



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**PŘESTUP TEPLA V KANÁLECH MALÝCH PRŮŘEZŮ  
S ROTUJÍCÍ STĚNOU**

HEAT TRANSFER IN SMALL-SCALE CHANNELS WITH ROTATING WALL

**TEZE DIZERTAČNÍ PRÁCE**

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Ing. Ladislav Šnajdárek**

**ŠKOLITEL**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**

**BRNO 2019**

**KLÍČOVÁ SLOVA**

Přestup tepla, IHCP, labyrintové těsnění, rotující válce

**KEYWORDS**

Heat transfer, IHCP, labyrinth seal, rotating cylinders

**MÍSTO ULOŽENÍ ORIGINÁLU DIZERTAČNÍ PRÁCE**

Areálová knihovna Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně  
Technická 2896/2, 616 69 Brno

# **OBSAH**

|                                                           |    |
|-----------------------------------------------------------|----|
| ÚVOD.....                                                 | 4  |
| CÍLE PRÁCE.....                                           | 4  |
| 1 TEPELNÁ DILATACE ROTAČNÍCH STROJŮ .....                 | 5  |
| 2 LABYRINTOVÉ TĚSNĚNÍ.....                                | 5  |
| 2.1 Ideální proudění v labyrintovém těsnění.....          | 6  |
| 2.2 Součinitel přestupu tepla - kritériální rovnice.....  | 7  |
| 3 EXPERIMENT .....                                        | 8  |
| 3.1 Telemetrický systém .....                             | 10 |
| 3.2 Měřicí segmenty.....                                  | 10 |
| 3.3 Nastavení experimentu.....                            | 13 |
| 3.4 Výsledky experimentu – konfigurace hladký rotor.....  | 14 |
| 3.5 Výsledky experimentu – jednostranný labyrint .....    | 18 |
| 3.6 Stanovení hustot tepelných toků - Inverzní úloha..... | 20 |
| 3.7 Výsledky stanovení hustot tepelných toků.....         | 22 |
| ZÁVĚR.....                                                | 25 |
| 4 BIBLIOGRAFIE .....                                      | 26 |
| ŽIVOTOPIS AUTORA.....                                     | 27 |
| ABSTRAKT .....                                            | 28 |
| ABSTRACT .....                                            | 28 |

## ÚVOD

Tato práce se zabývá problematikou stanovení přestupu tepla v kanálech malých průřezů s rotující stěnou za specifických podmínek. V oboru energetiky se s tímto fenoménem setkáváme u rotačních strojů, kde příslušný prostor mezi rotorem a statorem tvoří kanál, v němž dochází k pohybu tekutiny. Tento pohyb vytváří víry, které omezují pohyb tekutiny. Tohoto jevu se využívá pro konstrukci bezkontaktních tzv. labyrintových těsnění pro redukci úniku pracovní látky, aniž je využita k provedení užitečné práce v rotačním stroji. Výhodou tohoto typu těsnění je možnost těsnění vysokých tlakových spádů také při pracovních teplotách nad 700 K a velmi dlouhá životnost.

Při konstrukci labyrintového těsnění je nutné splnit požadavek maximální těsnicí schopnosti při zachování vůle mezi rotorem a statorem, nutné pro funkční a bezpečný provoz rotačního stroje. Tento typ těsnění nelze navrhovat nezávisle na parametrech pracovní látky, ale je nutné zohlednit jak potřebný tlakový spád, tak i tepelnou roztažnost jednotlivých částí těsnění.

Délková tepelná roztažnost je ovlivněna konvektivním přestupem tepla v jednotlivých částech těsnění. Tento přestup je charakterizován součiniteli přestupu tepla pro příslušné povrchy. Znalost reálných okrajových podmínek přestupu tepla umožňuje přesnější modelování tepelného namáhání leteckých motorů, turbokompresorů, plynových či parních turbín kde celková délka labyrintových těsnění dosahuje až 40 % z celkové délky soustrojí.

## CÍLE PRÁCE

Cílem této práce je návrh a sestavení experimentálního zařízení pro stanovení koeficientů přestupu tepla v kanálech malých průřezů s rotující stěnou specifické geometrie průtočného kanálu.

Dalším cílem je provedení experimentálních měření a vyhodnocení výsledných lokální hodnot hustot tepelných toků také pomocí řešení inverzní úlohy vedení tepla.

Dílčí cíle práce:

1. Experimentální stanovení hustoty tepelného toku v kanálech s rotující stěnou pro konstantní průtok a otáčky
2. Řešení inverzní úlohy pro stanovení hustoty tepelného toku

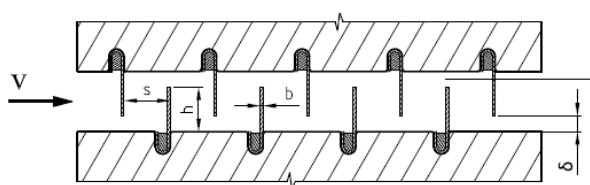
# 1 TEPELNÁ DILATACE ROTAČNÍCH STROJŮ

Motivací pro popsání přestupu tepla v kanálech s rotující stěnou je vyšetření tepelné dilatace rotačních (tepelných) strojů, tedy posun rotorové a statorové části turbosoustrojí vzhledem k pevnému bodu. Tato tepelná dilatace je nebezpečná v místech, kde radiální vůle mezi rotorem a statorem je minimální. U rotačních strojů jsou to především těsnicí plochy, které umožňují kompenzaci axiální teplotní dilataci se zohledněním radiální dilatace pro zajištění bezpečného provozu i za změněných podmínek. Tyto těsnicí plochy (bezdotykové těsnění) jsou tvořeny: břitzy, výstupky či voštinovými strukturami, které tvoří labyrinty ve směru proudu pracovní látky a zajišťují tak těsnost např. nadbandážové těsnění lopatek, těsnění mezi lopatkovými stupni či vnější těsnění.

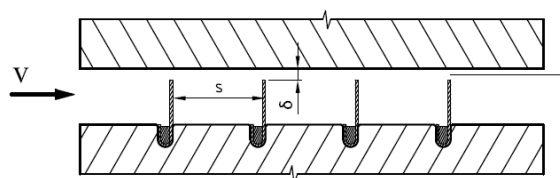
## 2 LABYRINTOVÉ TĚSNĚNÍ

Labyrintové těsnění nachází uplatnění jako bezdotykové pro omezení průtoku mezi statorem a rotorem u parních a plynových turbín či turbokompresorů. Principem těchto těsnění je proudění plynu v úzkých prostorech (komorách labyrintu), kde dochází ke škrcení plynu, postupnému nárůstu objemu plynu a poklesu tlaku. Geometrie těchto komor má vliv na hlavní charakteristiku, tedy na množství protékajícího plynu v závislosti především na tlakovém spádu na vstupu a výstupu labyrintu. Základní typy labyrintových těsnění, které tvoří soustava břitů, se označují jako:

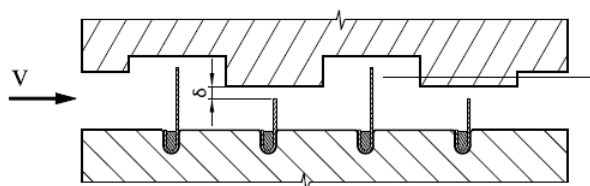
- pravý labyrint viz Obr. 1
- jednostranný labyrint (nepravý labyrint) viz Obr. 2
- drážkovaný labyrint viz Obr. 3
- schodovitý labyrint (konvergentní a divergentní) viz Obr. 4



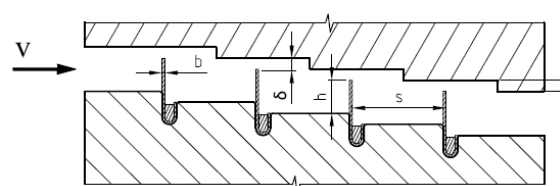
Obr. 1 Vystřídaný (pravý) labyrint s břity



Obr. 2 Jednostranný labyrint (nepravý)



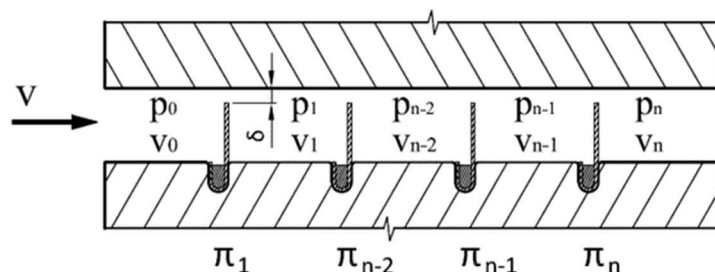
Obr. 3 Drážkovaný labyrint



Obr. 4 Schodovitý labyrint

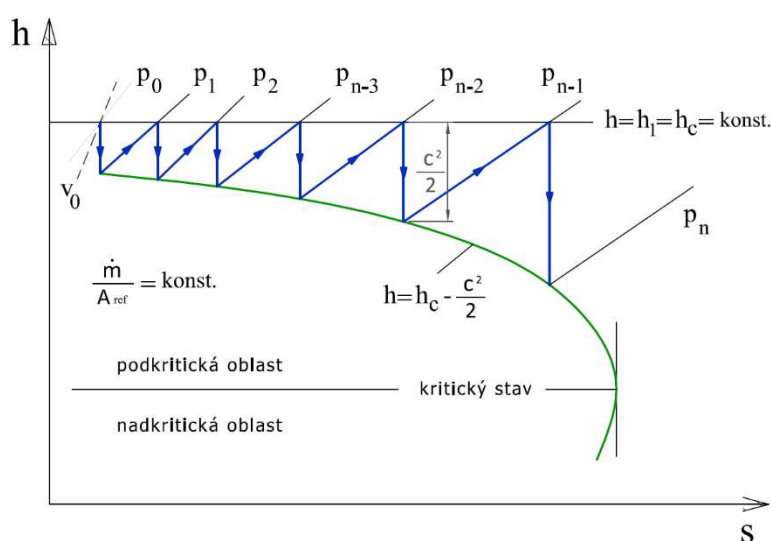
## 2.1 IDEÁLNÍ PROUDĚNÍ V LABYRINTOVÉM TĚSNĚNÍ

Jak je výše uvedeno labyrinthové těsnění s břity, je tvořeno soustavou komor oddělených břity a propojených šterbinami o šířce  $\delta$ , ve kterých dochází k expanzi (škrceň) proudícího média viz Obr. 5.



Obr. 5 Popis jednotlivých tlaků a tlakových spádů na labyrintu

Na břitu tedy dochází díky tlakovému spádu  $\Delta p = p_{i-1} - p_i$  na jednotlivých břitech k maření kinetické energie plynu  $c^2/2$ , které v ideálním případě probíhá izoentropicky. V následující komoře je poté tato energie disipována do tvorby vírů a tento proces již probíhá izobaricky. Za předpokladu že expanze probíhá adiabaticky, musí zůstat celková entalpie pracovní látky nezměněna, a tudíž stavy pracovního média před expanzí v jednotlivých komorách leží na izoentalpě.



Obr. 6 Ideální proudění plynu v labyrinthovém těsnění  
(Fannova křivka)

$$\dot{m} = \frac{c^2}{v} A_{ref} \quad (1)$$

$$c^2 = \sqrt{2(h_0 - h)} \quad (2)$$

$$\frac{\dot{m}}{A_{ref}} = \frac{\sqrt{2(h_0 - h)}}{v} = konst \quad (3)$$

Expanze pracovní látky a postupné snižování tlaků v jednotlivých komorách má za následek vzrůst měrných objemů pracovní látky. Při zachování průtočných průřezů lze sestavit pomocí rovnic (1), (2) rovnici (3) vyjadřující jednotlivé konečné stavy látky na konci expanze. Tyto stavy tvoří tzv. Fannovu křivku znázorněnou na Obr. 6.

## 2.2 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA - KRITERIÁLNÍ ROVNICE

Pro určení součinitelů přestupu tepla z experimentálních měření s ohledem na jednotlivé geometrie, tlakové spády a režimů proudění je nutné využít podobnostních kritérií. Součinitel přestupu tepla  $\alpha$  vyjadřuje nahrazení termického odporu proudící tekutiny stagnující vrstvou  $\delta_G$  odpovídající tloušťce mezní vrstvy o tepelné vodivosti  $\lambda_G$  vyjádřená vzorcem:

$$\alpha = \frac{\delta_G}{\lambda_G}. \quad (4)$$

Vyjádřením převrácené tloušťky této vrstvy je Nusseltovo číslo, kde pro cylindrickou plochu labyrintového těsnění je tloušťka mezní vrstvy  $\delta_G$  dvojnásobkem radiální mezery nad břitem. Nusseltovo číslo je vyjádřeno ve tvaru:

$$Nu = \frac{\alpha 2\delta}{\lambda_G}. \quad (5)$$

Poměrem setrvačných a vazkých sil je popsán kritériem pro bezrozměrnou rychlost tedy Reynoldsovým číslem ve směru axiálním a ve směru rotace. Pro labyrintové těsnění byl dle [1] experimentálně zjištěn určitý vstupní úsek stabilizace Nu čísla, který se projevuje při větším počtu břitů u vystřídání labyrintu (vnější lab. těsnění). U jednostranných (drážkovaných labyrintů) tento úsek není v závislosti na rostoucím  $Re_{ax}$  tak zřetelný.

Ohledně stanovením jednotlivých součinitelů přestupu tepla na jednotlivých plochách rotoru je pojednáno v pracích [2] [3], kde bylo využito měření povrchových teplot rotoru. Pomocí inverzní metody byly vypočteny souč. přestupu tepla dle [4] [5]. vztažené k labyrintovému těsnění pro vyrovnávací píst turbíny.

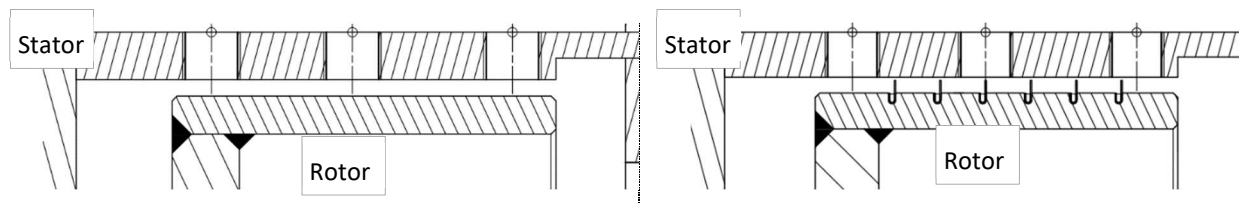
Obecné vyjádření Nusseltova čísla pomocí  $Re_{ax}$  vzhledem k hydraulickému průměru vychází z analogie plně vyvinutého proudění a pro případ koncentrických válců kdy se nepředpokládá vliv délky vstupního úseku. Ve většině případů proudění v lopatkových strojích však jde o úseky proudění, ve kterém proudění není zcela vyvinuto, a tudíž je nutné zohlednit také délku průtočného kanálu. Proto pro sjednocení vlivu rotace a axiálního proudění spolu se zohledněním délky průtočného kanálu  $L$  zavedl Gazley (1958) [6] tzv. efektivní Reynoldsovo číslo  $Re_{eff}$ : (6), na základě tzv. efektivní rychlosti  $c_{eff}$ .

$$Re_{eff} = \frac{c_{eff} L}{\nu} \quad (6)$$

Pro zhodnocení turbulentních vírů pro experiment se dvěma koncentrickými válci a s axiálním prouděním bylo také zavedeno tzv. Taylorovo číslo, které je možné interpretovat jako poměr odstředivých a třecích sil a vyjadřuje stabilitu proudění.

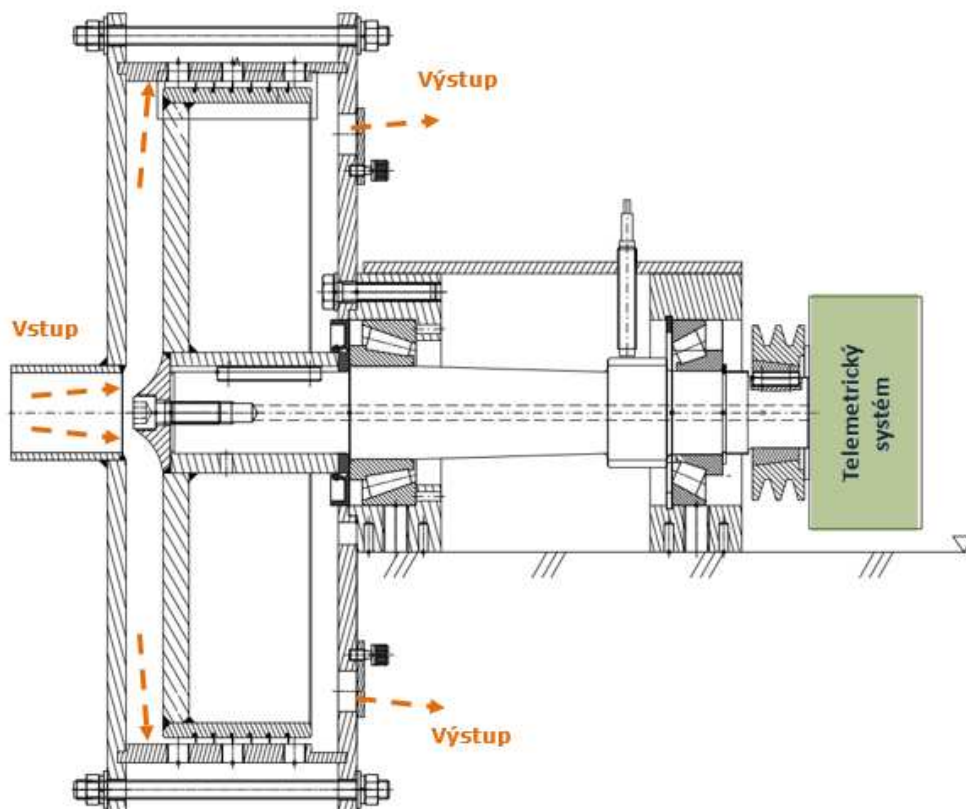
### 3 EXPERIMENT

Experimentální zařízení bylo vybudováno pro dvě konfigurace průtočného kanálu s ohledem na zjištění lokálních hodnot součinitelů přestupu tepla  $\alpha$  (HTC), a to pro konfiguraci s volným průtočným kanálem tedy s hladkým rotorem a pro jednostranný labyrint umístěný na rotoru viz Obr. 7.

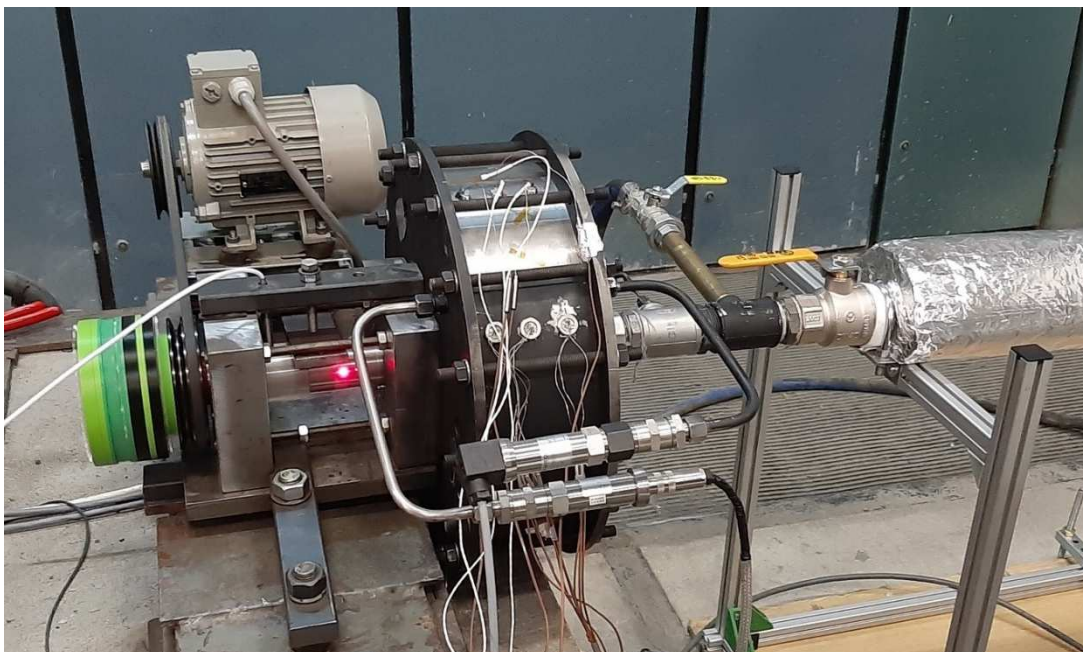


Obr. 7 Konfigurace experimentálního zařízení s hladkým rotorem (vlevo) a s jednostranným labyrintem (vpravo)

Experimentální zařízení sestává z letmo uloženého rotoru o průměru 350 mm, který byl navržen pro provoz do  $3650 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  s odpovídající maximální obvodovou rychlostí  $67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Rotor je poháněn přes řemenový převod elektromotorem řízeným frekvenčním měničem. Hřídel rotoru je dutá pro vyvedení termočlánků z rotoru do telemetrického systému viz Obr. 8. Celá rotor/statorová část je vyrobena z austenitické nerezové oceli 1.4571 (316Ti). Pracovním médiem je stlačený vzduch ohřátý pomocí elektrických topidel. Měření teplot je provedeno termočlánky umístěnými v měřicích segmentech na statoru (pro labyrint) či statoru a rotoru (hladký rotor).

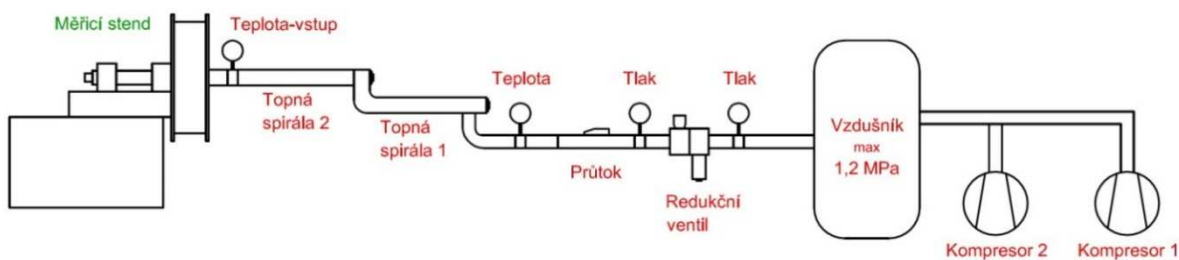


Obr. 8 Sestava experimentálního zařízení, v konfiguraci s jednostranným labyrintem na rotoru.



Obr. 9 Celkový pohled na experimentální zařízení s telemetrickým systémem

Celkový pohled na sestavené experimentální zařízení a části měřicí tratě s telemetrickým systémem je zobrazen na Obr. 9. Měřicí trať je zobrazena na Obr. 10 kde parametry vzduchu jsou max 1,2 MPa a maximální kontinuální průtok 2750 Nl/min. Redukčním ventilem je tlak redukován na 1 bar. Průtok je měřen kalorimetrickým průtokoměrem Testo 6442 dle DIN 2533. Pro ohřev pracovního média (vzduchu) jsou použity 2 ks topných těles o výkonu  $1000 \text{ W} \pm 10 \%$  (1x230V), které jsou umístěny v trubce velikosti 2" uspořádané do etáže. Etážové uspořádání 2 ks topných spirál umožňuje ohřát vzduch při průtoku 500 Nl/min o cca  $170^\circ\text{C}$  měřeno na vstupu do měřicího stendu. Příkon spirál byl měřen wattmetrem pro identifikování množství tepla předaného do vzduchu a záznamu jejich spínání během regulace na požadovanou teplotu.

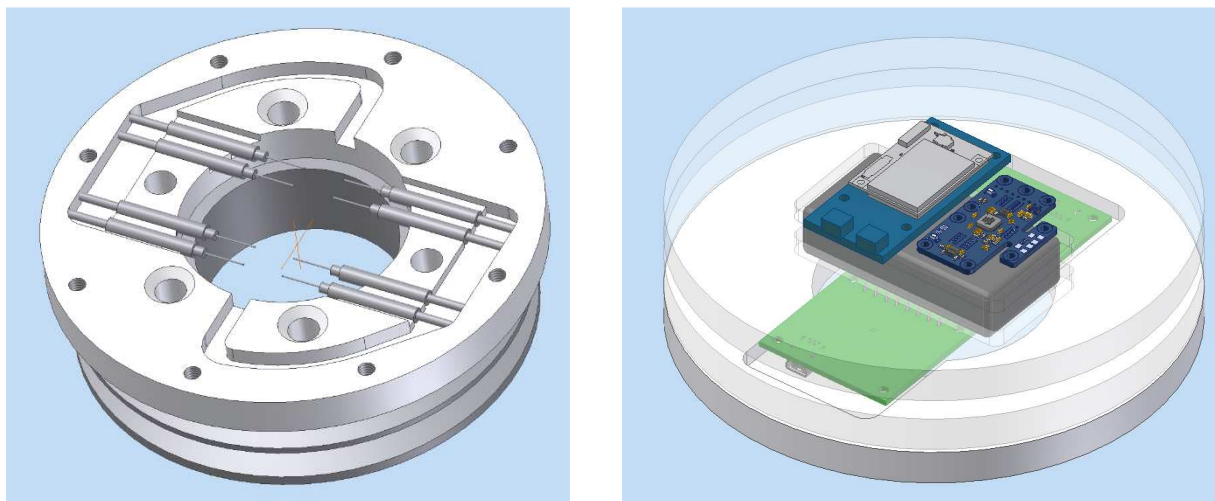


Obr. 10 Měřicí trať rotačního experimentálního zařízení, sestava pro měření se stlačeným vzduchem.

Pro výpočet termo-fyzikálních vlastností horkého vzduchu byly použity přepočtové polynomy standardu ASHRAE RP-1485 zpracované softwarem Lanomix s určující teplotou média (C) v daném místě měření. Vzduch po stlačení v kompresoru byl vysušen vymrazovací sušičkou vzduchu na míru relativní vlhkosti měřeno před vstupem do měřicí tratě.

### 3.1 TELEMETRICKÝ SYSTÉM

Pro vyhodnocení součinitele přestupu tepla na rotoru byl sestaven telemetrický systém. Tento systém sestává z termočlánků umístěných na rotoru, měřicích modulů a mikropočítače s Wi-Fi modulem pro bezdrátový přenos dat. Termočlánky jsou plášťované, neuzemněné z nerezové oceli AISI 304 o průměru 0,5 mm. Délka pláště byla vyrobena tak aby přechodka na kabelové vývody byla připevněna na řemenici přes upevňovací desku. Tato upínací deska byla vytvořena z Nylonu PA6 pomocí 3D tisku viz Obr. 11.



Obr. 11 Příklady návrhů upínací desky, měřicích modulů, SBC (Single board computer) a baterií

### 3.2 MĚŘICÍ SEGMENTY

Po vyhodnocení součinitele přestupu tepla byly vyrobeny měřicí segmenty, které byly tvořeny kulatinou o průměru 12 mm s vnějším závitem M12x1 a délkou 15 mm. Termočlánky jsou vsazeny do vyvrtaných otvorů o průměru 1,2 mm viz Obr. 12.

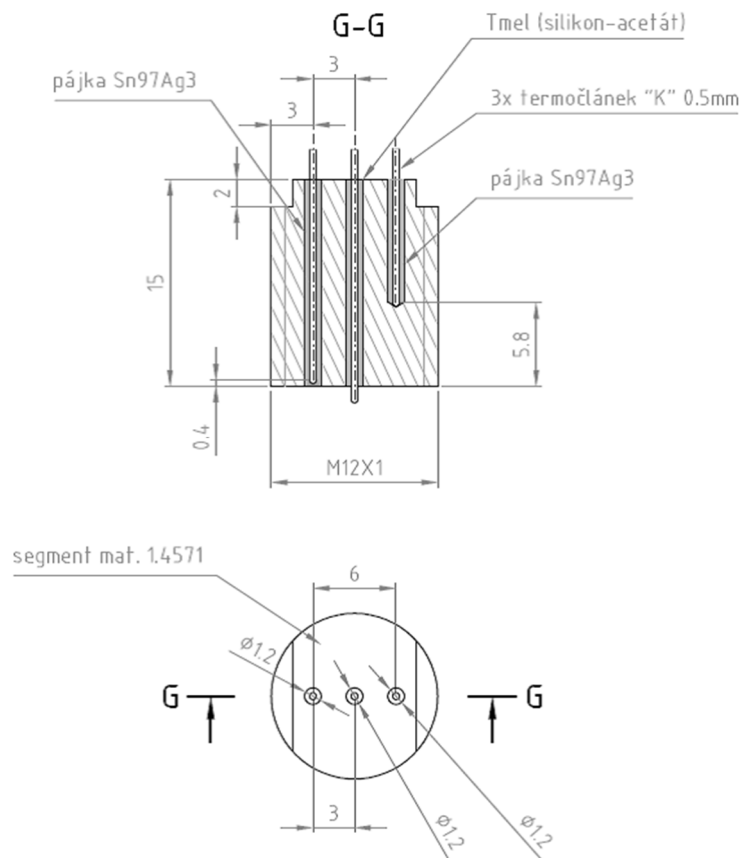
První termočlánek je zasunut v průchozí díře a zalit pájkou Sn97Ag3, jehož měřicí konec je v přibližné vzdálenosti 0,4mm od čela měřicího segmentu (maximálně blízko měřenému povrchu). Tento termočlánek je označen písmenem A pro každý segment.

Druhý termočlánek má měřicí konec zasazen do vzdálenosti 5,8 mm od sledovaného povrchu. Tento termočlánek je označen písmenem B pro každý segment.

Třetí termočlánek je vysunut z průchozí díry 1 mm od sledovaného povrchu vzhledem k okolí je usazen a izolován silikon-acetátovým tmelem. Tento termočlánek je označen písmenem C pro každý segment.

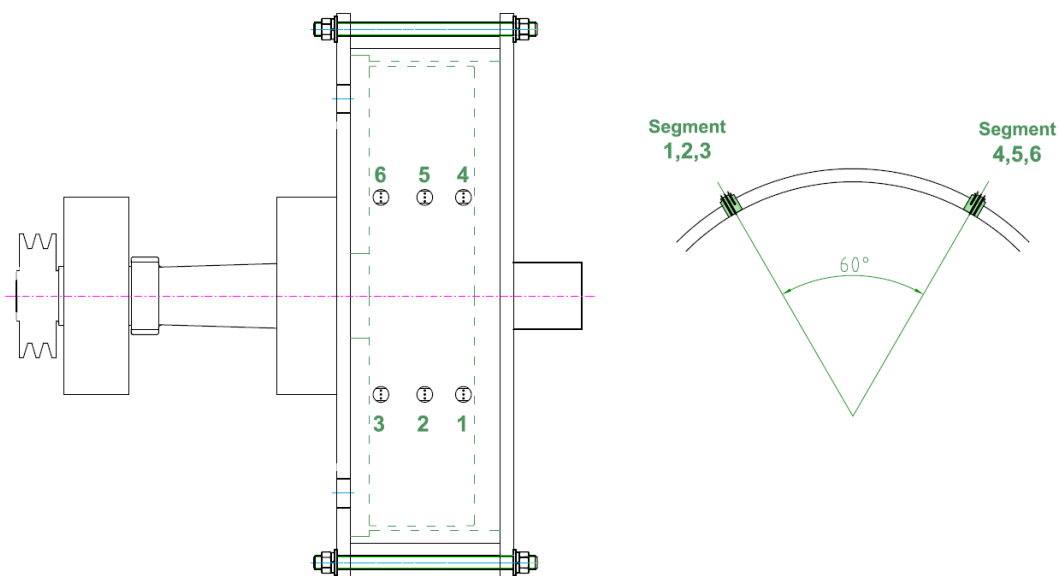
Takto vytvořené segmenty mohou díky rozdílné hloubce termočlánků A a B při známé tepelné vodivosti materiálu měřit tepelný tok. Spolu s teplotou proudu C tak lze stanovit lokální součinitel přestupu tepla. Vzhledem k omezení počtu termočlánků

na rotoru díky telemetrii na 8 ks, byl měřící segment III. – rotor osazen jen dvěma termočláňky, a to v pozicích teploty proudu-C a uprostřed rotoru-B.



Obr. 12 Měřící segment pro termočláňky 0,5mm (umístění A, B.C)

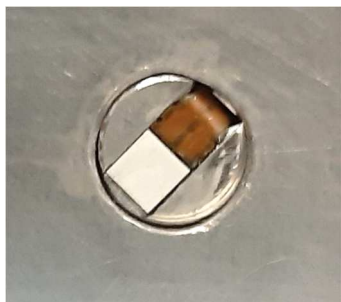
Segmenty umístěné ve satorové části a to ve 2 skupinách po 3 segmentech v řadě, viz Obr. 13. Tyto 2 skupiny segmentů jsou na satoru pootočený oproti sobě o 60°.



Obr. 13 Umístění měřících segmentů na satoru

Segmenty 1, 2 a 3 na statoru byly osazeny stejně jako segmenty na rotoru čili každá pozice obsahovala termočlánky typu A, B C. Segmenty 4, 5 a 6 byly opatřeny kalibrovanými snímači tepelného toku.

Tyto snímače sestávají z termoelektrického mikro-modulu, u kterých bylo pomocí kalibrace dosaženo přesnosti  $\pm 3 \%$  s dobou odezvy cca 0,7 s. Vybrané parametry těchto snímačů jsou uvedeny v Tab. 1. Vzhledem k rozměrům 4,4x4,4x0,5 mm s tloušťkou 0,5 mm bylo možné aplikovat tyto snímače do systému segmentů pomocí vyfrézovaných drážek viz Obr. 14. Snímače byly poté přilepeny pomocí kovem plněného tmelu a zabroušeny do roviny s měřeným úsekem.



**Tab. 1 Vybrané parametry termoelektrického snímače tepelného toku**

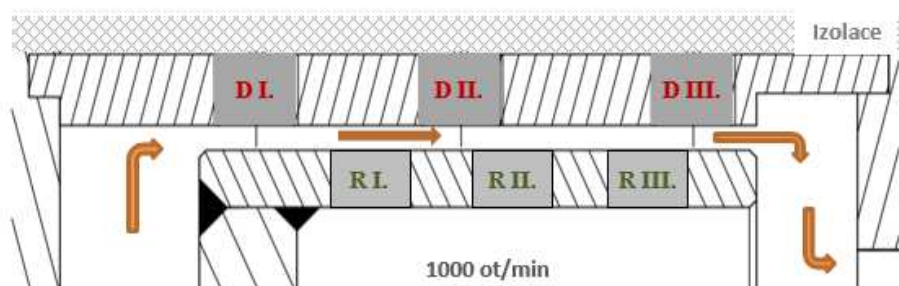
|                                   |                            |
|-----------------------------------|----------------------------|
| Rozměry                           | 4,4x4,4x0,5 mm             |
| Rozsah měřitelných tepelných toků | -150÷150 kW·m <sup>2</sup> |
| Doba odezvy (0-95 %)              | 0,7 s                      |
| Provozní teplota                  | -50 ÷ 150 °C               |
| Linearita                         | ±1 %                       |
| Přesnost kalibrace                | ±3 %                       |

**Obr. 14 Snímač tepelného toku (termoelektrický mikro-modul)**

Rotorové segmenty s označením *R I*, *R II*. a *R III*. nebyly opatřeny snímači tepelného toku, ale byly v konfiguraci se třemi termočlánky A, B, C viz Obr. 12. Výsledná hustota tepelného toku pro tyto segmenty byl stanoveny z rozdílu teplot na povrchu segmentu (A) a teploty (B) s ohledem na tepelnou vodivost materiálu segmentu a vzdálenosti od vnitřního povrchu dle:

$$q_i = \frac{\lambda_i}{x_i} (T_{A_i} - T_{B_i}) \quad (7)$$

Na Obr. 15 je schéma vzájemného umístění měřicích segmentů ve vyhodnocovaném úseku v konfiguraci pro hladký průtočný kanál (hladký rotor).



**Obr. 15 Umístění měřicích segmentů pro stator a rotor v konfiguraci - hladký rotor**

Pro vyhodnocení koeficientu přestupu tepla v konfiguraci s jednostranným labiryntem byly použity u statorových segmentů měření pouze termočlánky a rotor nebyl osazen telemetrickým systémem.

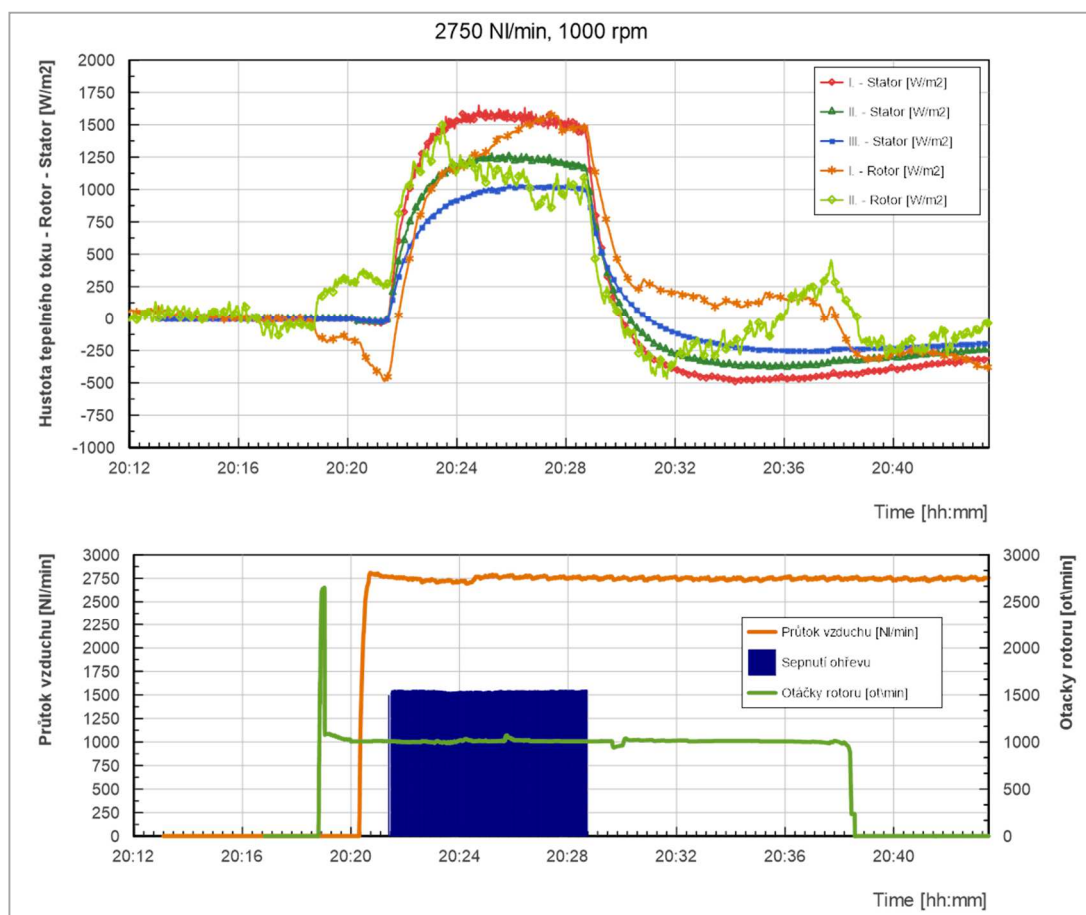
### 3.3 NASTAVENÍ EXPERIMENTU

Nastavení experimentu bylo provedeno pro konstantní průtok vzduchu a s udržováním konstantních otáček rotoru. U hladkého rotoru byly z důvodu konstrukce telemetrie otáčky rotoru udržovány do výše 1000 ot·min<sup>-1</sup>. U měření s jednostranným labyrintem nebyl rotor telemetrickým systémem osazen. Byly provedeny měření pro kombinace průtoků a otáček dle Tab. 2.

Tab. 2 Nastavení experimentu-rozsah průtoků a otáček

| Typ rotoru            | Průtok [Nl/min]  | Otáčky [ot/min]               |
|-----------------------|------------------|-------------------------------|
| Hladký                | 685, 1200, 2750  | 0, 150, 300, 750, 1000        |
| Jednostranný labyrint | 1200, 2000, 3000 | 0, 100, 750, 1500, 2250, 3000 |

Začátek měření sestával z ověření tzv. „nulového stavu“, tedy ověření, zda byly teploty statoru i rotoru ustáleny. Poté byly postupně navyšovány otáčky rotoru na danou hodnotu, byl sledován tento přechodový stav a po opětovném ustálení byl nastaven odpovídající průtok. Po opětovném ustálení hodnot teplot a hustot tepelných toků byly sepnut ohřev vzduchu. Po dosažení teploty cca 60 °C na vstupu do měřicího stendu byl ohřev vypnut a následovalo dochlazení.



Obr. 16 Příklad průběhu experimentálního měření – Průtok 2750 Nl/min při 1000 ot/min

Příklad průběhu experimentálního měření je uveden na Obr. 16, a to pro průtok 2750 Nl/min při 1000 ot/min zobrazující průběh měřených hustot tepelných toků pomocí termoelektrických modulů na segmentech statoru. Jsou zobrazeny také průběhy vypočtených hodnot tepelných toků pro segmenty na rotoru, které jsou číselně sjednoceny tak, že číslo na statoru i rotoru označují měřená místa ve stejné rovině radiálního směru. Pro III. Segment nebyl tepelný tok stanoven.

Tepelný tok na rotoru byl vypočítán z průběhu teplot v místech A a B pro segment I. A II. se zahrnutím tepelné vodivosti materiálu (pro teplotu-B) segmentu dle následujícího vztahu:

$$q_i = -\lambda(T_{Ai} - T_{Bi}). \quad (8)$$

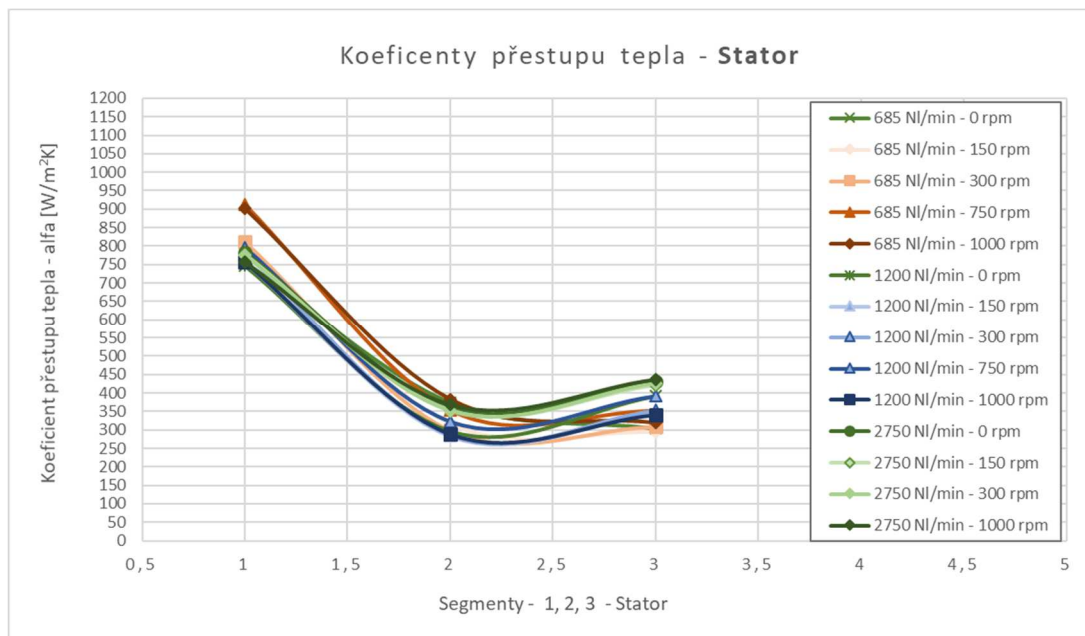
Součinitel přestupu tepla alfa (HTC) byl vyhodnocen pro daný segment dle následujícího vztahu:

$$\alpha_i(HTC) = \frac{q_i}{(T_{Ci} - T_{Ai})} \quad [Wm^{-2}K^{-1}] \quad (9)$$

, kde i-značí daný segment.

### 3.4 VÝSLEDKY EXPERIMENTU – KONFIGURACE HLADKÝ ROTOR

Souhrnný graf zjištěných hodnot a průběhů koeficientu přestupu tepla pro hladký rotor měřených na statoru v segmentech 1. (I), 2. (II.) a 3. (III.) je zobrazen na Obr. 17.



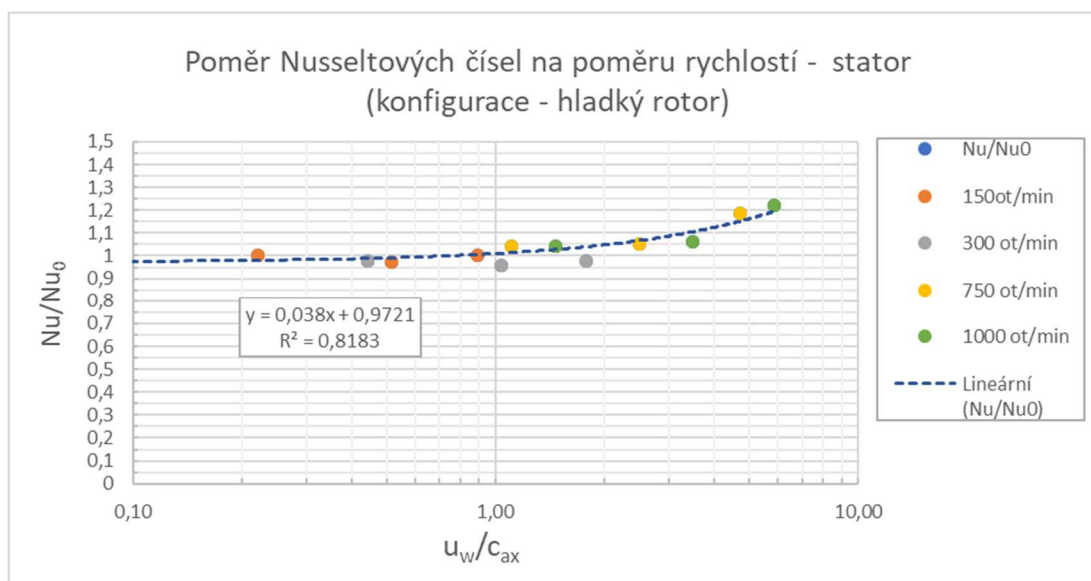
Obr. 17 Souhrnný graf koeficientů přestupu tepla pro hladký rotor měřených na statoru

Aby výsledná Nusseltova čísla byla srovnatelná s ostatními autory, byly zohledněny výše uvedené průběhy součinitelů přestupu tepla. Jako referenční součinitele přestupu tepla vedoucí ke stanovení charakteristického

Nusseltova čísla byl stanoven segment 2.(II.), kde tepelná vodivost vzduchu byla vztažena přímo k teplotě 2-C:

$$Nu = \frac{HTC_{2,(II.)} 2\delta}{\lambda_{G_{2,(II.)}}} . \quad (10)$$

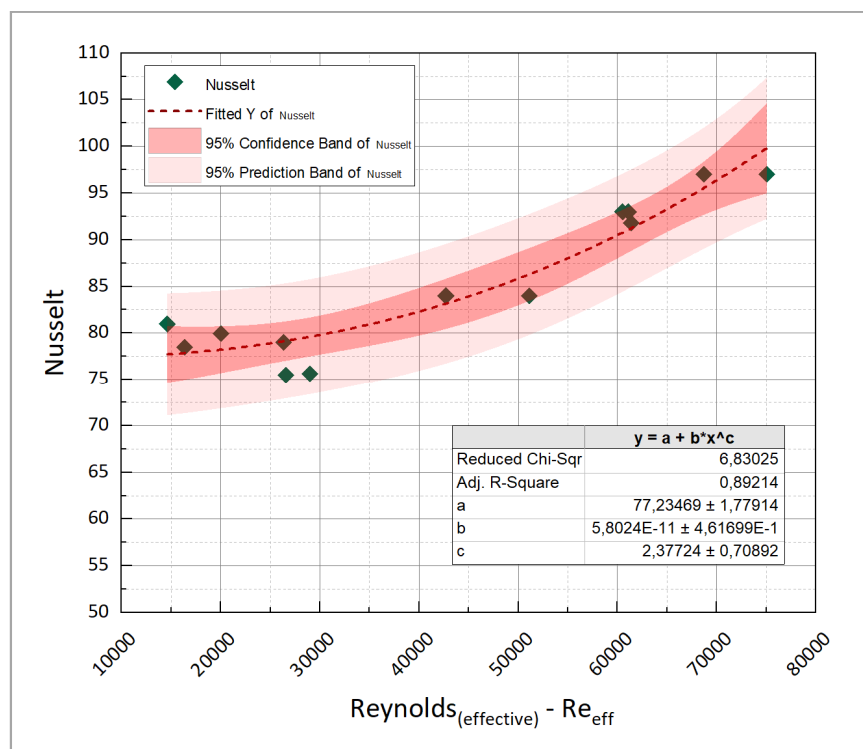
Tento segment je nejméně ovlivněn vstupním a výstupním úsekem, které jsou charakteristické pro tento konkrétní experiment a jejichž vliv při srovnání korelacemi s ostatními autory je tak do značné míry eliminován. Závislost poměru Nusseltových čísel za rotace- $Nu$  a při nulových otáčkách (statickém stavu)  $Nu_0$  na poměru obvodové rychlosti rotoru- $u_w$  a axiální rychlosti proudu  $c_{ax}$  je uvedena na Obr. 18.



**Obr. 18** Poměr Nusseltových čísel  $Nu/Nu_0$  na poměru rychlostí  $u_w/c_{ax}$  vztaženo ke statoru pro konfiguraci-hladký rotor

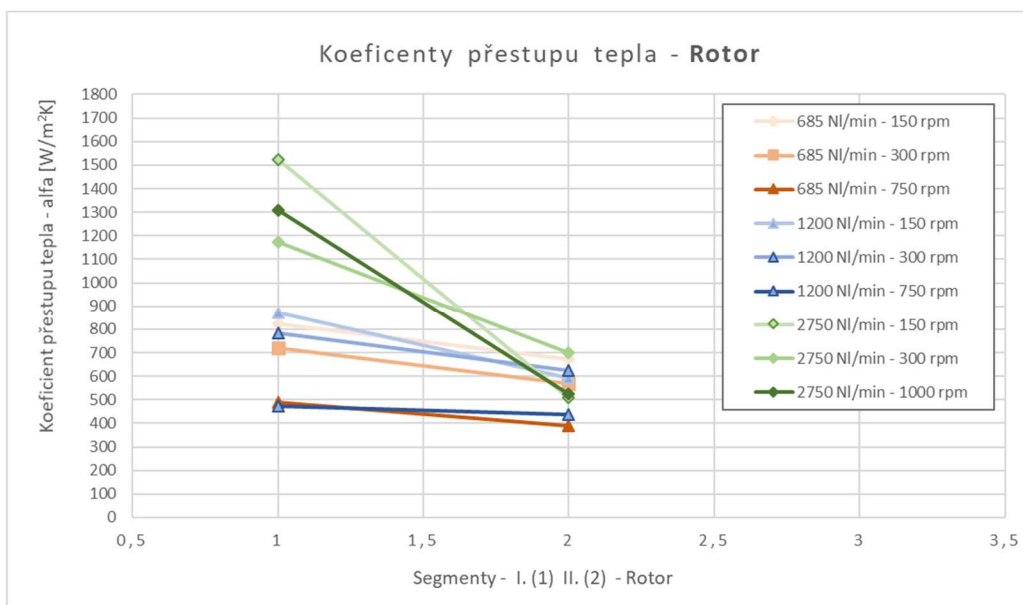
Z uvedeného průběhu vyplývá, že poměr Nusseltových čísel do poměru rychlostí  $u_w/c_{ax}=1$  zůstává takřka konstantní a roven 1. Při dosažení poměru  $u_w/c_{ax}=3$  odpovídá nárůst poměru  $Nu/Nu_0$  o přibližně 10 %. Tento nárůst poměru Nusseltových čísel dále lineárně roste až k dosažení hodnoty cca 20 % při rychlostním poměru  $u_w/c_{ax}=6$ . Vliv rotace v rozsahu parametrů provedeného experimentu tedy odpovídal nárůstu Nusseltových čísel oproti statickému stavu, a to s lineární závislostí.

Na Obr. 19 je znázorněna výsledná regresní analýza Nusseltova čísla v závislosti na efektivním Reynoldsově čísle, spolu s vyznačenými intervaly spolehlivosti pro konfiguraci s hladkým rotorem.



Obr. 19 Regresní analýza Nusseltova čísla v závislosti na efektivním Reynoldsově čísle – hladký rotor

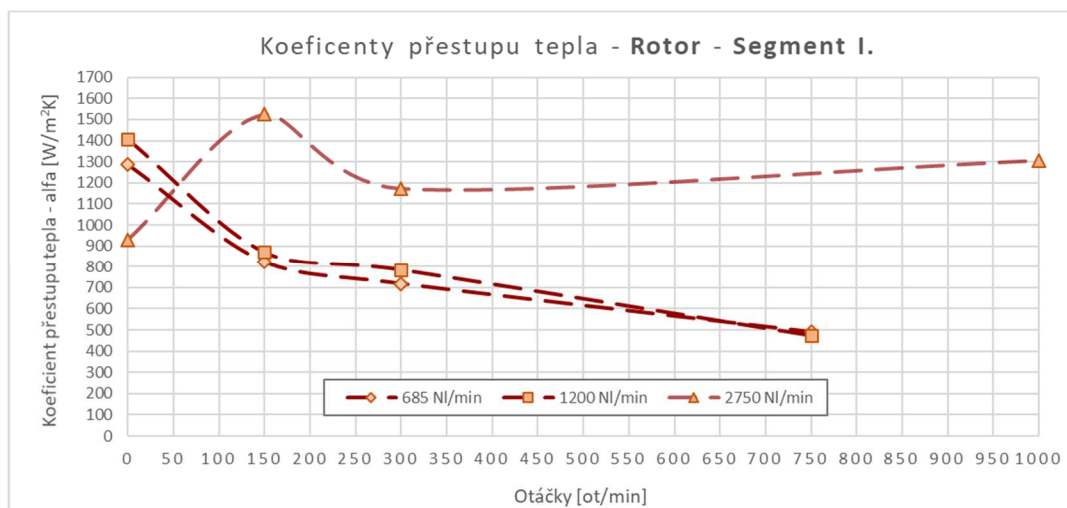
Souhrnný graf zjištěných hodnot a průběhů koeficientu přestupu tepla pro hladký rotor měřených na rotoru pomocí telemetrického systému v segmentech R1. (I), R 2. (II.) je zobrazen na Obr. 20. U segmentu R3 (III.) nebylo z důvodu omezeného počtu měřicích kanálů možné stanovit tepelný tok stejnou metodou jako u prvních dvou segmentů, avšak byl stanoven odhad pomocí inverzní úlohy.



Obr. 20 Souhrnný graf koeficientů přestupu tepla za rotace pro hladký rotor měřených na rotoru

Ze souhrnného grafu lze pozorovat nárůst hodnot koeficientů přestupu tepla pro rotorový segment I. v závislosti s rostoucím průtokem s ohledem na vliv rotace.

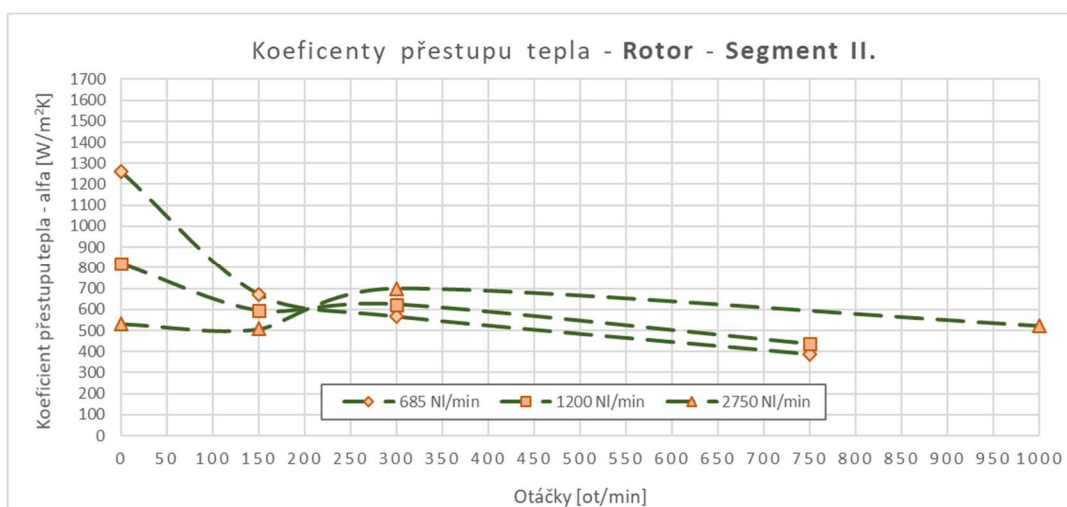
Tento vliv lze sledovat v menší míře také u prostředního segmentu II.. Na Obr. 21 je uveden průběh koeficientů přestupu tepla pro segment I., kde při průtocích 685 Nl/min a 1200 Nl/min je průběh klesající s rostoucími otáčkami. Při statickém stavu jsou hodnoty při těchto průtocích nejvyšší. Při průtoku 2750 Nl/min jsou hodnoty násobně vyšší s nerovnoměrným průběhem.



Obr. 21 Koeficienty přestupu tepla na rotoru pro – Segment I.

Průběh zjištěných koeficientů přestupu tepla pro rotorový segment II. je uveden na Obr. 22, kde průběhy pro průtoky 685 a 1200 Nl/min mají obdobný klesající trend jako u prvního rotorového segmentu. U průtoku 2750 Nl/min jsou hodnoty u tohoto segmentu blízké hodnotám zjištěných při nižších průtocích. Z průběhů hodnot lze pozorovat i oblast při cca 200 ot/min, která predikuje možnost existence velmi blízkých hodnot koeficientů přestupu tepla pro všechny nastavené průtoky.

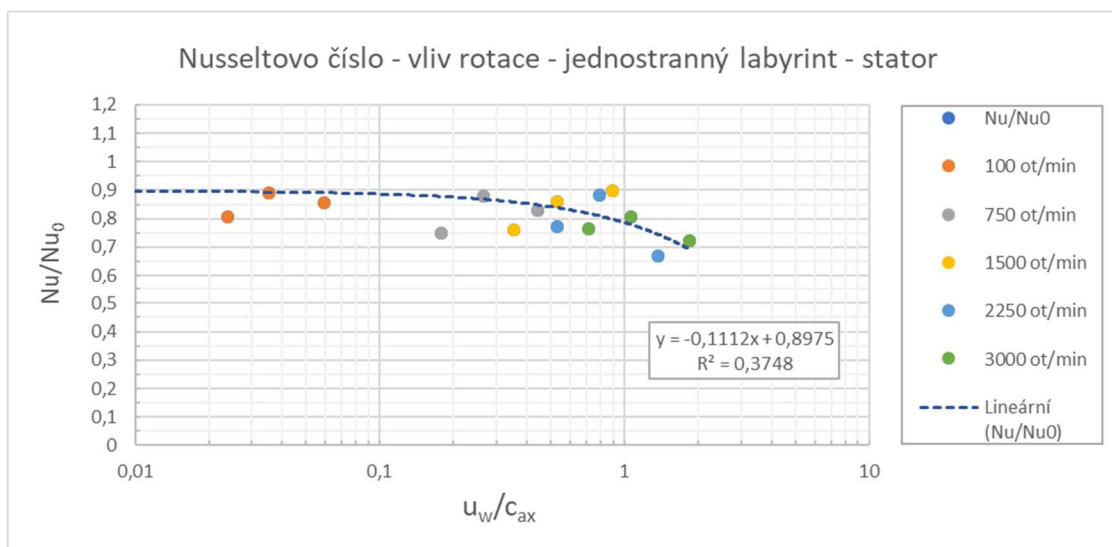
Při statickém stavu dochází k poklesu hodnot koeficientů přestupu tepla s rostoucím průtokem.



Obr. 22 Koeficienty přestupu tepla na rotoru pro – Segment II.

### 3.5 VÝSLEDKY EXPERIMENTU – JEDNOSTRANNÝ LABYRINT

Vzhledem k tomu, že výsledné absolutní hodnoty koeficientů přestupu tepla pro tuto konkrétní konfiguraci byly zpracovávány pro průmyslového partnera Doosan Škoda Power s.r.o., nejsou tyto přímo uvedeny. Hodnoty koeficientů přestupu tepla jsou však vztaženy k vybranému měřicímu segmentu a hodnotám, pro které jsou hodnoty ostatních stavů a pozic vztaženy. Výsledné průběhy a poměry tak nejsou zkráceny. Závislost poměru Nusseltových čísel za rotace- $Nu$  a při nulových otáčkách (statickém stavu)  $Nu_0$  na poměru obvodové rychlosti rotoru- $u_w$  a axiální rychlosti proudu  $c_{ax}$  je uvedena na Obr. 23.



Obr. 23 Poměr Nusseltových čísel  $Nu/Nu_0$  na poměru rychlostí  $u_w/c_{ax}$  vztaženo ke statoru pro konfiguraci-hladký rotor

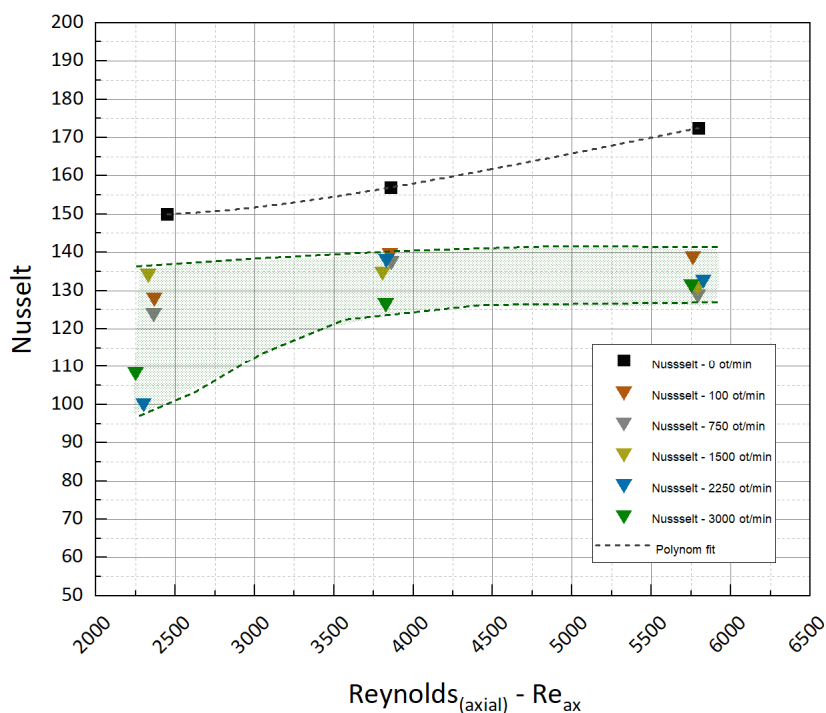
Z uvedeného průběhu vyplývá, že poměr Nusseltových čísel do poměru rychlostí  $u_w/c_{ax}=0,1$  zůstává takřka konstantní a roven 0,9. Při dosažení poměru  $u_w/c_{ax}=0,2$  začíná poměr  $Nu/Nu_0$  klesat. Tento pokles poměru Nusseltových čísel dále lineárně klesá až k dosažení hodnoty 0,7 při rychlostním poměru  $u_w/c_{ax}=2$ . Vliv rotace v rozsahu parametrů provedeného experimentu tedy odpovídal poklesu Nusseltových čísel oproti statickému stavu, a to s lineární závislostí. Tento průběh je opačný oproti konfiguraci s hladkým rotorem.

Se zvyšujícím se průtokem dochází ke zvýšení koeficientů přestupu tepla na statoru při vstupu do labyrintu. Při dostatečně vysokých průtocích se průběh lokálních hodnot koeficientů přestupu tepla blíží průběhům pro hladký rotor.

Při statickém stavu dochází ke zvýšení koeficientů přestupu tepla na vstupním úseku labyrintu, avšak hodnoty uprostřed a na výstupu z labyrintu jsou zvýšeny přibližně o 10 % při cca 2,5x vyšším průtoku. Výsledné hodnoty Nusseltových čísel byly stanoveny pro prostřední segment II. kde tepelná vodivost vzduchu byla vztažena přímo k teplotě 2-C stejně jako u výsledků konfigurace s hladkým rotorem.

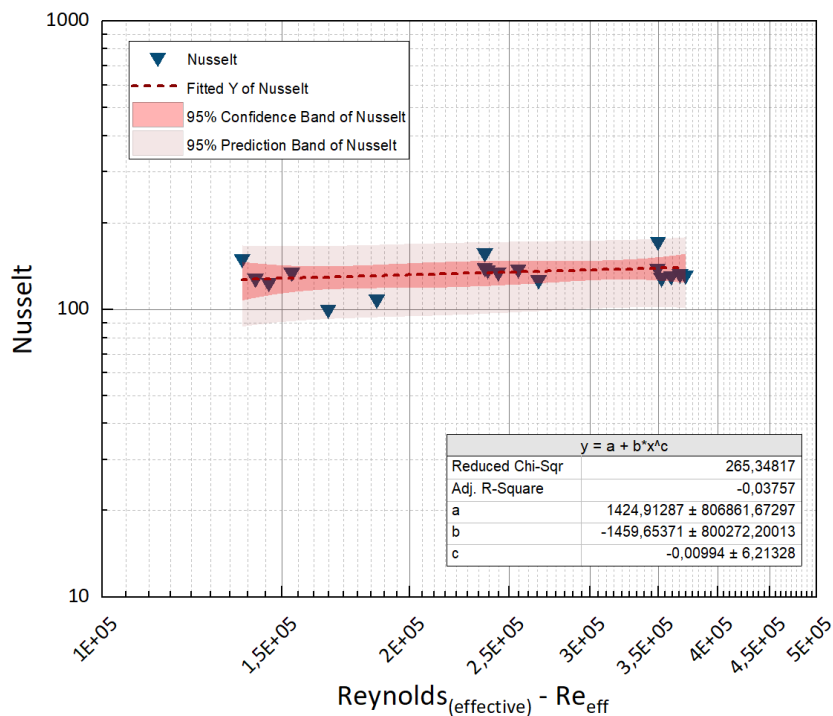
Hodnoty Nusseltova čísla v závislosti na axiálním Reynoldsově čísle jsou uvedeny na Obr. 24, kde byly vyznačeny hodnoty pro statický stav (bez rotace)

a hodnoty za rotace na daných otáčkách. Na tomto grafu lze pozorovat ustálení hodnot Nusseltových čísel pro  $Re_{ax} > 3750$ .



Obr. 24 Závislost Nusseltova čísla na axiálním Reynoldsově čísle - jednostranný labyrint

Na Obr. 25 je znázorněna výsledná regresní analýza Nusseltova čísla v závislosti na efektivním Reynoldsově čísle, spolu s vyznačenými intervaly spolehlivosti pro konfiguraci s jednostranným labyrintem.



Obr. 25 Regresní analýza Nusseltova čísla v závislosti na efektivním Reynoldsově čísle

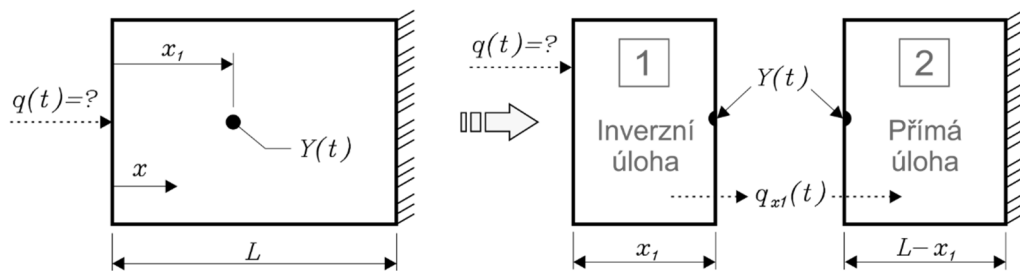
### 3.6 STANOVENÍ HUSTOT TEPELNÝCH TOKŮ - INVERZNÍ ÚLOHA

Pro stanovení hustoty tepelných toků pomocí inverzní metody, byly vytvořeny algoritmy v softwaru Matlab, na základě referencí Woodbury (2002) [7] a Beck (1985) [8] pro tyto metody:

- a) Celodoménová metoda bez regularizace
- b) Celodoménová metoda s Tikhonovou regularizací nultého řádu (0\_reg)
  - a. Regularizační parametr  $\alpha$  s hodnotami: 1E-5, 1E-3, 1E-2 a 1E-1
- c) Sekvenční metoda – Beck (SFSM)
  - a. Parametr dopředného kroku  $r$  s hodnotami, 1, 2, 3, 5, 10

S ohledem na výpočet inverzní úlohy byl zvolen zjednodušující lineární model pro 1D vedení tepla v rovinné desce o tloušťce  $L$ , která je dokonale zaizolovaná pro  $x=L$  s vyšetřovanou okrajovou podmínkou (hustota tepelného toku) pro  $x=0$ .

Pro tento případ vedení tepla v desce o tloušťce  $L$  a s jedním měřicím místem uvnitř tělesa  $Y(t)$  lze řešenou úlohu rozdělit na oblast s využitím inverzního výpočtu a oblast řešení pomocí přímé úlohy viz Obr. 26.



Obr. 26 Rozdělení řešené oblasti na inverzní a přímou úlohu

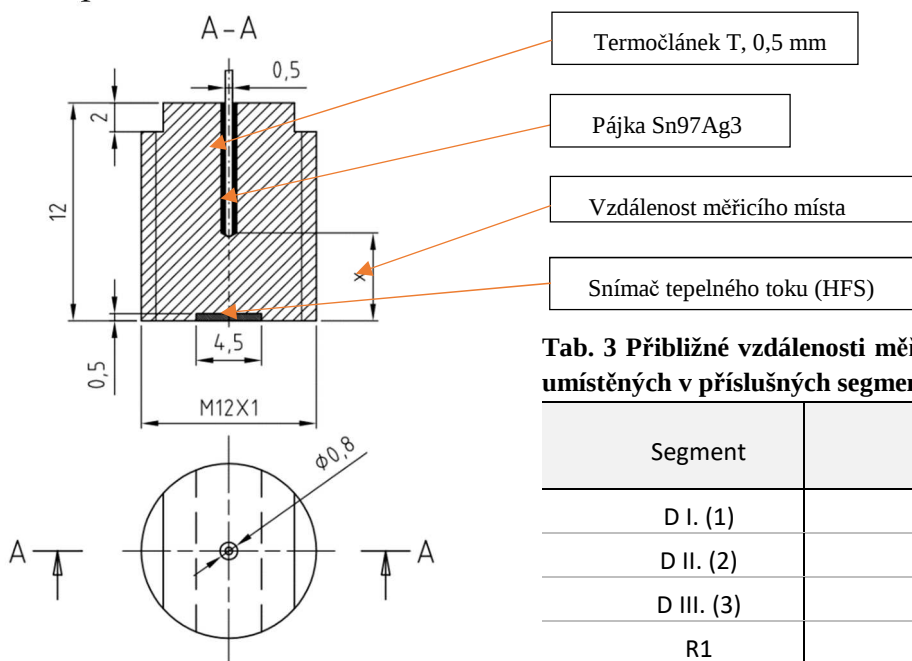
Pro tento model byla použita analytická rovnice rozložení teploty zahrnuté v řešení přímé úlohy:

$$T(x, t) = \frac{q_c L}{\lambda} \left[ \frac{\alpha t}{L^2} + \frac{1}{3} - \frac{x}{L} + \frac{1}{2} \left( \frac{x}{L} \right)^2 - \frac{2}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \exp\left( \frac{-n^2 \pi^2 \alpha t}{L^2} \right) \cos\left( \frac{n \pi x}{L} \right) \right], \quad (11)$$

kde  $q_c$  je jednotková hustota tepelného toku.

Výsledné hodnoty byly porovnány s měřenými hodnotami tepelných toků zjištěných experimentálně pomocí termoelektrických snímačů tepelného toku (HFS – Heat Flux sensor), které tak tvoří referenční hodnoty. Snímače byly umístěny ve statorových segmentech I., II. a III. viz Obr. 27, ve kterých byly také instalovány plášťované termočlánky typu T o průměru 0,5 mm, z jejichž hodnot byly provedeny odpovídající inverzní výpočty. Termočlánek byl umístěn do vyvrtaného otvoru o průměru 0,8 mm a poté zapájen pomocí pájky Sn97Ag3.

Přibližné vzdálenosti měřicích míst termočlánků umístěných v segmentech, které byly použity do výpočtu inverzní úlohy jsou uvedeny v Tab. 3. Vnější statorová část byla zaizolována. Před začátkem experimentu byl experimentální zařízení v ustáleném teplotním stavu.

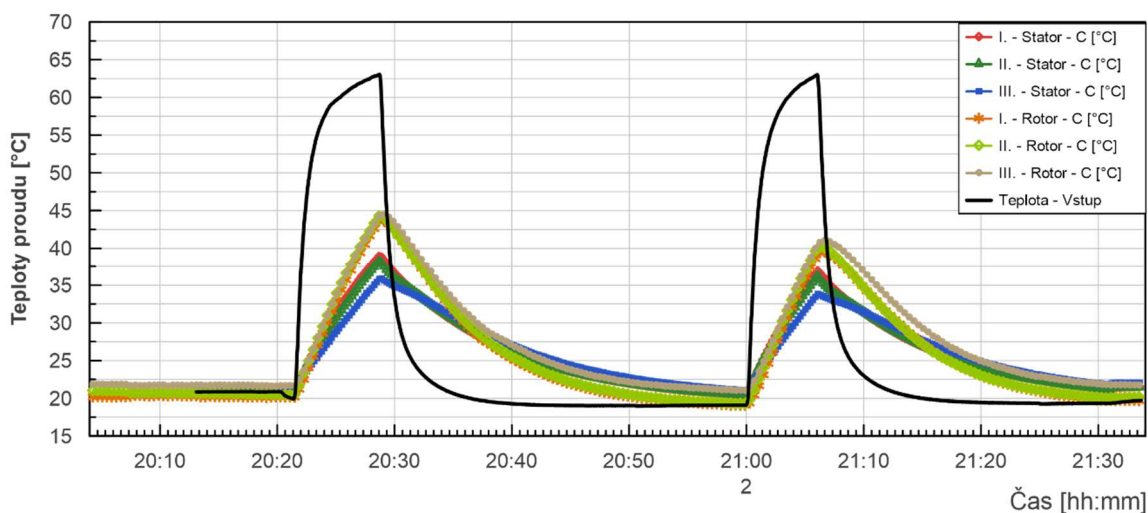


Obr. 27 Schéma měřicího segmentu osazeného snímačem tepelného toku a termočlánkem D -I., II., III.

Tab. 3 Přibližné vzdálenosti měřicích míst termočlánků umístěných v příslušných segmentech

| Segment    | vzdálenost x [mm] |
|------------|-------------------|
| D I. (1)   | 4,45 ±0,02        |
| D II. (2)  | 4,51 ±0,02        |
| D III. (3) | 4,44 ±0,02        |
| R1         | 4,61 ±0,02        |
| R2         | 4,19 ±0,02        |
| R3         | 4,05 ±0,02        |

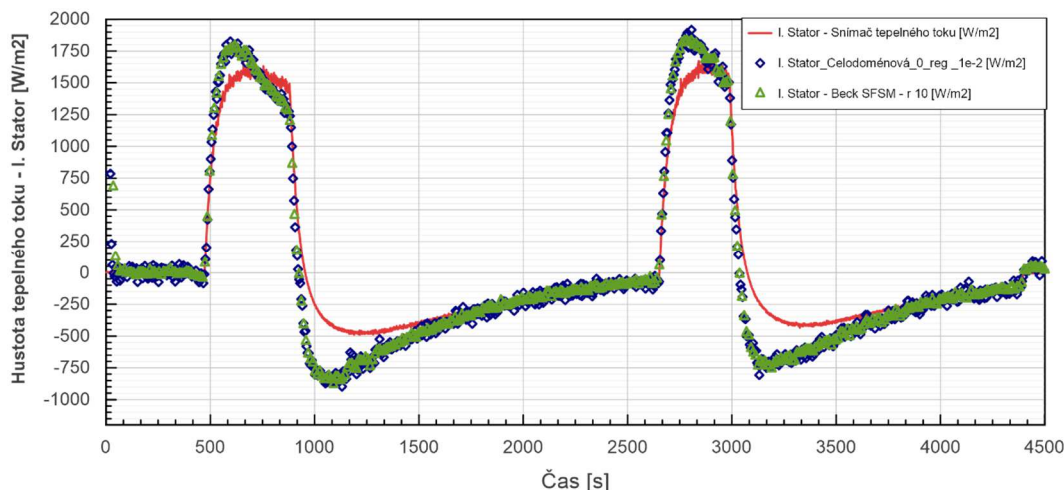
Průběh teplot proudu vzduchu vstupujícím do rotor-statorového kanálu je uveden společně s měřeními lokálními teplotami proudu vzduchu ( $C$ ) pro daný segment je uveden na Obr. 28. V experimentu byly vytvořeny dva teplotní pulzy, a to z počátečního stavu s uniformními teplotami a ze stavu po vychlazení po prvním pulzu.



Obr. 28 Průběh teplot proudu vzduchu pro daný segment rotor statorového kanálu

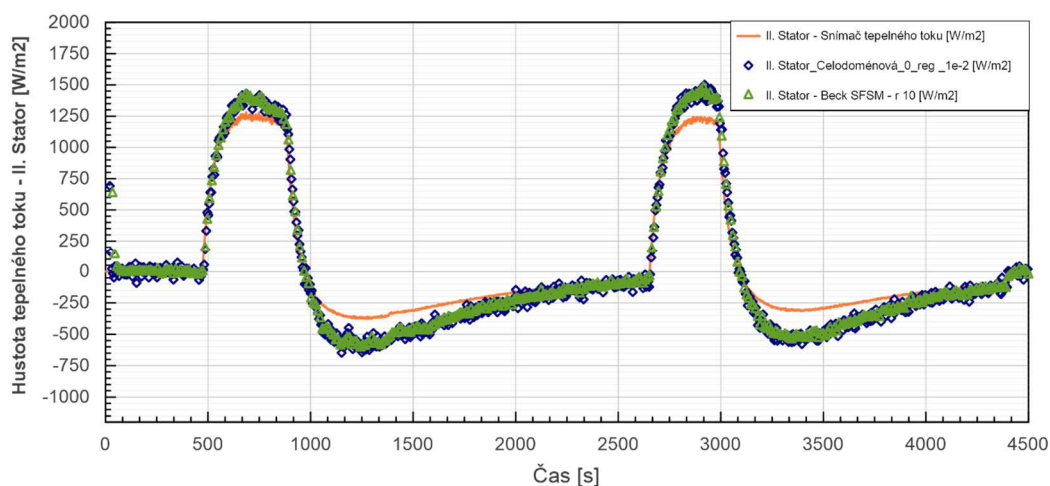
### 3.7 VÝSLEDKY STANOVENÍ HUSTOT TEPELNÝCH TOKŮ

Z výsledků celodoménové i sekvenční metody vyplývá nutné zahrnutí regularizačních parametrů. Pro srovnání výsledných hodnot byly vybrány u obou metod ty výsledky, které vykazovaly nejmenší rozptyl, tedy ty s nejvyšším stupněm regularizace, což u celodoménové metody odpovídá parametru  $a = 1E-2$  a u sekvenční metody výsledku pro dopředný krok  $r=10$ . Srovnání s měřenou hustotou tepelného toku na satoru (Segment I) je uveden na Obr. 29.



Obr. 29 Srovnání výsledných hodnoty hustot tepelných toků vypočítaných pomocí celodoménové metody a sekvenční (Beck-SFISM) metody s naměřenými hodnotami ze snímače tepelného toku - segment satoru I.

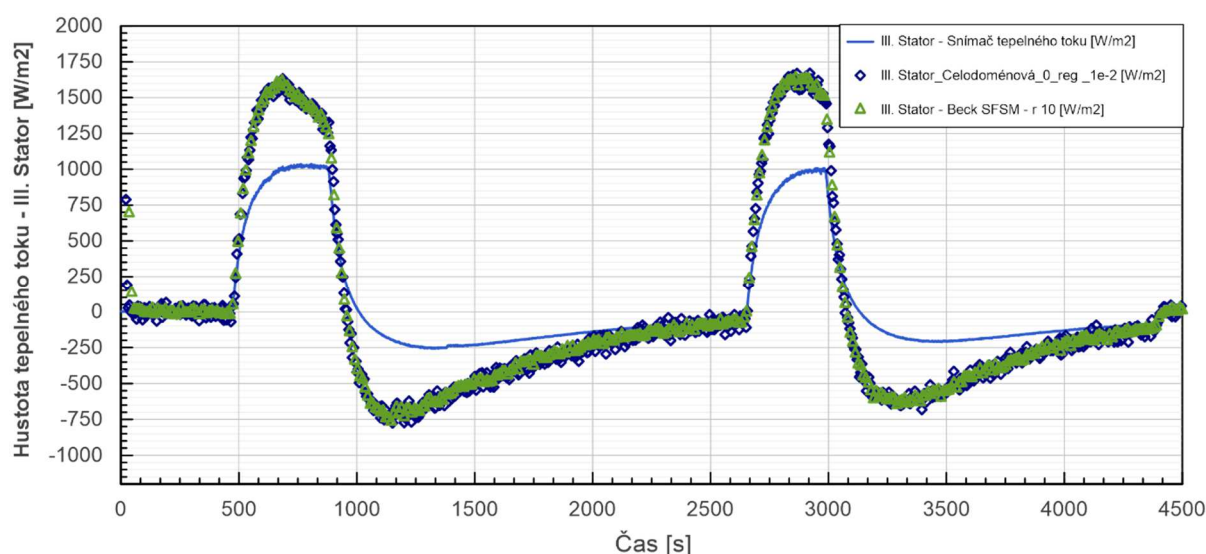
U celodoménové metody musely být zvoleny poměrně vysoké hodnoty těchto regularizačních parametrů. U Beckovy (sekvenční) metody byly výsledky srovnatelné s celodoménovou metodou (s reg.) pro dopředné kroky  $r > 3$ . Pro dopředný krok  $r=1$  odpovídající jednokrokové metodě (Stolz) nebyly získány relevantní hodnoty hustot tepelných toků pro danou úlohu. Pro satorový segment II. je srovnání výsledných hodnot hustot tepelných toků pro celodoménovou a sekvenční metodu uvedeno na Obr. 30.



Obr. 30 Srovnání výsledných hodnoty hustot tepelných toků vypočítaných pomocí celodoménové metody a sekvenční (Beck-SFISM) metody s naměřenými hodnotami ze snímače tepelného toku - segment satoru II.

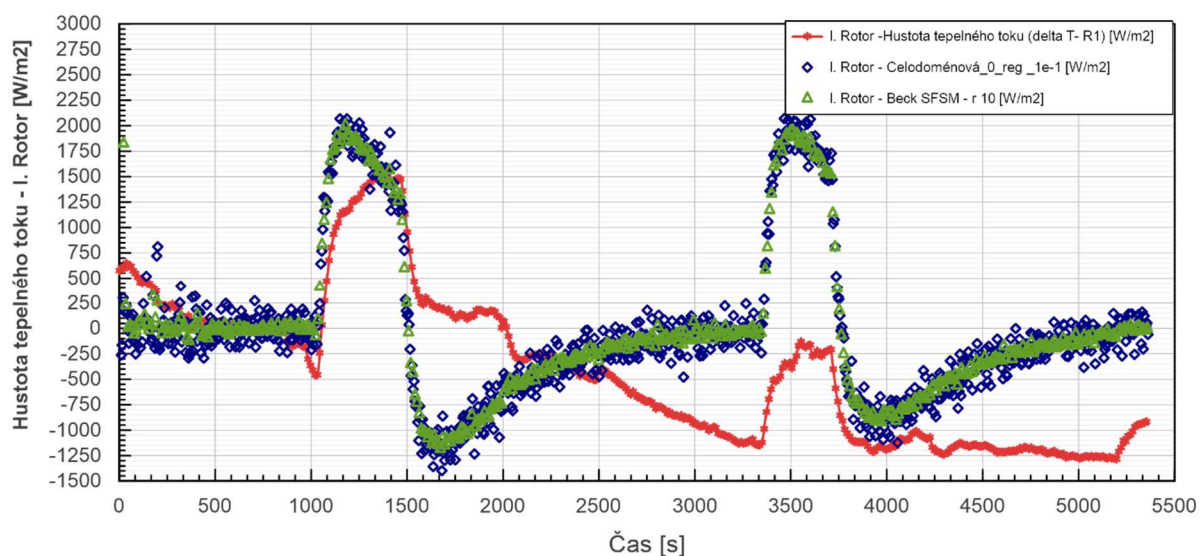
Srovnání je provedeno pro stejné nastavení regularizačních parametrů jako u segmentu I. ( $a = 1E-2$ ,  $r=10$ ). Výsledné vypočítané hodnoty hustot tepelných toků se oproti přímo měřeným lišily o cca 10 % u prvního pulzu. Při druhém pulsu byla tato odchylka cca 15 % přímo měřené hodnoty hustoty tepelného toku. U vychlazování tento rozdíl činil cca 50 % u obou pulzů.

Pro statorový segment III. je srovnání výsledných hodnot hustot tepelných toků pro celodoménovou a sekvenční metodu uvedeno na Obr. 31. Srovnání je provedeno pro stejné nastavení regularizačních parametrů jako u segmentu I. a II. ( $a = 1E-2$ ,  $r=10$ ). U tohoto segmentu se výsledné hodnoty hustot tepelných toků získané výpočtem výrazně lišily pro oba pulzy, a to přibližně o 50 % v režimu náhřevu i vychlazování. Z uvedeného průběhu lze usuzovat na limit zjednodušujícího předpokladu 1D vedení nekonečně dlouhé desky, který u tohoto segmentu nepostihuje reálný stav.



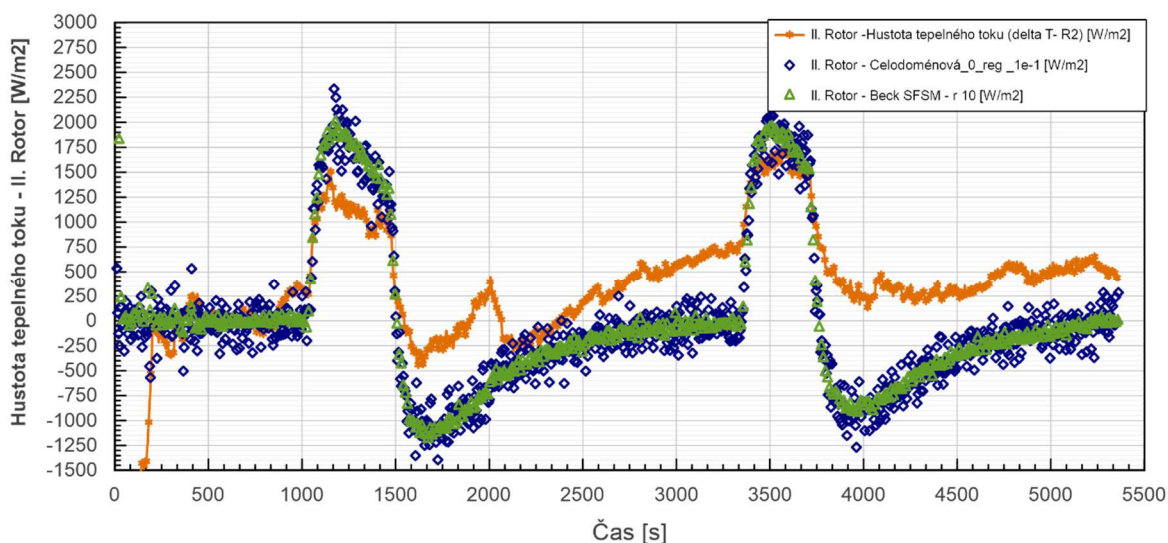
**Obr. 31 Srovnání výsledných hodnoty hustot tepelných toků vypočítaných pomocí celodoménové metody a sekvenční (Beck-SFSM) metody s naměřenými hodnotami ze snímače tepelného toku - segment statoru II.**

U rotorového segmentu I. je srovnání výsledných hodnot hustot tepelných toků pro celodoménovou a sekvenční metodu uvedeno na Obr. 32., kde regulační koeficient u celodoménové metody musel být zesílen oproti výsledkům u statoru ( $a = 1E-1$ ), a to díky velkému rozptylu (šumu) ve vstupních datech teplot z termočlánků pozice B. Regularizační parametr u sekvenční metody byl ponechán na počtu dopředných kroků  $r=10$ . Výsledky byly porovnány s hustotou tepelného toku určenou výpočtem z rozdílu teplot ( $A-B$ ). Z uvedeného grafu je zřejmé, že i přes nepřesné výsledky tohoto toku lze stejně jako pro statorový segment I. pozorovat u prvního pulzu absolutní hodnoty ve středu maximálních průběhů jako velmi blízké. U druhého pulzu se již projevuje plně nesplnění předpokladu 1D vedení tepla zejména díky pozici tohoto segmentu blízko disku rotoru, který je tepelně ovlivněn v průběhu experimentu nejrychleji a poté svou tepelnou kapacitou ovlivňuje segmenty umístěné na rotoru.



Obr. 32 Srovnání výsledných hodnoty hustot tepelných toků vypočítaných pomocí celodoménové metody a sekvenční (Beck-SFSM) metody s naměřenými hodnotami ze snímače tepelného toku - segment rotoru I.

Pro rotorový segment II. je srovnání výsledných hodnot hustot tepelných toků pro celodoménovou a sekvenční metodu uvedeno na Obr. 33. Srovnání je provedeno pro stejné nastavení regularizačních parametrů jako u rotorového segmentu I. ( $a = 1E-1$ ,  $r=10$ ).



Obr. 33 Srovnání výsledných hodnoty hustot tepelných toků vypočítaných pomocí celodoménové metody a sekvenční (Beck-SFSM) metody s naměřenými hodnotami ze snímače tepelného toku - segment rotoru II.

U tohoto rotorového segmentu II. jsou inverzní úlohou vypočítané hodnoty u prvního pulsu s ohledem na hustotu tepelného toku danou výpočtem o cca 40 % vyšší. U druhého pulsu tento rozdíl činí cca 15 %. Rotor je také z vnitřní části ovlivněn přestupem tepla s neznámými parametry, které samozřejmě nevyhovují podmínkám aplikovaného modelu inverzní úlohy, avšak bylo provedeno měření 8 teplot na válcové části rotoru. Tato data lze následně využít například jako vstupní okrajové podmínky pro tvorbu numerického modelu prostupu tepla v rotoru.

## ZÁVĚR

Cílem této práce byl návrh a sestavení experimentálního zařízení pro stanovení koeficientů přestupu tepla v kanálech malých průřezů s rotující stěnou. Pro splnění tohoto cíle byla provedena rešerše problematiky proudění mezi rotujícími koncentrickými válci s ohledem na kritériální rovnice konvektivního přestupu tepla. V leteckých motorech, v turbínách ať už plynových či parních se jedná především o režim s axiálním prouděním. V rámci rešerše byly vybrány z dostupných literárních pramenů stěžejní experimentální zařízení, na kterých bylo provedeno měření za účelem zjištění lokálních hodnot součinitelů přestupu tepla.

Vzhledem k motivaci práce snížit nejistotu v předpokládaných lokálních hodnotách součinitelů přestupu tepla u specifické geometrii labyrintového těsnění byl vytvořen experimentální stand s geometrií labyrintu blízké reálné konfiguraci. Pro srovnání výsledků s autory publikující výsledky pro koncentrické válce s konstantním průtočným průřezem, byl stand opatřen také rotorem bez osazeného labyrintu, tedy s hladkou stěnou. Výsledky tak mohly být zejména z hlediska průběhu porovnány s ostatními autory, protože geometrické konfigurace standů, a tudíž jednotlivé výsledné hodnoty od různých autorů se vzájemně liší. Z rešeršní části také vyplynula vhodnost osadit rotor telemetrickým systémem sběru dat (teplot).

Proto byly cíle práce rozšířeny o vytvoření tohoto systému. Tento systém byl aplikován pro konfiguraci hladkého rotoru. Vzhledem k celkovému postupnému budování standu aplikováním nových měřicích systémů a senzorů byl stand na straně statoru dovybaven kalibrovanými snímači tepelného toku. Tyto snímače umožnily nejen dosáhnout přesnější měření lokálních hodnot hustot tepelných toků a v důsledku toho získat přesnější hodnoty koeficientů přestupu tepla, ale také bylo možné stanovit referenci využitelnou pro vyhodnocení výstupů řešení dalšího cíle.

Dalším cílem bylo pomocí řešení inverzní úlohy stanovit lokální hustoty tepelných toků. Pro splnění tohoto cíle byla provedena rešerše vhodných inverzních metod vedení tepla (IHCP). Vzhledem ke geometrii statoru i rotoru byla zvolena zjednodušující geometrie a předpoklad 1D vedení tepla pro nekonečně dlouhou, z jedné strany zaizolovanou desku. Pro tento předpoklad byly provedeny výpočty pro stator osazený snímači tepelného toku i rotor osazený pouze termočlánky. Inverzní úlohy vedení tepla jsou používány v režimech s vysokými hodnotami hustot tepelných toků v rámci malých časových intervalů. Experimentální data zpracovaná v této práci byla pro tuto metodu méně vhodná (velký časový krok, poměrně malé hodnoty hustot tepelných toků atd.) a byla zatížena velkým šumem. I přes zjednodušující předpoklad 1D vedení a inherentně špatně podmíněné úloze byly pomocí nastavení vhodných parametrů regularizace získány hodnoty hustot tepelných toků, které byly srovnány s hodnotami ze snímačů. Zejména pro výsledky segmentu, který byl vybrán jako referenční a pro kterého jsou stanoveny Nusseltova čísla a další bezrozměrná kritéria byly vypočítané hustoty tepelných toků navzájem nejbližší.

## 4 BIBLIOGRAFIE

- [1] ZYSINA-MOLOŽEN, L. M., L. V. ZISIN a M. P. POLJAK. Teploobmen v turbomašinach. 1. vyd. Leningrad: Mašinostrojenije, 1974, 335 s..
- [2] LEEB, Klaus. Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen von Turbomaschinen unter dem Einu von Rotation Wellendesaxierung und Drall der Zuströmung. Wien, 1997. Dostupné také z: [http://publik.tuwien.ac.at/files/pub-mb\\_2642.pdf](http://publik.tuwien.ac.at/files/pub-mb_2642.pdf)GU. Disertační práce. Technischen Universität Wien. Vedoucí práce Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hermann Haselbacher
- [3] KOSMAN, Gerard a Maciej ROSKOZS. Solution of inverse heat conduction problem for thermal stresses analysis in turbomachinery rotors. In: THERMAL STRESSES -INTERNATIONAL CONGRESS-; 1; 389-392: 6th.; International congress, Thermal stresses. Technische Universitat Wien. 2005
- [4] TALER, Jan. Teoria i praktyka identyfikacji procesów przepływu ciepła. Wrocław: Zakład Narodowy im. Ossolińskich, b.r., 410 p.
- [5] TALER, Jan a Piotr DUDA. Solving direct and inverse heat conduction problems. New York: Springer, c2006, xxvi, 889 p.
- [6] GAZLEY, C. Heat transfer characteristics of the rotational and axial flow between concentric cylinders. Trans. ASME. 1958, 70, 11.
- [7] WOODBURY, Keith A., ed. Inverse Engineering Handbook [online]. 1. Boca Raton: CRC Press, 2002 DOI: 10.1201/9781420041613. ISBN 9780429117893.
- [8] BECK, J, Ben BLACKWELL a St.Charles ST. CLAIR. Inverse heat conduction:ill-posed problems. New York: Wiley, c1985, xvii, 308 p.

# ŽIVOTOPIS AUTORA

## Osobní informace

Jméno: Ing. Ladislav Šnajdárek

E-mail: snajdarek@fme.vutbr.cz

## Zaměstnání a praxe

- 2011 – **Strojírenský technik** – FSI VUT v Brně, Odbor energetického inženýrství
- 2014 – **Technik vývoje těsnění**, MICO spol. s.r.o.

## Vzdělání

- 2011 – **Vysoké učení technické v Brně**, fakulta strojního inženýrství, obor Konstrukční a procesní inženýrství, doktorské studium
- 2008–2011 **Vysoké učení technické v Brně**, fakulta strojního inženýrství, obor Energetické inženýrství, navazující magisterské studium, zakončeno státní zkouškou, obdržen titul inženýr
- 2005–2008 **Vysoké učení technické v Brně**, fakulta strojního inženýrství, obor Strojní inženýrství, zakončeno státní zkouškou, obdržen titul bakalář
- 2001–2005 **Gymnázium Hranice**, obecné vzdělání, zakončeno maturitní zkouškou

## Dovednosti a znalosti

Jazyky: Angličtina: pokročilý (úroveň B2/C1)  
Němčina: začátečník

IT: LabVIEW, CAD systémy, ANSYS, DIADEM

## ABSTRAKT

Tato práce se zabývá problematikou určení koeficientu přestupu tepla v kanálech malých průřezů s rotující stěnou. V rešeršní části práce je popsána specifická geometrie, a to labyrintové těsnění standardně používané v rotačních strojích. Jsou popsány dosavadní kritériální rovnice stanovující koeficienty přestupu tepla a další parametry v těchto specifických geometriích.

V hlavní části je popsáno vybudované experimentální zařízení pro stanovení hodnot tepelných toků a koeficientů přestupu tepla na statoru i rotoru pro daný průtok vzduchu a otáčky rotoru.

Následuje prezentování výsledků z provedených experimentů s uvedením odpovídajících kritériálních rovnic. V další části jsou popsány základní matematické modely inverzních úloh vedení tepla. Jsou provedeny výpočty hustot tepelných toků pomocí těchto inverzních metoda porovnány s referenčními experimentálně zjištěnými hustotami tepelných toků.

## ABSTRACT

This work deals with the determination of the heat transfer coefficient in small channels with a rotating wall. The research part of the thesis is focused on specific geometry, namely labyrinth seals used in rotary machines. Existing criteria equations determining heat transfer coefficients and other parameters in these specific geometries are described.

The central part describes the built experimental device for the determination of values of heat flows and heat transfer coefficients on both stator and rotor for given airflow and rotor speed.

The following section is devoted to presenting the results of the performed experiments with the corresponding criteria equations. The next part describes the basic mathematical models of inverse heat conduction problems. Calculations of heat flux using these inverse methods are performed and compared with reference heat flux sensors.