIAO, Yinghou, DU, Xin, ZHANG, Zhouqiang.** *Effects of Clearance on Leakage Flow Characteristics of Labyrinth Brush Seal*. Switzerland : Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, Mechanisms and Machine Science 21, 2015.
- [18]. **FLITNEY, Robert.** *Seals and Sealing Handbook (Fifth Edition)*. Amsterdam, Netherlands : Elsevier, 2007. 978-1-85617-461-9.
- [19]. *Honeycomb-Brazing Essentials for Successful Use As Turbine Seals*. *VAC AERO*. [Online] 17. srpen 2010. [Citace: 22. březen 2018.] <https://vacaero.com/information->

resources/vacuum-brazing-with-dan-kay/866-honeycomb-brazing-essentials-for-successful-use-as-turbine-seals.html.

[20]. Abradable Seals. *TECHNETICS GROUP*. [Online] [Citace: 14. březen 2018.] [http://technetics.com/bin/Abradable%20Seals\\_low%20res.pdf](http://technetics.com/bin/Abradable%20Seals_low%20res.pdf).

[21]. Abradable seals - technical articles. *TECHNETICS GROUP*. [Online] [Citace: 14. březen 2018.] [http://technetics.com/products/sealing-solutions/abradable-seals/#technical\\_articles](http://technetics.com/products/sealing-solutions/abradable-seals/#technical_articles).

[22]. **BAYLEY, F. J., LONG, C. A.** *A Combined Experimental and Theoretical Study of Flow and Pressure Distributions in a Brush Seal*. Cologne, Germany : International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1992.

[23]. **LIU, Y. Z., WANG, W. Z., CHEN, H. P., GE, Q., YUAN, Y.** Influence of leakage flow through labyrinth seals. *Springer-Verlag 2007*. 2007.

[24]. **HE, Li-dong, YUAN, XiN, , JIN, Yan, ZHU, Zhen-you.** Experimental Investigation of the Sealing Performance of Honeycomb Seals. *CHINESE JOURNAL OF AERONAUTICS*. 2001.

[25]. **YU, Zeping, CHILDS, Dara W.** A COMPARISON OF EXPERIMENTAL ROTORDYNAMIC COEFFICIENTS AND LEAKAGE CHARACTERISTICS BETWEEN HOLE-PATTERN GAS DAMPER SEALS AND HONEYCOMB SEAL. *International Gas Turbine 8s Aeroengine Congress & Exhibition*. 1997.

[26]. Turbine Labyrinth Seal. *INDIAMART*. [Online] 20. leden 2018. <https://www.indiamart.com/proddetail/turbine-labyrinth-seal-13540917233.html>.

[27]. Gas Turbine Brush Seals. *Waukesha Bearings*. [Online] [Citace: 12. březen 2018.] <https://www.waukbearing.com/en/engineered-fluid-film/product-lines/brush-seals/gas-turbine-brush-seals/>.

[28]. Applications for ECG Machines. *Tridex Technology*. [Online] [Citace: 20. březen 2018.] <http://www.tridextech.com/en/applications-for-ecg-machines/>.

[29]. Hole Pattern Seals. *Bearings Plus*. [Online] [Citace: 23. březen 2018.] <https://www.bearingsplus.com/sealing-technologies/damper-seals/hole-pattern-seals/>.

[30]. **PEKRIS, M. J., FRANCESCHINI, G., GILLESPIE, D. H.** An Investigation of Flow, Mechanical, and Thermal Performance of Conventional and Pressure-Balanced Brush Seals. *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*. 2014.

## Seznam obrázků

Obr. 1 – Obecný příklad lopatkového stroje - radiální odstředivé čerpadlo [2] .....	12
Obr. 2 - Změna rychlosti tekutiny v turbínové lopatkové mříži (T) a v kompresorové lopatkové mříži (K) [1] .....	13
Obr. 3 - Charles A. Parsons [4].....	15
Obr. 4 - Axiální parní turbína [5].....	15
Obr. 5 - T – s diagram R-C cyklu [10].....	18
Obr. 6 - Skutečný průběh expanze páry v turbíně zobrazený v i-s diagramu [10] .....	18
Obr. 7 - Podrobně popsany průběh expanze páry v turbíně zobrazený v i-s diagramu [11] .....	19
Obr. 8 - Schéma turbínového stupně [12].....	21
Obr. 9 - Profily rozváděcí a oběžné lopatkové mříže a rychlostní trojúhelníky rovnotlakého stupně [10].....	22
Obr. 10 - Expanze páry v turbínovém stupni znázorněná v "i-s" diagramu [10].....	22
Obr. 11 - Proudění páry oběžnou lopatkovou mříží [10] .....	23
Obr. 12 - Rychlostní trojúhelník turbínového stupně [10].....	24
Obr. 13 - Řez rovnotlakým stupněm s průběhem rychlostí a tlaků [5] .....	29
Obr. 14 - Řez přetlakovým stupněm s průběhem rychlostí a tlaků [5] .....	31
Obr. 15 – Řez Curtisovým stupněm s průběhem rychlostí a tlaků [5] .....	32
Obr. 16 - Srovnání průběhu termodynamické lopatkové účinnosti $\eta_{td1}$ jednotlivých typů stupňů (1 – Curtisův třírychlostní, 2 – Curtisův dvourychlostní, 3 - rovnotlaký, 4 - přetlakový) a poměrného tepelného spádu $h_0/h_{0a}$ [11] .....	33
Obr. 17 - Podíl ztrát únikem páry na celkových ztrátách parní turbíny [12] .....	36
Obr. 18 - Fotografie základních labyrintových ucpávek [26].....	37
Obr. 19 - Nejjednodušší labyrintová ucpávka (tzv. nepravý labyrint) [15].....	38
Obr. 20 - Drážkovaná labyrintová ucpávka (tzv. pravý labyrint) [15].....	38
Obr. 21 - Rotační typ labyrintové ucpávky [15].....	38
Obr. 22 - Rotační typ labyrintové ucpávky [15].....	38
Obr. 23 – Jednoduchá labyrintová ucpávka s tlumením a ventilací [15] .....	39
Obr. 24 - Tlumená stupňovitá labyrintová ucpávka [15] .....	39
Obr. 25 - Znázornění ostrých hran na ucpávce [15] .....	39
Obr. 26 - Uvažovaná dlouhá tepelně izolovaná (adiabatická) trubka [6].....	40
Obr. 27 - Průběh adiabatické, neizoentropické expanze v trubici [6].....	41
Obr. 28 - Kompletní Fannova křivka [6].....	43
Obr. 29 - Porovnání Fannovy křivky pro stav s labyrintovou ucpávkou a bez ucpávky [6] .....	44
Obr. 30 - Fotografie kartáčové ucpávky [27].....	45

Obr. 31 - Schématický obrázek kartáčové ucpávky [16] .....	45
Obr. 32 - Schéma kombinované labyrintové-kartáčové ucpávky [17] .....	46
Obr. 33 - Fotografie voštinové ucpávky [28].....	47
Obr. 34 - Schéma voštinového průřezu s bodovými svary v uzlových bodech [19].....	47
Obr. 35 - Schéma kombinované labyrintové-voštinové ucpávky [18].....	47
Obr. 36 - Fotografie „Hole-pattern“ ucpávky s detailem struktury [29] .....	48
Obr. 37 - Porovnání míry úniku ucpávkou v závislosti na tlakovém poměru [18] .....	48
Obr. 38 - Fotografie „Rectangular-cellular“ ucpávky s detailem struktury [14] .....	49
Obr. 39 - Fotografie ohrubitelných ucpávek [20] .....	50
Obr. 40 - Schéma detailu kartáčové ucpávky [30] .....	51
Obr. 41 - Testovací zařízení [22] .....	52
Obr. 42 - Dva experimentálně srovnávané typy labyrintových ucpávek – typy (a) a (b) [23] .....	54
Obr. 43 - Rotoro-statorový model zkušebního zařízení (foto a schéma) [23] .....	55
Obr. 44 - Znázornění experimentálních měření orbitů rotoru pro případ s ucpávkou typu (a) [23].....	55
Obr. 45 - Znázornění experimentálních měření orbitů rotoru pro případ s ucpávkou typu (b) [23].....	56
Obr. 46 - Detail voštinové struktury [24].....	56
Obr. 47 - Schéma experimentálního zařízení [24].....	57
Obr. 48 - Graf závislosti hmotnostního průtoku ucpávkou na otáčkách rotoru [24] .....	58
Obr. 49 - Graf závislosti hmotnostního průtoku ucpávkou na tlakovém poměru $p_1/p_2$ [24] .....	58
Obr. 50 - Zkušební zařízení [25] .....	59
Obr. 51 - Řez zkušebním zařízením [25].....	60
Obr. 52 - Povrchová geometrie testovaných ucpávek [25] .....	61
Obr. 53 - Současné řešení .....	63
Obr. 54 - Konstrukční návrh 1 .....	63
Obr. 55 - Konstrukční návrh 2 .....	64
Obr. 56 - Konstrukční návrh 3 .....	65
Obr. 57 - Oběžné kolo s nejvýhodnějším konstrukčním návrhem.....	67



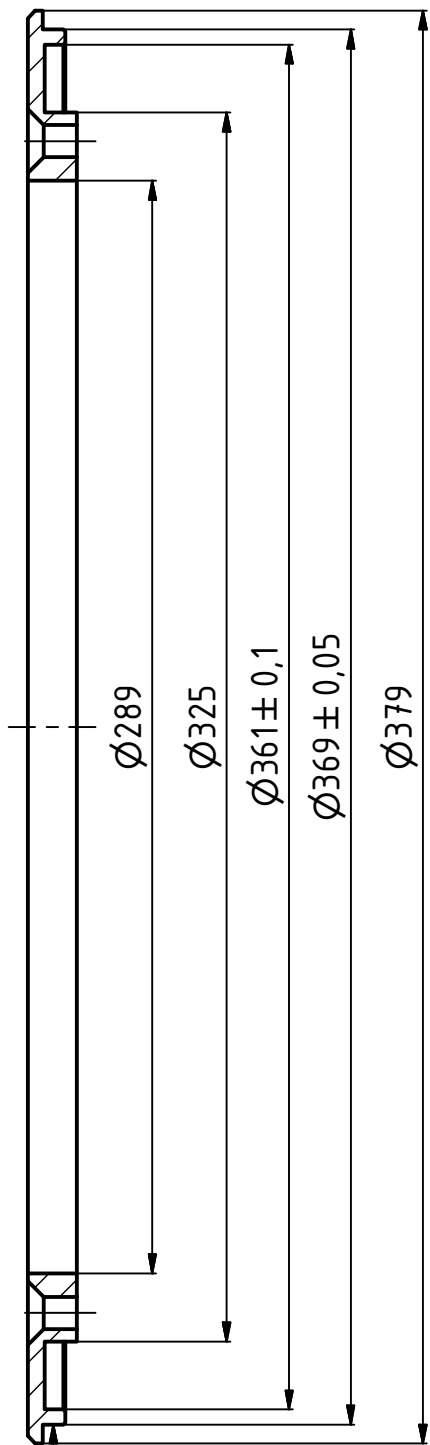
## Seznam tabulek

Tabulka 1 – Vyhodnocení míry důležitosti metodou párového srovnání .....	66
Tabulka 2 - Vyhodnocení nejlepší konstrukční varianty bodovou metodou.....	66

## Seznam příloh

Příloha č.1	Výkres 03-BP-001-001 (PŘEDNÍ KOTOUČ 1)
Příloha č.2	Výkres 03-BP-001-002 (ZADNÍ KOTOUČ 1)
Příloha č.3	Výkres 03-BP-002-001 (PŘEDNÍ KOTOUČ 2)
Příloha č.4	Výkres 03-BP-002-002 (ZADNÍ KOTOUČ 2)
Příloha č.5	Výkres 03-BP-003-001 (UPÍNACÍ KOTOUČ)

A-A (1:2)

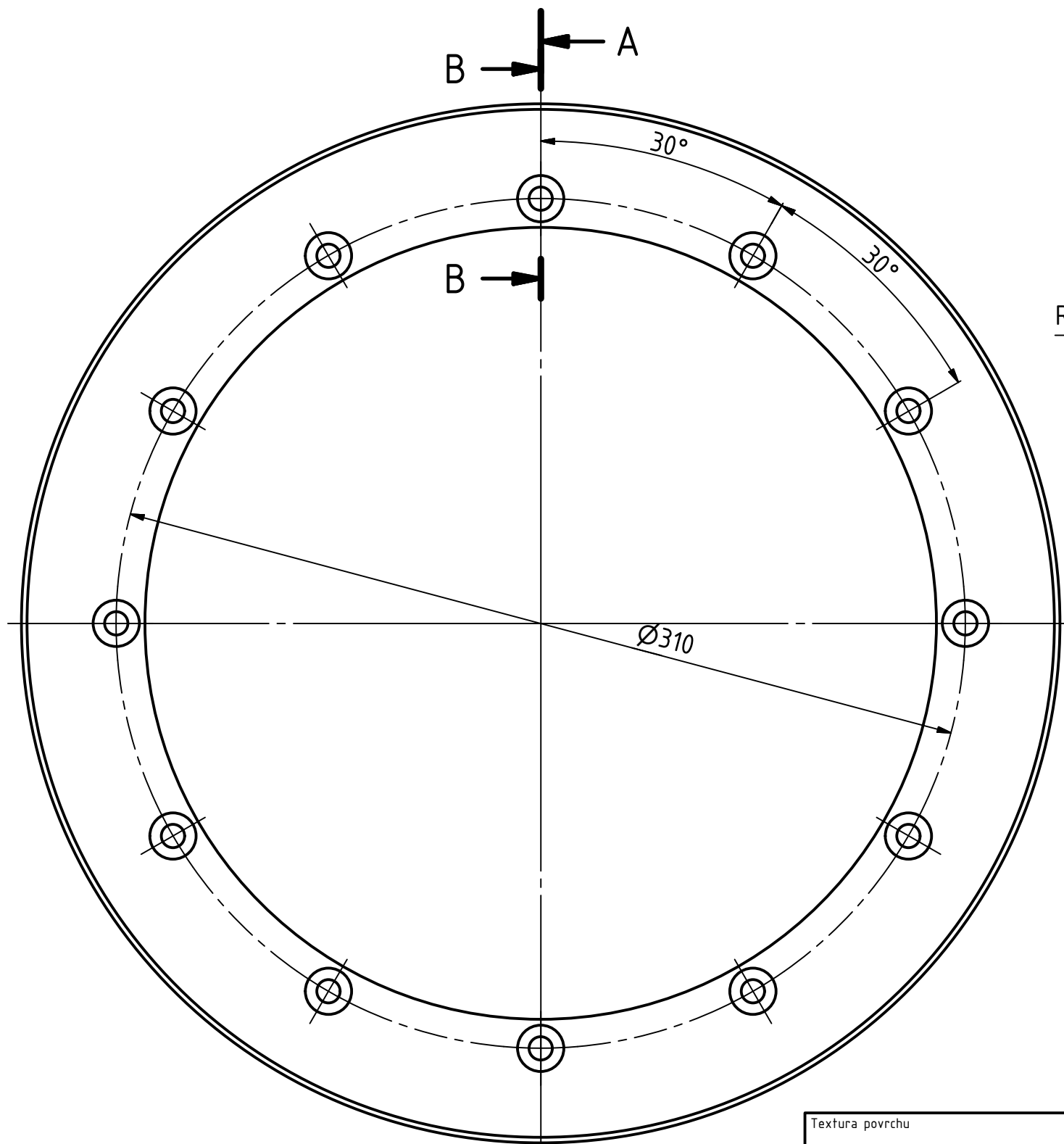


⊥ 0,05 A

A

B → A

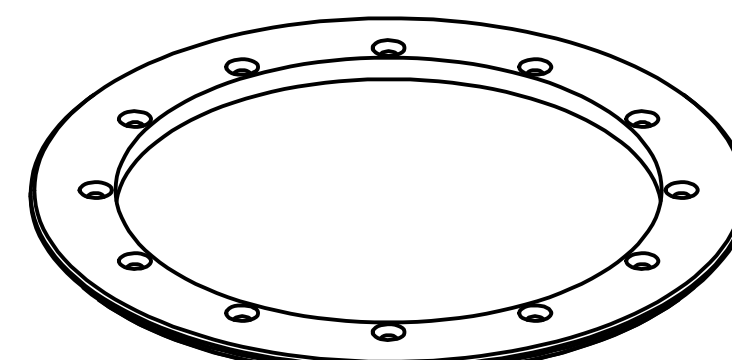
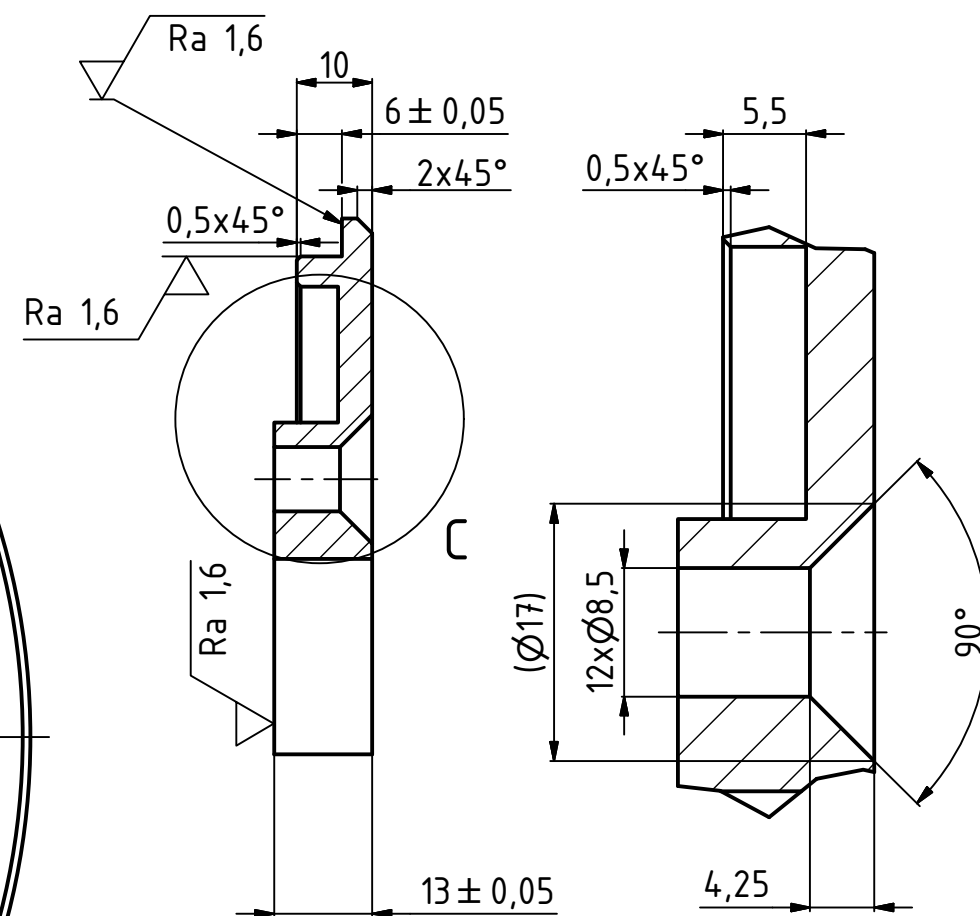
B →



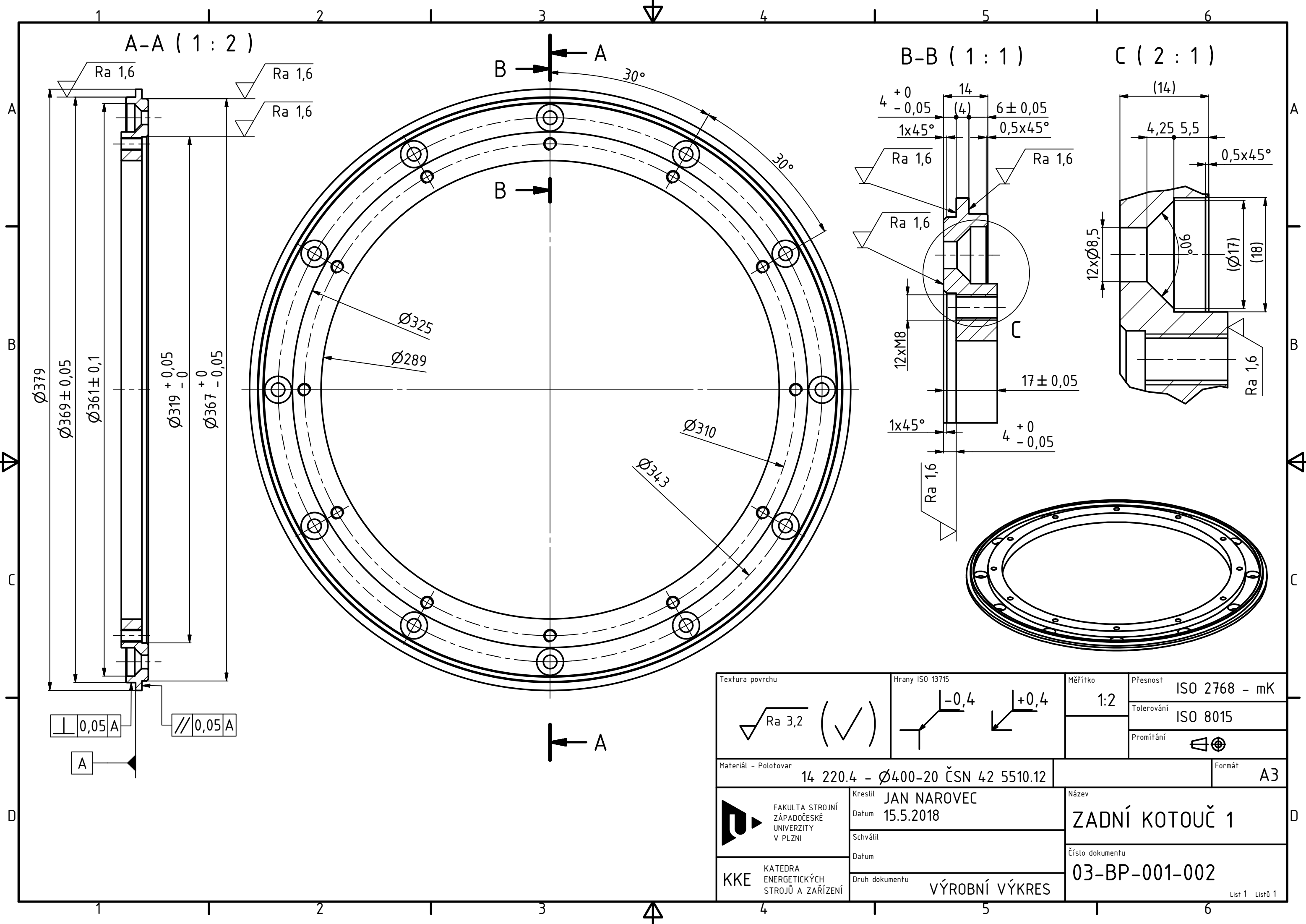
← A

B-B (1:1)

C (2:1)



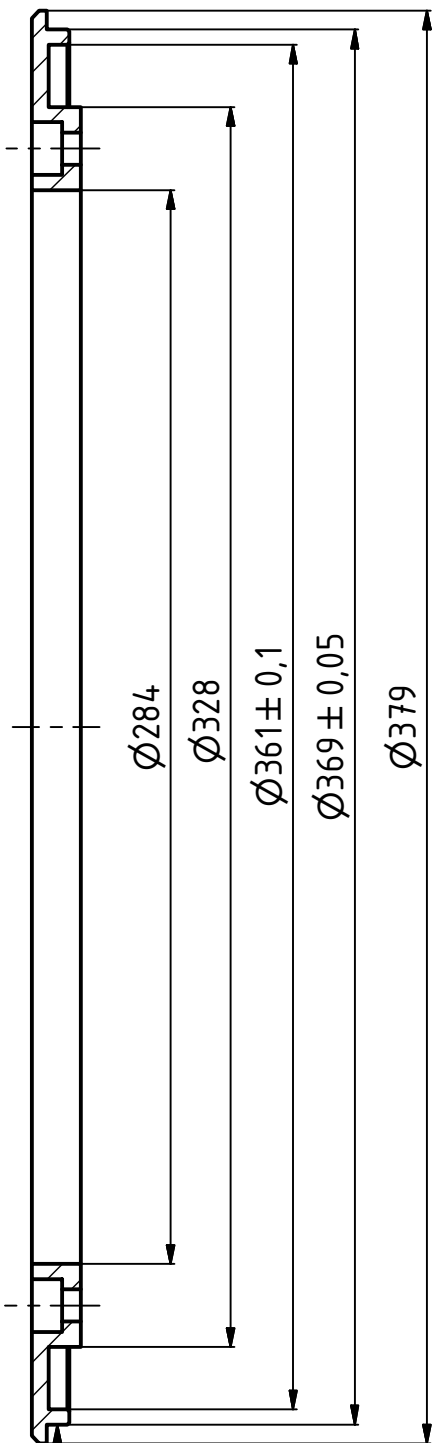
Textura povrchu Ra 3,2 (✓)	Hrany ISO 13715 -0,4 +0,4	Měřítko 1:2	Přesnost ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár 14 220.4 - Ø400-16 ČSN 42 5510.12		Formát A3	Tolerování ISO 8015
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI KKE KATEDRA ENERGETICKÝCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ		Kreslil JAN NAROVEC Datum 15.5.2018	Promitání 
Schválil Datum		Název PŘEDNÍ KOTOUČ 1	
Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		Číslo dokumentu 03-BP-001-001	



⊥ 0,05 A  
 // 0,05 A

Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:2	Přesnost ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár 14 220.4 - Ø400-20 ČSN 42 5510.12		Tolerování ISO 8015	
Formát A3		Promítání 	
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil JAN NAROVEC	Název ZADNÍ KOTOUČ 1	
	Datum 15.5.2018	Schválil  Datum  Číslo dokumentu 03-BP-001-002	
KKE KATEDRA ENERGETICKÝCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		List 1 Listů 1

A-A (1:2)

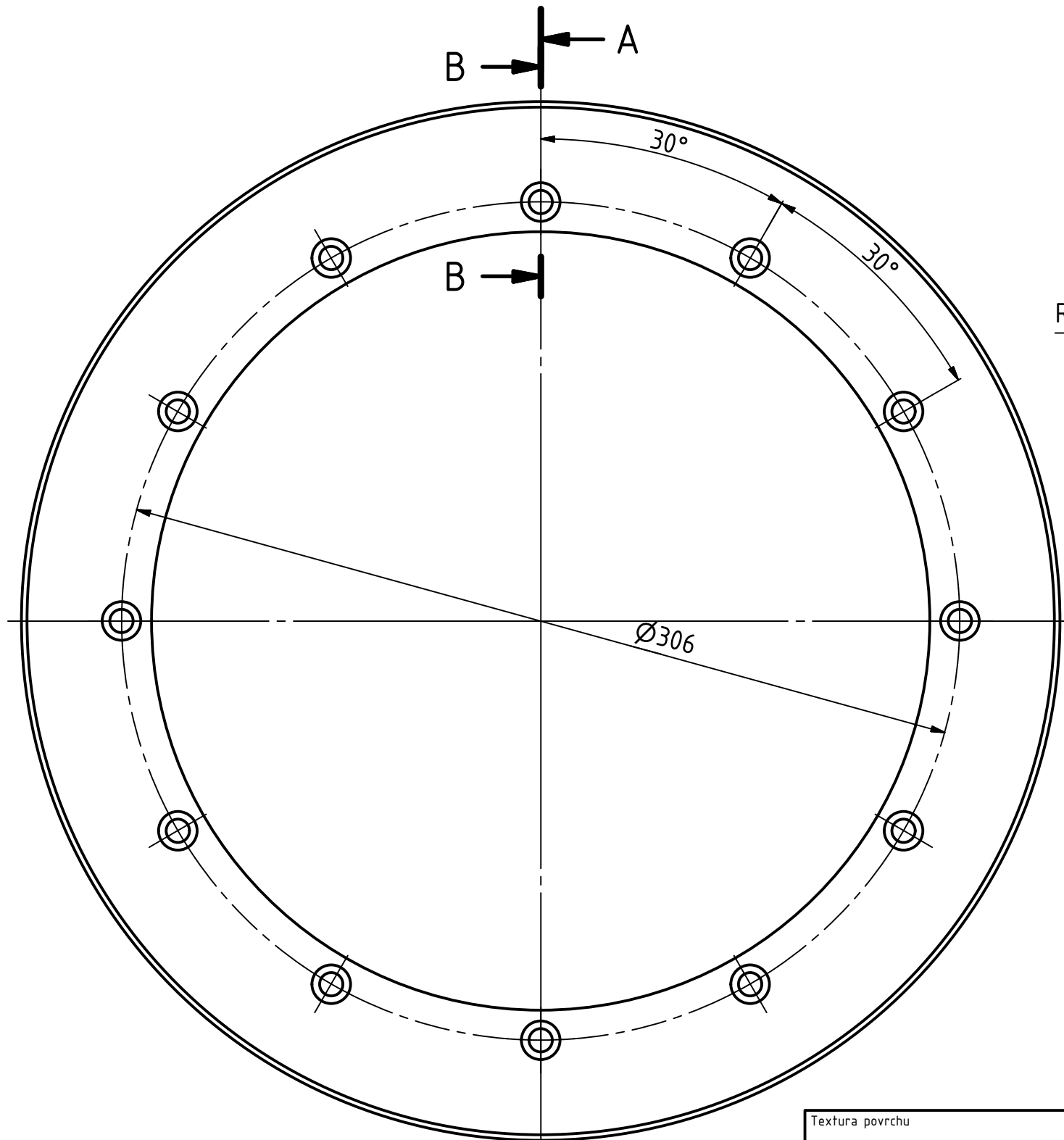


⊥ 0,05 A

A

B ← A

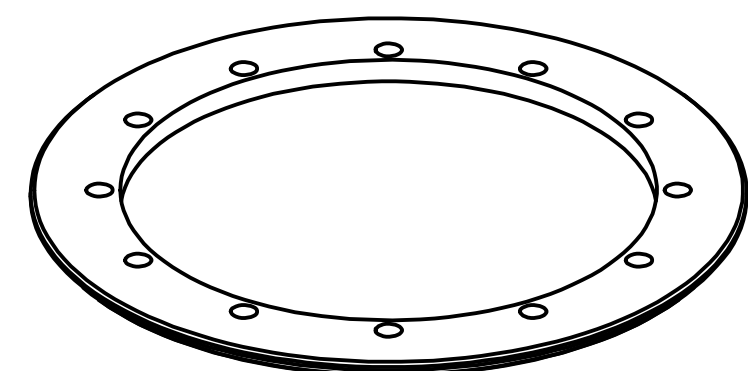
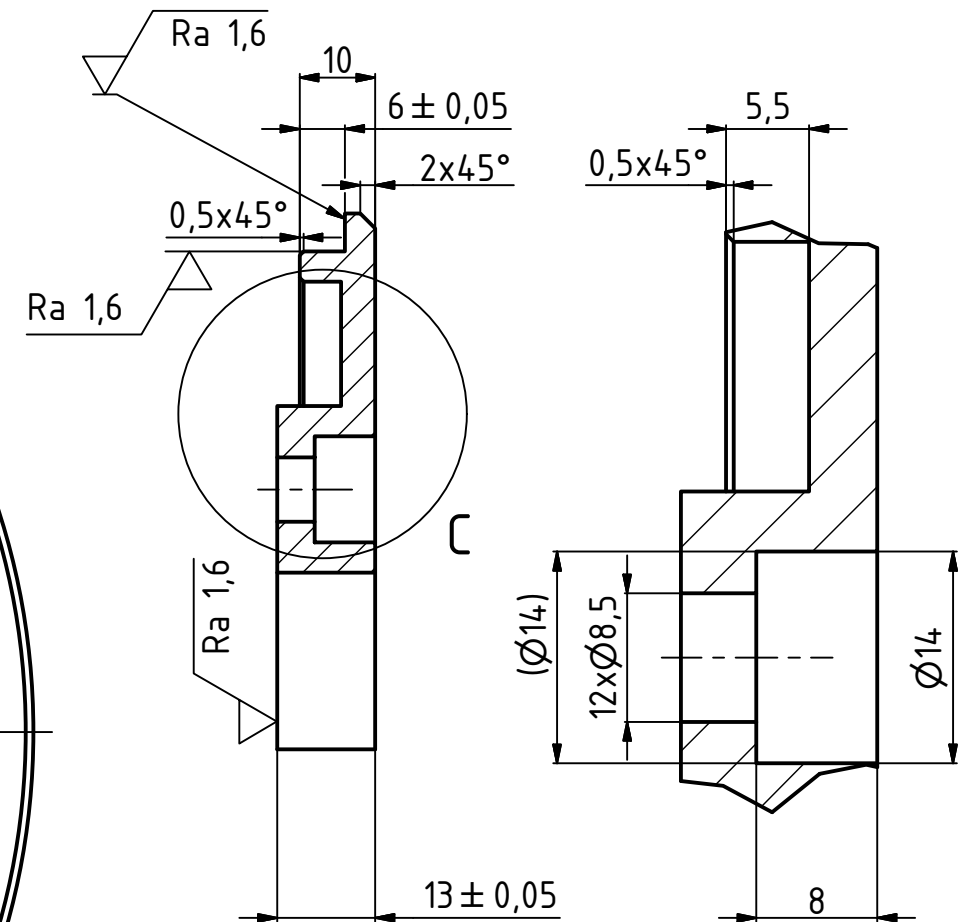
B ←



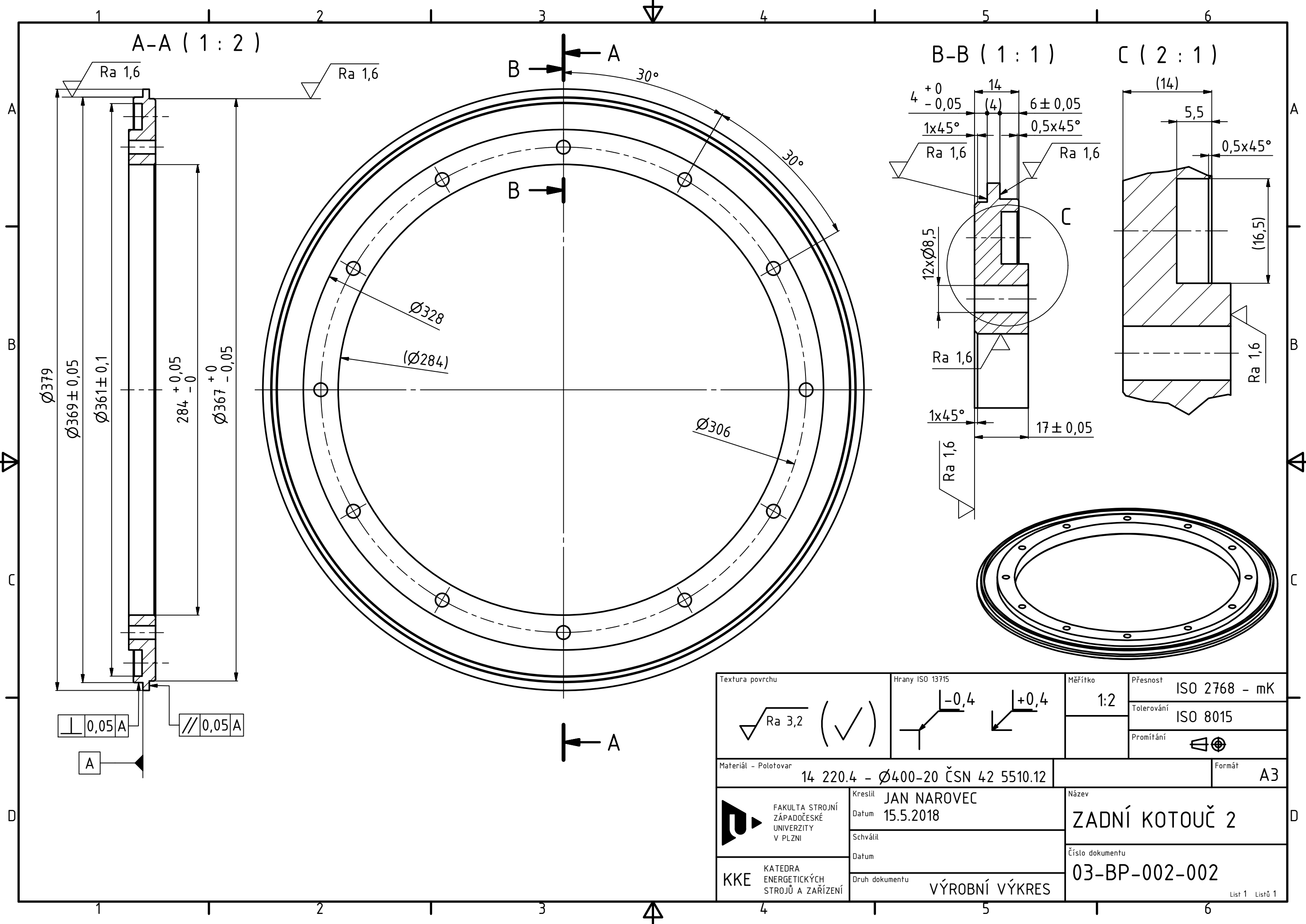
← A

B-B (1:1)

C (2:1)



Textura povrchu Ra 3,2 (✓)	Hrany ISO 13715 -0,4 +0,4	Měřítko 1:2	Přesnost ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár 14 220.4 - Ø400-16 ČSN 42 5510.12		Formát A3	Tolerování ISO 8015
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI  KATEDRA ENERGETICKÝCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ		Kreslil JAN NAROVEC Datum 15.5.2018	Název PŘEDNÍ KOTOUČ 2
Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		Číslo dokumentu 03-BP-002-001	



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:2	Přesnost ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár 14 220.4 - Ø400-20 ČSN 42 5510.12		Tolerování ISO 8015	
Formát A3		Promítání 	
Kreslil <b>JAN NAROVEC</b> Datum 15.5.2018	Název <b>ZADNÍ KOTOUČ 2</b>		
Schválil  Datum  Druh dokumentu <b>VÝROBNÍ VÝKRES</b>	Číslo dokumentu <b>03-BP-002-002</b>		

