

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Analýza a návrh možností výzkumu vlivu axiální mezery mezi statorovým
a rotorovým kolem vzduchové turbíny

Autor: **Radek Minařík**

Vedoucí práce: **Ing. Marek Klimko**

Akademický rok 2018/2019

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Radek MINAŘÍK**

Osobní číslo: **S18B0351P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

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

Název tématu: **Analýza a návrh možností výzkumu vlivu axiální mezery mezi statorovým a rotorovým kolem vzduchové turbíny**

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

Zásady pro vypracování:

V práci se požaduje zpracovat rešerši výzkumu vlivu axiální mezery mezi statorovým a rotorovým kolem na experimentálních turbínách ve světě. Navazující částí práce bude přímá aplikace nastudovaných znalostí ve formě konstrukčních návrhů využitelných pro výzkum na vzduchové turbíně VT-400. Návrh by měl obsahovat dvě konkrétní řešení s jejich následným srovnáním.

Máte za úkol vypracovat:

- rešerši výzkumu vefukování vzduchu mezi rozváděcím a běžným kolem včetně popisu zařízení, na kterých se výzkum provozuje,
- rozbor odborných článků, které se zabývají touto problematikou,
- návrh a porovnání několika variant konstrukčního řešení na VT-400,
- výkresovou dokumentaci alespoň jedné (výhodnější) navržené varianty.

Rozsah grafických prací: výkresová dokumentace dle potřeby

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. Daniel Okresa

Doosan Škoda Power

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 o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou, 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:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce Ing. Markovi Klimkovi za odborné vedení, poskytování rad a materiálních podkladů.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Minařík	Jméno Radek	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Klimko	Jméno Marek	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Experimentální výzkum vlivu axiální mezery mezi rozváděcím a oběžným kolem		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	43	TEXTOVÁ ČÁST	43	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Práce se zabývá experimentálním výzkumem vlivu axiální mezery mezi rozváděcím a oběžným kolem. Obsahuje obecný úvod teorie turbín a lopatkových strojů. Dále je v práci řešeno výzkumu vlivu axiální mezery a na konec návrh variant na konstrukční úpravu vzduchové turbíny VT400.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>lopatkové stroje, VT400, oběžné kolo, rozváděcí kolo, axiální mezera</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Minařík	Name Radek		
FIELD OF STUDY	B2301 “Design of Power Machines and Equipment“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Klimko	Name Marek		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Experimental investigation of the influence of the axial gap between the stator and the rotor wheel			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Design of Power Machines	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	43	TEXT PART	43	GRAPHICAL PART	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis deals with the experimental investigation of the influence of the axial gap between stator and rotor wheel. It contains a general introduction to the theory of turbines and turbomachinery. Further, there is a research on the influence of the axial gap and finally on the design of variants for the modify of the air turbine VT400.
KEY WORDS	Turbomachinery, VT400, stator wheel, rotor wheel, axial gap

Obsah

Obsah	8
Seznam symbolů	10
Úvod	11
1 Energetické stroje	12
1.1 Transformace energie a princip energetických strojů.....	12
1.2 Objemové stroje.....	12
1.3 Lopatkové stroje	12
1.3.1 Oblasti využití lopatkových strojů	14
1.3.2 Pracovní podmínky lopatkových strojů.....	15
1.3.3 Charakter proudění lopatkových strojů	16
1.4 Základní rovnice lopatkových strojů	17
1.4.1 Eulerova rovnice – síla působící na lopatkovou mříž	17
1.4.2 Zobecněná Eulerova rovnice – kroučící moment přenášený na rotor lopatkového stroje	19
1.4.3 Eulerova energetická rovnice – obvodová práce.....	21
2 Axiální turbíny	21
2.1 Rozdělení axiálních turbín.....	22
2.2 Základní princip parních turbín	24
2.3 Stupeň axiální turbíny.....	25
2.3.1 Rovnotlaký stupeň.....	25
2.3.2 Přetlakový stupeň	26
2.3.3 Curtisův stupeň.....	26
2.3.4 Porovnání jednotlivých typů stupňů.....	27
3 Axiální mezera	27
3.1 Detailed Studies on Aerodynamic Performance and Unsteady Flow Behaviors of a Single Turbine Stage with Variable Rotor-Stator Axial Gap.....	28
3.1.1 Experimentální zařízení.....	28
3.1.2 Numerické simulace	30
3.1.3 Výsledky měření a numerických simulací	30
3.1.4 Účinnost stupně	32
4 Vzduchová turbína VT400	33
5 Rozbor návrhů na konstrukční úpravu	38
5.1 Varianta 1	38
5.2 Varianta 2	38

5.3 Porovnání jednotlivých variant.....	39
Závěr.....	40
Seznam literatury	41
Seznam obrázků	42
Seznam tabulek.....	43
Seznam příloh	43

Seznam symbolů

Symbol	Veličina	Rozměr
a_u	celková energie	$[\text{J kg}^{-1}]$
a_t	technická práce	$[\text{J kg}^{-1}]$
c	absolutní rychlost	$[\text{ms}^{-1}]$
h	měrná entalpie	$[\text{J kg}^{-1}]$
H	hybnost	$[\text{kg m s}^{-1}]$
l_u	obvodová práce	$[\text{J kg}^{-1}]$
m	hmotnost	$[\text{kg}]$
M_k	točivý moment	$[\text{Nm}]$
M_R	moment síly	$[\text{Nm}]$
q	měrné teplo	$[\text{J kg}^{-1}]$
P_t	tlak	$[\text{Pa}]$
r	poloměr	$[\text{m}]$
R	reakční síla	$[\text{N}]$
S	plocha	$[\text{m}^2]$
T	teplota	$[\text{K}]$
u	obvodová rychlost	$[\text{ms}^{-1}]$
w	relativní rychlost	$[\text{ms}^{-1}]$
y	souřadnice y	$[\text{m}]$
η	účinnost	$[-]$
ρ	hustota	$[\text{kg m}^{-2}]$
τ	smyková síla	$[\text{N}]$
ω	úhlová rychlost	$[\text{rad s}^{-1}]$

Úvod

Tato práce se zabývá experimentálním výzkumem vlivu axiální mezery mezi rozváděcím a oběžným kolem. Axiální mezera má být při reálném chodu stroje co nejmenší. Na experimentálním zařízení VT400, jehož součástí je jednostupňová vzduchová turbína je axiální mezera zvětšena, aby mohlo proběhnout měření pomocí traverzéro. Cílem této práce je tedy vytvořit konstrukční řešení, které umožní změnu velikosti axiální mezery na experimentálním zařízení VT400.

Práce je rozdělena na dvě hlavní části, teoretickou a praktickou. V teoretické části je nejdříve představen obecný úvod do problematiky lopatkových strojů, především axiálních turbín. Dále se v teoretické části nachází rešerše výzkumu axiální mezery na jednostupňové vzduchové turbíně. V praktické části je představeno experimentální zařízení VT400, poté jsou představeny varianty konstrukčních úprav pro změnu axiální mezery mezi oběžným a rozváděcím kolem.

1 Energetické stroje

1.1 Transformace energie a princip energetických strojů

Základním principem energetických strojů je zpravidla transformace energie, ať hydraulické energie, jež je přenášena tekutinou, mechanické energie, která vzniká pohybem či rotací těles, nebo tepelné energie, vznikající změnou teploty nebo skupenství pracovní látky. [1]

Hydraulické stroje transformují energii hydraulickou na energii mechanickou (turbíny, motory) a naopak energii mechanickou na energii hydraulickou (čerpadla). Tepelné stroje transformují tepelnou energii na energii mechanickou (turbíny, motory) a mechanickou energii na tepelnou (kompresory, ventilátory). [1]

Společně hydraulické i tepelné stroje přenášejí energii pomocí tekutiny, proto je můžeme nazývat rovněž tekutinové stroje. Poté platí, že energie nesená tekutinou se transformuje na mechanickou energii (turbíny, motory) a mechanická energie se transformuje na energii nesenou tekutinou (kompresory, ventilátory a čerpadla). [1]

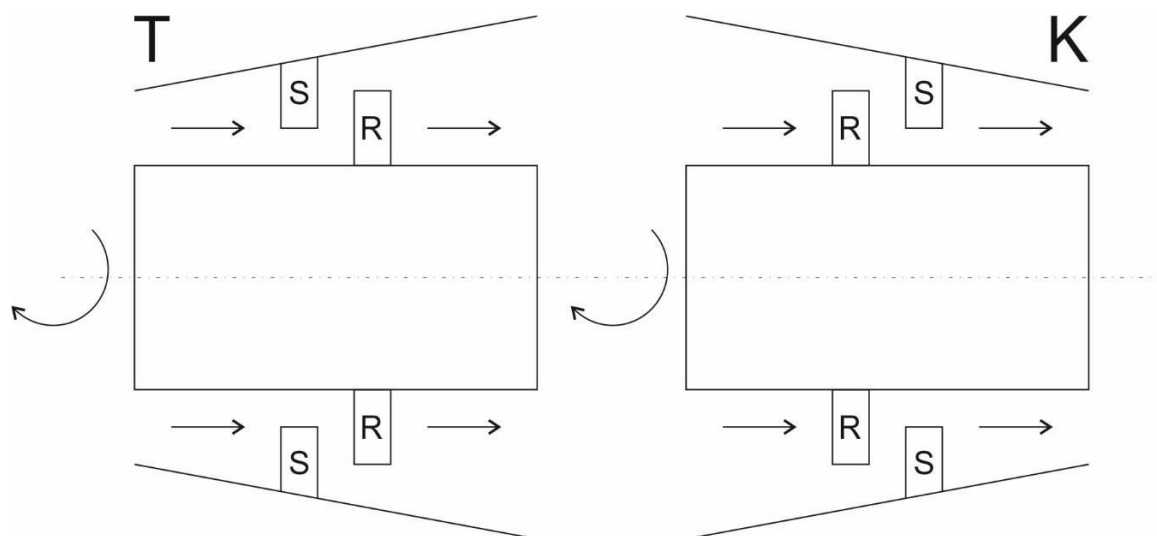
1.2 Objemové stroje

U tohoto typu strojů je tekutina uzavřena v omezeném prostoru, proto rychlost ani změny tekutiny nejsou podstatné pro funkci objemových strojů. Hlavním parametrem je rychlost plnění a vyprazdňování funkčního prostoru. Pro funkčnost stroje musí děj probíhat opakovaně, dochází k cyklické změně, tudíž stroj nepracuje kontinuálně, nýbrž přerušovaně. [1]

Objemové stroje dělíme podle způsobu transformace energie. Kdy je energie přenášena na tekutinu, nebo v opačném případě je energie z tekutiny odebírána (viz. 1.1). Existuje ještě možnost, kdy je tekutina využita jako prostředek transformace energie, např. hydraulický zvedák. [1]

1.3 Lopatkové stroje

Neboli turbostroje, transformují energii kontinuálně. Hlavním prostředkem je změna rychlosti pracovní látky (změna kinetické energie) tekutiny během jejího proudění kanály, jež jsou zpravidla tvořeny mezilopatkovými prostory. Tyto stroje mají rotorovou část (rotor) a statorovou část (stator) (viz. Obr.1) [1]



Obr. 1 Statorová a rotorová část turbíny a kompresoru [1]

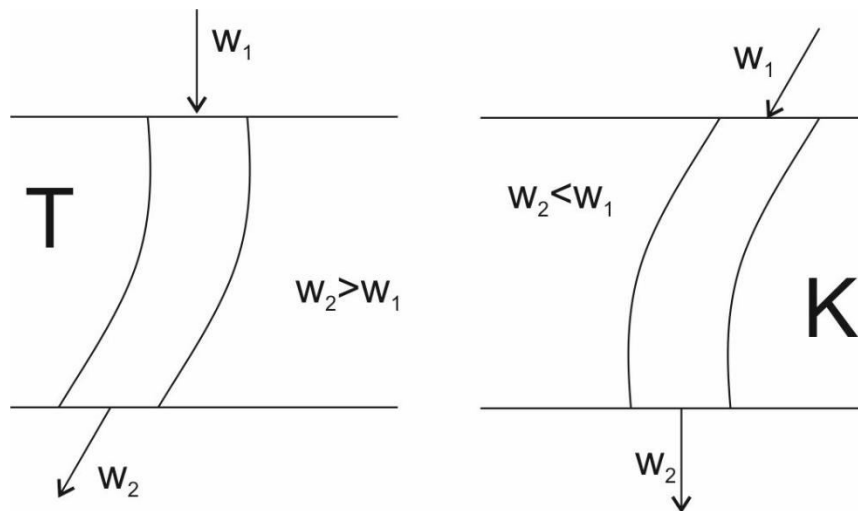
Ve statorové části lopatkového stroje se energie nemůže odvádět ani přivádět, z tohoto důvodu se celková energie také nemůže měnit. Toto lze vyjádřit pomocí celkové entalpie

$$i_c = i + \frac{w^2}{2} \quad (1.3-1)$$

která se rovněž nemůže měnit, ale mění se vzájemně statická entalpie i a kinetická energie $\frac{w^2}{2}$.

Mohou nastat dva různé stavy:

- statická entalpie roste a kinetická energie klesá, tento děj probíhá v kompresorech při stlačování (Obr.2)
- statická energie klesá a kinetická energie roste, tento děj probíhá při expanzi v turbínách (Obr.2)



Obr. 2 Změna rychlosti pracovní látky v turbínové a kompresorové lopatkové mříži [1]

V rotorové části dochází ke změně celkové energie tekutiny, mění se zde celková energie tekutiny na energii přenesenou rotorem

$$h_{c1} = h_1 + \frac{w_1^2}{2} \quad (1.3-2)$$

$$h_{c2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (1.3-3)$$

$$a_u = h_{c1} - h_{c2} \quad (1.3-4)$$

Mohu zde nastat dvě možnosti:

- V turbínách je energie rotorem odváděna $a_u > 0$
- V kompresorech je energie do rotorem přiváděna $a_u < 0$

Dále kromě rozdělení, kdy je energie přenášena na tekutinu, nebo je z tekutiny odváděna, existuje další skupina, kde je tekutina využita jako prostředek transformace energie, např. hydraulické spojky. [1]

Další dělení z hlediska umístění lopatek rozlišujeme dva typy lopatkových strojů:

- bez skříně – letecké vrtule, větrná turbína, lodní šroub
- se skříní – turbíny, kompresory, ventilátory a čerpadla

1.3.1 Oblasti využití lopatkových strojů

Mezi hlavní oblasti použití lopatkových strojů patří [1]:

1. Energetika

- a) parní turbíny -v tepelných elektrárnách a teplárnách – na fosilní paliva (uhlí, zemní plyn, ropa) a jaderné palivo
- b) plynové turbíny - plynové elektrárny
- plynové teplárny
- paroplynové elektrárny
- kompresní stanice dálkových plynovodů
- c) vodní turbíny -průtočné elektrárny
- akumulární elektrárny
- přečerpávací elektrárny
- d) čerpadla - ve všech energetických centrálách
- rozmanité použití a výkony (napájecí čerpadla, kondenzační čerpadla, cirkulační čerpadla atd.)
- e) ventilátory - vzduchové
- spalínové
- cirkulační

2. Průmyslové využití

- a) čerpadla
 - b) ventilátory
 - c) kompresory
 - d) parní turbíny
 - e) plynové turbíny
- vodovodní systémy, dálkové vodovody
-chladicí technika
-zavlažovací systémy
-požární technika
-čerpání a úprava vody

3. Vytápění, větrání, klimatizace, zásobování vodou

- a) čerpadla
- b) ventilátory

4. Pozemní vozidla

- a) plynové turbíny -vyskytují se u velkých nákladních automobilů
- b) přeplňovací turbodmychadla -hnaná turbínou
-hnaná klikovou hřídelí

4. Otáčky – u vodních turbín jsou otáčky ve stovkách ot/min
- u běžných parních turbín 3000 ot/min (v zemích kde je v rozvodné síti frekvence $f = 60$ Hz jsou otáčky 3600 ot/min)
 - parní turbíny do 80 MW rozsah otáček 6000–9000 ot/min, pomocí převodovky výstupní otáčky 3000(3600) ot/min
 - HET turbína (expanzní turbína na helium) – 350000 ot/min
5. Průtok pracovní látky – od 10 g/s u HET až po 2500 kg/s u parních turbín
6. Pracovní látky
- vodní pára -přehřátá
 - sytá
 - pára jiných látek -NH₃
 - freony
 - vzduch
 - zemní plyn
 - plyny O₂, CO₂, He

1.3.3 Charakter proudění lopatkových strojů

Jedná se o nejsložitější problematiku dynamiky proudění. Proudění v lopatkových strojích může být [1]:

- a) Dle stlačitelnosti látky
- nestlačitelné ($\rho = \text{konst.}$)
 - stlačitelné (ρ není konstantní)
- b) Dle rychlosti proudu vůči rychlosti zvuku – hodnota Machova čísla
- podzvukové (subsonické)
 - transsonické
 - nadzvukové (supersonické)
- V některých lopatkových strojích se může vyskytovat i více typů proudění.
- c) Dle počtu fází pracovní látky
- jednofázové
 - dvoufázové (parní turbíny sytá pára společně s kapičkami vody, suspenze kapalin s tuhými částicemi)
- d) Dle vazkosti
- vazké a nevazké proudění
- e) Dle ustálenosti
- ustálené a neustálené proudění

1.4 Základní rovnice lopatkových strojů

1.4.1 Eulerova rovnice – síla působící na lopatkovou mříž

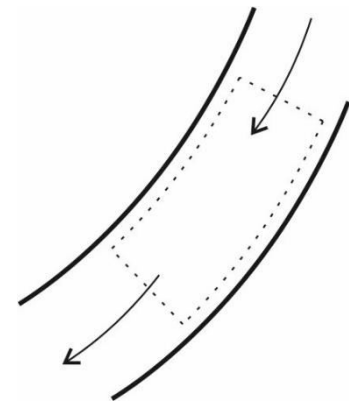
V turbínách dochází zprvu k přeměně tlakové a vnitřní energie pracovní látky na kinetickou energii proudu a tato energie je přenášena v lopatkové mříži oběžného kola na rotor. [1]

V případě kompresorů a čerpadel se energie, jež je přinášena na rotor se přemění na kinetickou energii pracovní látky a ta se nadále transformuje na energii hydraulickou, popřípadě energii tepelnou, tím se zvýší tlak a teplota pracovní látky a dojde ke zvětšení celkové energie pracovní látky. [1]

K určení síly, kterou tekutina, respektive její proud působí na lopatkovou mříž použijeme metody kontrolního objemu, na níž aplikujeme základní zákony: [1]

- a) zákon zachování hmotnosti
- b) zákon zachování hybnosti
- c) zákon zachování energie

V kanále vytvoříme vhodným způsobem kontrolní plochu S a určitý V . Za předpokladu, že se hranice objemu V posouvá stejnou rychlostí, jakou má tekutina, z toho důvodu obsahuje objem stále stejné částice. Věta o změně hybnosti říká, že časová změna hybnosti je rovna výslednicím všech vnějších sil \vec{R} .



Obr. 3 Vymezený kontrolní objem [1]

$$\frac{d\vec{H}}{d\tau} = \vec{R} \quad (1.4.1-5)$$

Vnější síly, jež působí na tekutinu mohou být:

-síly způsobené tíhovým zrychlením, odstředivým zrychlením, Coriolisovým zrychlením apod., v podstatě to jsou síly způsobené hmotností \vec{R}_h

-síly tlakové od okolní tekutiny \vec{R}_p

- tělesa působící uvnitř nebo na hranici kontrolní plochy \vec{R}_t

Tudíž výslednice všech sil působících na tekutinu je [1]:

$$\vec{R} = \vec{R}_h + \vec{R}_p + \vec{R}_t \quad (1.4.1-6)$$

Element hmotnosti dm , jež se pohybuje rychlostí \vec{c} , působí síla $d\vec{R}$ a musí podle Newtonova pohybového zákona platit [1]:

$$\frac{d(d\vec{H})}{d\tau} = \frac{d}{d\tau}(\vec{c} \cdot dm) = d\vec{R} \quad (1.4.1-7)$$

Následnou integrací přes celkový objem $V(\tau)$ uvnitř kontrolní plochy dostaneme pro stacionární proudění

$$R = \frac{d\vec{H}}{d\tau} = \frac{d}{d\tau} \int \vec{c} \cdot (\rho \cdot dV) = \int_{S(\tau)} \vec{c} \cdot \rho \cdot (\vec{c} \cdot d\vec{S}) \quad (1.4.1-8)$$

Kde $d\vec{S}$ je vektor elementu kontrolní plochy, jenž má totožný směr se směrem normály ke kontrolní ploše. Výraz $\rho \cdot (\vec{c} \cdot d\vec{S})$ z (1.4.1-4) je roven elementární změně hmotnosti dm pracovní látky pevným průřezem $d\vec{S}$.

$$\int_S \vec{c} \cdot \rho \cdot (\vec{c} \cdot d\vec{S}) \quad (1.4.1-9)$$

Rovnice (1.4.1-5) symbolizuje hybnost pracovní látky, která protéká přes kontrolní plochu za jednotku času neboli rozdíl hybnosti vstupující a vystupující z kontrolní plochy. Díky tomuto můžeme přepsat rovnici (1.4.1-4) přepsat do tvaru [1]:

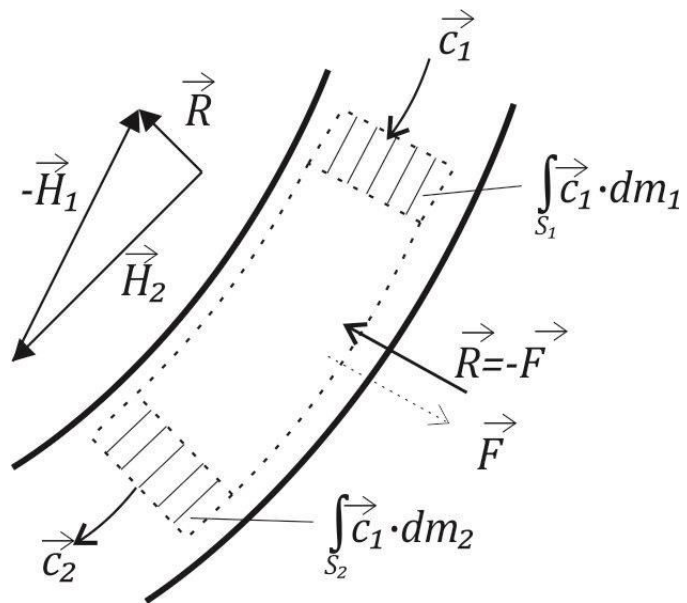
$$\begin{aligned} R &= \int_{S_2} \vec{c}_2 \cdot \rho_2 \cdot (\vec{c}_2 \cdot d\vec{S}_2) + \int_{S_1} \vec{c}_1 \cdot \rho_1 \cdot (\vec{c}_1 \cdot d\vec{S}_1) \\ &= \int_{S_2} \vec{c}_2 \cdot dm_2 - \int_{S_1} \vec{c}_1 \cdot dm_1 = \vec{H}_2 - \vec{H}_1 \end{aligned} \quad (1.4.1-10)$$

\vec{H}_1 představuje hybnost tekutiny, jenž vstupuje do kontrolního objemu za jednotku času

\vec{H}_2 představuje hybnost tekutiny, jenž vystupuje z objemu za jednotku času

Z principu akce a reakce vyplývá, že síla působící uvnitř objemu je stejně velká jako síla působící na hranici kontrolního objemu, ale má opačný směr

$$\vec{F} = -\vec{R}_t \quad (1.4.1-7)$$



Obr. 4 Odvození Eulerovy rovnice [1]

Po dosazení do (1.4.1-2) dostaneme [1]:

$$F = -\vec{R}_t + \vec{R}_h + \vec{R}_p = \vec{H}_1 - \vec{H}_2 + \vec{R}_h + \vec{R}_p \quad (1.4.1-11)$$

1.4.2 Zobecněná Eulerova rovnice – kroučící moment přenášený na rotor lopatkového stroje

Zobecnění Eulerovy rovnice pro případy, kdy je vstupní a výstupní poloměr kontrolního objemu rozdílný. Proto je třeba vycházet z momentů hybnosti. Analogicky můžeme přepsat rovnici (1.4.1-1) pro kontrolní objem se vstupním a výstupním průřezem dS_1 a dS_2 . [1]

$$dM_R = \frac{d^2K}{d\tau} \quad (1.4.2-1)$$

Kde dM_R je moment, kterým v elementárním objemu působí rotor na tekutinu,

$\frac{d^2K}{d\tau}$ je změna momentu hybnosti elementárního objemu za čas $d\tau$.

Jelikož se kroučící moment vztahuje k ose rotace stroje, je nutno vztahovat momenty hybnosti rovněž k ose rotace stroje. Proto musíme do momentů hybnosti připojit i obvodové složky rychlosti. [1]

$$d^2K_1 = \rho_1 \cdot (\vec{c}_1 \cdot d\vec{S}_1) \cdot r_1 \cdot c_{1u} \cdot d\tau \quad (1.4.2-2)$$

$$d^2K_2 = \rho_2 \cdot (\vec{c}_2 \cdot d\vec{S}_2) \cdot r_2 \cdot c_{2u} \cdot d\tau \quad (1.4.2-3)$$

V rovnicích (1.4.2-2 a 1.4.2-3) jsou výrazy $\rho_1 \cdot (\vec{c}_1 \cdot d\vec{S}_1) \cdot r_1$ a $\rho_2 \cdot (\vec{c}_2 \cdot d\vec{S}_2) \cdot r_2$ představují elementární hmotnosti dm_1 a dm_2 . Při uvažování rovnosti $dm_1 = dm_2 = dm$, je změna hybnosti elementárního kontrolního objemu:

$$d^2K = d^2K_2 - d^2K_1 = (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}) \cdot dm \cdot d\tau \quad (1.4.2-4)$$

Po dosazení do (1.4.2-4) do (1.4.2-1) můžeme vyjádřit moment, kterým rotor na tekutinu v kontrolním objemu působí

$$dM_R = (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}) \cdot dm \quad (1.4.2-5)$$

Moment, kterým působí tekutina uvnitř kontrolního objemu na rotor je stejně veliký, ale opačně orientovaný [1]

$$dM_K = -dM_R = (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}) \cdot dm \quad (1.4.1-6)$$

Pro proudění v axiálních lopatkových strojích (proudění na válcových plochách $r_1 = r_2 = r$) a $u_1 = u_2$ a $c_{1u} - c_{2u} = w_{1u} - w_{2u}$ platí:

$$dM_K = r \cdot (w_{1u} - w_{2u}) \cdot dm \quad (1.4.2-7)$$

Obecně však platí

$$c_{1u} = w_{1u} + u_1 = w_{1u} + r_1 \cdot \omega \quad (1.4.2-8a)$$

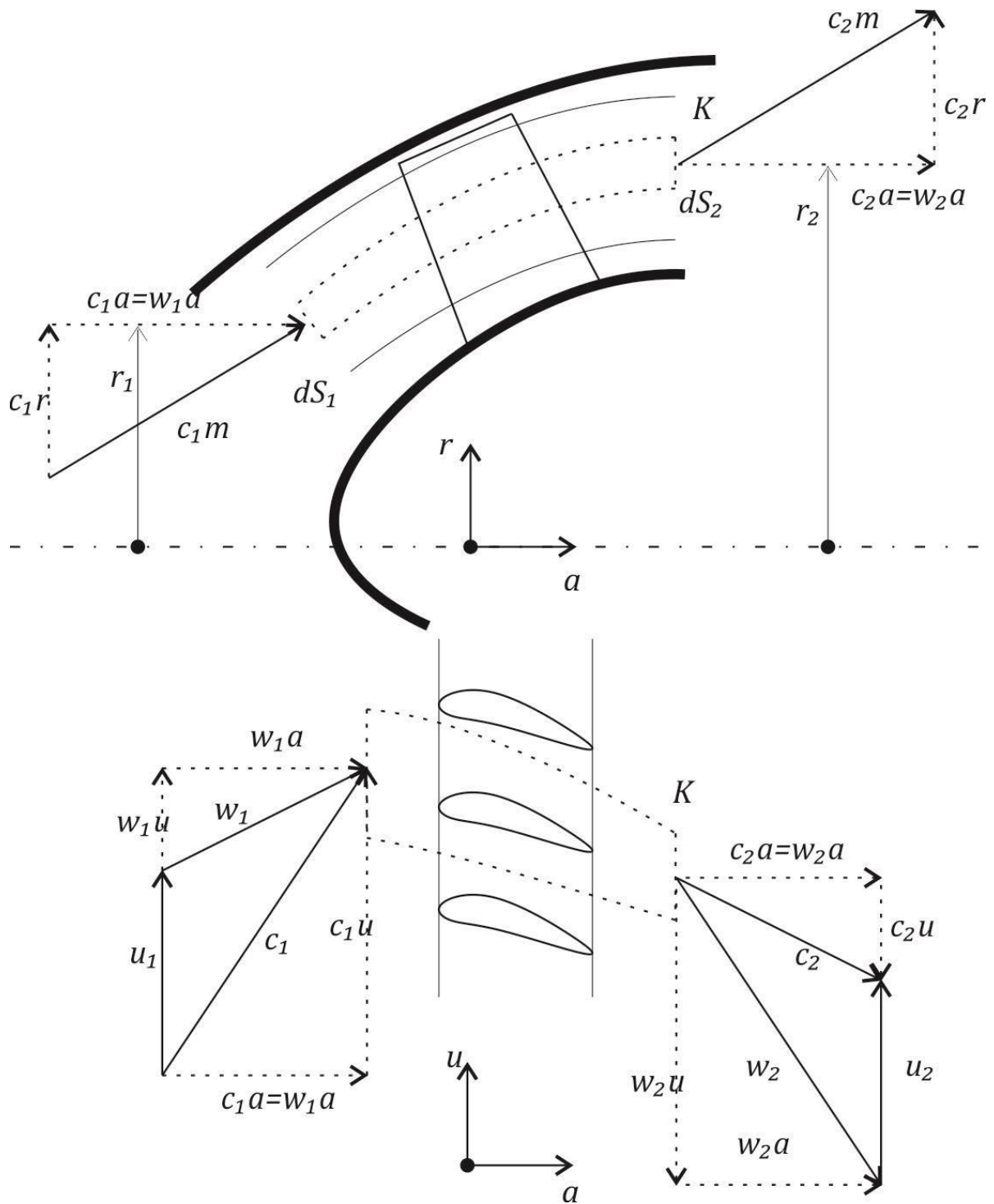
$$c_{2u} = w_{2u} + u_2 = w_{2u} + r_2 \cdot \omega \quad (1.4.2-8b)$$

A obecný kroučící moment je roven v

$$dM_K = [r_1 \cdot w_{1u} - r_2 \cdot w_{2u} + \omega \cdot (r_1^2 - r_2^2)] \quad (1.4.2-12)$$

Tato obecná Eulerova rovnice platí pro jakýkoliv lopatkový stroj. [1]

- Pro turbínu platí $r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u} > 0$, $M_K > 0$
- Pro kompresor, ventilátor, čerpadlo $r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u} < 0$, $M_K < 0$



Obr. 5 Odvození zobecněné Eulerovy rovnice [1]

1.4.3 Eulerova energetická rovnice – obvodová práce

Vychází z obecné Eulerovy rovnice, ze které se vyjádří výkon na hřídeli stroje [1]

$$\begin{aligned} dP &= \omega \cdot dM_k = (u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}) \cdot dm \\ &= (u_1 \cdot w_{1u} - u_2 \cdot w_{2u} + u_1^2 \cdot u_2^2) \cdot dm \end{aligned} \quad (1.4.3-1)$$

Obvodová práce je práce, jenž je vykonána na jednom stupni lopatkového stroje jednotkovým množstvím pracovní látky [1]

$$l_u = \frac{dP}{dm} = u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u} = u_1 \cdot w_{1u} - u_2 \cdot w_{2u} + u_1^2 \cdot u_2^2 \quad (1.4.3-2)$$

Dalšími úpravami této rovnice získáme rovnici ve tvaru

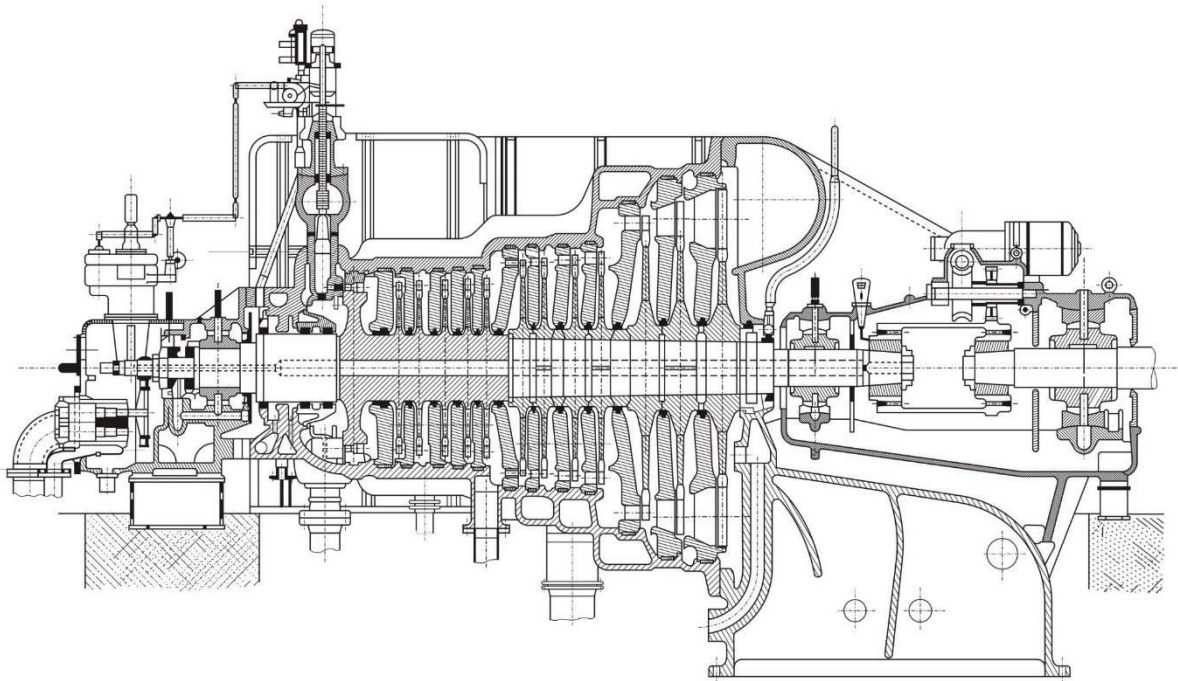
$$l_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \quad (1.4.3-3)$$

První člen Eulerovy rovnice představuje vykonanou nebo přivedenou práci změnou absolutní rychlosti. Druhý člen rovnice představuje vykonanou nebo přivedenou práci změnou relativní rychlosti. Třetí člen Eulerovy rovnice vyjadřuje vliv poloměru. [1]

2 Axiální turbíny

Jedná se o základní energetický stroj, jenž patří do skupiny lopatkových strojů. Dochází zde k přeměně hydraulické nebo tepelné energie, jenž je nesena tekutinou (pracovní látkou), na energii mechanickou v podobě rotace hřídele. U tohoto typu turbín proudí v axiálním směru vzhledem k ose rotace, proto označení axiální turbíny. Mezi axiální turbíny patří parní turbíny, kaplanova turbína, plynová turbína a větrné turbíny. [1], [2]

Ovšem v oblasti energetiky je nejpoužívanějším typem axiálních turbín turbína parní. Parní turbína je složena z rozváděcí a oběžné části, v rozváděcí části, na lopatkách rozváděcího kola, dochází k expanzi páry a zároveň k přeměně tlakové energie na kinetickou. Díky tvaru profilu lopatky rozváděcího kola se zvýší obvodová rychlost ve směru rotace oběžné části. Takto přeměněná kinetická energie dále působí lopatky oběžného kola, pomocí něhož dochází k transformaci energie kinetické na mechanickou energii (rotaci hřídele), která je nadále využita k pohonu připojeného stroje. Zpravidla bývá hnaným strojem elektrický generátor, který vytváří elektrickou energii. Dalšími možnostmi je pohon kompresorů, čerpadel a ventilátorů. Její využití je především v elektrárnách, teplárnách a spalovnách, ale také v papírenském, chemickém nebo cukrářském průmyslu. Řez axiální rovnotlakou parní turbínou je vyobrazen na Obr.6. [1], [2], [4]



Obr. 6 Řez axiální rovnotlaké turbíny [3]

2.1 Rozdělení axiálních turbín

Dle použití [3]:

Kdy je turbína použita jako hnací zařízení

a) Pro výrobu elektrické energie

- v tomto případě slouží turbína jako pohon elektrického generátoru.

b) Slouží jako pohon lodí

- zde turbína pohání lodní šroub, výkon je přenášena na lodní šroub pomocí mechanického převodu (spojky)

- nebo pomocí systému, kde parní turbína pohání elektrický generátor, jenž dodává energii elektrickému motoru, který pohání lodní šroub

c) jako pohon turbodmychadel a turbokompresorů

- využívá se především díky výhodné regulace pomocí změny otáček, toto elektromotory neumožňují.

d) turbína slouží jako tzv. točivá redukce

- používají se ke snížení tlaku páry v systémech, podobně jako redukční ventily. Výhodou je ovšem možnost využití tlakové energie, jedná se o jednoduché jednostupňové turbíny.

Dle průběhu tlaku v oběžném kole [3]

a) rovnotlaká turbína

- expanze páry nastává pouze v rozváděcí části turbíny – tlak páry prudce klesá a rychlost roste, na oběžném kole zůstává tlak konstantní. Tato podmínka je zachována při konstantním průřezu mezilopatkového kanálu.

b) přetlaková turbína

- expanze páry nastává jak v rozváděcí části, tak i v oběžné části turbíny. Uspořádání mezilopatkových kanálů u oběžného kola je takové, aby relativní rychlost rostla a tlak klesal, z tohoto důvodu se průřez zužuje. V rozváděcí části, která je tvořena pevným rozváděcím věncem, se mezilopatkové kanály zvětšují, proto tlak klesá a rychlost roste.

c) u větších turbín se používá kombinace rovnotlaké a přetlakové turbíny

Dle počtu stupňů [3]

a) jednostupňové

b) vícešupňové

Dle parametrů páry [3]

a) Se sytou párou

- turbíny v jaderných elektrárnách, které používají tlakovodní reaktory.

b) S přehřátou párou

- používají ji turbíny klasických elektráren

c) S nadkritickými parametry

- používá se pro zvýšení tepelné účinnosti

Dle tlaku za posledním stupněm [3]

a) Kondenzační turbína

- po průchodu páry turbínou se pára nadále nevyužívá a odvádí se do kondenzátoru

b) Protitlaká turbína

- po průchodu páry turbínou, se pára nadále využívá

c) Odběrová turbína

- mezi jednotlivými stupni dochází k odběru páry

2.2 Základní princip parních turbín

Jak již bylo zmíněno na začátku druhé kapitoly, parní turbíny pracují v oběhu, kde se mění skupenství pracovní látky. Jsou to tedy stroje, které vždy pracují jako součást většího technologického celku, který obsahuje zdroj páry. Hlavním principem parních turbín je tedy přeměna tepelné energie vodní páry na mechanickou energii v podobě rotace hřídele. K této přeměně dochází na jednom nebo několika stupních, podle velikosti tepelného spádu. Turbinový stupeň je tvořen zpravidla jedním rozváděcím a oběžným kolem. V turbínovém stupni dochází ke snižování tlaku páry (dochází k její expanzi), podle typu stupně dochází k expanzi buď na rozváděcím kole, popřípadě i na oběžném kole. Díky expanzi dochází ke zvětšování obvodové složky rychlosti, jež je následně navyšována pomocí tvaru lopatek rozváděcího kola. Tato energie je následně předána pomocí usměrněné páry na lopatky oběžného kola, kde dojde k přeměně na energii mechanickou neboli rotaci hřídele. [4], [5]

Samotná expanze páry v turbíně je uvažována jako izoentropický děj, idealizováním tohoto děje je uvažováno, že nedochází k výměně tepla mezi turbínou a okolím. Díky tomuto předpokladu je možné použít první zákon termodynamiky pro kontrolní objem (2.2-1) a následným zjednodušením prvního zákona můžeme vyjádřit rovnici pro měrnou mechanickou práci turbíny beze ztrát (2.2-2). [2]

$$q = h_2 - h_1 + \frac{w_2}{2} - \frac{w_1}{2} + g \cdot (y_2 - y_1) + a_t \quad (2.2-1)$$

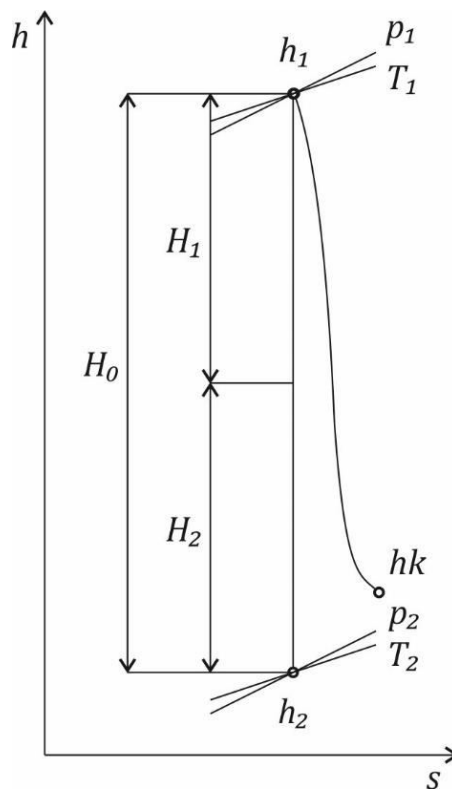
$$a_t = H_0 = h_1 - h_2 \quad (2.2-2)$$

Z rovnice pro měrnou mechanickou práci beze ztrát lze zjistit, že měrná mechanická práce turbíny se rovná rozdílu entalpie na vstupu a entalpie na výstupu. Tuto rovnici můžeme také nazvat izoentropický tepelný spád (obr. 7). Pokud budeme uvažovat ztráty v turbíně, ke kterým dochází během expanze dojde ke změně skutečného spádu (obr. 7). Tato změna je určena rovnicí (2.2-3), z této rovnice můžeme vyjádřit termodynamická účinnost turbíny (2.2-3). [3]

$$H_i = h_1 - h_k = H_0 \cdot \eta_{td} \quad (2.2-3)$$

$$\eta_{td} = \frac{H_i}{H_0} \quad (2.2-4)$$

V případě vyššího izoentropického spádu se pro zvýšení účinnosti používá více turbínových stupňů řazených za sebou. [3]



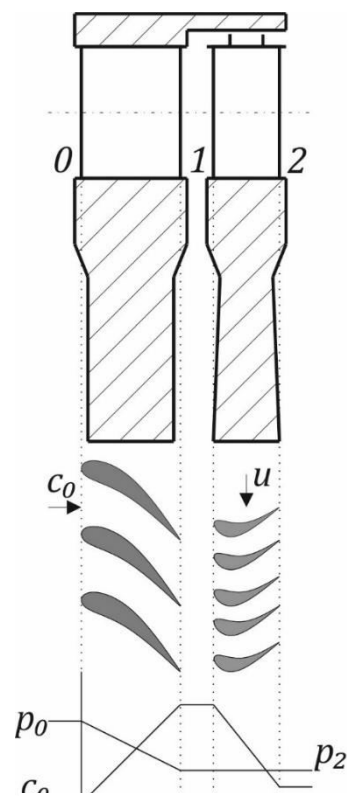
Obr. 7 Izoentropický tepelný spád

2.3 Stupeň axiální turbíny

Stupeň axiální turbíny je zpravidla tvořen rozváděcím kolem (rozváděcí lopatkování) a oběžným kolem (rotorové lopatkování). V některých případech může být před či za stupněm umístěna řada rozváděcích lopatek navíc z důvodu zlepšení podmínek (především směru proudění páry) pro sousední stupeň. Hlavním ukazatelem typu stupně je tzv. stupeň reakce, který je definován [6]

$$\rho = \frac{H_2}{H_1 + H_2} = \frac{H_2}{H_0} \quad (2.3-1)$$

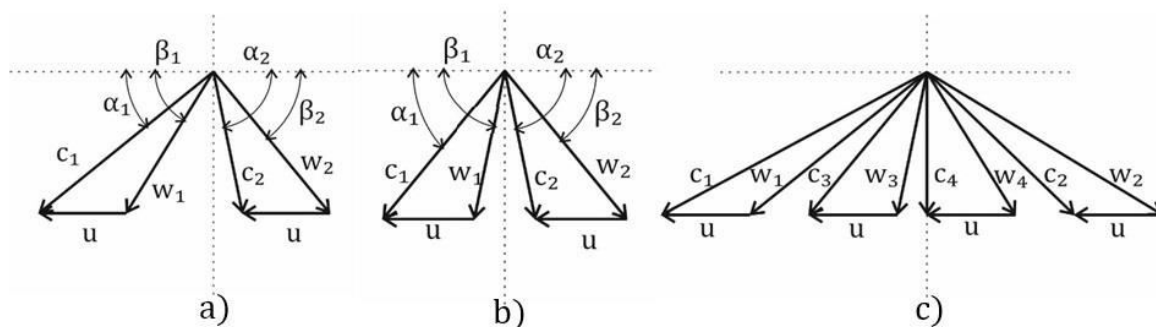
Jedná se o poměr zpracování izentropického tepelného spádu na rozváděcím a oběžném kole. Podle stupně reakce dělíme stupně turbín na rovnotlaký a přetlakový. U rovnotlakého stupně je stupeň reakce roven nule, izentropický tepelný spád je zpracován již na rozváděcím kole. U přetlakového stupně se stupeň reakce pohybuje okolo 0,5, polovina izentropického tepelného spádu zpracována na rozváděcím kole a zbylá část tohoto spádu na kole oběžném. [6]



Obr. 8 Rovnotlaký stupeň [3]

2.3.1 Rovnotlaký stupeň

Hlavním charakteristickým rysem rovnotlakého neboli akčního stupně je přibližně stejný tlak v mezeře mezi rozváděcím a oběžným kolem a za oběžným kolem. Stupeň reakce tohoto stupně je téměř roven nule. Skutečnost, že tlak před a za oběžným kolem je téměř stejný má své výhody i nevýhody. Výhodou je relativně malá síla, která působí na řadu lopatek na oběžného kola. Tato síla je rovna pouze odporové síle, která vzniká proudem pracovní látky. Další výhodou je zpracování vysokého izentropického spádu v rovnotlakém stupni. Nevýhodou je vysoká rychlost proudění na výstupu z lopatkové řady rozváděcího kola. Z tohoto důvodu se pro snížení těchto ztrát konstruují rovnotlaké stupně s mírným stupněm reakce ($\rho=0,03$ až $0,06$), tedy s mírným přetlakem $p_1 > p_2$. Stupeň reakce by měl být takový, aby došlo ke snížení ztrát, ale zároveň aby byly zachovány všechny výhody rovnotlakého stupně. [6]

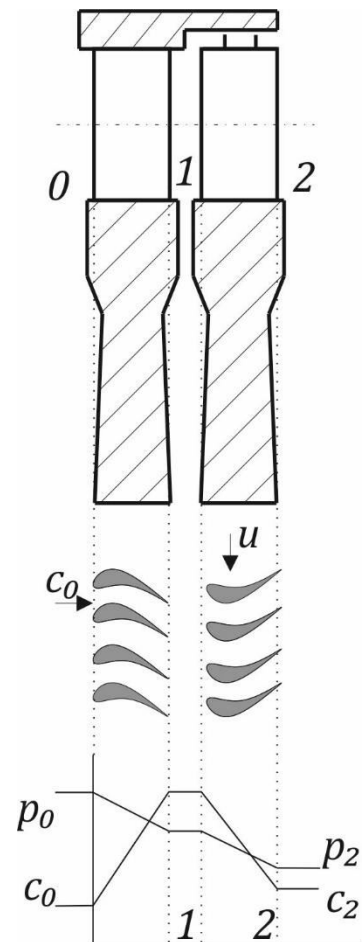


Obr. 9 Rychlostní trojúhelníky – rovnotlaký stupeň, přetlakový stupeň a Curtisův stupeň [3]

U vícestupňových turbín je kladen požadavek na splnění podmínek kde vstupní a výstupní rychlost je stejná $c_0 = c_2$. Tento požadavek má vliv na to, že lopatky oběžného kola jsou delší než lopatky rozváděcího kola. U tepelných jednostupňových rovnotlakých turbín bývá velmi vysoká ztráta výstupní rychlosti, protože malá výstupní rychlost by vedla k velkému rozdílu délek lopatek na oběžném a rozváděcím kole. Zároveň se vznikem profilových ztrát u rovnotlakého stupně se očekává, že výstupní relativní rychlost z lopatkové mříže bude menší než vstupní relativní rychlost $w_2 > w_1$. Typický rychlostní trojúhelník rovnotlakého stupně je vyobrazen na Obr.9a. [6]

2.3.2 Přetlakový stupeň

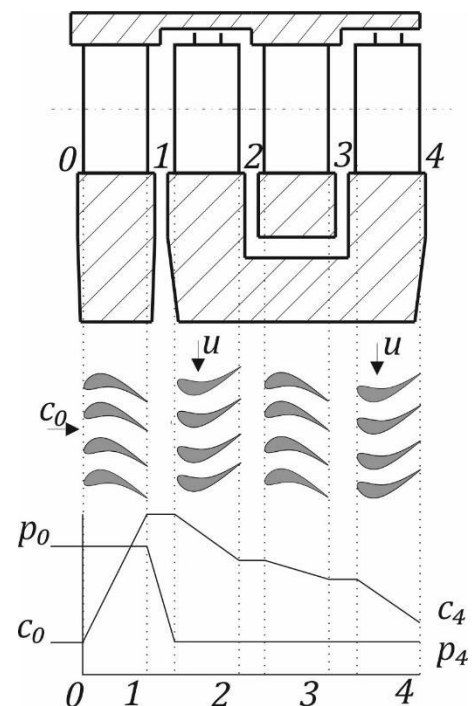
Hlavním znakem přetlakového stupně je stupeň reakce $\rho=0,5$. Taková hodnota stupně reakce vypovídá o tom, že polovina spádu stupně je zpracována již na lopatkách rozváděcího kola a druhá polovina spádu je zpracována na lopatkách oběžného kola. Díky tomu, že je polovina spádu zpracována na lopatkách oběžného kola vzniká ztráta únikem pracovní látky nad oběžným kolem. Při takovém stupni reakce jsou nejnižší profilové ztráty, jelikož rychlosti c_1 a c_2 jsou stejné nebo podobné. Výhodou je možnost použít symetrickou geometrii a tvar lopatek pro řady lopatek rozváděcího a oběžného kola. Z tohoto důvodu jsou rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně symetrické Obr.9b. [6]



Obr. 10 Přetlakový stupeň [3]

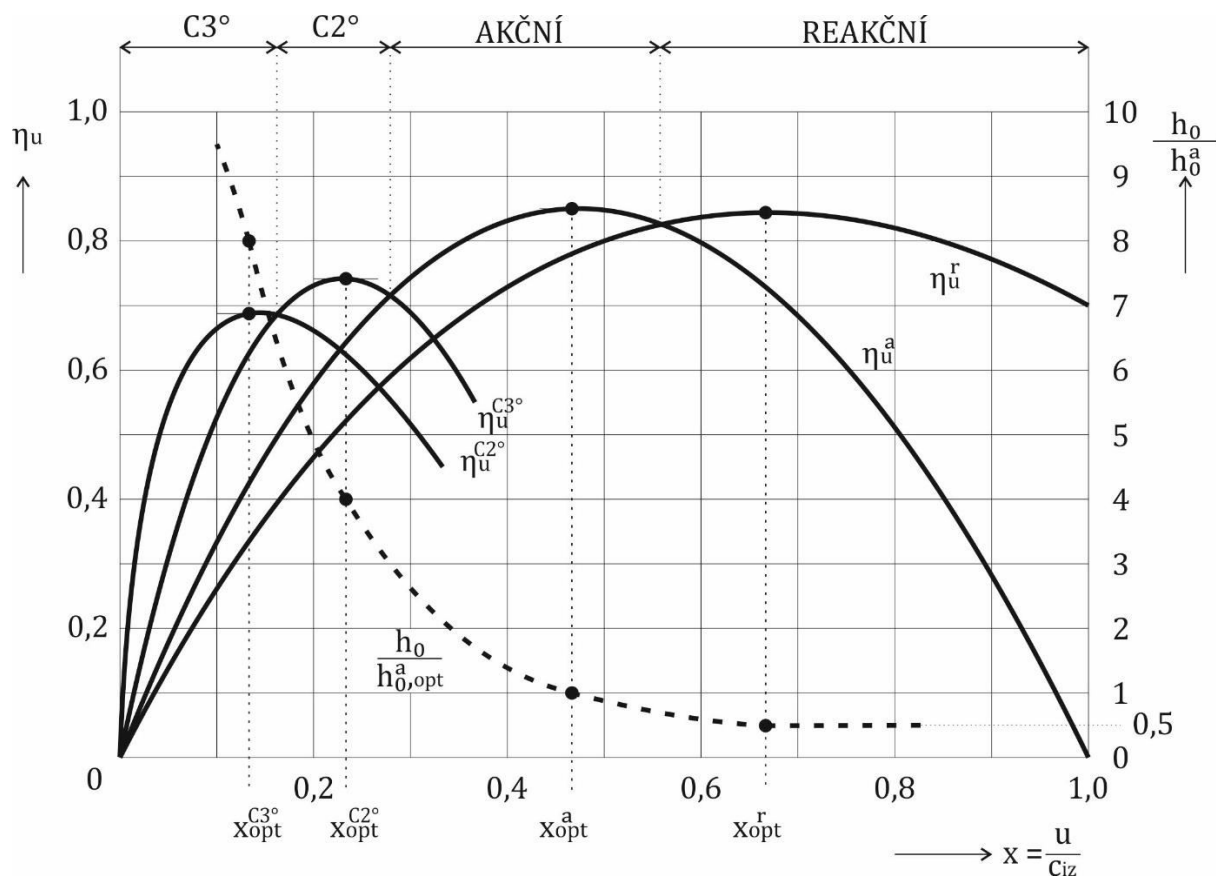
2.3.3 Curtisův stupeň

Curtisův stupeň je zvláštním případem rovnotlakého stupně, který se používá jako výhodnější varianta u jednostupňových tepelných turbín s vysokým izoentropickým spádem. To vede na velmi vysoké rychlosti, až nadzvukové a z tohoto důvodu i k velkým profilovým ztrátám. Energie v tomto stupni se také transformuje na kinetickou energii již na řadě lopatek rozváděcího kola, která následně proudí několika řadami lopatek oběžných kol, mezi kterými je vždy umístěno kolo rozváděcí, které slouží pouze k usměrnění proudu pracovní látky. Podle počtu oběžných kol se Curtisův stupeň dělí na dvouřecový, třířecový, atd. Jednořecový Curtisův stupeň je klasický rovnotlaký stupeň. Obrovskou výhodou Curtisova stupně je zpracování vyššího spádu než stupeň rovnotlaký, který by musel mít pro takový spád daleko vyšší otáčky. Typické rychlostní trojúhelníky jsou na Obr.9c [6]



Obr. 11 Curtisův stupeň [3]

2.3.4 Porovnání jednotlivých typů stupňů



Obr. 12 Srovnání průběhu obvodové účinnosti a poměru zpracovaného spádu jednotlivých typů stupňů [6]

Na Obr. 12 je v grafu znázorněno srovnání průběhu obvodové účinnosti η_u jednotlivých typů stupňů a poměrného zpracovaného spádu h_0/h_0^a . Na grafu je vymezena oblast vhodného použití jednotlivých druhů stupňů (Curtisův dvou a třívěncový, rovnotlaký a přetlakový), vymezení oblasti za použití závislosti $x = \frac{u}{c_u}$. Z Obr. 12 je zřejmé, že nejnižší účinnost má Curtisův stupeň. [6]

3 Axiální mezera

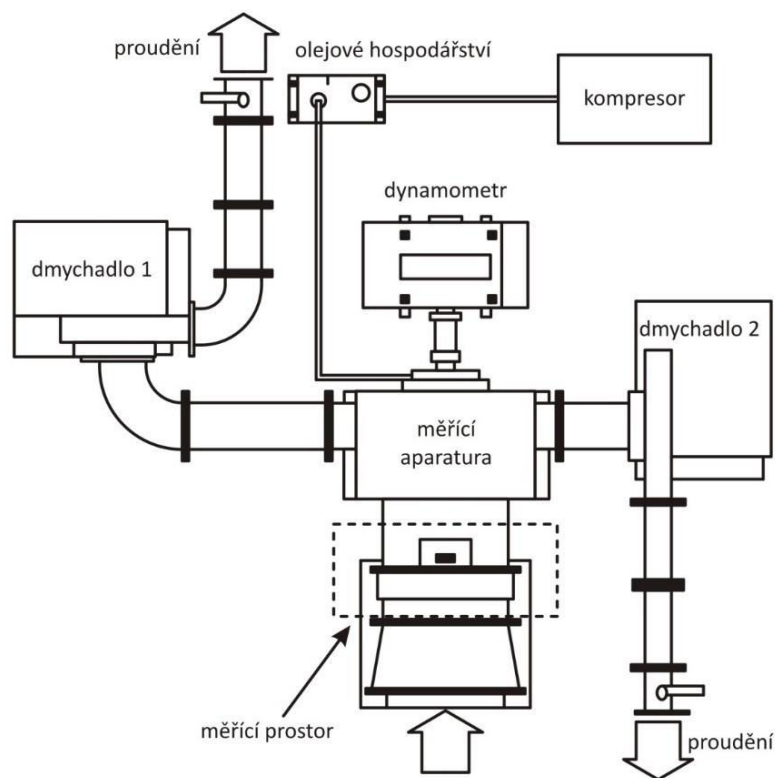
Axiální mezera vzniká mezi rozváděcím a oběžným kolem, při běžných pracovních podmínkách je šířka této mezery několik milimetrů. Při měření traverzování je potřeba tuto mezeru rozšířit, aby byl možný průchod sondy a zároveň nedošlo k jejímu poškození. Z tohoto důvodu je zkoumán vliv této mezery na proudění v turbínovém stupni. Experimenty s vlivem axiální mezery jsou zkoumány v článku– Podrobná studie aerodynamického výkonu a chování nestacionárního proudění v jednostupňové turbíně s různou axiální šterbinou rotor-stator, jež je popsána v následující kapitole.

3.1 Detailed Studies on Aerodynamic Performance and Unsteady Flow Behaviors of a Single Turbine Stage with Variable Rotor-Stator Axial Gap

Cílem rozebíraného článku bylo zjistit účinky axiální mezery mezi rotorem a státorem na výkon stupně a na proudové pole jednostupňové axiální turbíny. V článku jsou popsány experimentální a numerické studie pro 3 varianty axiálních mezer za statorovým kolem ve směru proudění. Účelem experimentů bylo zjistit celkové tlakové ztráty a časově zprůměřovat proudové pole před a za rotorovými lopatkami. Pro tento účel měření byly vyrobeny pět – otvorové sondy. Dále autoři článku provedli rozsáhlé 3D RANS nestacionární numerické simulace, ve kterých využili stejný poměr počtu lopatek, stejný jako u skutečného turbínového stupně. Výsledkem experimentů poukázal, že nejvyšší účinnost má varianta s nejmenší axiální mezerou, a to je způsobeno tím, že úplavy statorových lopatek jsou rozptýlené expanzí v axiální mezeře. [7], [8]

3.1.1 Experimentální zařízení

Zařízení, které použili je vyobrazeno schematicky na obr.13. Základem celé smyčky je jednostupňová vzduchová axiální turbína, do které je vzduch nasáván dvěma dmychadly. Otáčky rotoru turbíny byly řízeny dynamometrem. Hlavní provozní parametry tohoto zařízení Tab.1. Na Obr.13 je zvětšená ilustrace testovací části, kde statorové lopatky jsou umístěny ve směru proudění. Turbína, kterou k tomuto experimentu použili, byla navržena tak, aby byla možnost měnit osovou vzdálenost mezi rozváděcím a oběžným kolem v axiálním směru. Varianty axiálního posunutí můžeme nalézt v Tab.2. K vyloučení vlivu



Obr. 13 Schéma experimentálního zařízení

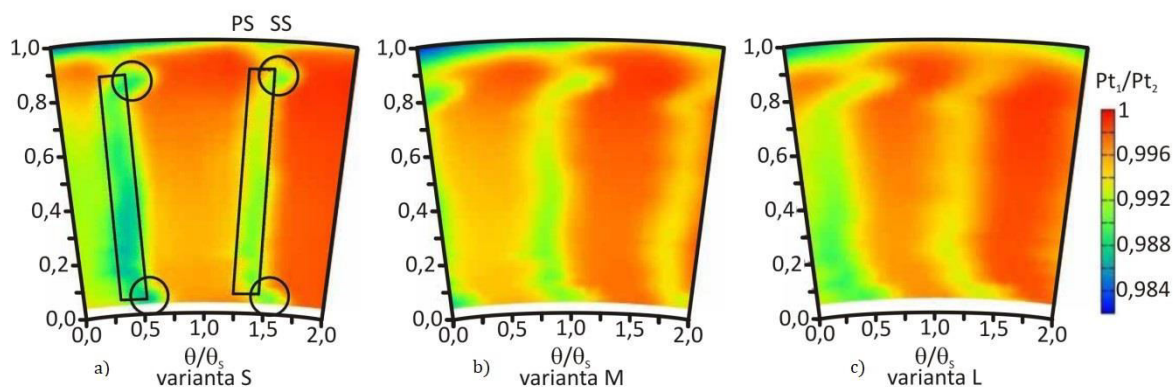
vefukování mezerou mezi státorem a rotorem udržovali vůli konstantní (1 mm) za pomoci vyměnitelných kroužků, které byly připevněny k patě rotoru. Další mezera se nacházela mezi bandáží oběžného kola a tělesem. U této mezery se předpokládalo, že bude mít pouze lokální vliv na proudění vzduchu v oblasti špičky lopatek. Měřicí roviny sondy byly umístěny za rozváděcím (TS) a za oběžným kolem (TR). Zařízení, jež použili je schematicky na obr., základem celé smyčky je jednostupňová vzduchová axiální turbína, do které je vzduch nasáván dvěma dmychadly. Otáčky rotoru turbíny byly řízeny dynamometrem. Hlavní provozní parametry tohoto zařízení Tab.1. Na Obr.14 je zvětšená ilustrace testovací části, kde statorové lopatky jsou umístěny ve směru proudění. Turbína, kterou k tomuto experimentu použily byla navržena tak, aby byla možnost měnit osovou vzdálenost mezi rozváděcím a oběžným kolem v

3.1.2 Numerické simulace

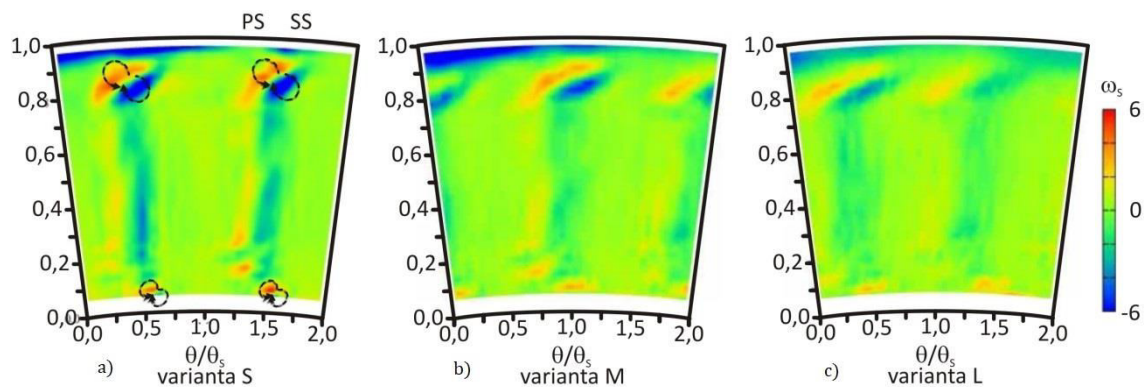
Společně s experimentálním měřením byly pro lepší pochopení proudového pole ve stupni turbíny provedeny numerické simulace. Tyto numerické simulace byly řešeny Navier-Stokesovými rovnicemi pro stlačitelné proudění. Poměr počtu statorových a rotorových lopatek byl 3:4, což se blíží k reálnému stupni. [7], [8]

3.1.3 Výsledky měření a numerických simulací

Rozdělení kontur poměru celkových tlaků (před a za rozváděcím kolem) a vířivosti za statorem pro zkoumané varianty axiálních mezer je vyobrazeno na Obr.15 a Obr.16, kde θ/θ_s je úhlová rozteč statorových lopatek. Rozdělení poměru celkových tlaků poskytlo obecnou představu o celkových ztrátách za statorovými lopatkami. Na Obr.15 a Obr.16 jsou ukázány tři hlavní oblasti ztrát. [7], [8]



Obr. 15 Poměr celkových tlaků za statorem [7]



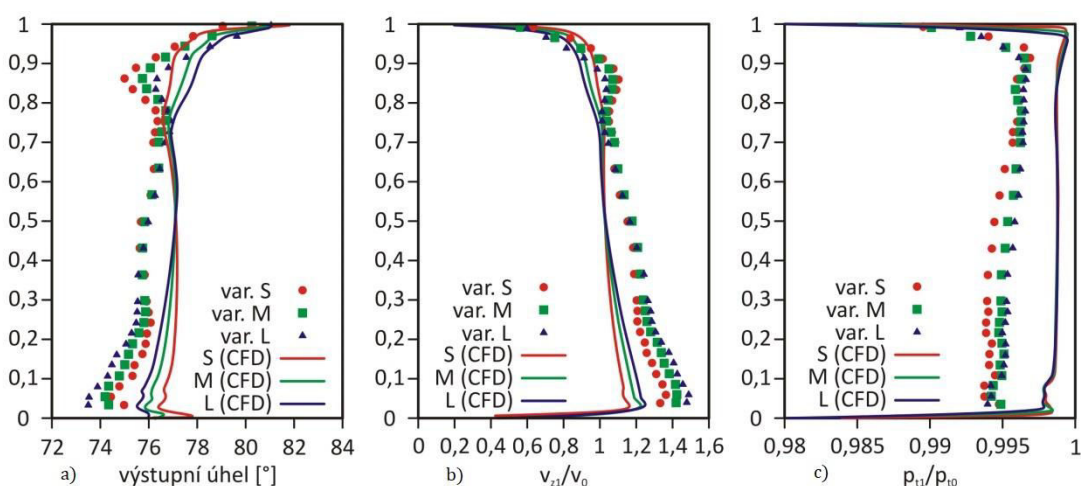
Obr. 16 Vířivost proudnic za statorem [7]

- a) oblast sekundárních ztrát, která se nachází přibližně v 85% výšce lopatky a v blízkosti patky
- b) oblasti profilových ztrát, které jsou umístěny podél odtokové hrany lopatky
- c) oblast ztrát v mezní vrstvě, která se nachází na stěně tělesa

Oblast sekundárních ztrát byla nejvíce viditelná u kanálových proudů a u sekundárního proudění, která s rozšiřující se axiální mezerou expandovala v obvodovém směru. Oblasti profilových ztrát expandovaly obdobně, jako oblasti ztrát sekundárních. Ztráty na stěně v mezní vrstvě byly způsobeny rozšiřováním axiální mezery, a tím docházelo k rozšíření dané axiální mezery. Naměřená vířivost a její rozšiřování v obvodovém směru se mění vlivem expanze v

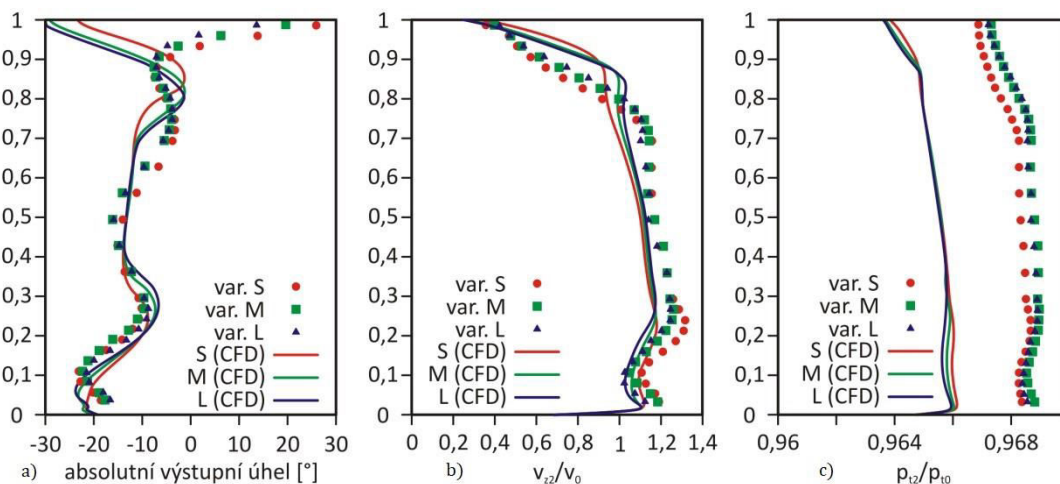
axiální mezeře. Což je také z části způsobeno změnou vzdálenosti odtokové hrany statorových lopatek od měřící roviny, a ta se zároveň mění s rozšiřující se axiální mezerou.

Na obr. 17 je vyobrazen výstupní úhel, axiální rychlost a poměr celkových tlaků středěné v radiálním směru, podle hmotnosti průtoku pro všechny varianty velikosti axiální mezery za statorem. V grafech jsou vyobrazeny hodnoty získané měřením a také hodnoty získané numerickým měřením. Při porovnání výsledků je patrné, že experimenty téměř shodovaly. Kromě rozložení na obr. 17 a, kde výpočty selhávají, i při předvídání odchylek úhlů natočení v blízkosti tělesa. Nebo na obr. 17c, jenž můžeme vypořadovat odlišné hodnoty tlakového poměru mezi naměřenou a vypočtenou hodnotou. Zmíněný rozdíl z obr. 17c je nejspíše zapříčiněn tím, že se při samotných výpočtech uvažovalo s rovnoměrným profilem rychlosti. [7], [8]



Obr. 17 Výstupní úhel, axiální rychlost a poměr tlaků po výšce lopatky průměrované hmotnostním průtokem za statorem [7]

Na Obr.18 je vyobrazen výstupní úhel, axiální rychlost a poměr celkových tlaků středěné v radiálním směru podle hmotnostního průtoku pro všechny varianty velikosti axiální mezery za rotorem. Výsledky experimentálního měření se s numerickou simulací téměř shodují. Výjimkou jsou nesporné rozdíly, převážně v blízkosti špičky, které jsou způsobené mezi mezerou bandáží a tělesem. Celkové výsledky měření pomocí experimentu vykazovaly menší vliv velikosti axiální mezery než výsledky numerické simulace. [7], [8]



Obr. 18 Výstupní úhel, axiální rychlost a poměr tlaků po výšce lopatky průměrované hmotnostním průtokem za rotorem [7]

Grafické znázornění entropie na obr. 19 poukazuje, že v 70 % a 20 % výšky, se nacházejí dvě oblasti se zvýšenou entropií. U varianty s větší axiální mezerou (varianta L) je entropie větší, nežli je to u variant s menší axiální mezerou (varianta S a M). A to je způsobeno rozpadem vírů a úplavů, při kterých vzniká silnější vliv vírů a sekundárního proudění ve větší axiální mezeře. Dále to má za následek zvýšení expanze v axiální mezeře s následnými celkovými ztrátami turbíny. [7], [8]

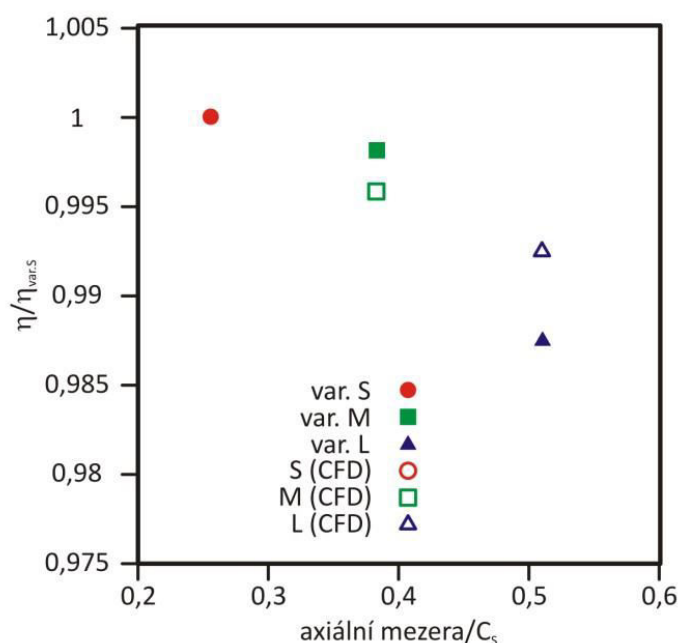
3.1.4 Účinnost stupně

Celková účinnost stupně byla vypočtena pomocí rovnic (3.1.3-1 a 3.1.3-2) vycházející z kroutícího momentu turbíny, resp. z celkové teploty. Kde Mk je kroutící moment turbíny a ω je úhlová rychlosti. [7], [8]

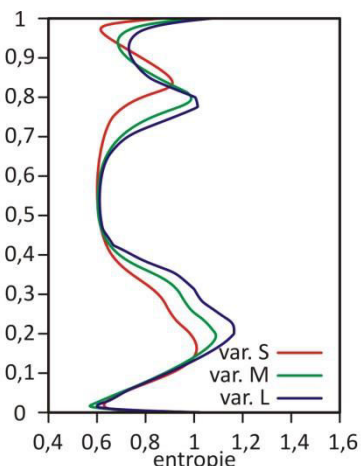
$$\eta = \frac{Mk \cdot \omega}{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{Pt_2}{Pt_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \right\} \cdot m} \quad (3.1.3-1)$$

$$\eta_{CFD} = \frac{T_0 - T_2}{T_0 - T_0 \cdot \left(\frac{Pt_2}{Pt_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} \quad (3.1.3-2)$$

Tato účinnost je vyobrazena na Obr.20, kde je zřejmé, že celková účinnost stupně s rostoucí axiální mezerou klesá. Jedním z možných důvodů zmenšení účinnosti, může být tekutina s nízkou energií, u varianty s větší axiální mezerou (varianta L), která se soustředila na patě lopatek ve směru proudění statorem. Tekutina s nízkou energií následně reagovala s víry a mezní vrstvou na patě při průchodu rotorem, což vedlo ke zhoršení účinnosti v blízkosti paty. Z tohoto lze vyvodit, že velikost axiální mezery mezi statorem a rotorem má značný vliv na účinnost turbíny. [7], [8]



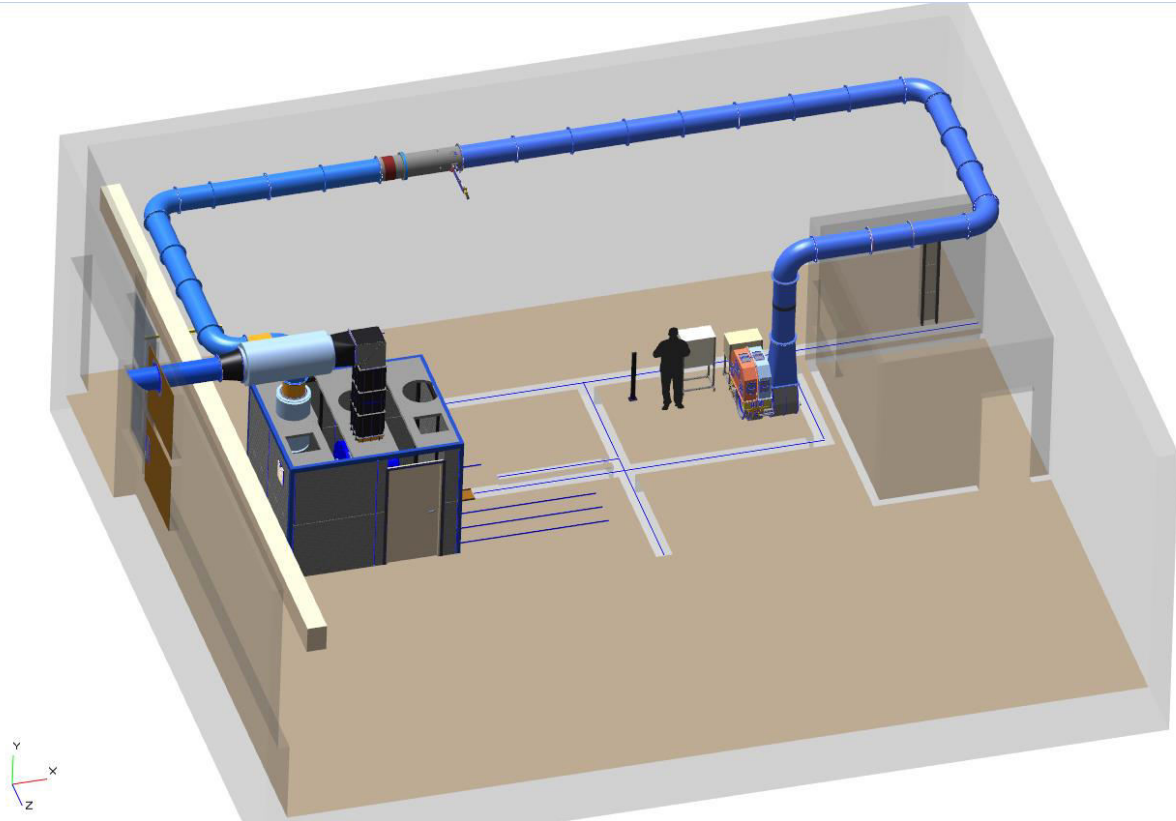
Obr. 20 Účinnost stupně jednotlivých variant, včetně numerických simulací [7]



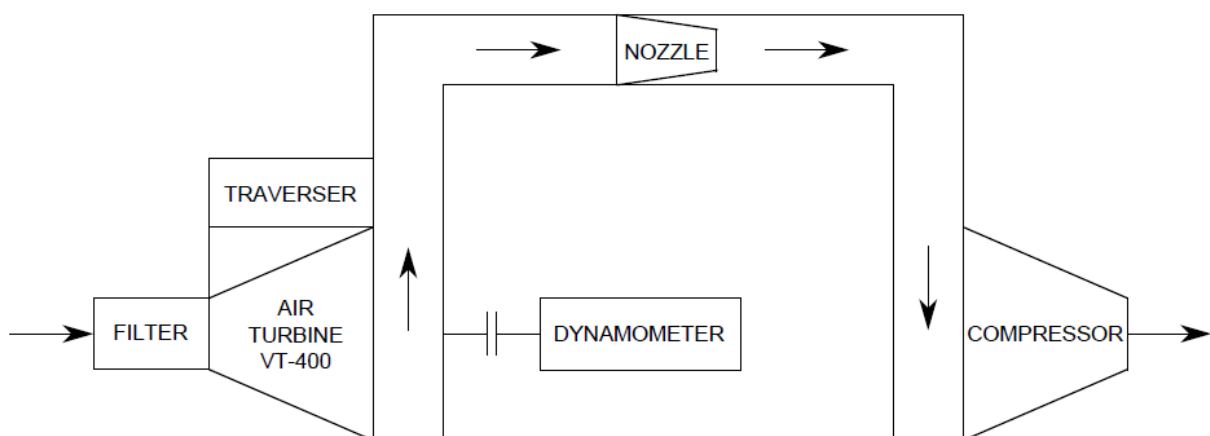
Obr. 19 Rozložení entropie po výšce lopatky za rotorem [7]

4 Vzduchová turbína VT400

Hlavním prvkem celého experimentálního zařízení je jednostupňová vzduchová turbína VT400, která slouží k vědecko-výzkumné činnosti. Tato vzduchová turbína se nachází v sání kompresoru, viz. Obr.21 a Obr.22. Na Obr.22 je znázorněno schéma celé experimentální smyčky.

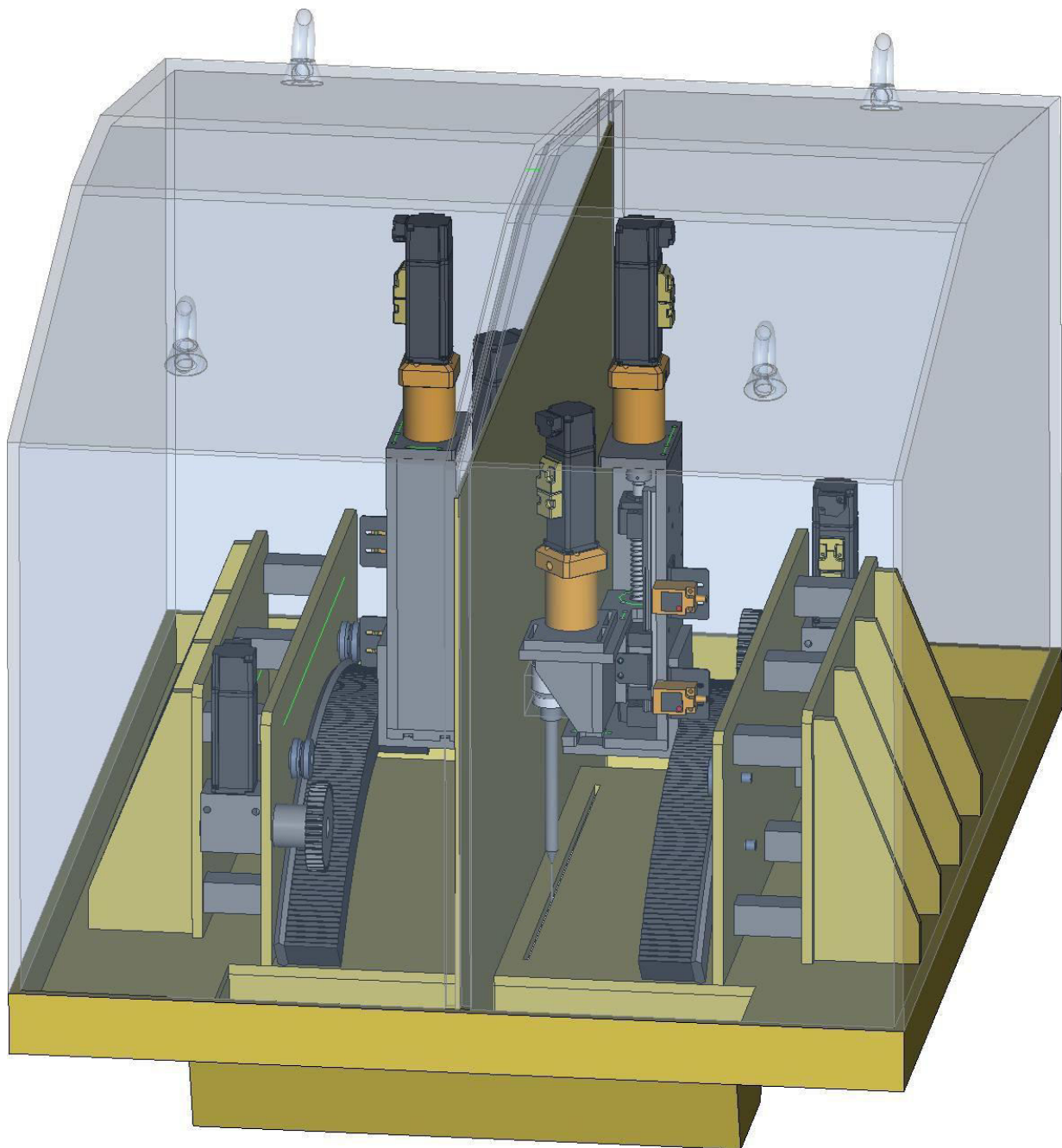


Obr. 21 3D pohled na experimentální smyčku

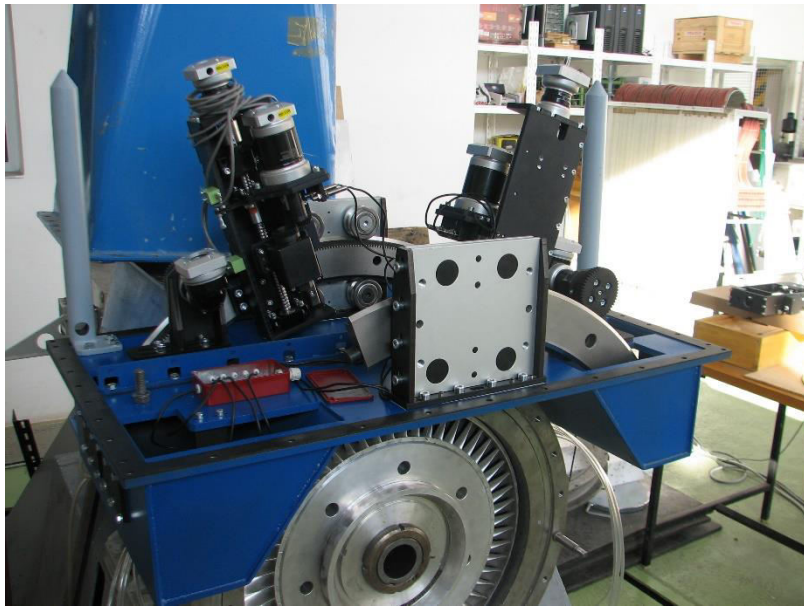


Obr. 22 Schéma experimentální smyčky [9]

Schéma na Obr.22. zobrazuje uspořádání celého zařízení. Vzduch je nasáván přes filtr, který odstraní prachové částice a nečistoty ve vzduchu. Dále je ve smyčce turbína, na kterou je připevněn traversér (Obr.23 a Obr.24.), jenž umožňuje měření 5-ti osou sondou. Traversér posouvá sondu po radiále, od špičky až k patě lopatky po obvodu kola a automaticky natáčí sondu do proudu. K měření jsou použity dva kanály pro dvě sondy, jeden kanál leží za rozváděcím kolem a druhý za oběžným kolem. Dále se ve smyčce nachází dynamometr, pomocí kterého je možnost měřit otáčky a točivý moment. Proudící vzduch dále pokračuje do dýzy, která umožňuje měření hmotnostního průtoku. Poslední částí je kompresor, který je vyfocen na Obr.25. [10]



Obr. 23 3D model traverséru [9]








Obr. 24 Foto traverzéro v experimentální smyčce

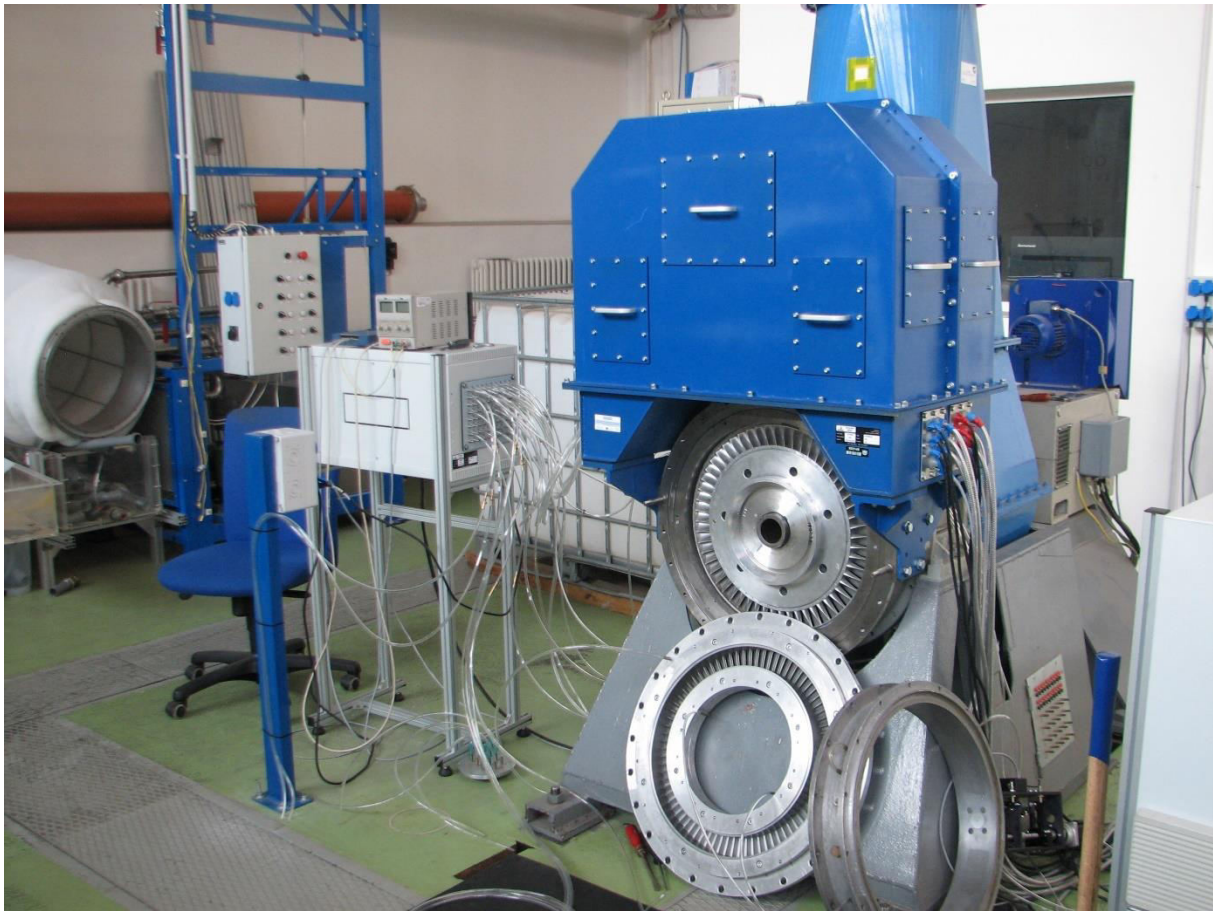


Obr. 25 Foto kompresoru v experimentální smyčce

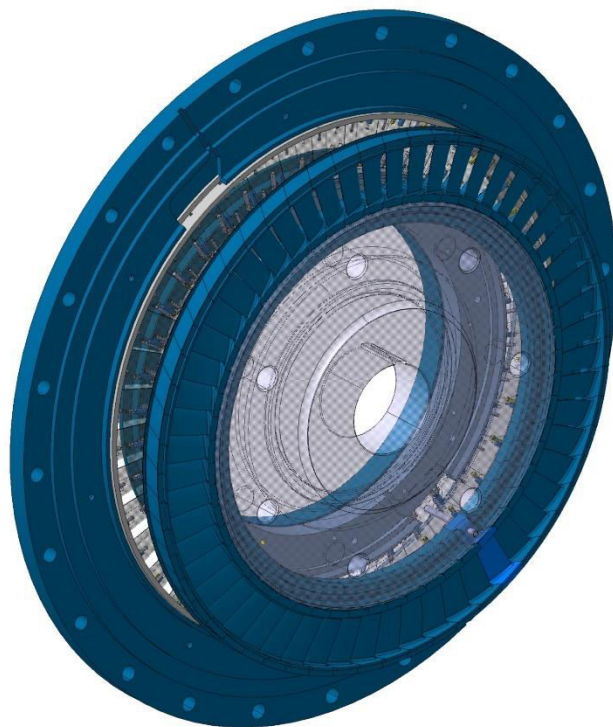
Jak již bylo zmíněno, hlavním prvkem celé experimentální smyčky je vzduchová turbína VT400. Parametry lopatkování jsou uvedeny v Tab.3., u tohoto zařízení je možnost použít dvě různé varianty rozváděcích kol. V této tabulce jsou hodnoty počtu lopatek, délka lopatek, hodnota patního průměru, relativní poměr délky lopatek ku patnímu průměru, střední rozteč, tětiva, šíře lopatek, poměrná rozteč a štíhlost.

			Stator var1	Stator var2	Rotor
					
					
No. of blades	N	[1]	78	40	56
Blade length	L	[mm]	45,5	45,5	47
Hub diameter	D_p	[mm]	400	400	400
Relative length	L/D_p	[1]	0,114	0,114	0,118
Medium pitch	t_s	[mm]	17,94	34,99	25,08
Profile chord	c	[mm]	22,51	43,90	32,09
Blade width	B_{ax}	[mm]	15,85	30,47	21,43
Relative pitch	t_s/c	[1]	0,797	0,797	0,782
Leanness	L/c	[1]	2,021	1,036	1,465

Tab. 3 Hodnoty lopatkování [9]



Obr. 26 Foto vzduchové turbíny VT400 s odmontovaným rozváděcím kolem



Obr. 27 3D pohled na rozváděcí a oběžné kolo vzduchové turbíny VT400

5 Rozbor návrhů na konstrukční úpravu

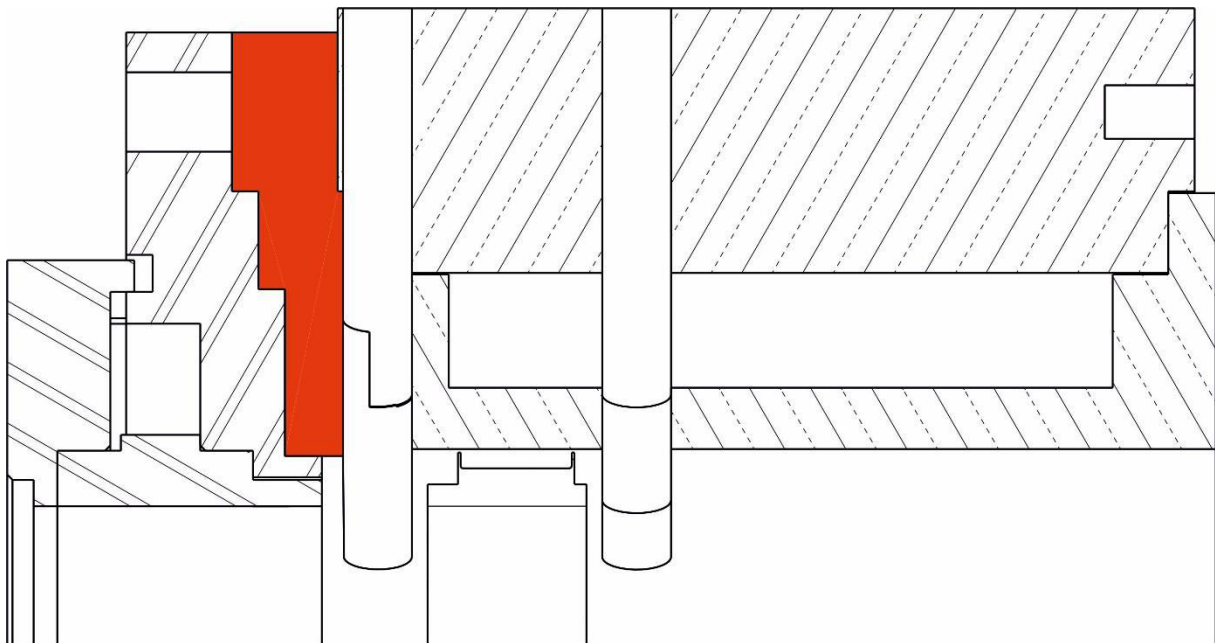
V této kapitole budou představeny dvě varianty na úpravu velikosti axiální mezery mezi oběžným a rozváděcím kolem na vzduchové turbíně VT400. Dále bude porovnání obou variant a vybrání té nejuvhodnější. Hlavním požadavkem na úpravu je, aby nebyla nutnost odinstalovat traverzovací zařízení. V případě odinstalování traverzovacího zařízení je nutnost kalibrace, což je nežádoucí.

5.1 Varianta 1

První varianta na úpravu velikosti axiální mezery mezi rozváděcím a oběžným kolem je varianta s úpravou dílu rozváděcího kola. Výkres upraveného kola je v příloze č.3. Celý princip úpravy rozváděcího kola je ve zúžení dílu (příloha č.4), jež je spojením mezi rozváděcím kolem a středním tělesem. Celá sestava spojení rozváděcího kola se středním tělesem a zobrazením axiální mezery se šířkou 5 mm je na výkresu sestavy v příloze č.1. Druhá poloha s úpravou velikosti axiální mezery z důvodu měření pomocí traverzuru za rozváděcím kolem je na výkresu sestavy v příloze č.2. Větší velikosti axiální mezery se dosáhne přidáním přídavného kroužku (příloha č.5), díky tomuto kroužku je šířka axiální mezery 20 mm, což je dostatečné pro měření pomocí traverzuru. Obrovská výhoda této varianty je fakt, že není nutnost upravovat jiné díly. Jelikož není nutná úprava jiných dílů, je možnost ponechat původní střední těleso a vnější vymežovací válec.

5.2 Varianta 2

Druhá varianta na úpravu velikosti axiální mezery mezi rozváděcím a oběžným kolem je varianta, ve které se pro zvětšení přidá rozpěrný kroužek. Celá varianta je zobrazena na Obr.28. Nevýhodou této varianty je nutnost úpravy středního tělesa a vnějšího vymežovacího válce. Tato úprava je nutná, jelikož by otvory pro měření pomocí traverzuru nebyly před a za rozváděcím kolem. Otvory pro traverzování jsou oproti předešlé variantě (příloha č.2), kde nedošlo k pozměnění středního tělesa a vnějšího vymežovacího válce, posunuty proti směru proudění, tak aby se nacházely mezi rozváděcím a oběžným kolem a za oběžným kolem.



Obr. 28 Varianta 2

5.3 Porovnání jednotlivých variant

Hlavním požadavkem, který musí konstrukční úprava axiální mezery mezi statorovým a rotorovým kolem splňovat je možnost změny této mezery bez demontování traverzovacího zařízení. Hlavní požadavek splňují obě varianty. Z tohoto důvodu bude provedeno porovnání těchto variant a výběr té výhodnější z hlediska náročnosti na výrobu a nutnosti úpravy stávajícího zařízení.

Dle výše uvedených hledisek jsou obě varianty velice podobné, u obou variant jde o přidání vymežovacího kroužku, který je možno odejmout bez nutnosti demontáže celého zařízení. Tudíž je potřeba vyrobít vymežovací kroužky u obou variant. U varianty č.2 je dále zapotřebí upravit, mimo výroby vymežovacího kroužku, vnější vymežovací válec a střední těleso. Tato úprava je nutná, jak již bylo popsáno v kapitole o variantě 2. Oproti tomu, u varianty č.1 není nutnost, jakkoliv upravovat rozměry stávajícího zařízení a jeho dílů. Díky tomuto je varianta č.1 výhodnější než varianta č.2.

I přes to, že obě varianty splňují hlavní podmínku, je výhodnější zvolit variantu číslo 1., jelikož není nutnost upravovat stávající zařízení. Z tohoto důvodu byla vybrána a podrobně zkusena do příložených výkresů sestavy s vymežovacím kroužkem a bez vymežovacího kroužku a výrobního výkresu tohoto kroužku.

Závěr

Hlavním cílem práce bylo vypracovat rešerši výzkumu vlivu axiální mezery mezi rozváděcím a oběžným kolem, a vytvoření konstrukčního řešení na úpravu axiální mezery experimentálním zařízením VT400. Po obecném úvodu do problematiky turbín byl rozebrán článek o studiu vlivu axiální mezery mezi rozváděcím a oběžným kolem. Dále byly představeny varianty konstrukčního řešení na úpravu axiální mezery na experimentálním zařízením VT400. Tyto varianty byly mezi sebou porovnány a byla z nich vybrána ta výhodnější. Hlavní požadavek na konstrukční úpravu byla možnost změny axiální mezery bez nutnosti demontáže traverzovacího zařízení, čemuž obě varianty vyhověly. Z těchto dvou variant byla nakonec vybrána varianta číslo 1, jelikož není potřeba provádět větší úpravy na stávajícím zařízením.

Díky této práci je známa možnost úpravy experimentálního zařízení VT400, díky které lze měnit velikost axiální mezery. Změna axiální mezery je nutná pro budoucí měření a zkoumání.

Seznam literatury

- [1] KADRNOŽKA, Jaroslav. Lopatkové stroje. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003.
- [2] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004.
- [3] ŽITEK, Pavel. Parní turbíny - přednáška. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010
- [4] ŠKOPEK, Jan. Tepelné turbíny a turbokompresory. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010.
- [5] ŠČEGLJAJEV, A. V. Parní turbíny: teorie tepelného děje a konstrukce turbín. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983.
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. Transformační technologie. <http://www.transformacni-technologie.cz/> Brno, 2011
- [7] Žitek Pavel: Teze disertační práce, Komplexní problematika průtočné části vzduchové turbíny, 2018
- [8] KIKUCHI Mamoru, FUNAZAKI Ken-ichi, YAMADA Kazutoyo, SATO Hideaki, Detailed Studies on Aerodynamic Performance and Unsteady Flow Behaviors of a Single Turbine Stage with Variable Rotor-Stator Axial Gap. International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems December 2008, Volume 2, Number 1
- [9] KLIMKO, Marek a OKRESA, Daniel. Experimental research of reaction blading on air turbine VT-400. In: Experimental Fluid Mechanics 2015. Les Ulis: EDP Sciences, 2016. [8] s. ISSN 2100-014X.
- [10] ŽITEK, Pavel, KLIMKO, Marek a NOGA, Tomáš. Experimentální vzduchová turbína VT-400. In: 35th Conference of Departments of Fluid Mechanics and Thermomechanics: proceedings od conference paper. Bratislava: Slovak Unviersity of technology in Bratislava, 2016. [6] s. ISBN 978-80-227-4525-3.

Seznam obrázků

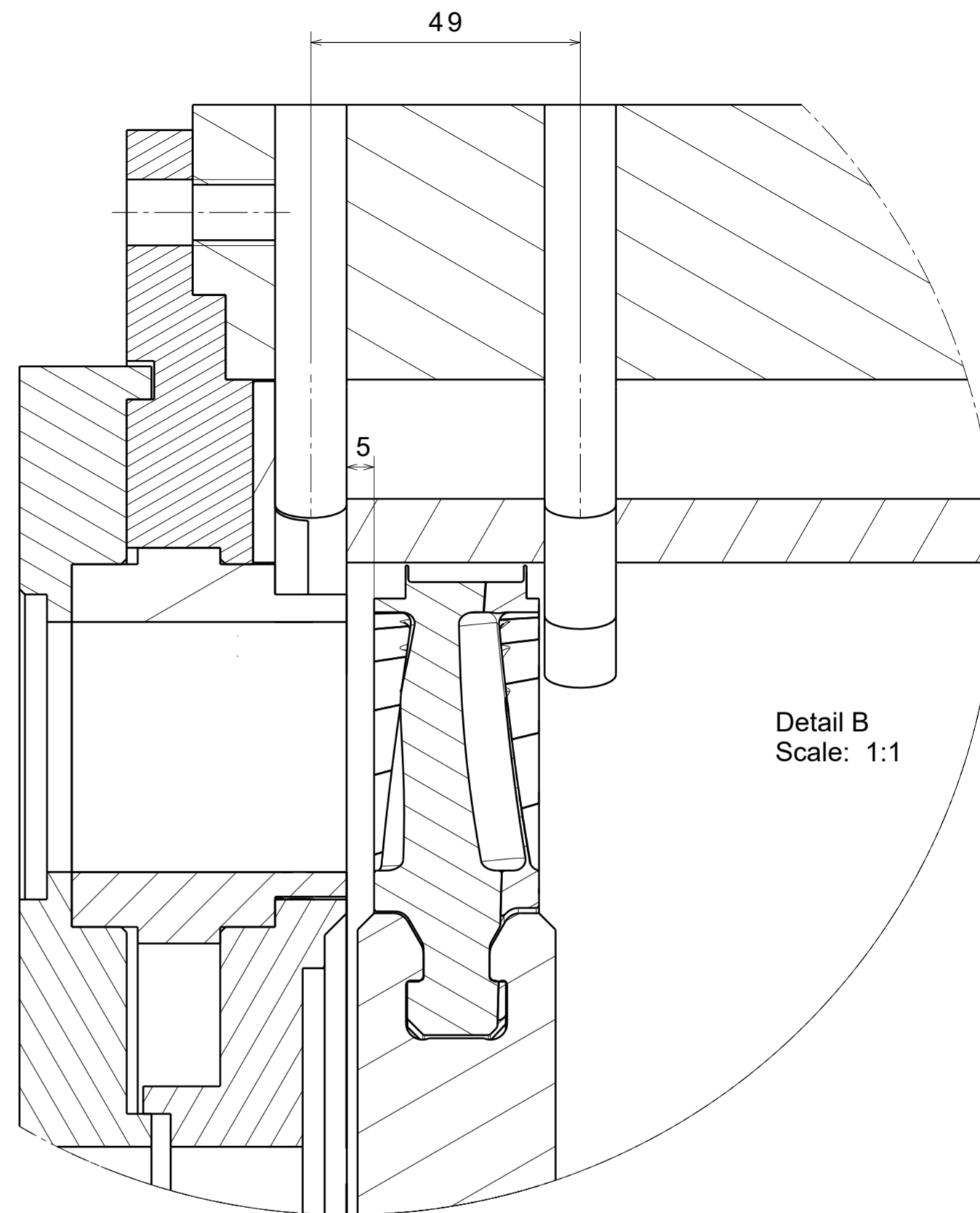
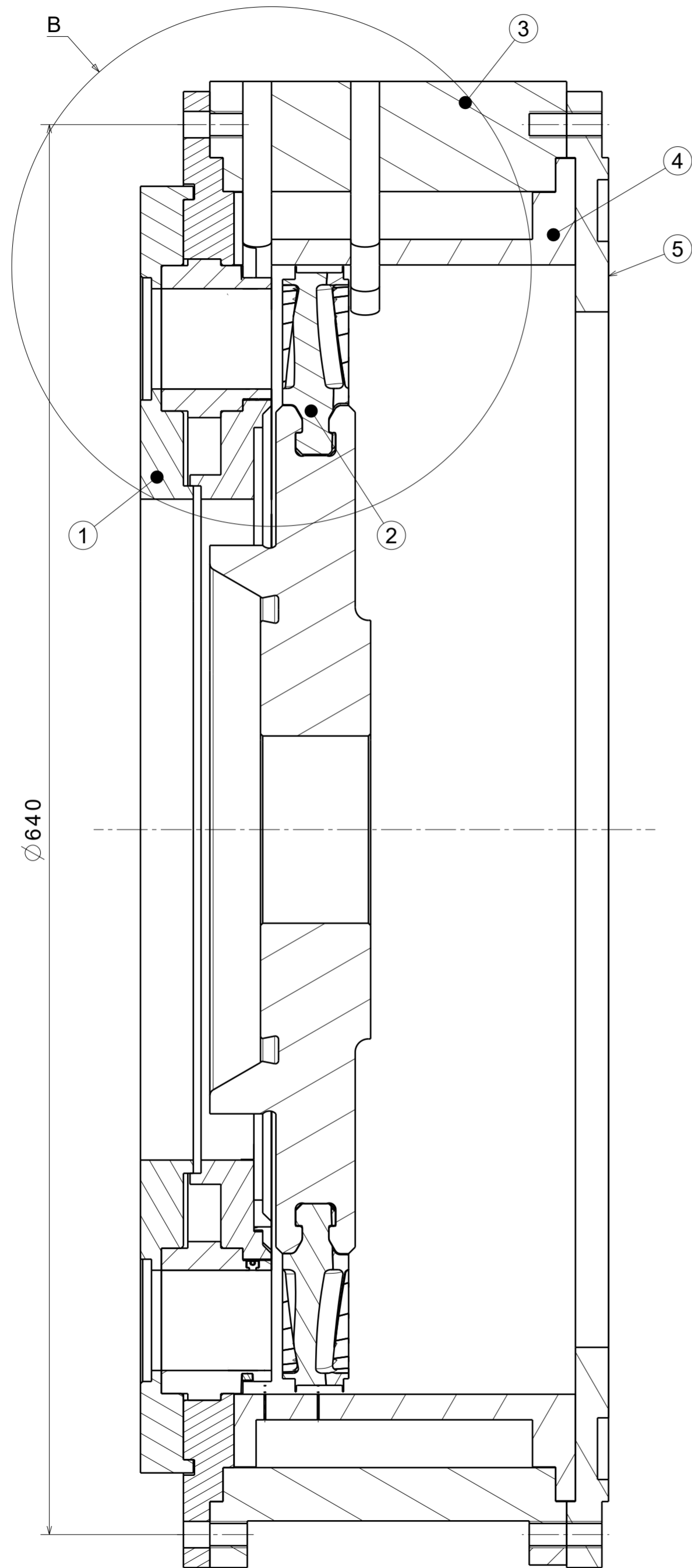
Obr. 1 Statorová a rotorová část turbíny a kompresoru [1].....	12
Obr. 2 Změna rychlosti pracovní látky v turbínové a kompresorové lopatkové mříži [1].....	13
Obr. 3 Vymezený kontrolní objem [1]	17
Obr. 4 Odvození Eulerovy rovnice [1].....	18
Obr. 5 Odvození zobecněné Eulerovy rovnice [1].....	20
Obr. 6 Řez axiální rovnotlaké turbíny [3]	22
Obr. 7 Izoentropický tepelný spád	24
Obr. 8 Rovnotlaký stupeň [3].....	25
Obr. 9 Rychlostní trojúhelníky – rovnotlaký stupeň, přetlakový stupeň a Curtisův stupeň [3]	25
Obr. 10 Přetlakový stupeň [3]	26
Obr. 11 Curtisův stupeň [3].....	26
Obr. 12 Srovnání průběhu obvodové účinnosti a poměru zpracovaného spádu jednotlivých typů stupňů [6].....	27
Obr. 13 Schéma experimentálního zařízení	28
Obr. 14 Detail axiální mezery při experimentálním měření [7].....	29
Obr. 15 Poměr celkových tlaků za statorem [7].....	30
Obr. 16 Vířivost proudnic za statorem [7]	30
Obr. 17 Výstupní úhel, axiální rychlost a poměr tlaků po výšce lopatky průměrované hmotnostním průtokem za statorem [7]	31
Obr. 18 Výstupní úhel, axiální rychlost a poměr tlaků po výšce lopatky průměrované hmotnostním průtokem za rotorem [7].....	31
Obr. 19 Rozložení entropie po výšce lopatky za rotorem [7]	32
Obr. 20 Účinnost stupně jednotlivých variant, včetně numerických simulací [7]	32
Obr. 21 3D pohled na experimentální smyčku.....	33
Obr. 22 Schéma experimentální smyčky [9].....	33
Obr. 23 3D model traverzéro [9].....	34
Obr. 24 Foto traverzéro v experimentální smyčce	35
Obr. 25 Foto kompresoru v experimentální smyčce	35
Obr. 26 Foto vzduchové turbíny VT400 s odmontovaným rozváděcím kolem.....	37
Obr. 27 3D pohled na rozváděcí a oběžné kolo vzduchové turbíny VT400	37
Obr. 28 Varianta 2	38

Seznam tabulek

Tab. 1 Provozní parametry experimentálního zařízení [7]]	29
Tab. 2 Varianty velikosti axiálních mezer [7]	29
Tab. 3 Hodnoty lopatkování [9]	36

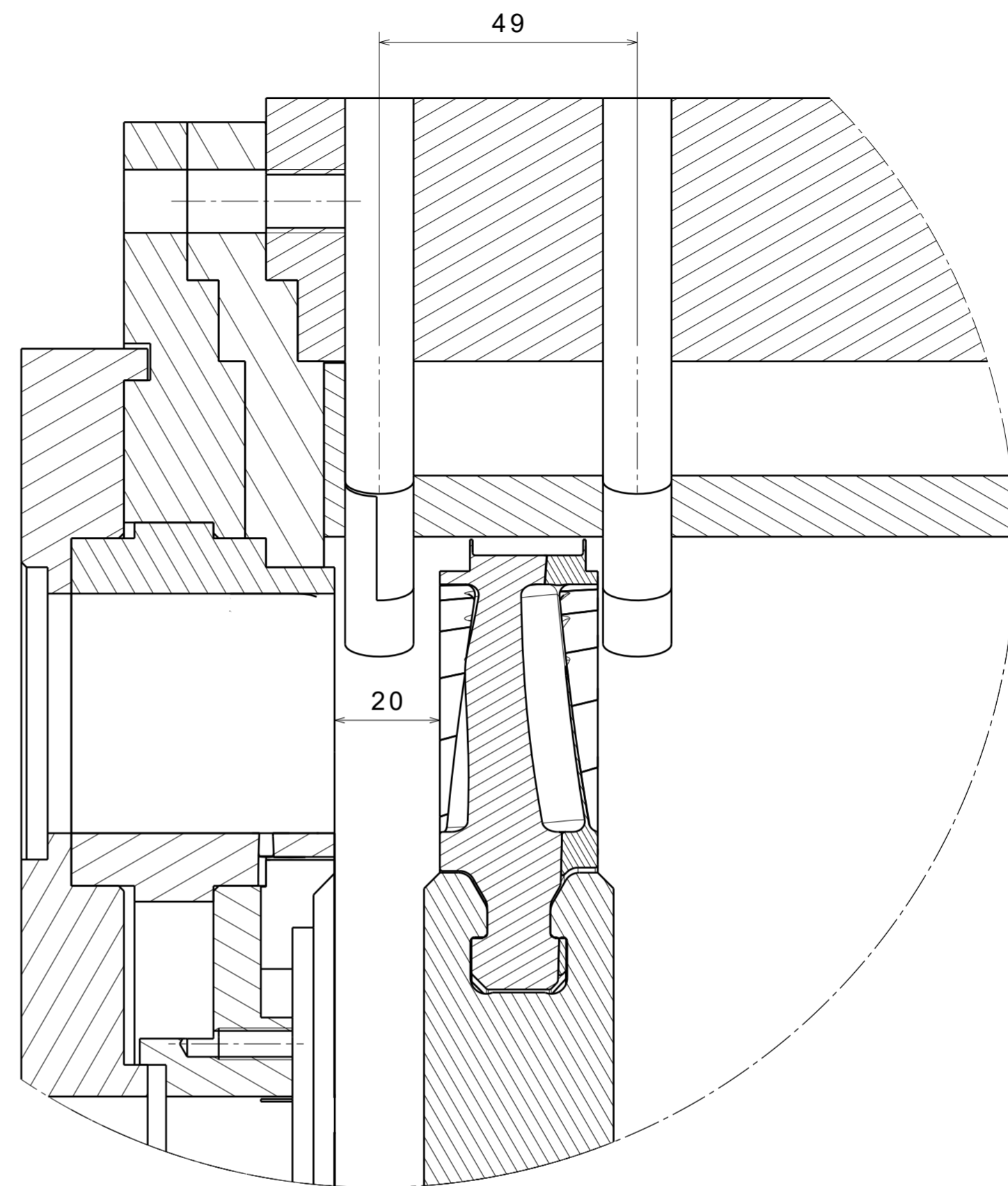
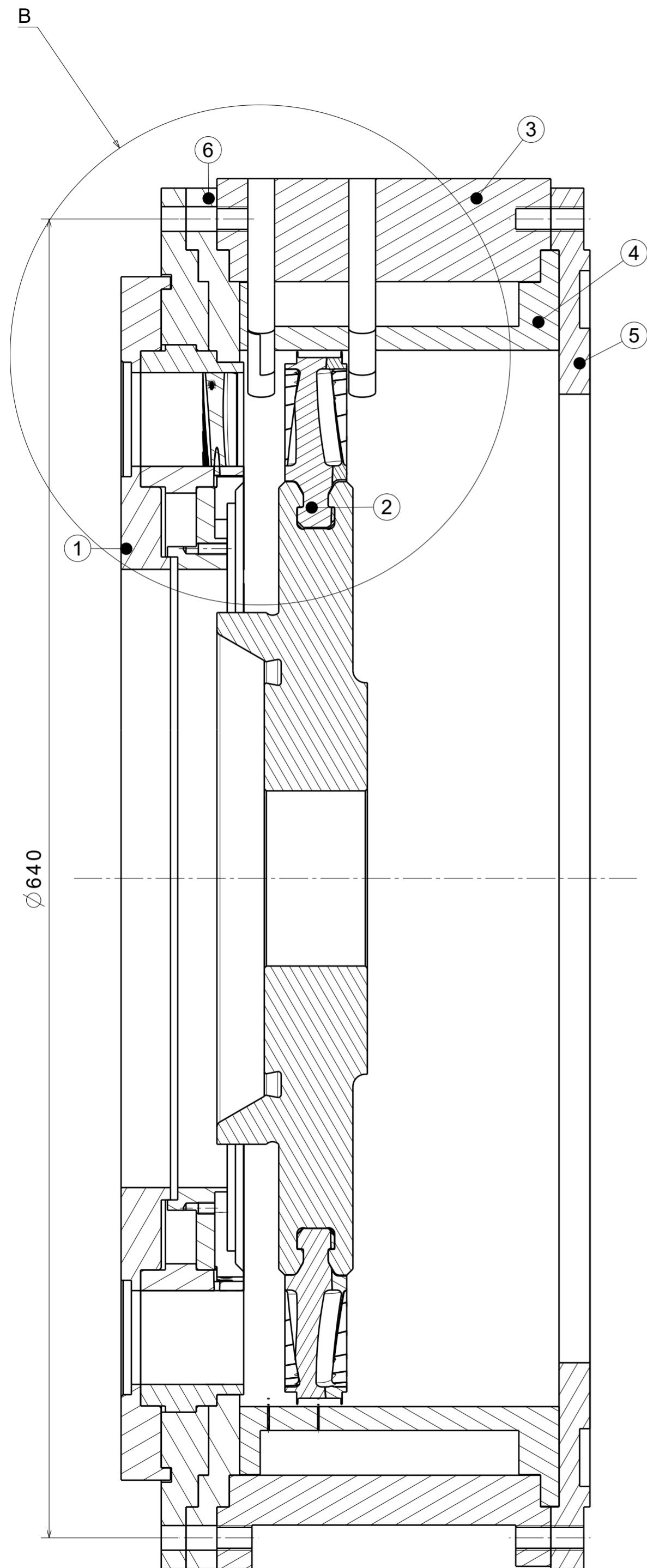
Seznam příloh

Příloha č.1	Sestava – Var_1_pozice_1
Příloha č.2	Sestava – Var_1_pozice_2
Příloha č.3	Sestava – Var_1_rozváděcí_kolo
Příloha č.4	Výrobní výkres – upravený díl
Příloha č.5	Výrobní výkres – přídatný kroužek



5	Vymezovací kroužek	-
4	Vnější vymezovací válec	-
3	Střední těleso	-
2	Oběžné kolo	-
1	Rozváděcí kolo	S_01_03
Pozice	Název	Číslo výkresu

TOLEROVANI ISO 80015 ISO 2768mK ISO 128		Zapadočeská univerzita v Plzni Vsechna prava vyhrazena/All rights reserved	
SCHVALIL	DATUM	NAZEV Sestava_Var_1_pozice_1	
KONTROLOVAL	DATUM	FORMAT A2	CISLO VYKRESU S_01_01
Kreslil Radek Minařík	DATUM	MERITKO 1:2	HMOTNOST(kg) 50
		LIST	1/1

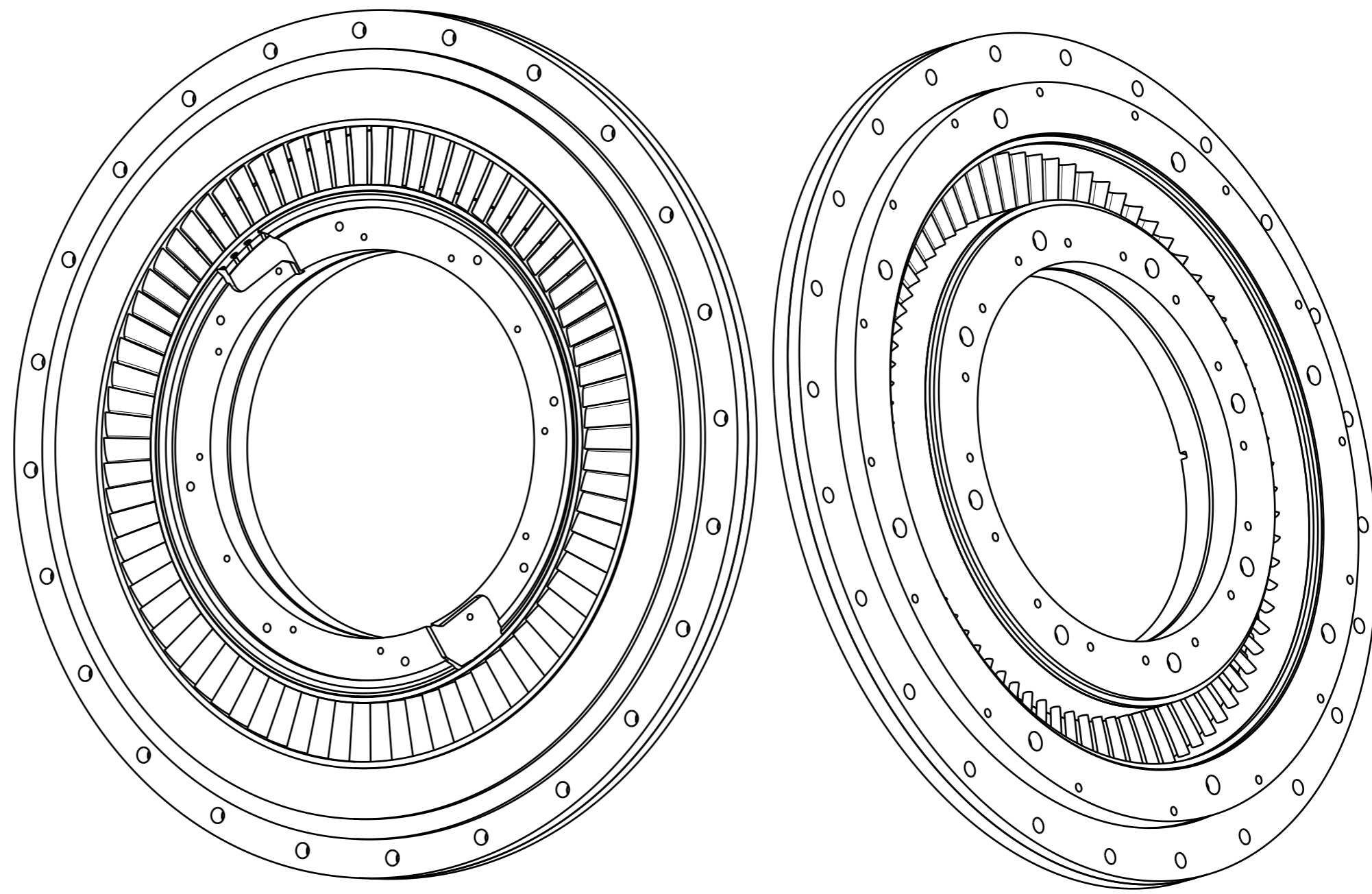
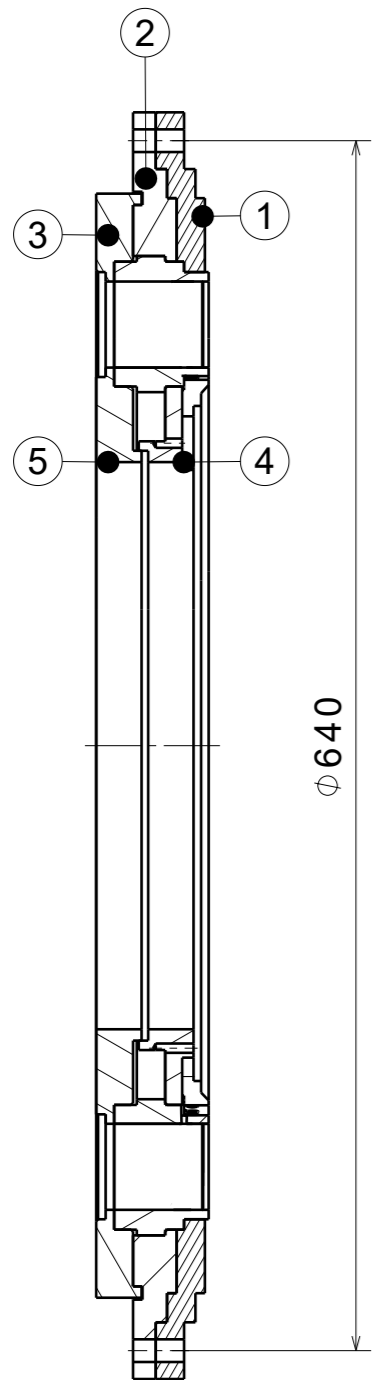


Detail B
Scale: 1:1

6	Přídavný kroužek	V_01_02
5	Vymezovací kroužek	-
4	Vnější vymezovací válec	-
3	Střední těleso	-
2	Oběžné kolo	-
1	Rozváděcí kolo	S_01_03
Pozice	Název	Číslo výkresu

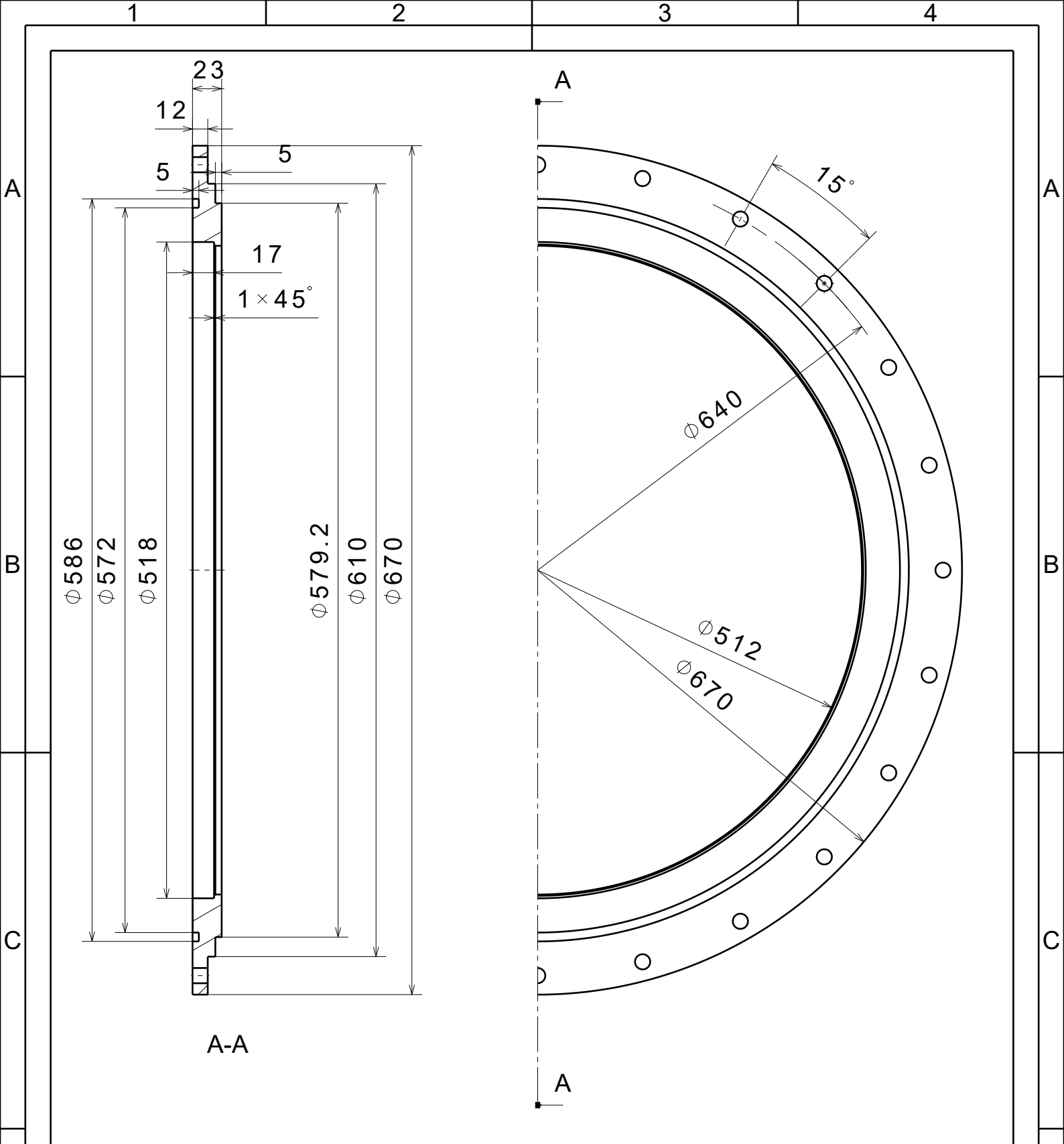
ISO 128
TOLEROVANI
ISO 80015
ISO 2768mK

Západočeská univerzita v Plzni			
Vsechna práva vyhrazena/All rights reserved			
NAZEV Sestava_Var_1_pozice_2			
SCHVALIL	DATUM	FORMAT	CISLO VYKRESU
KONTROLOVAL	DATUM	A2	S 01 02
Kreslil Radek Minařík	DATUM	MERITKO 1:2	HMOTNOST(kg) 60
		LIST	1/1

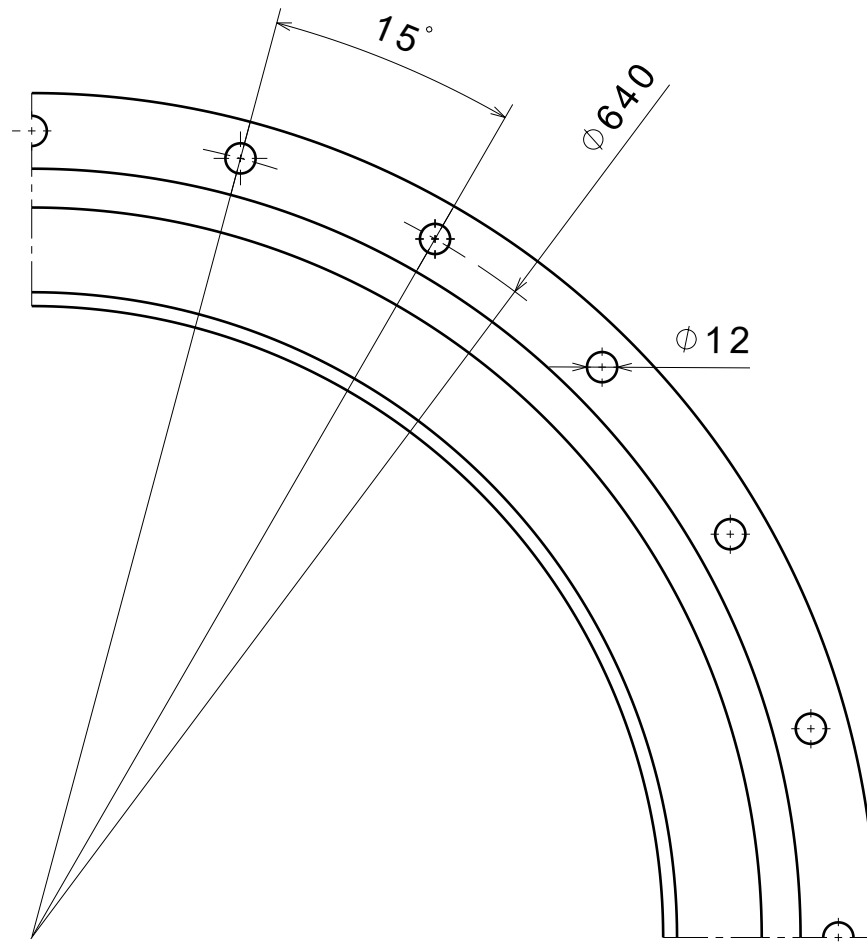
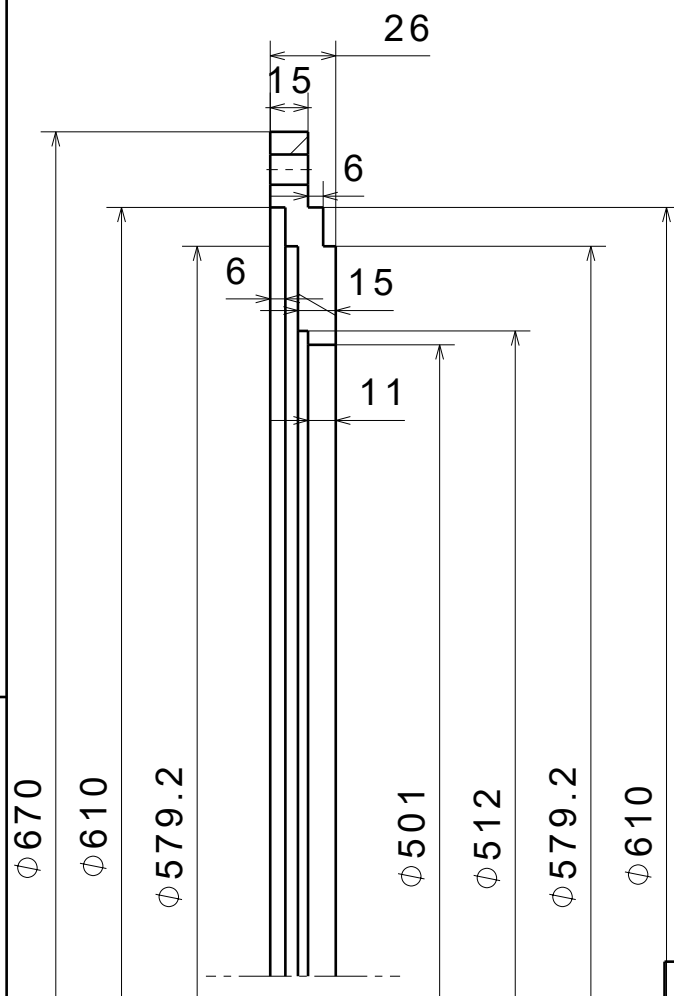


5	originální díl uchycení 1
4	originální díl uchycení 1
3	originální díl uchycení 1
2	upravený kroužek
1	přídavný kroužek

		TOLEROVANI ISO 80015 ISO 2768mK		Západočeská univerzita v Plzni Vsechna prava vyhrazena/All rights reserved	
ISO 128					
SCHVALIL		DATUM		NAZEV Var_1_sestava_rozváděcí_kolo	
KONTROLOVAL		DATUM		FORMAT A3	CISLO VYKRESU S 01 03
Kreslil Radek Minařík		DATUM		MERITKO 1:4	HMOTNOST(kg) 36
				LIST	1/1



<p>ISO 128</p>		<p>TOLEROVANI ISO 80015 ISO 2768mK</p>		<p>Západočeská univerzita v Plzni Vsechna prava vyhrazena/All rights reserved</p>			
SCHVALIL		DATUM		NAZEV			
				Var_1_upravený_díl			
KONTROLOVAL		DATUM		FORMAT	CISLO VYKRESU		REV
				A4	V_01_2		
Kreslil		DATUM		MERITKO	HMOTNOST(kg)	LIST	
Radek Minařík				1:4	1,6	1/1	



		TOLEROVANI ISO 80015 ISO 2768mK		Západočeská univerzita v Plzni Vsechna prava vyhrazena/All rights reserved	
ISO 128		NAZEV			
SCHVALIL		DATUM		Var_2_přídavný_kroužek	
		20.05.2018			
KONTROLOVAL		DATUM		FORMAT CISLO VYKRESU REV	
				A4 V_01_01	
Kreslil		DATUM		MERITKO 1:3 HMOTNOST(kg) 1,5 LIST 1/1	
Radek Minařík					