# Experimentální a výpočetní stanovení přestupu tepla u dvouvstupé turbínové skříně

Experimental and numerical estimation of heat transfer coefficient of twin scroll turbine

J. Hrabovský – Laboratoř přenosu tepla a proudění, VUT Brno
J. Klíma – PBS Turbo s.r.o., Velká Bíteš
M. Komárek – L. K. Engineering s.r.o.
J. Horský – Laboratoř přenosu tepla a proudění, VUT Brno

**KLÍČOVÁ SLOVA: součinitel přestupu tepla, turbínová skříň, nucená konvekce, inverzní úloha, CFD**

## ANOTACE

High temperature gradients caused by rapid temperature changes of gases in turbine housing have a fundamental impact on the degradation and durability of the turbine housing. Life prediction of the turbine housing is provided by numerical analysis. For the correct numerical model a quality of boundary condition is very important. This paper is focused on the experimental and numerical estimation of heat transfer coefficient. This parameter defines the heat transfer and also the quality of boundary condition for numerical analysis of investigated turbine housing.

## ÚVOD

Vývoj turbodmychadel firmy PBS Turbo je zaměřen na zvyšování stlačení, účinnosti a snižování emisi pro současnou generaci motorů v různých aplikacích. Důležité je i zajištění spolehlivosti a životnosti. Mezi nejvýznamnější aplikace patří energetický a lodní, potažmo dopravní průmysl. Účinnost těchto průmyslových turbodmychadel dosahuje hodnot přes 60% a disponují stlačením plnícího vzduchu vyšším než 5. Tyto hodnoty umožňují výrobcům motorů s dostatečnou rezervou splňovat náročné emisní limity při nízké spotřebě paliva.

Neustále zpřísňování emisních limitů a tlak zákazníků na efektivitu turbodmychadel nutí firmu PBS Turbo k optimalizaci svých produktů a vývoji nových, které posunou a rozšíří současné portfolio. Příklad vývoje daného výrobku je chlazení ložiskové skříně s implementovanou technologií chlazení kola kompresoru. Tento koncept v kombinaci s použitím nového materiálu na straně turbíny rozšířilo použitelnost turbodmychadel i pro motory s vysokou teplotou spalin. Pro další posouvání hranic efektivnosti a zvyšování výkonu daného produktu je dále nutné provést detailní analýzu procesů a mechanizmů, které mohou výrazně pomoci při dosažení stanovených cílů.

Kombinace nových materiálů a vysokých teplot spalin přináší potřebu důkladné analýzy přenosu tepla v turbodmychadle, zejména na straně turbíny. Přenosu tepla a tepelným ztrátám v turbodmychadle bylo věnováno několik publikací. [1-4] V těchto publikacích je přenos tepla rozdělen na vnitřní a vnější. Vnitřní přenos je zaměřen na teplotní ztráty způsobené vnitřními částmi (ložiska, hřídel, atd.). Vnější přenos tepla je definován jako teplotní ztráty přes spirálu.[1] U vnitřních teplotních ztrát je dominantním mechanizmem přenosu tepla kondukce. Vnější ztráty jsou realizovány zejména prostřednictvím konvekce a radiace. Většina publikací věnovaných přenosu tepla je zaměřena na studium vlivu izolace na účinnost a výkon. Vliv odvodu tepla může účinnost kompresoru zvýšit až 2%[2], na straně turbíny jde

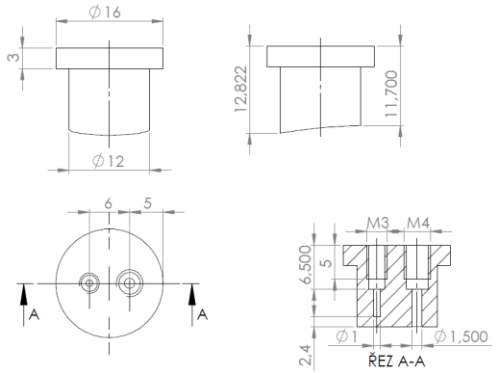
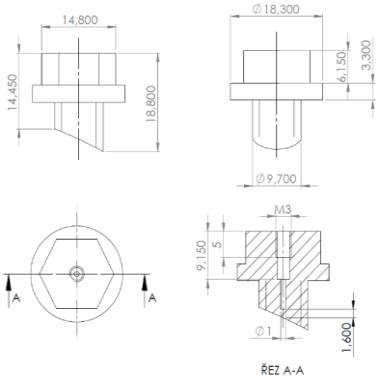
pak o ztrátu, která je díky vyšším teplotním gradientům větší. Při dalším studiu přenosu tepla bylo potvrzeno, že vnitřní tepelné ztráty představují přibližně 30% a vnější ztráty 70% z celkových teplotních ztrát při neizolovaném turbodmychadle. [1, 3]
Tato práce je zaměřena také na přenos tepla ale z jiného úhlu pohledu. Pozornost je věnována popisu přenosu tepla uvnitř dvouvstupé turbínové skříně. Přenos tepla je zkoumán zejména z důvodu získání věrohodného popisu tohoto mechanizmu. Přenos tepla uvnitř turbínové skříně je realizován prostřednictvím nucené konvekce. Správný popis tohoto mechanizmu má vliv na celkové rozložení teplot a rychlost jejich změn. Teplotní pole a teplotní gradienty jsou fundamentální otázkou při analýze životnosti turbínové skříně. Z tohoto důvodu je nutné mít nástroj pro věrohodný popis teplotního pole a tím dosáhnout přesnějších výsledků při určování životnosti. Jak již bylo uvedeno, aplikace ve kterých je použita kombinace nových materiálu a vysokých teplot vyžadují detailní analýzy, ve kterých jsou aplikovány věrohodné okrajové podmínky. Zkoumání přenosu tepla v turbínové skříni bylo provedeno v několika krocích. V prvním kroku bylo provedeno experimentální měření na konkrétní turbínové skříni. Ve druhém kroku byla provedena analýza změřených dat a byly použity tři metody určování součinitele přestupu tepla, který je hlavním parametrem nucené konvekce. První metoda byla analytická, založena na kriteriálních rovnicích pro přímou trubku, které definovali např. Dittus-Boelter. Druhý přístup stanovení součinitele přenosu tepla byl založen na inverzní úloze. Jako třetí metoda určení součinitele přestupu tepla byla aplikována CFD analýza v programu ANSYS CFX.

## EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

Experimentální část práce byla věnována měření teplotních a tlakových polí uvnitř turbínové skříně. Na základě těchto dat bylo možné provádět další kroky v podobě vyhodnocení změřených dat, přípravě okrajových podmínek pro výpočet a samotný výpočet pro stanovení součinitele přestupu tepla. Experimentální část je možné rozdělit do dvou fází. První fáze byla zaměřena na přípravu měřících elementů a experimentálního měření. Druhá fáze byla věnována volbě zátěžného cyklu a samotnému experimentálnímu měření. Každá z těchto fázi byla realizována na jinem pracovišti. Pro měření byla zvolena dvouvstupá turbínová skříň. Tento typ skříně byl vybrán záměrně a to z toho důvodu, že turbínová skříň je složena ze dvou kanálů. Dva samostatné kanály mohou představovat komplikaci při odhadu součinitele přestupu tepla konvenčním způsobem. Tento předpoklad měl být měřením ověřen.
První fáze experimentální části byla realizována v Laboratoři přenosu tepla a proudění. Byla navržena metodika měření a byly připraveny jednotlivé měřící elementy. Měřící elementy představovala čidla, pomocí kterých bylo v daném místě možné zaznamenávat vývoj teploty a tlaku. Pro současné měření teplot a tlaků byla připravena čtyři čidla. Další dvě čidla měřila jen teploty. Všechna tato čidla byla vyrobena ze stejného materiálu jako samotná turbínová skříň. Výroba byla náročná z důvodu komplikovaného tvaru turbínové skříně a požadavku na těsnost a odolnost uložení jednotlivých měřicích elementů. Vysoká teplota spalin, potažmo turbínové skříně při měření klade nároky na použité materiály a těsnící prvky. Na zvolené turbínové skříni byla vytipována místa, do kterých byla připravená čidla umístěna. Povrch každého čidla byl upraven tak, aby přesně kopíroval tvar stěny turbínové skříně (viz Obrázek 1). Každé z těchto čidel bylo osazeno termočlánkem o průměru 1mm a nerezovou trubičkou, na kterou byly připojeny odběry tlaku. Tato čidla byla označena jako T1, P1 až T4, P4. Stejným způsobem byla připravena i další dvě čidla, která byla osazena jen termočlánkem (označení T5, T6). Jejich konstrukce byla komplikovanější, a proto nebyl prostor pro umístění tlakového odběru. Tato čidla byla instalována přímo do stěny turbínové skříně. Další tři termočlánky byly vloženy do rozváděcího kola. Pomocí těchto termočlánků bylo možné měřit teplotu ve

stěně a lopatce rozvaděče. Označení těchto termočlánků bylo TNRI, TNRII a TNRIII. Poslední dva termočlánky byly umístěny na vnější stěnu vstupní a výstupní části turbínové skříně. Tyto termočlánky sloužily k monitorování povrchové teploty skříně, jejich označení tomu odpovídalo (T-surface/in, T-surface/out). Pozice jednotlivých měřících elementů jsou zobrazeny na Obrázek 2.

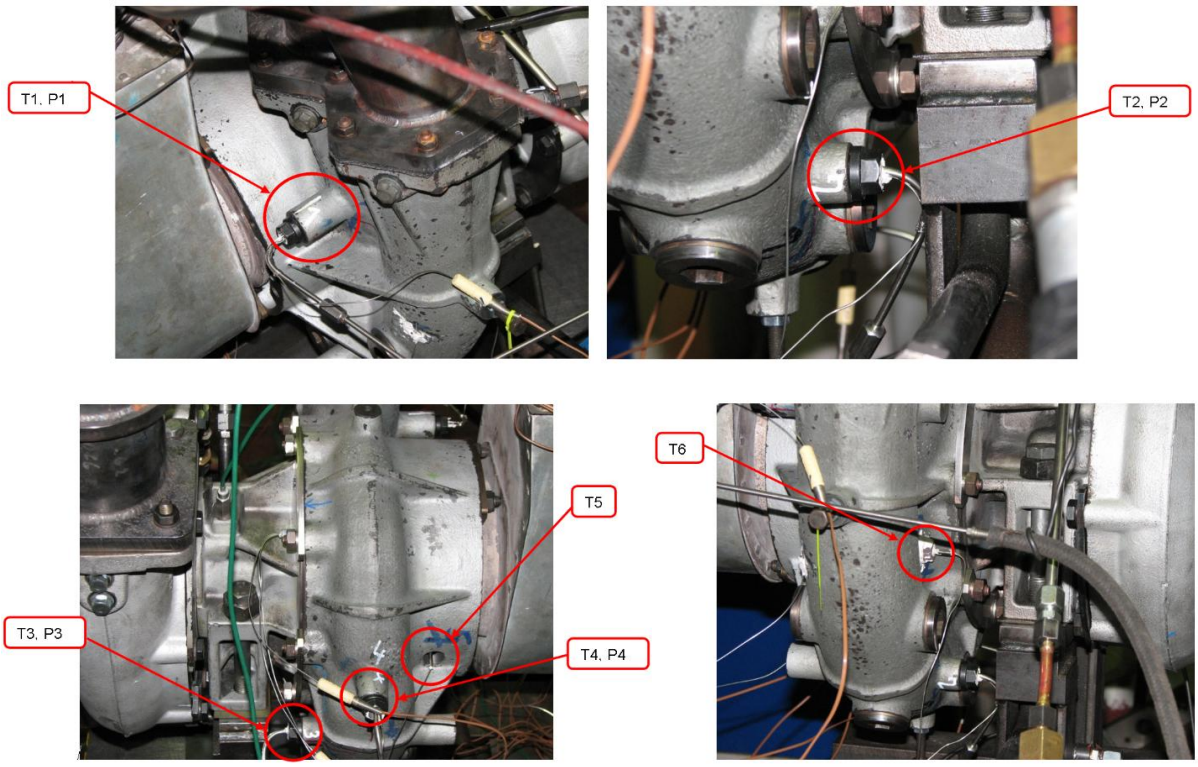
Druhá fáze experimentální části byla zaměřena na samotné experimentální měření. To probíhalo na měřící aparatuře, kterou disponuje firma PBS Turbo. Pomocí této aparatury je možné měřit několik desítek měřících kanálů, které odpovídají jednotlivým teplotním čidlům a tlakovým odběrům. V tomto případě byl počet měřících kanálů zredukován, tak aby bylo možné měřit s vysokou frekvencí.

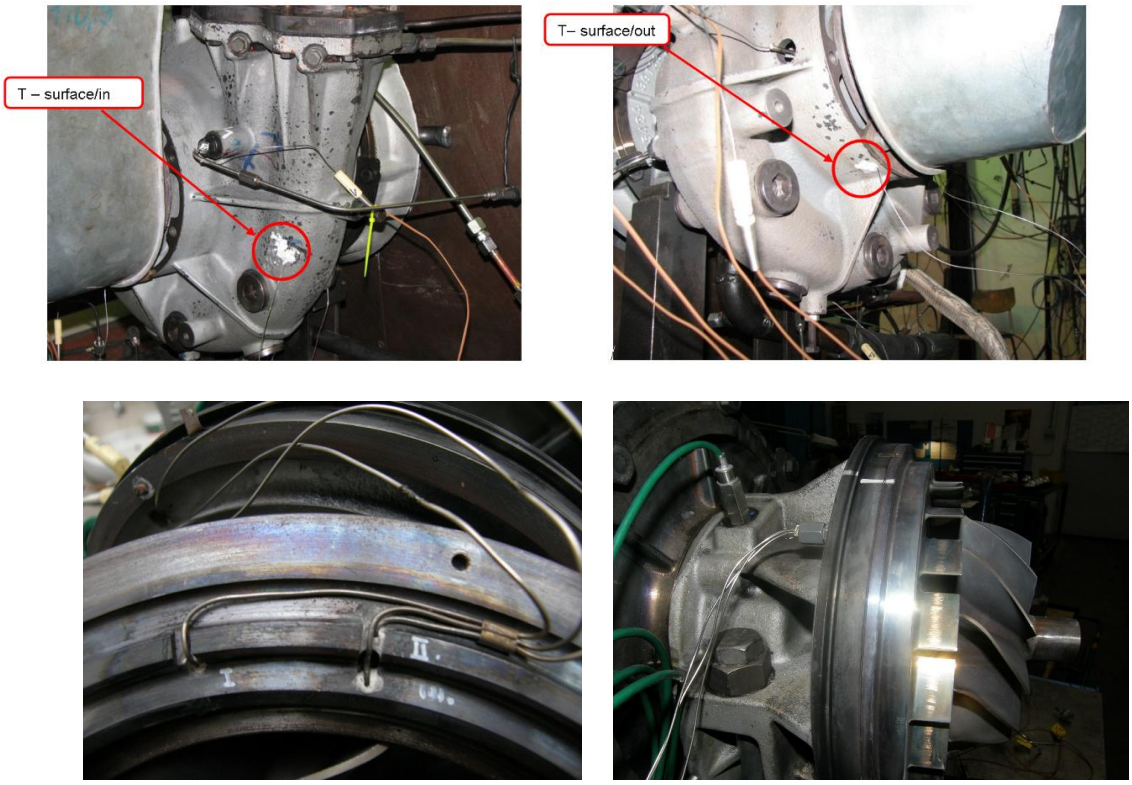
| Čidlo s termočlánkem a tlakovým odběrem | Čidlo s termočlánkem |
|---|---|
|  |  |





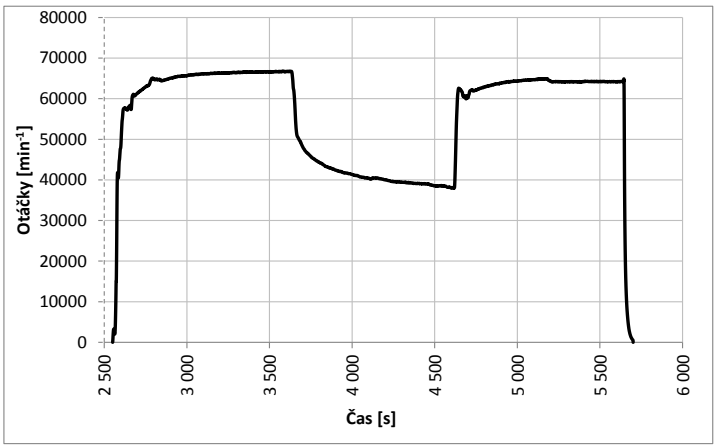
**Obrázek 1 Ukázka geometrie jednotlivých čidel**



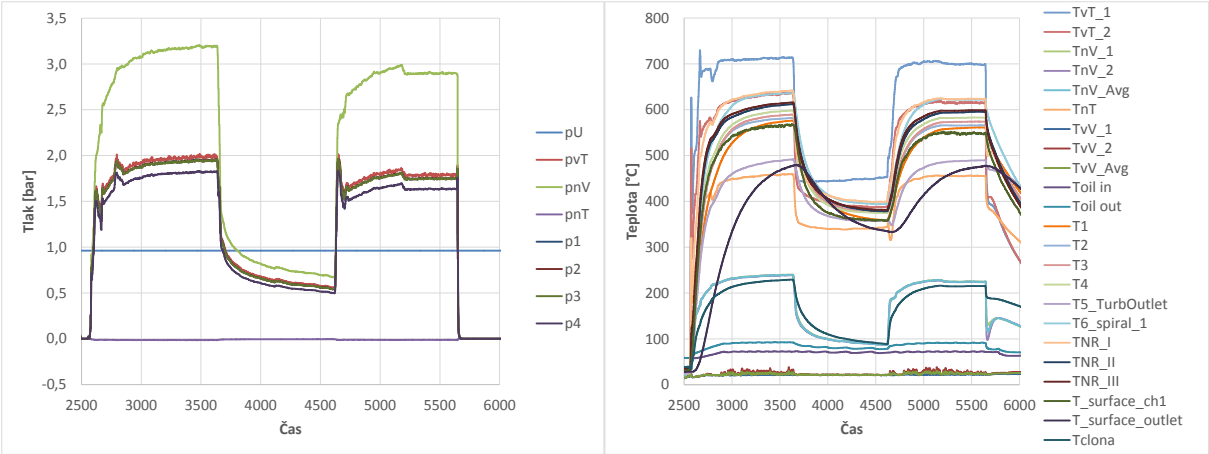



**Obrázek 2 Pozice měřících elementů**

Počet měřených kanálů byl minimalizován na hodnotu 29. Mezi ty patřilo osm tlakových odběrů, čtyři měřily tlak v instalovaných čidlech po obvodu turbínové skříně a další čtyři zaznamenávaly tlak na vstupu a výstupu do turbíny. Pro monitorování teploty bylo použito celkem 21 kanálů. Z toho jedenáct přímo na turbínové skříni (čidla a termočlánky, jejichž pozice a funkce byla popsána v předchozím odstavci) a dalších deset měřících bodů pro měření teplot spalin na vstupu a výstupu z turbíny, teplota oleje a další. Všechny tyto měřící kanály byly monitorovány přes společnou ústřednu. Jako zátěžný stav byl zvolen cyklus s rychlým náběhem na maximální teplotu spalin. Náběh na maximální teplotu spalin 680°C byl dosažen za 80s změnou množství paliva a tím i otáček. Průběh otáček při měření je uveden na Obrázek 3. Záznam jednotlivých veličin (tlaků a teplot) je prezentován na Obrázek 4. Takto změřená data byla využita ve výpočtové části jako okrajové podmínky do zvolených výpočtových metod.




**Obrázek 3 Záznam otáček při měření**




**Obrázek 4 Záznam tlaků a teplot z měření**

## VÝPOČETNÍ ČÁST

Výpočetní část práce je zaměřena na možnosti stanovení součinitele přestupu tepla ve spirální části turbínové skříně. Pro určení přestupu tepla byly použity tři metody. První metoda byla analytická, založená na kriteriálních rovnicích pro přímou trubku. Druhá metoda byla numerická (metoda konečných objemů) s využitím inverzního přístupu. Algoritmus této metody byl vyvinut v Laboratoři přenosu tepla a proudění. Třetí metoda byla také numerická a byla využita CFD simulace v programu ANSYS CFX. Pro všechny metody byla aplikována změřená data z experimentu popsaného v předchozí kapitole. Výsledkem výpočetní části bude srovnání jednotlivých metod při určování součinitele přestupu tepla.

### Analytická metoda

Analytické metody určování součinitele přestupu tepla byly odvozeny na základě kriteriálních rovnic při dodržení striktních předpokladů. Pro tento případ byl použit analytický vztah pro přímou hladkou trubku při plně vyvinutém proudění. Tento vztah (viz rovnice 1) odvodil v roce 1970 B. S. Petukhov. [5] Navázal tak na předchozí analytické vztahy, které odvodili např. Dittus-Boelter. Tento vztah definuje Nusseltovo číslo, na základě kterého je možné určit hodnotu součinitele přestupu tepla (rovnice 5). Při dosazení zbylých analytických rovnic (viz rovnice 2-4) je možné určit Nusseltovo číslo. Při použití těchto vztahů je nezbytné dodržet několik předpokladů. Tyto předpoklady jsou uvedeny v rovnici 6. Tento analytický přístup byl aplikován na vstupní data získaná z měření. Výsledkem bylo stanovení hodnoty součinitele přestupu tepla v daném čase. Do výpočtu byl zahrnut vliv stlačitelnosti plynu a závislé hodnoty jednotlivých veličin na teplotě a tlaku.

$$Nu_D = \frac{(f/8)\cdot \mathrm{Re}_D \cdot \mathrm{Pr}}{1{,}07 + 12{,}7\cdot\sqrt{f/8}\cdot(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)} \tag{1}$$

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\upsilon \cdot D}{\nu} \tag{2}$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \tag{3}$$

$$f = \frac{1}{(1{,}82\cdot\log(\mathrm{Re}_D)-1{,}62)^2} \tag{4}$$

$$h = \frac{Nu_D \cdot k}{D} \tag{5}$$

$$10^4 < \mathrm{Re}_D < 5 \cdot 10^6; 0.5 < \mathrm{Pr} < 200; L/D \leq 10 \quad \textbf{(6)}$$

$Nu_D$ – Nusseltovo číslo [-]
$Re_D$ – Reynoldsovo číslo [-]
Pr – Prandtlovo číslo [-]
f – koeficient tření [-]
ν – kinematická viskozita [$m^2.s^{-1}$]
D – průměr trubky [m]
v – rychlost [$m.s^{-1}$]
α – dynamická viskozita [$m^2.s^{-1}$]
h – součinitel přestupu tepla [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
k – tepelná vodivost [$W.m^{-1}.K^{-1}$]
L – délka [m]

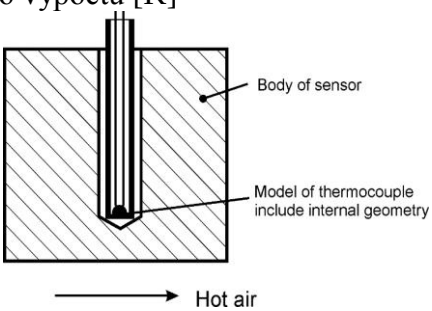
**Inverzní metoda**

Druhá metoda aplikovaná pro stanovení součinitele přestupu tepla na základě měření byla inverzní metoda využívající numerický model. Tato metoda byla vyvinuta v Laboratoři přenosu tepla a proudění je používána k získávání teplotních okrajových podmínek, jakým je i součinitel přestupu tepla na základě experimentálních dat. [6] Tato metoda je založena na Beckově inverzní metodě. Inverzní metoda spočívá v přepočtu změřených teplot pod povrchem (zabudovaným termočlánkem v čidle) na povrchovou teplotu. Pro přepočet změřených teplot na povrchové byl využit model čidla (viz Obrázek 5), který byl vytvořen pomocí metody konečných objemů. Tento model zahrnoval geometrii čidla i s vnitřní geometrií termočlánku. Inverzní úloha hledá povrchovou teplotu do doby až je minimalizována chyba mezi změřenou a spočtenou teplotou. Tato metoda je vyjádřena v rovnicích 7 a 8. [6] Při dosažení minimální odchylky je možné zjistit požadovaný součinitel přestupu tepla. Pro výše popsanou metodu je charakteristické, že je možné ji využít pouze při rychlých změnách teplot (velké teplotní rozdíly). Pro ustálené teploty není možné získat požadované okrajové podmínky. Výsledkem inverzní metody byly hodnoty součinitele přestupu tepla v závislosti na poloze a čase.

$$SSE = \sum_{i=m+1}^{m+f} \left(T_i^* - T_i\right)^2 \quad \textbf{(7)}$$

$$q^m = q^{m-1} + \frac{\sum_{i=m+1}^{m+f} \left(T_i^* - T_i \big|_{q^m=0}\right)\zeta_i}{\sum_{i=m+1}^{m+f} \left(\zeta_i\right)^2}; \quad \zeta_i = \frac{\partial T_i}{\partial q_m} \quad \textbf{(8)}$$

m – aktuální čas [s]
f –číslo budoucího časového kroku [-]
$T_i$ – teploty spočteny z přímého výpočtu [K]

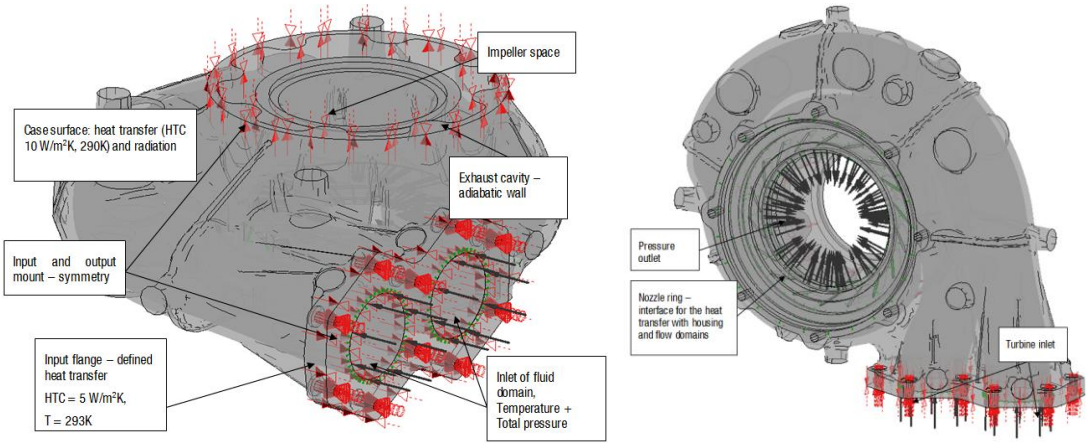



**Obrázek 5 Model teplotního čidla**

## CFD metoda

Jako poslední přístup pro stanovení součinitele přestupu tepla byla zvolena CFD metoda. Tato metoda byla nejnáročnější a nejkomplexnější ze všech uvedených metod. Pro její aplikaci byl zvolen výpočtový program CFX. Aby bylo možné provést CFD analýzu a získat požadované veličiny byl připraven výpočtový model, který obsahoval fluidní i strukturální doménu. Fluidní doména byla připravena z důvodu výpočtu proudových veličin (rychlost, tlak, teplota atd.). Strukturální doména byla uvažována z důvodu získání informací o rozložení teplotního pole přímo v turbínové skříni, a proto také bylo možné korelovat okrajové podmínky tak, aby spočtené hodnoty bylo možné přímo srovnávat se změřenými hodnotami jednotlivých veličin. Dalším důvodem pro zahrnutí strukturální domény bylo zajištění vlivu litiny (teplené vodivosti a kapacity) na přenos tepla a potažmo i na součinitel přenosu tepla na vnitřní stěně turbínové skříně. Obě domény byly zároveň počítány v programu CFX. Pro vytvoření numerického modelu (viz Obrázek 6) byl využit program ANSYS Workbench. Do výpočtového modelu byla zahrnuta proudová doména spirály, prostor uvnitř rozváděcího kola, dále byla zahrnuta strukturální doména turbínové skříně a rozváděcí kolo. Připravený numerický model byl zatížen okrajovými podmínkami, které vycházely ze změřených hodnot. Aplikované počáteční a okrajové podmínky jsou uvedeny na Obrázek 7. Úloha byla řešena jako transientní. Výsledkem takto aplikované CFD metody bylo stejně jako v předchozím případě rozložení součinitele přestupu tepla v závislosti na poloze a čase. Přípravu a realizaci této metody jako i vyhodnocení výsledků zajišťovala firma L. K. Engineering.

**Obrázek 6 Numerický model fluidní domény (vlevo) a strukturální domény (vpravo)**




**Obrázek 7 Okrajové podmínky aplikované na CFD model**

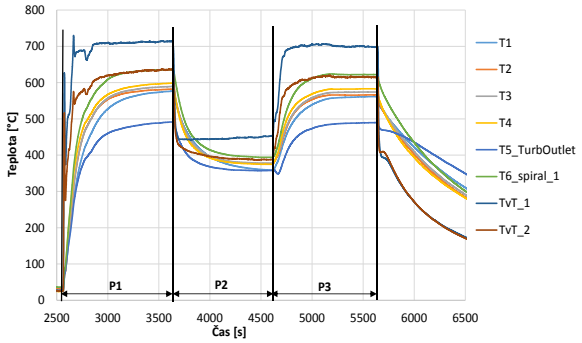
## VÝSLEDKY

Výsledkem všech tří aplikovaných metod byly hodnoty součinitele přestupu tepla. Jednotlivé metody mají svoje výhody i nevýhody. Výhodou analytické metody je jednoduchost a rychlost. Nevýhodou je v tomto případě průměrná hodnota pro celou vyhodnocovanou oblast. Druhá metoda je přínosná z toho důvodu, že využívá přímo změřená data a dosahuje dobrých výsledků vzhledem k svojí náročnosti. Nevýhodou je omezenost metody na neustálené režimy. Poslední metoda (CFD) je výhodná z pohledu univerzálnosti a širokých možností. Nevýhodou je ovšem časová náročnost. Popis stanovení součinitele přestupu tepla dle analytické metody byl již popsán rovnicemi v předchozí kapitole. Tyto analytické vztahy jsou kriteriální rovnice, na základě kterých je možno dosazováním získat hodnotu součinitele přestupu tepla. Další dva numerické přístupy jsou založeny na klasické energetické definici známé jako Newtonův ochlazovací zákon. V tomto případě se používá k určení součinitele přestupu tepla rovnice 9.

$$h = \frac{Q}{(T_w - T_\infty)} \qquad \textbf{(9)}$$

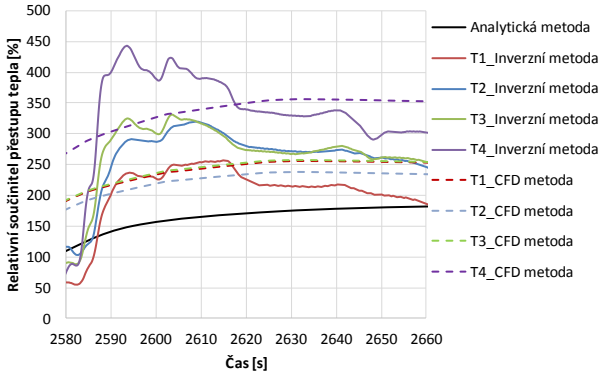
Q – tepelný tok [W.m$^{-2}$]
$T_w$ – teplota stěny [K]
$T_\infty$ – teplota média [K]

Při určování součinitele přestupu tepla na základě uvedené rovnice je důležité stanovit hodnotu teploty média. Tuto teplotu je také možné stanovit jako tzv. teplotu $T_b$ (bulk temperature). Ať už je určena jedním z možných způsobů, vždy je nutné uvést, jak byla tato teplota určena a k čemu se vztahuje. Program CFX nabízí dvě možnosti definice této teploty. Jedna metoda je zadání přímo jedné hodnoty $T_b$ uživatelem, druhá metoda využívá hodnotu teploty z první buňky u stěny.[7] V tomto případě byla hodnota $T_\infty$ zvolená ve dvou variantách. První varianta byla taková, že teplota $T_\infty$ odpovídala průměrné hodnotě spalin na vstupu změřené při experimentu. Druhá varianta brala v úvahu teplotu $T_\infty$ jako průměrnou hodnotu teploty média v oblasti daného čidla. Tato hodnota byla pro každé čidlo vypočtena z CFD simulace. Oba tyto způsoby uvažování teploty $T_\infty$ byly aplikovány pro obě numerické metody. Jejich výsledky jsou uvedeny níže. Jak již bylo uvedeno, inverzní metoda je citlivá pouze v neustálených režimech, proto byl průběh zátěžného cyklu rozdělen na tři časové oblasti vyhodnocení součinitele přestupu tepla. Tyto časové úseky jsou označeny jako P1 až P3 (viz Obrázek 8). Oblasti P1 a P3 odpovídají náběhu na maximální otáčky a teplotu, oblast P2 definuje úsek, který odpovídá poklesu otáček a teploty při volnoběžných podmínkách. Výsledky získané aplikací všech zvolených metod jsou uvedeny na Obrázek 9 a Obrázek 10 jako relativní hodnoty vůči počáteční hodnotě analytického výpočtu. Průměrné hodnoty součinitele přestupu tepla pro danou oblast a procentuální odchylky vůči analytické metodě jsou uvedeny v Tabulka 1 až Tabulka 4.

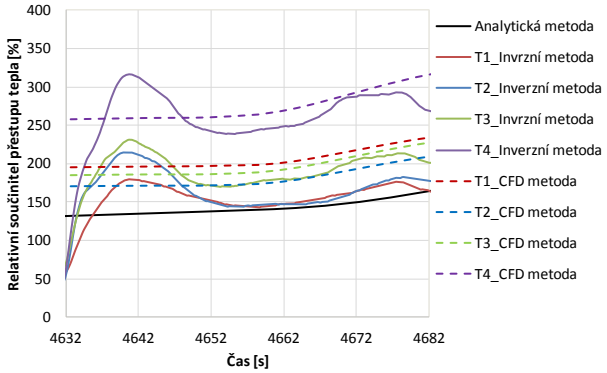



**Obrázek 8 Oblasti vyhodnocení součinitele přestupu tepla**

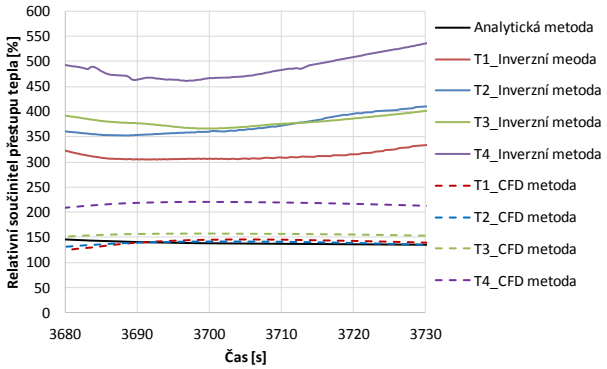
Hodnoty součinitele přestupu tepla pro oblast P1




Hodnoty součinitele přestupu tepla pro oblast P3




Hodnoty součinitele přestupu tepla pro oblast P2



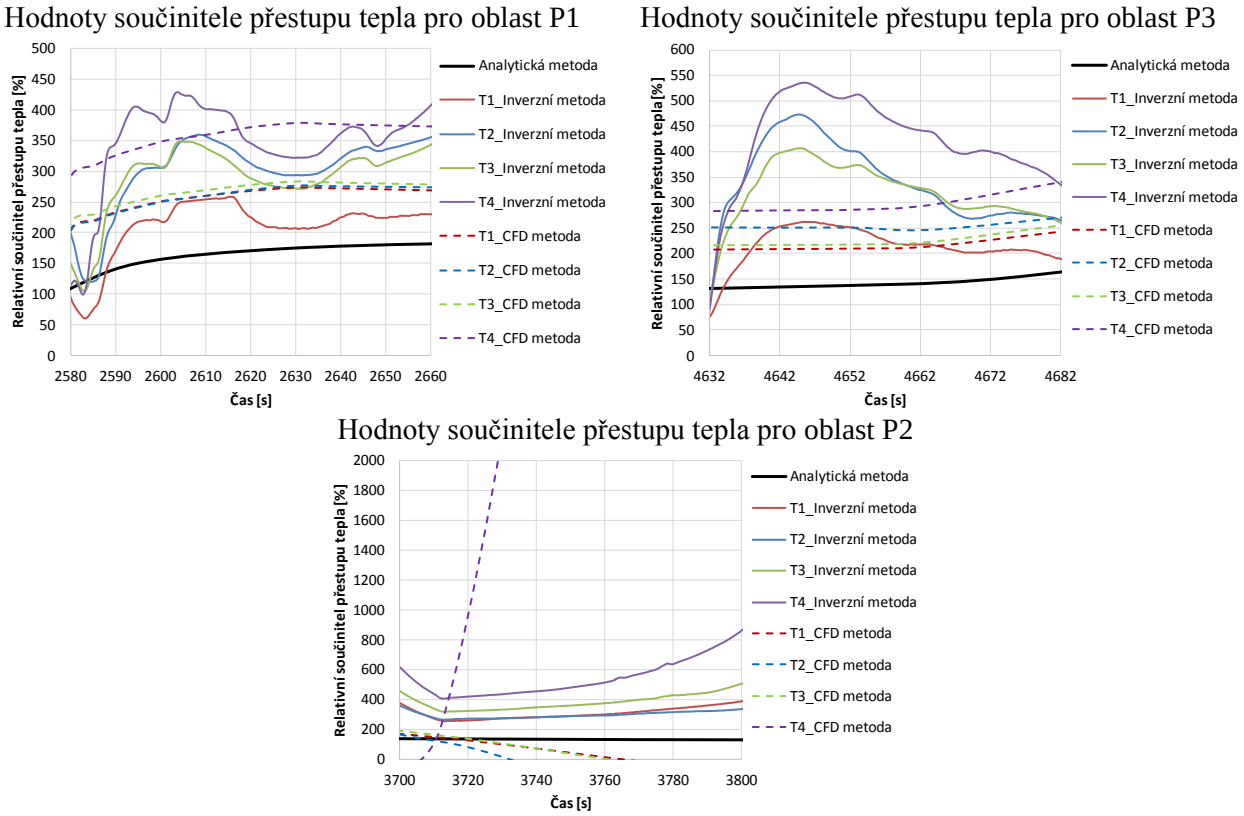

**Obrázek 9 Vyhodnocení relativního součinitele přestupu tepla pro jednotlivé oblasti při teplotě $T_\infty$ (varianta 1)**

**Tabulka 1 Průměrné hodnoty součinitele přestupu tepla při teplotě $T_\infty$ (varianta 1)**

| | Analytická metoda | Inverzní metoda | | | | CFD metoda | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | - | T1 | T2 | T3 | T4 | T1 | T2 | T3 | T4 |
| **P1** | 324 | 394 | 485 | 503 | 647 | 392 | 353 | 382 | 528 |
| **P2** | 347 | 503 | 602 | 610 | 779 | 20 | 203 | 240 | 326 |
| **P3** | 339 | 252 | 260 | 303 | 425 | 364 | 322 | 351 | 488 |

**Tabulka 2 Procentuální rozdíl vůči analytické metodě při teplotě $T_\infty$ (varianta 1)**

| | Analytická metoda | Inverzní metoda | | | | CFD metoda | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | - | T1 | T2 | T3 | T4 | T1 | T2 | T3 | T4 |
| **P1** | 0 | 22 | 50 | 55 | 100 | 21 | 9 | 18 | 63 |
| **P2** | 0 | 45 | 73 | 76 | 124 | -94 | -41 | -31 | -6 |
| **P3** | 0 | -26 | -23 | -11 | 25 | 7 | -5 | 4 | 44 |




**Obrázek 10 Vyhodnocení relativního součinitele přestupu tepla pro jednotlivé oblasti při teplotě $T_\infty$ (varianta 2)**

**Tabulka 3 Průměrné hodnoty součinitele přestupu tepla při teplotě $T_\infty$ (varianta 2)**

| | Analytická metoda | Inverzní metoda | | | | CFD metoda | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | - | T1 | T2 | T3 | T4 | T1 | T2 | T3 | T4 |
| **P1** | 324 | 381 | 525 | 519 | 644 | 404 | 406 | 419 | 563 |
| **P2** | 347 | 457 | 455 | 554 | 730 | 161 | 325 | 161 | 9954 |
| **P3** | 339 | 376 | 593 | 565 | 764 | 354 | 414 | 371 | 487 |

**Tabulka 4 Procentuální rozdíl vůči analytické metodě při teplotě $T_\infty$ (varianta 2)**

| | Analytická metoda | Inverzní metoda | | | | CFD metoda | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | - | T1 | T2 | T3 | T4 | T1 | T2 | T3 | T4 |
| **P1** | 0 | 18 | 62 | 60 | 99 | 25 | 25 | 29 | 74 |
| **P2** | 0 | 32 | 31 | 60 | 110 | -54 | -6 | -54 | 2769 |
| **P3** | 0 | 11 | 75 | 67 | 125 | 4 | 22 | 9 | 44 |

## DISKUZE

Aplikované metody nemají stejnou kvalitativní úroveň. Obě numerické metody jsou kvalitativně srovnatelné, ale analytická metoda v tomto ohledu ztrácí. Důvodem nižší kvality výsledků získaných pomocí analytické metody je zanedbání tvaru spirály. Výsledkem této metody jsou hodnoty součinitele přestupu tepla v závislosti na čase. V závislosti na poloze jsou hodnoty konstantní. V literatuře, která se věnuje vlivu přenosu tepla na účinnosti jednotlivých částí turbodmychadla, se objevují analytické vztahy zahrnující vliv proměnné geometrie spirály na hodnoty součinitele přestupu tepla. Tyto analytické vztahy vychází z běžných analytických vztahů pro nucenou konvekci při turbulentním režimu v trubce. Ty už byly uvedeny v odstavci věnovanému analytické metodě. Upravené vztahy se zahrnutím

proměnné geometrie zjednodušují tvar spirály na kónickou trubku. Přesný popis této metody je možné nalézt v článku [9]. V tomto zdroji jsou uvedeny rovnice, které je možné aplikovat pro stanovení součinitele přestupu tepla ve spirále.

$$h(\nu) = \frac{Nu\ (\nu_i) \cdot k}{D_h(\nu_i)} \tag{10}$$

$$Nu\ = 0{,}023 \cdot \mathrm{Re}^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,3} \tag{11}$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{\alpha \cdot c_p}{k} \tag{12}$$

$$\mathrm{Re}(\nu_i) = \frac{q_m \cdot D_h(\nu_i)}{\alpha \cdot S(\nu_i)} \tag{13}$$

Nu – Nusseltovo číslo [-]
Re – Reynoldsovo číslo [-]
$D_h$ – hydraulický průměr [m]
α – dynamická viskozita [$m^2.s^{-1}$]
h – součinitel přestupu tepla [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
k – tepelná vodivost [$W.m^{-1}.K^{-1}$]
$c_p$ – tepelná kapacita [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
$q_m$ – hmotnostní průtok [$kg.s^{-1}$]
S – teplosměnná plocha [$m^2$]
$\upsilon_i$ – objemový element

Při aplikaci takto upravených analytických vztahů je možné získat součinitel přestupu tepla v závislosti na poloze i čase. Tím se kvalitativně tato metoda dostává na úroveň obou použitých numerických metod při zachování všech výhod analytické metody, tedy jednoduchosti a rychlosti. Pro srovnání obou numerických metod s upravenou analytickou metodou byla připravena tabulka (viz Tabulka 5), která obsahuje součinitel přestupu tepla stanovený na základě všech tří metod. V další Tabulka 6 je potom uveden procentuální rozdíl jednotlivých hodnot součinitele přestupu tepla vůči upravené analytické metodě pro dané pozice (stejně jako tomu bylo v předchozí kapitole). Jak je vidět z Obrázek 2. v kapitole Experimentální část, pozice T1 patří kratší spirále a pozice T2-T4 náleží delší spirále. Tak bylo k dopočtu součinitele přestupu tepla pro upravenou analytickou metodu přistupováno a jednotlivé pozice byly ve výpočtu zohledněny.

**Tabulka 5 Průměrné hodnoty součinitele přestupu tepla při aplikaci upravené analytické metody**

| | Analytická metoda-upravená | | | | Inverzní metoda | | | | CFD metoda | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | T1 | T2 | T3 | T4 | T1 | T2 | T3 | T4 | T1 | T2 | T3 | T4 |
| **P1** | 424 | 424 | 502 | 537 | 394 | 485 | 503 | 647 | 392 | 353 | 382 | 528 |
| **P2** | 468 | 468 | 553 | 592 | 503 | 602 | 610 | 779 | 200 | 203 | 240 | 326 |
| **P3** | 334 | 334 | 395 | 423 | 252 | 260 | 303 | 425 | 364 | 322 | 351 | 488 |

**Tabulka 6 Procentuální rozdíl vůči upravené analytické metodě**

| | Analytická metoda-upravená | | | | Inverzní metoda | | | | CFD metoda | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | T1 | T2 | T3 | T4 | T1 | T2 | T3 | T4 | T1 | T2 | T3 | T4 |
| **P1** | 0 | 0 | 0 | 0 | -7 | 14 | 0 | 20 | -8 | -17 | -24 | -2 |
| **P2** | 0 | 0 | 0 | 0 | 8 | 29 | 10 | 32 | -57 | -57 | -57 | -45 |
| **P3** | 0 | 0 | 0 | 0 | -25 | -22 | -23 | 0 | 9 | -4 | -11 | 15 |

## ZÁVĚRY

Tato práce byla zaměřena na srovnání několika metod určování součinitele přestupu tepla. Jako vstupní data byly použity změřené veličiny z experimentu připraveného na dvouvstupé turbínové skříni. Metody, které byly aplikovány pro stanovení součinitele přestupu tepla, potvrdily své výhody i úskalí, která jsou s nimi spojena. Jedním z dílčích, ale zásadních problémů metod založených na Newtonovém ochlazovacím zákonu je určení teploty média. Různé přístupy mohou vést k různým výsledkům. Proto bylo provedeno srovnání dvou přístupů určování teploty média. V prvním případě byla použita konstantní teplota změřená na vstupu do spirály, v druhém případě byly uvažovány průměrné hodnoty v daném místě spirály. Oba tyto přístupy jsou korektní a oba vedly k drobným rozdílům. Proto je při určování součinitele přestupu tepla nutné dodržovat zvolenou metodu. Srovnání těchto dvou přístupů bylo aplikováno na obě numerické metody (inverzní metoda, CFD metoda). Jak se ukázalo, použitá analytická metoda nedosahovala kvalitativně na zvolené numerické metody. Výsledkem této metody byly průměrné hodnoty součinitele přestupu tepla v závislosti na čase. Nebylo proto možné korektně srovnat všechny tři metody. Rozdíly mezi hodnotami součinitele přestupu tepla dosahovaly až 100%. Proto byla zvolena úprava analytické metody, jež měla za cíl rozšířit tuto jednoduchou a rychlou metodu. Úprava analytické metody vedla k dosažení požadovaných výsledků, které bylo možné přímo srovnat s ostatními metodami. Jak se ukázalo ze srovnání, upravená analytická metoda a inverzní metoda se dostává do dobré shody. Maximální procentuální rozdíl dosahoval hodnoty 32%. Tato hodnota znamená pro dané podmínky uspokojivý výsledek. Při srovnání upravené analytické metody a CFD metody bylo dosaženo maximálního rozdílu 57%. Pro ověření CFD výsledků by bylo dobré provést analýzu vlivu mezní vrstvy a dalších možných parametrů, které mohou výrazně ovlivnit výsledky zkoumané veličiny. Všechny tyto maximální rozdíly se projevily v režimu P2 (pokles na minimální provozní hodnoty). V režimech náběhu P1 a P3 dosahovaly rozdíly jednotlivých metod vůči upravené analytické metodě do 20%. Jedním z cílů práce bylo ověřit vliv dvou spirál na součinitel přestupu tepla. Z výsledků upravené analytické metody je zřejmé, že rozdíl mezi oběma spirálami z pohledu součinitele přestupu tepla je minimální při srovnání na stejné délce. Z pohledu vlivu délky na rozložení součinitele přestupu tepla již rozdíl je, a to z důvodu kratší a delší spirály u dvouvstupé turbínové skříně.

Na základě obdržených výsledků je možné potvrdit vhodnost upravené analytické metody pro stanovení součinitele přestupu tepla ve spirální části turbínové skříně. Tímto přístupem je možné získávat potřebné veličiny pro popis nucené konvekce uvnitř spirály, které jsou nezbytně nutné při teplotní analýze turbínové skříně a tedy i analýze životnosti, pro kterou je věrohodný popis teplotního pole fundamentálně důležitý.

## LITERATURA

[1] IBTHISHAM A. M., RAJOO, NORDIN D., 2012. Heat distribution study on turbocharger turbine´s volute, Journal Makanikal, No. 35, 63-81.

[2] ROMAGNOLI A., MARTINEZ-BOTAS R., 2012. Heat transfer analysis in a turbocharger turbine: An eperimental and computational evaluation, Applied Thermal Engineering, 38, 58-77.

[3] CORMARAIS M., CHESSE P., HETER J., 2009. Turbocharger heat transfer modelling under steady and transient conditions, Int. J. of Thermodynamics, Vol. 12, No. 4, 193-202.

[4] AGHAALI H., 2012. On-Engine turbocharger performance considering heat transfer, Licentiate thesis, Department of Machine Design Royal Institute of Technology, Stockholm, ISBN 978-91-7501-332-9.

[5] LIENHARD H. J., 2002. A heat transfer textbook, third edition. Depertment of Mechanical Engineering, University of Houston.
[6] POHANKA M., KOTRBACEK P., 2012. Design of cooling units for heat treatment. In Heat Treatment Conventional and Application, pp. 1-20.
[7] ANSYS 14.5 help, ANSYS, Inc. http://www.ansys.com/
[8] ZHANG X., CHEN J., KANG W., WU J., YUAN T., 2011. Heat transfer coefficient calculation for analysis of ITER shield block using CF and ANSYS, Fusion Engineering and Design, 86, 312-317.
[9] DIANGO A., PÉRILHON C., DANHO E., DESCOMBES G., Influence of heat transfer on gas turbine performance, Advances in gas turbine technology, www.intechopen.com

## ACKNOWLEDGEMENT

The paper presented has been supported by project CZ.1.07/2.3.00/30.0005 of Brno University of Technology.
"This work is an output of research and scientific activities of NETME Centre, regional R&D centre built with the financial support from the Operational Programme Research and Development for Innovations within the project NETME Centre (New Technologies for Mechanical Engineering), Reg. No. CZ.1.05/2.1.00/01.0002 and, in the follow-up sustainability stage, supported through NETME CENTRE PLUS (LO1202) by financial means from the Ministry of Education, Youth and Sports under the „National Sustainability Programme I“."