

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Studie podchycení vlivu malých geometrických změn lopatek pomocí CFD

Autor: **Bc. Stefan Bajić**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Petr Eret, Ph.D.**

Akademický rok 2019/2020

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Bc. Stefan BAJIČ
Osobní číslo:	S18N0018P
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	Stavba energetických strojů a zařízení
Téma práce:	Studie podchycení vlivu malých geometrických změn lopatek pomocí CFD
Zadávací katedra:	Katedra energetických strojů a zařízení

Zásady pro vypracování

1. Rešerše geometrických nejistot v turbostrojích.
2. Citlivostní analýza výpočtové sítě pro vybraný případ.
3. Provedení vhodných tvarových modifikací zvolených lopatkových profilů.
4. Analýza variant ve srovnání s nominálním tvarem.

Rozsah diplomové práce: **50 – 70 stran**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- Nilsson P., 2016: A Study on the Impact of Blade Tolerances on Turbine Performance, MSc thesis, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY
- Yang J., Xiong J., McBean I., Havakechian S., Liu F. and Luo J., 2017: Performance impact of manufacturing variations for multistage steam turbines, Journal of Propulsion and Power, Vol. 33, No. 4, pp. 1031 – 1036
- ANSYS, 2011: ANSYS CFX-Solver Modelling Guide (např.: read.pudn.com)

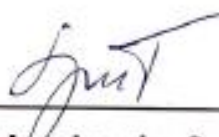
Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Eret, Ph.D.**
Katedra energetických strojů a zařízení

Konzultant diplomové práce: **Ing. Michal Volf**
Katedra energetických strojů a zařízení

Datum zadání diplomové práce: **31. října 2019**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2020**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce Doc. Ing. Petru Eretovi, Ph.D. a konzultantovi Ing. Michalu Volfovi za mnoho užitečných rad a pomoc, které mi během psaní této práce poskytli. Dále bych chtěl poděkovat i všem ostatním, kteří mi v průběhu psaní této práce pomáhali.

Další poděkování patří mým rodičům, sestře a také přátelům za veškerou podporu, kterou mi během studia na Fakultě strojní poskytli.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bajíc	Jméno Stefan		
STUDIJNÍ OBOR	23-02-T013 / Stavba energetických strojů a zařízení			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Eret, Ph.D.	Jméno Petr		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Studie podchycení vlivu malých geometrických změn lopatek pomocí CFD			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	54	TEXTOVÁ ČÁST	40	GRAFICKÁ ČÁST	10
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>V této diplomové práci dojde k tvorbě procedury pro podchycení vlivu malých geometrických změn lopatek pomocí komerčního řešiče ANSYS. Tvarové modifikace lopatkových profilů budou uvažovány jako zvětšení a zmenšení lopatkových profilů ve směru povrchových normál v rámci desetin milimetru. Studie bude doplněna o citlivostní analýzu výpočtové sítě.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p>	<p>CFD, CFX, turbulentní proudění, lopatková kaskáda, geometrické nepřesnosti lopatek</p>

SUMMARY OF DIPLOMA THESIS

AUTHOR	Surname Bajić	Name Stefan
FIELD OF STUDY	23-02-T013 / Design of Power Machines and Equipment	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Eret, Ph.D.	Name Petr
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Study of the influence of small geometrical changes of the blades by using CFD	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power System Engineering	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	54	TEXT PART	40	GRAPHICAL PART	10
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This master thesis deals with a creation of the procedure to capture the effect of small geometric changes of the blades using a commercial solver ANSYS. Shape modifications of blade profiles will be considered as enlargement and reduction of blade profiles in the direction of surface normal within tenths of millimetre. The thesis will be complemented with Mesh study of the domain.
KEY WORDS	CFD, CFX, turbulent flow, bladerow, geometric inaccuracies of the blades

Seznam použitých symbolů a veličin

Veličina	Jednotka	Název
a	[$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]	Součinitel teplotové vodivosti
c_p	[$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
g	[$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]	Gravitační zrychlení
Gr	[-]	Grasshoffovo číslo
h	[$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]	Měrná entalpie
k	[$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$]	Turbulentní kinetická energie
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p	[Pa]	Tlak
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
q	[$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]	Měrné teplo
q_v	[J]	Vnitřní zdroj tepla
Q	[$\text{J} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$]	Tepelný tok
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
s	[$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	Měrná entropie
S	[m^2]	Plocha
t	[s]	Čas
t_m	[K]	Směšovací střední teplota
t_s	[K]	Střední teplota
T	[K]	Teplota
V	[m^3]	Objem
w	[$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	Relativní rychlost, obecná rychlost proudění
α	[$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]	Součinitel přestupu tepla
γ	[K^{-1}]	Izobarický součinitel roztažnosti
η	[Pa · s]	Dynamická viskozita
η_{turb}	[Pa · s]	Turbulentní dynamická viskozita
λ	[$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	Součinitel tepelné vodivosti
ν	[$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]	Kinematická viskozita (vazkost)
ρ	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	Hustota
τ	[Pa]	Smykové napětí
ω	[s^{-1}]	Specifická disipace kinetické energie

Další označení

\bar{a}	Střední hodnota veličiny
a'	Fluktuace veličiny
\vec{a}	Vektor
δ_{ij}	Kroneckerova delta
δ_T^{**}	Tloušťka ztráty entalpie
∇	Hamiltonův operátor nabla

Seznam zkratk a vysvětlení

IN	inlet
OUT	outlet
Lop1, 2,..8	lopatka
Sweep1,2	sítě vytvořené metodou sweep
T1,2	sítě tvořené tetrahedrálními prvky
nominal	varianta s nominální geometrií lopatek
plus	varianta se zvětšenou geometrií lopatek
minus	varianta se zmenšenou geometrií lopatek
mix	varianta s prostřídánými geometriemi lopatek

Obsah

ÚVOD	11
1 PROUDĚNÍ TEKUTIN	12
1.1 Ideální plyn	14
1.2 Turbulentní proudění.....	15
1.3 Matematický popis proudění.....	17
1.4 Mezní vrstva.....	19
1.4.1 Fyzika mezní vrstvy	19
1.4.2 Tloušťka laminární mezní vrstvy	20
2 NUMERICKÉ SIMULACE PROUDĚNÍ	21
2.1 Modelování turbulentního proudění.....	21
2.1.1 Shear-Stress Transport (SST) $k-\omega$ – model.....	23
2.2 Metoda konečných objemů	24
3 GEOMETRICKÉ NEPŘESNOSTI LOPATKOVÁNÍ TURBOSTROJŮ	25
4 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA VÝPOČTOVÉ SÍTĚ	29
4.1 Strukturovaná výpočetní síť	29
4.2 Nestrukturovaná výpočetní síť	30
4.3 Výběr sítě pro aplikaci na modifikované lopatky.....	32
5 NUMERICKÁ SIMULACE KASKÁDY	33
5.1 Geometrické modifikace lopatkových profilů.....	33
5.2 Výpočetní síť	34
5.3 Numerické simulace.....	35
5.4 Nastavení okrajových podmínek numerických simulací.....	35
5.5 Průběh numerických simulací	37
6 VÝSLEDKY NUMERICKÝCH SIMULACÍ	38
6.1 Varianta – nominal.....	38
6.2 Varianta – plus	41
6.3 Varianta – minus	43
6.4 Varianta – mix.....	45
6.5 Porovnání výsledků mezi sebou	47
7 ZÁVĚR	50
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	51
SEZNAM OBRÁZKŮ	53
SEZNAM TABULEK	54

Úvod

Diplomová práce se zabývá numerickou simulací lopatkové kaskády. Cílem diplomové práce je tvorba procedury pro podchycení vlivu malých geometrických změn lopatek za použití komerčního řešiče ANSYS. Úloha bude řešena na geometrii skutečné lineární turbínové lopatkové kaskádě, která je provozována na KKE.

Za účelem dosažení tohoto cíle bude v teoretické části diplomové práce věnována pozornost proudění tekutin, numerickým simulacím a geometrickým nepřesnostem lopatkování turbostrojů.

Z hlediska praktické části práce dojde k tvarovým modifikacím, které budou uvažovány jako zvětšení a zmenšení lopatkových profilů ve směru povrchových normál v rámci desetiny milimetru. Součástí studie bude také citlivostní analýza výpočtové sítě.

Robustnost výpočtového nástroje a vliv modifikace geometrie lopatkových profilů budou demonstrovány na srovnání s nominálním tvarem.

1 Proudění tekutin

Pojem tekutina označuje látky, jež nemají vlastní tvar a přijímají tvar nádoby, v níž se nachází. Jedná se o látky, které se pod vlivem smykových sil neomezeně deformují – tzn. že i velmi malá smyková síla dokáže tekutinu deformovat, ale rychlost její deformace bude taktéž nízká. Dle *Spurka a Aksela (2008)* lze pomocí této vlastnosti zavést pro tekutiny následující definici: „*Smykové síly nezbytné k deformaci tekutiny klesají na nulu, když rychlost deformace inklinuje k nule.*“

Tekutiny jsou dále rozděleny na kapaliny a plyny, ke kterým se řadí i pára. Mezi typické vlastnosti kapalin se řadí skutečnost, že vytvářejí kapky, a jsou málo stlačitelné. I přestože molekuly kapalin nevytváří stálou mřížku, působí mezi nimi přitažlivé síly, díky kterým je kapalina soudržná a nemění samovolně svůj objem. Jedná se o vazké látky, tj. o látky, které při proudění kladou odpor proti pohybu. Naopak plyny mají téměř nulovou soudržnost mezi molekulami, což způsobuje jejich rozpínavost – molekulám plynu nic nebrání ve vyplnění prostoru, v němž se nacházejí. Díky větším vzdálenostem mezi molekulami plynů (oproti kapalinám) jde o stlačitelné a málo vazké látky.

Obecně jsou tekutiny považovány za spojité prostředí, přesněji izotropické kontinuum – tzn. že má tekutina ve všech směrech stejné vlastnosti. Z toho důvodu se parametry tekutiny (např. tlak, hustota a rychlost) mění spojitě. Síly působící na částice tekutin lze rozdělit na vnitřní a vnější. Vnitřní síly vznikají díky vzájemnému působení částic uvnitř tekutiny. Vnější síly jsou oproti tomu vyvolávány vnějším silovým polem a dále se dělí na objemové a plošné (Noskievič, 1987; Vimmr).

Samotné proudění tekutin lze rozlišit na základě fyzikálních vlastností tekutin a na základě kinematického hlediska. Dle fyzikálních vlastností tekutiny lze proudění rozdělit následně:

a) Proudění ideální kapaliny

U ideálních kapalin se proudění dále dělí na potenciální (neboli nevířivé) a vířivé. Potenciální proudění ideálních kapalin představuje pohyb částic tekutin po křivočarých trajektoriích takovým způsobem, že se vůči pozorovateli neotáčejí kolem vlastní osy. Mezi potenciální proudění se řadí i potenciální vír, kdy dochází k tomu, že částice potenciálně krouží kolem vřového vlákna. Vířivé proudění ideální tekutiny naopak označuje pohyb částic tekutin, při kterém dochází k natáčení částic kolem vlastních os vůči pozorovateli (Linhart, 2009; Uruba, 2009).

b) Proudění reálných kapalin

U reálných tekutin lze proudění rozdělit na laminární, přechodové a turbulentní. Mezi faktory, které ovlivňují režim proudění, patří rychlost proudění, fyzikální vlastnosti tekutiny a geometrie objektu, v níž tekutina proudí. Režim proudění je možné určit na základě Reynoldsova čísla Re . Jedná se o bezrozměrnou veličinu závislou na charakteristickém rozměru geometrie L , střední rychlosti proudění w a kinematické vazkosti ν (Linhart, 2009; Uruba, 2009).

$$Re = \frac{wL}{\nu} \quad (1.1)$$

- Laminární proudění

K laminárnímu proudění dochází při malých rychlostech. Vyznačuje se tím, že třecí síly převládají nad setrvačnými, což vede ke skutečnosti, že se částice tekutin pohybují po rovnoběžných vrstvách, které se po sobě posouvají. U sousedních vrstev tekutiny nedochází k jejich promíchávání. U tohoto režimu proudění je mezní hodnotou Reynoldsova čísla takzvané kritické Reynoldsovo číslo Re_{kr} , jehož hodnota se liší podle dané situace.

- Přejídnové proudění

O přejídnové proudění se jedná v případě, že se Reynoldsovo číslo nachází v rozmezí $Re_{kr} \leq Re \leq 10^5$. V tomto rozmezí Reynoldsova čísla je možné, aby se proudění vyskytovalo jak v laminárním, tak v turbulentním režimu. Se zvyšujícím se Reynoldsovým číslem narůstá podíl turbulentního proudění až do té doby, než zcela zanikne proudění laminární.

- Turbulentní proudění

Pokud Reynoldsovo číslo přesáhne hodnotu $Re \geq 10^5$, proudění je již plně turbulentní. V tomto případě setrvačné síly převládají nad třecími a proudění je tvořeno soustavou vířů (Linhart, 2009).

U dělení z kinematického hlediska se lze zabývat uspořádáním v prostoru či závislostí na čase.

Podle uspořádání v prostoru (Noskievič, 1987; Vimmr):

- Třírozměrné (prostorové) proudění – veličiny popisující proudění se mění na základě změny polohy v prostoru ...např. rychlost $v = v(x, y, z)$
- Dvourozměrné (rovinné) proudění – veličiny popisující proudění se mění na základě změny polohy v rovině ... $v = v(x, y)$
- Jednorozměrné proudění – veličiny popisující proudění jsou závislé na poloze na křivce ... $v = v(s)$ – k takovému proudění dochází například v potrubí

Podle závislosti na čase (Noskievič, 1987; Vimmr):

- Ustálené (stacionární) proudění – veličiny proudového pole jsou v čase neměnné ... $\frac{\partial}{\partial t} = 0$
- Neustálené (nestacionární) proudění – veličiny proudového pole jsou závislé na čase ... $v = v(t)$

1.1 Ideální plyn

Pojem ideální plyn se využívá pro fyzikální popis látky bez vlastního tvaru a objemu. Hlavním rozdílem oproti reálnému plynu je skutečnost, že ideální plyn představuje dokonale stlačitelnou a nevazkou látku. Ideální plyn je také možné popsat jako soubor velkého množství zanedbatelně malých částic (molekul), které se neustále pohybují, ale kromě nepatrných okamžiků dokonale pružných srážek mezi sebou neinteragují.

Stavovými veličinami, které se využívají pro popis ideálního plynu jsou tlak p , teplota T a hustota ρ nebo měrný objem v , který je převrácenou hodnotou hustoty. Závislost těchto stavových veličin je dána stavovou rovnicí pro ideální plyn, kde r je specifická plynová konstanta.

$$\frac{p}{\rho} = rT \quad (1.2)$$

Se stavovými veličinami souvisí tři základní zákony, které popisují změnu stavu látky. Při změnách je jedna ze stavových veličin konstantní v průběhu celého procesu. Pro izochorický děj se jedná o Charlesův zákon (1.3), pro izobarický děj je platný Gay Lussacův zákon (1.4) a pro izotermický děj Boyleův-Mariottův zákon (1.5).

$$v = konst., \quad \frac{p}{T} = konst. \quad (1.3)$$

$$p = konst., \quad \frac{v}{T} = konst. \quad (1.4)$$

$$T = konst., \quad pv = konst. \quad (1.5)$$

Kromě těchto tří základních změn dochází při termodynamickém ději i k dalším změnám. Adiabatický děj (1.6) charakterizován nulovou výměnou tepla s okolím, izoentropický děj probíhá za konstantní entropie a izoentalpický naopak za konstantní entalpie.

$$pv^\kappa = konst., \quad dq = 0 \quad (1.6)$$

Tyto rovnice však neslouží k popisu reálných plynů – jejich fyzikální veličiny jsou brány z tabulek či odečítány z diagramů.

Tepelná kapacita představuje množství tepla, které je třeba k ohřátí 1 kilogramu látky o 1 teplotní stupeň. Měrná tepelná kapacita se značí c , pokud je definována při konstantním tlaku, označuje se c_p , pokud při konstantním objemu, označuje se c_v . Jejich závislost je vyjádřena Mayerovým vztahem (1.7), kde r značí specifickou plynovou konstantu, která je odlišná pro každý plyn a Poissonovou konstantou κ (1.8).

$$r = c_p - c_v \quad (1.7)$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (1.8)$$

Součet energií všech částic, kterými je konkrétní látka tvořena lze vyjádřit pomocí **měrné vnitřní energie** (1.9). Jedná se o stavovou veličinu, která závisí jen na teplotě a značí se u . Do sčítaných energií se řadí zejména energie kinetická, potenciální, chemická a elektrická.

$$du = c_v dT \quad (1.9)$$

Měrná entalpie (1.10) značená h pak představuje součet vnitřní a mechanické energie plynu. Tato veličina také vyjadřuje schopnost plynu konat práci, z toho důvodu je v technické praxi využívána častěji než měrná vnitřní energie. Měrnou entalpii lze vyjádřit také pomocí měrné tepelné kapacity při konstantním tlaku (1.11).

$$dh = du + d(pv) \quad (1.10)$$

$$dh = c_p dT \quad (1.11)$$

Zákon zachování energie je v termodynamice dán **prvním termodynamickým zákonem** (1.12). Dle tohoto zákona je elementární velikost měrného tepla značeného q dána součtem jednotlivých elementárních energií, které působí v tepelném procesu. Člen da_t udává elementární měrnou technickou práci, gdz vyjadřuje potenciální energii a wdw představuje kinetickou energii.

$$dq = dh + da_t + gdz + wdw \quad (1.12)$$

Entropie je další veličinou, která slouží k termodynamickému popisu plynu. Vybraná definice pro entropii vychází z úvahy, že přeměna tepla na práci v tepelném stroji je možná pouze při konkrétním tepelném spádu. Využitelný teplotní spád se zmenšuje, pokud teplo přechází z vyšší hodnoty na nižší hodnotu. Tento jev se označuje jako degradace tepelné energie a dochází k němu při poklesu teploty. Výsledkem této degradace je úměrná změna základních stavových veličin i změna měrné entropie s . **Druhý zákon termodynamiky** je dán matematickým vyjádřením měrné entropie (1.13). (Mareš, 2008; Dixon a Hall, 2010)

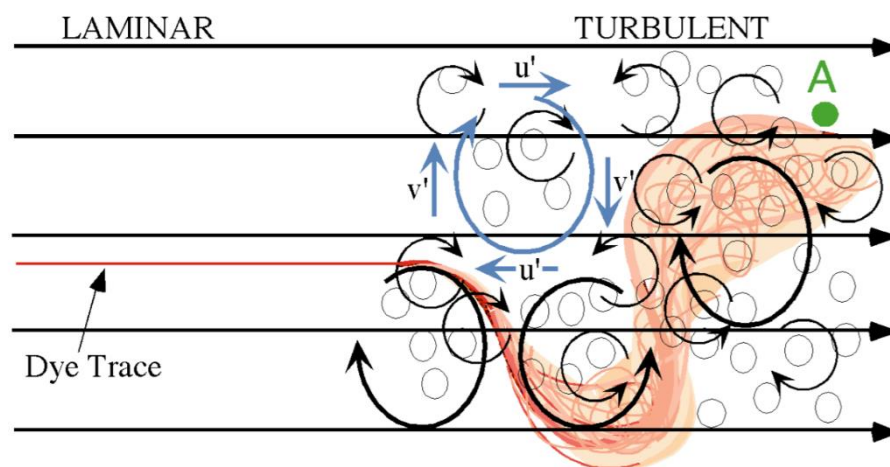
$$ds = \frac{dq}{T} \quad (1.13)$$

1.2 Turbulentní proudění

Jak již bylo zmíněno, o plně turbulentní proudění se jedná za podmínky $Re \geq 10^5$. Pojem turbulence lze definovat jako „náhodný pohyb částic tekutiny“. Pohyb částic je možné rozložit na uspořádaný střední pohyb a náhodné fluktuace. Turbulentní proudění se zpravidla vyskytuje při vyšších rychlostech a nižší viskozitě tekutiny. Jedná se o nestabilní proudění, při kterém je vlivem nelinearity pohybových rovnic každá porucha rychle zesilována. Alespoň v některých místech turbulentního proudu dosahuje vířivost nenulových hodnot. Turbulentní pohyb lze označit jako nejběžnější pohyb v přírodě. Mezi typické případy turbulentního proudění patří například mřížková turbulence, volné smykové vrstvy, mezní vrstvy či úplavy (Kozubková, 2008). Obr. 1 zobrazuje laminární a turbulentní proudění.

Dle Uruby (2009) se mezi charakteristické vlastnosti, díky kterým lze rozpoznat turbulentní proudění řadí:

- Náhodnost – vzhledem ke skutečnosti, že v čase dochází k zesilování malých náhodných poruch, je deterministická předpověď dalšího vývoje proudění nemožná.
- Difuzivita – důležitou vlastností turbulence je zvýšené míšení tekutiny - k tomu dochází v důsledku promíchávání transportovaných skalárních veličin, které je u turbulentního proudění rychlejší než při molekulární difuzi.
- Vířivost – pro turbulentní proudění jsou charakteristické vysoké lokální hodnoty vířivosti, které mají souvislost s přítomností vírových struktur. Obecně lze říci, že pole vířivosti je nehomogenní a v čase se dynamicky mění. Vírové struktury lze také obecně označovat jako koherentní struktury.
- Spektrum měřítek – vírové struktury spontánně vznikající v turbulentním proudovém poli je možné charakterizovat škálou délkových měřítek. Jejich velikost omezují rozměry smykových oblastí, kde vznikají a velikosti vírů, které podléhají disipaci v souvislosti s viskozitou tekutiny. Toto spektrum měřítek je v případě vírových struktur turbulentního proudu spojitě.
- Prostorovost – prostorovost vektorového pole fluktuací rychlosti vychází ze skutečnosti, že se v prostoru turbulentního proudového pole vírové struktury objevují v náhodných místech a s náhodnou orientací.
- Disipativnost – při turbulenci je kinetická energie pohybu tekutiny disipována na úrovni malých vírů a dochází k její přeměně v teplo, tzn. že se jedná o disipativní proces.
- Nelinearita – k popisu vývoje a interakcí struktur v turbulentním proudovém poli je možné použít jen nelineární matematický model. Už samotný vznik turbulentního proudění je dán uplatněním nelinearit, kdy narůstají malé poruchy.



Obr. 1 Laminární a turbulentní proudění, Basics of turbulent flow

1.3 Matematický popis proudění

Stejně jako všechny ostatní látky se i tekutiny skládají z molekul. Vzhledem k tomu, že při pohybu mění tyto molekuly svoji vzájemnou vzdálenost, musí být tekutina sledována z makroskopického hlediska – tj. tekutina je považována za kontinuum neboli spojitě médium. Za takovýchto předpokladů je možné využívat matematickou analýzu pro modelování pohybu tekutin. Jako částice tekutiny je v tomto případě označována oblast tekutiny o velikosti $1 \mu\text{m}$ (Uruba, 2015).

Nejčastěji využívaným přístupem pro popis pohybu kontinua je Eulerův přístup, ten zkoumá pole kinematických veličin. U tohoto přístupu jsou změny proudových veličin ve vytknutém kontrolním objemu proudící tekutiny popisovány v pevném souřadnicovém systému. Výsledkem je celé vektorové pole veličin v konkrétním čase. Obecně lze říci, že u reálné tekutiny se jedná o stlačitelné, vazké, prostorové a nestacionární proudění, které podléhá několika zákonům zachování. Takovéto proudění je tedy možné popsat soustavou nelineárních parciálních diferenciálních rovnic 1. a 2. řádu. Z těchto rovnic lze následně určit základní fyzikální veličiny proudění, mezi které patří tlak p , hustota ρ , rychlost w a teplota T . Pokud se jedná o stlačitelné proudění, tyto rovnice jsou ještě doplněny stavovou rovnicí (Uruba, 2015; 2014).

Linhart (2009) uvádí, že podmínkou při proudění tekutin je splnění zákona o zachování hmoty, ten je v mechanice tekutin reprezentován rovnicí kontinuity. Z této rovnice lze vyčíst, že při konstantním hmotnostním toku a měnícím se objemu, kterým látka protéká, musí docházet ke změně hustoty a rychlosti proudu. V kartézském souřadnicovém systému a ve složkovém zápisu je rovnice vyjádřena následovně.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0 \quad (1.14)$$

Pro třírozměrné proudění tekutin vychází pohybová rovnice z druhého Newtonova zákona (1.15). Tato rovnice se nazývá Navier – Stokesova (dále jen N-S), dává do rovnosti setrvačné síly se silami tlakovými, hmotnostními a třecími. Na základě experimentů bylo ověřeno, že N-S rovnice (1.16) popisuje skutečné chování při proudění reálné tekutiny. Pokud jsou zrychlení od třecích sil nulová, N-S rovnice se mění v Eulerovu pohybovou rovnici pro nevazké proudění.

$$m \cdot \frac{d\vec{w}}{dt} = \sum_1^N \vec{F}_i \quad (1.15)$$

kde F_i je souhrn sil [N] a m je hmotnost tekutiny [kg]

$$\frac{\partial w_i}{\partial t} + w_k \frac{\partial w_k}{\partial t} = R_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i} + \nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2} + \frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right) \quad (1.16)$$

Členy v N-S rovnici mají následující fyzikální význam:

Lokální zrychlení... $\frac{\partial w_i}{\partial t}$

Vnitřní setrvačné zrychlení... $w_k \frac{\partial w_k}{\partial t}$

Vnější setrvačné zrychlení... R_i

Zrychlení od tlakových sil... $\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial i}$

Zrychlení od třecích sil bez ohledu na stlačitelnost proudění... $\nu \frac{\partial^2 w_i}{\partial k^2}$

Zrychlení od třecích sil s ohledem na stlačitelnost proudění... $\frac{1}{3} \nu \frac{\partial}{\partial i} \left(\frac{\partial w_k}{\partial k} \right)$

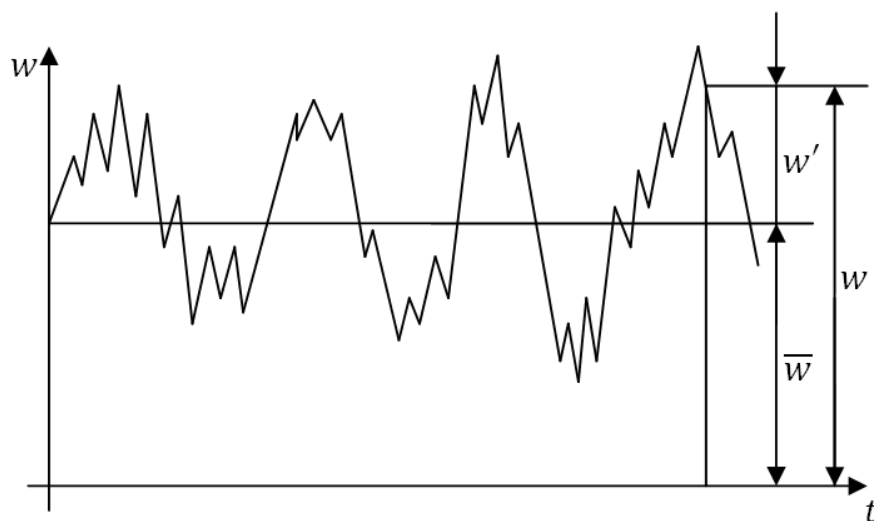
Energetická rovnice (1.17) zde zastupuje zákon zachování energie. Tato rovnice říká, že ke změně celkové energie dochází vlivem disipace kinetické energie na tepelnou energii. Dále je změna celkové energie zapříčiněna také difuzí tepla povrchem sledovaného objemu tekutiny do okolí a vnitřním generováním tepla (Linhart, 2009).

$$\frac{dh}{dt} - \frac{1}{\rho} \frac{dy}{dx} = \frac{\tau_{kl}}{\rho} \frac{\partial w_k}{\partial l} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial q_k}{\partial k} + \frac{q_v}{\rho} \quad (1.17)$$

Pokud Reynoldsovo číslo přesáhne určitou hodnotu, dojde ke změně proudění z laminárního na turbulentní. U turbulentního proudění reálných (tj. vazkých) tekutin pak dochází ke shlukování molekul do větších celků (neboli molárních částic), pro které je charakteristická stejná rychlost a směr. Právě tyto molární částice způsobují vznik turbulentních vírů. Víry, které dosahují velikostí o rozměrech kanálu (jsou tedy největší), se nazývají víry energetické. U těchto vírů dochází k jejich postupnému rozpadu na menší neboli setrvačné víry. Setrvačné víry se pak dále rozpadají na disipační víry, které jsou menší než setina milimetru a pod touto velikostí již nemohou víry existovat. Následně se tedy rozpadají na nezávislý pohyb molekul a dochází k přeměně energie vírů na energii tepelnou, což je jev označovaný jako disipace. Pro matematický popis je nutné využívat statistický přístup, jelikož se vlivem disipace nahodile mění základní veličiny proudění. Podle Reynoldse je neuspořádaný pohyb způsoben fluktuací rychlosti w' okolo její střední hodnoty \bar{w} (Obr. 2). Výsledná rychlost, která je středována v čase, je získána součtem těchto dvou hodnot. Stejný princip se uplatňuje i u zbylých veličin (1.18)(2.1). Příkladem může být středovaná rovnice kontinuity (1.19). (Linhart, 2009; Hejzlar, 2004)

$$w = \bar{w} + w', \quad \rho = \bar{\rho} + \rho', \quad p = \bar{p} + p', \quad T = \bar{T} + T' \quad (1.18)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} w_k)}{\partial k} + \frac{\partial (\overline{\rho' w'_k})}{\partial k} = 0 \quad (1.19)$$



Obr. 2 Průběh rychlosti při turbulentním proudění, Linhart

1.4 Mezní vrstva

Mezi dvěma extrémy pomalého proudění při nízkém Reynoldsově čísle a ideálním prouděním při vysokém, existuje režim, ve kterém není dominantní ani jeden z nich. Při vysokém Reynoldsově čísle bude tok skoro ideální téměř všude s výjimkou proudění v blízkosti obtékaného tělesa. Zde vzniknou přechodové vrstvy, ve kterých se mění rychlost proudění rychle od rychlosti u stěny k rychlosti v proudu. Mezní vrstvy jsou obvykle v porovnání s poloměry zakřivení obtékaných těles tenké, což zjednodušuje základní rovnice.

V mezní vrstvě se tedy charakter toku mění od pomalého tečení u stěny obtékaného tělesa k téměř ideálnímu směrem do prostoru. V těchto přechodových vrstvách se objevuje nejzajímavější, ale i nejobtížnější fyzika.

Mezní vrstvy slouží k izolaci těles od ideálního proudění, které je obklopuje. Mají „vlastní život“ a mohou se od tělesa odtrhnout a putovat do volného proudu. Toto odtržení mezní vrstvy může vést k tvorbě vírů v proudu. Systematickou teorii mezní vrstvy inicioval v roce 1904 Prandtl a ve dvacátém století se stala jedním z hlavních témat mechaniky tekutin. (Lautrup, 2005)

1.4.1 Fyzika mezní vrstvy

Za podmínky, že obtékaná statická stěna tělesa není dokonale hladká, dojde ke stagnaci proudu na tomto povrchu. Za mnoha okolností bude přechod mezi stagnací v proudu na stěně a rychlým proudem v okolí probíhat v tenké mezní vrstvě obalující obtékané těleso. V blízkosti stěny je rychlost proudu tak malá, že proudění bude laminární, přičemž rychlost bude stoupat lineárně od nuly. Laminární proudění se může rozprostřít do celé mezní vrstvy, nebo při dostatečně vysokém Reynoldsově čísle přejít v proudění turbulentní. (Lautrup, 2005)

1.4.2 Tloušťka laminární mezní vrstvy

Bude-li typická rychlost proudu označena jako U , Reynoldsovo číslo jako obvykle $Re \approx UL/v$, kde L je délka pro významné změny v proudění stanovená geometrií. Za předpokladu, že $Re \gg 1$, může být efektivní Reynoldsovo číslo v ustálené laminární mezní vrstvě o tloušťce δ odhadnuto z poměru advektivních a viskózních podmínek v Navier-Stokesově rovnici,

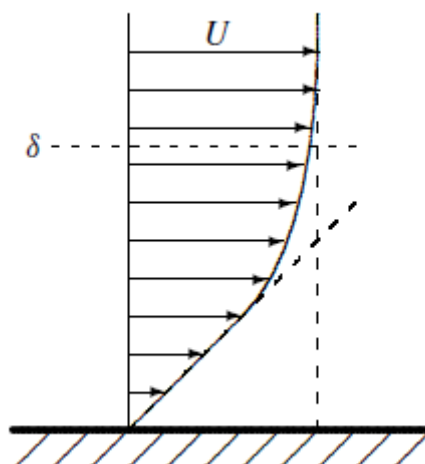
$$\frac{|(v \cdot \nabla)v|}{|\nu \nabla^2 v|} \sim \frac{U^2/L}{\nu U/\delta^2} = \frac{\delta^2}{L^2} Re. \quad (1.20)$$

Čitatel se zde odhaduje na základě změny rychlosti hlavního proudu podél tělesa délky L , přičemž proud v laminární vrstvě musí kopírovat geometrii tělesa. Jmenovatel se odhaduje ze změny rychlosti napříč tloušťkou δ mezní vrstvy.

Vzhledem k tomu, že mezní vrstva představuje přechodovou oblast z turbulentního proudění o vysokém Re do laminárního v blízkosti tělesa s nízkým Re , je možné její tloušťku vyjádřit pomocí efektivního Re ,

$$\delta \sim \sqrt{\frac{\nu L}{U}} = \frac{L}{\sqrt{Re}} \quad (1.21)$$

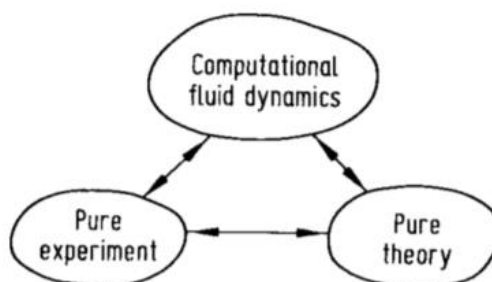
Pro vysoké $Re \gg 1$ je tloušťka mezní vrstvy značně menší, než je délka obtékaného tělesa v hlavním proudu. (Lautrup, 2005)



Obr. 3 Tloušťka mezní vrstvy, Lautrup (2005)

2 Numerické simulace proudění

CFD (Computational Fluid Dynamics) je dnes čím dále tím používanějším a oblíbenějším nástrojem pro řešení různých 2D a 3D problémů proudění tekutin. Podle J.D. Andersona, Jr. lze CFD považovat za novou „třetí dimenzi“ v dynamice tekutin, přičemž zbylé dvě jsou klasické případy experimentu a teorie. Jejich nevýhodou je, že nezahrnují veškerou potřebnou fyziku proudění. S příchodem CFD a jeho schopností řešit úlohy se zahrnutím fyzikálních jevů, jako jsou chemické reakce s konečnou rychlostí, se stalo významnou podporou a doplňkem experimentů a teorie. Vztah mezi těmito třemi dimenzemi je znázorněn na Obr. 4. Podle autora bude CFD zaujímat i v budoucnu stejně významnou roli v dynamice tekutin jako experimenty a teorie.



Obr. 4 Propojení CFD s experimenty a teorií, Anderson, Jr. (2009)

2.1 Modelování turbulentního proudění

Modelování turbulentního proudění je jedním z hlavních problémů numerických simulací. Je tomu tak díky vzniku a chování vírů, které nebyly ještě přesně popsány.

V současné době nebyl vytvořen univerzální model turbulence, který by se dal uplatnit ve všech typech úloh. Existují však modely turbulencí, které jsou vhodné pro jisté úlohy. Volba modelu turbulence závisí na způsobu proudění, požadované přesnosti simulace a na dostupném výpočetním výkonu.

Pro numerické simulace jsou tři odlišné přístupy modelování turbulence. Tyto přístupy vyplývají z určitých zjednodušení výchozích rovnic popisujících proudění.

Třemi základními přístupy pro modelování turbulentního proudění jsou podle T. Blejchaře (2010):

- **DNS – Direct Numerical Simulation** (Metoda přímé numerické simulace)

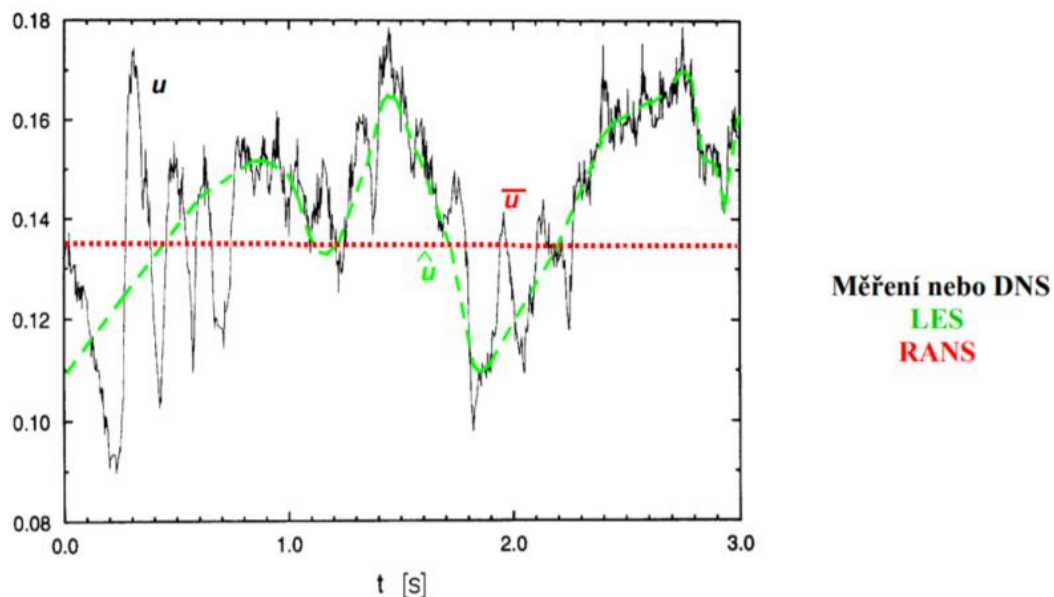
Tato metoda má jisté omezující faktory, které jsou dány vysokými nároky na výpočetní kapacitu počítače. Výpočetní element sítě musí být v tomto případě stejně malá jako je velikost nejmenšího víru před jeho disipací na teplo. Takováto výpočetní síť značně zvyšuje objem dat a se současnou výpočetní technikou vede k nereálnosti praktických simulací. Využívá se tedy pouze ve speciálních výzkumných případech s malou a jednoduchou geometrií. Výsledky simulací za použití DNS se považují za ekvivalentní s výsledky experimentů.

- **LES – Large Eddy Simulation** (Metoda velkých vírů)

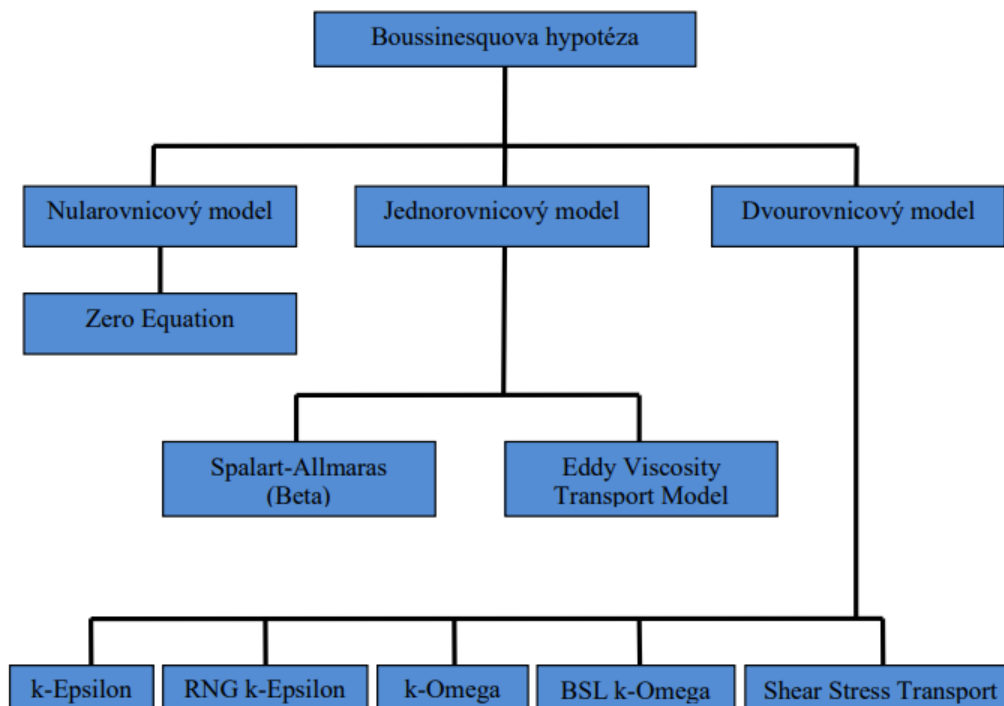
Již z názvu vyplývá, že je tato metoda založena na modelování velkých vírů, které je ve výpočetní síti možné zachytit. Tyto velké víry jsou v podstatě řešeny přímo metodou DNS. Malé turbulentní víry se málo podílejí na transportních jevech, ale dochází díky nim k disipaci energie. Jsou tedy parametrizovány subgridními modely a jsou filtrovány filtračním pásmem turbulentního pole. Šířka pásma odpovídá velikosti elementu sítě. Lze tedy dosáhnout takového počtu buněk sítě, které je možné řešit i současnou výpočetní technikou.

- **RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations** (Metoda časového středování)

V běžné praxi inženýrských numerických simulací se při řešení používá právě tato metoda. Modeluje všechny velikosti turbulentních vírů a řeší je časovým (Reynoldsovým) středováním veličin turbulentního proudění. RANS poskytuje dostatečnou úroveň přesnosti simulací při ne tak vysokých nárocích na výpočetní hardware. Existuje několik RANS modelů založených na Boussinequově hypotéze turbulentní viskozity, které usnadňují řešení úloh přidáním dalších transportních rovnic. Jsou jimi například $k-\epsilon$, $k-\epsilon$ RNG, $k-\omega$ a SST $k-\omega$. Přehled turbulentních modelů používaných v programu ANSYS CFX je na Obr. 5. Dvourovnicový model SST $k-\omega$ bude popsán podrobněji z důvodu použití v diplomové práci. (Blejchař, 2010)



Obr. 5 Metody pro řešení turbulentního proudění, Blejchař (2010)



Obr. 6 Přehled turbulentních modelů pro ANSYS CFX, Blejchař (2010)

2.1.1 Shear-Stress Transport (SST) k- ω – model

Model SST k- ω efektivně spojuje robustnost a přesnost modelu k- ω v blízkosti u stěn dané geometrie s modelem k- ϵ , který je přesnější dále od stěn ve volném proudě. Model SST k- ω se s oblibou využívá v numerických simulacích lopatkových strojů, kde dochází k velkému namáhání kapaliny smykovým napětím. V těchto úlohách je nutné přesně určit místo odtržení a velikost zavření. Jedná se například o výpočty turbín, uvádí Blejchař 2010.

Transportní rovnice modelu SST jsou:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{G}_k - Y_k + S_k, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \tilde{G}_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega, \quad (2.2)$$

kde:

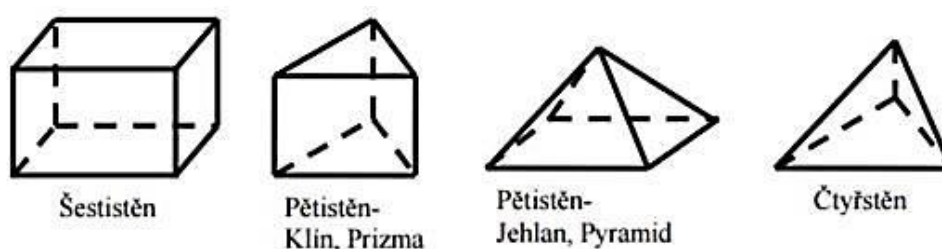
- G_ω je generace specifické disipace energie ω
- \tilde{G}_k je generace kinetické energie turbulence v důsledku gradientů střední rychlosti
- D_ω reprezentuje příčnou difuzi
- Y_k a Y_ω představují disipaci k a ω vlivem turbulence
- S_k, S_ω jsou uživatelsky definované zdrojové členy
- Γ_k, Γ_ω představují efektivní difuzivitu k a ω

2.2 Metoda konečných objemů

Pro řešení CFD numerických simulací je využívána metoda konečných objemů, která pomocí výpočetní sítě rozděljuje vybranou geometrii na konečně malé objemy. Uprostřed těchto objemů jsou pak řešeny rovnice daného turbulentního modelu. Pro jednoduché geometrie může být použita i 2D síť. Ve většině inženýrských úloh se ale setkáváme s 3D prostorovou sítí.

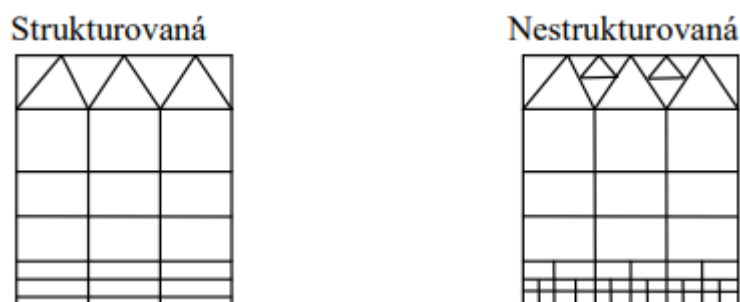
Počet elementů těchto sítí má značný vliv na rychlost a přesnost numerických simulací, ale také i na potřebný výpočetní výkon. Podchycení velkých fyzikálních změn se ošetřuje diskretizací výpočetní sítě v místech, která jsou z hlediska proudění tekutiny významná. Jedná se o mezní vrstvu na stěnách nebo lokální zjemnění výpočetní sítě ve vybraných místech.

Elementy výpočetních sítí mohou být různého tvaru (n-stěnu) a velikosti. Na Obr. 7 jsou znázorněny některé z tvarů těchto elementů používaných pro numerické simulace v CFX.



Obr. 7 Přehled tvaru prvků výpočetních sítí, Blejchař (2010)

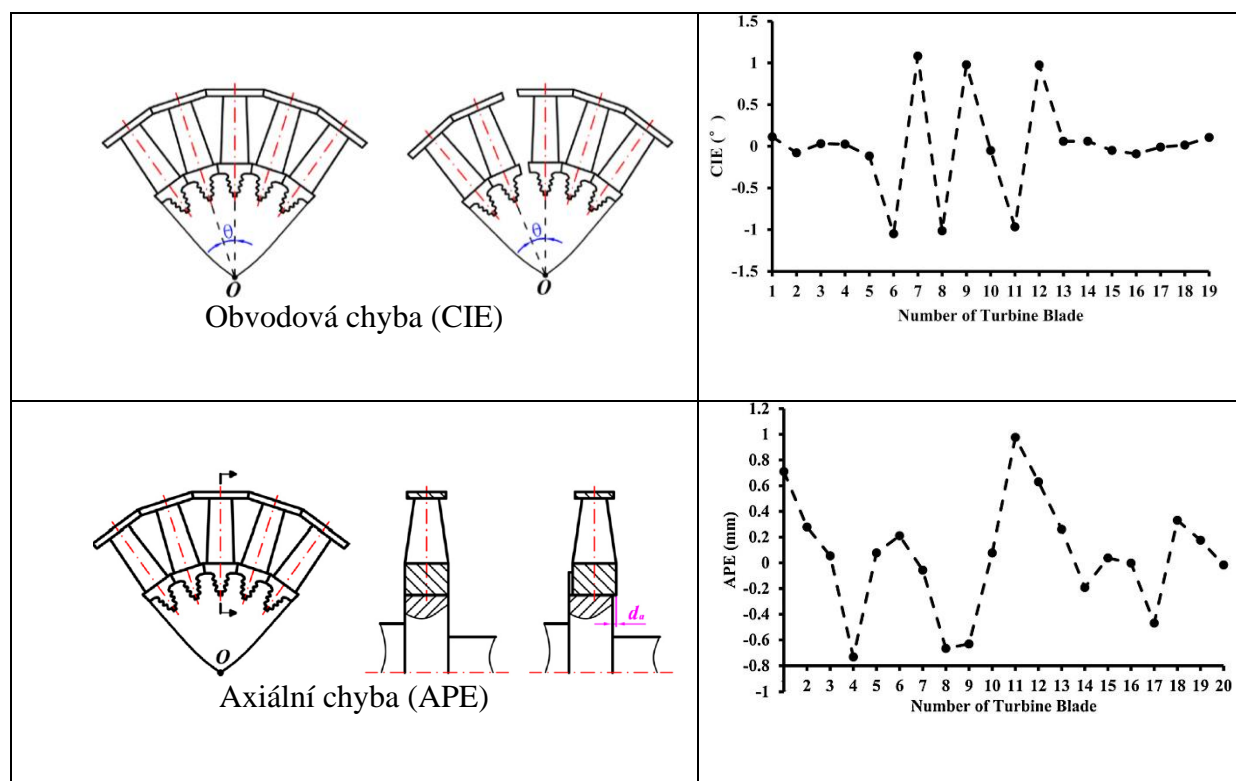
Tvar elementů se volí podle složitosti geometrie a typu dané úlohy. Pro použití v numerických simulacích existují dva základní typy výpočetních sítí. Jsou jimi strukturovaná a nestrukturovaná síť (Obr. 8). Tyto typy sítí se od sebe liší tím, že u strukturované sítě musí hranice prvku sousedit pouze s jednou hranicí sousedního elementu a nelze tedy síť libovolně zhušťovat. U nestrukturované sítě naopak může hranice elementu sousedit s více hranicemi sousedních prvků. (Blejchař, 2010)



Obr. 8 Základní typy výpočetních sítí, Blejchař (2010)

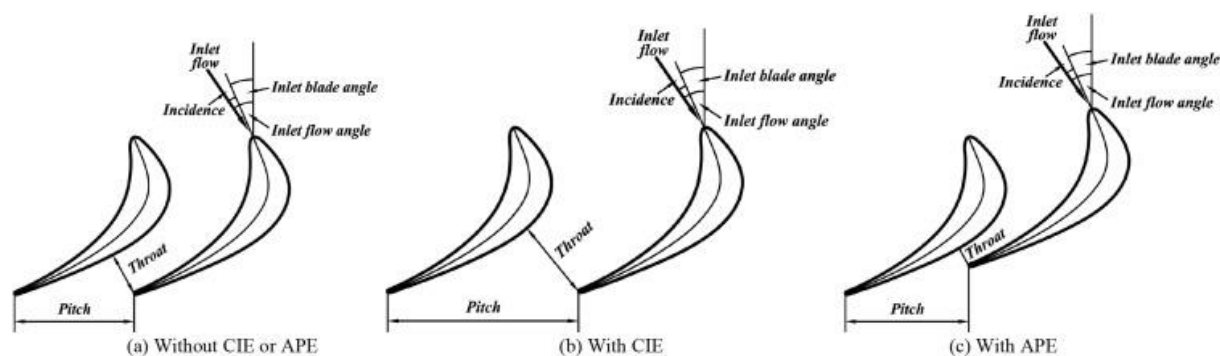
3 Geometrické nepřesnosti lopatkování turbostrojů

Turbostroje jsou zařízení, které kontinuálně přenášejí energii mezi rotorem a pracovní tekutinou. Mezi základní typy patří turbína, kde se energie tekutiny přenáší do rotoru, a kompresor, kde se mechanická energie rotoru předává tekutině. Zásadní aerodynamickou částí těchto strojů jsou lopatky, které jsou uspořádány do lopatkových disků. V ideálním případě jsou lopatky turbostrojů vyrobeny a namontovány dle návrhové specifikace. Avšak reálné výrobní a montážní procesy jsou limitovány jistou nepřesností, takže se finální výrobky a jejich poloha po instalaci odchyľují od požadovaného tvaru a pozic. Tyto geometrické nepřesnosti lze také doplnit o vady typu abraze či inkrustace obtékaných povrchů, které jsou zjišitelné až po nějakém čase provozu turbostroje a jsou funkcí operačních podmínek. Maximální možná přesnost výroby komplexních tvarů lopatkových profilů a kvalita montáže je nezbytná pro zaručení dlouhého a bezpečného provozu stroje s garantovaným výkonem. I když jsou typické výrobní a montážní tolerance hlavních geometrických parametrů lopatky (tětiva, tloušťka odtokové hrany nebo výška lopatky) v řádech desetin až jednotek milimetru dle velikosti zařízení, jejich vliv je identifikovatelný. To dokazují více a více častější studie charakterizující dopad geometrických nepřesností na výkon turbostrojů (Montomoli et al., 2011; Nilsson, P. (2016), Yang et al., 2017; Luo & Liu, 2018; Wang & Zou, 2019; Xia et al., 2019; Zhu et al., 2020).



Obr. 9 Definice montážních chyb (vlevo) a naměřené odchylky (vpravo), Chen et al. (2017)

Jako příklad inspekce montážních chyb turbinových rotorových lopatek je možno uvést práci Chen et al. (2017), kde autoři definovali dva typy odchylek – obvodovou chybu (CIE) měřenou v úhlových stupních a axiální chybu (APE) udávanou v mm (Obr. 1). Na počtu 20 rotorových lopatek posledního stupně provedli identifikaci těchto chyb a pro daný případ ukázali, že obvodová chyba se pohybovala mezi $\pm 1^\circ$ a odchylka axiálního usazení lopatek byla v rozmezí -0,8 až 1 mm. V obou případech typu odchylek se jedná o kritické nedostatky ovlivňující výkon stroje, protože se promítají do velikosti hrdel mezilopátkových kanálů, roztečí a úhlů náběhu na lopatky, což je zřetelné na Obr. 10.



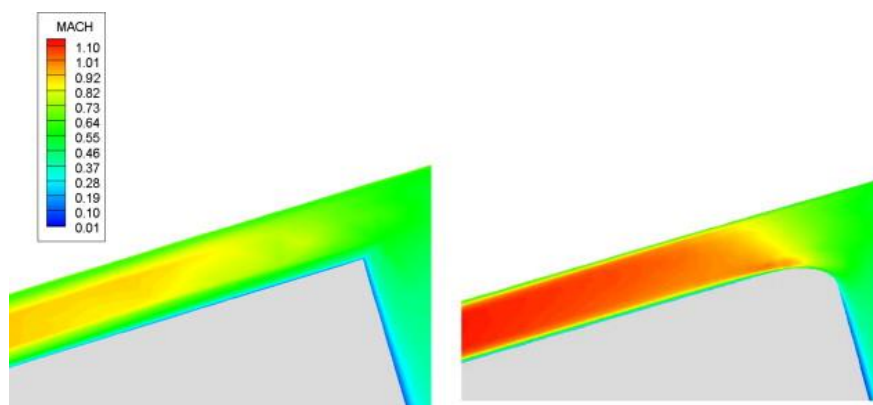
Obr. 10 Projev montážních chyb mezi lopatkami: (a) – nominální stav, (b) – obvodová chyba, (c) – axiální chyba, Chen et al. (2017)

Výroba lopatek probíhá typicky na 5osových CNC strojích (McBean, 2017) a jedná se komplikovaný proces, který je doprovázen mnoho chybami. Dělení výrobních chyb obráběcího stroje může mít několik kategorií. Slocum (1992) rozděluje chyby na systematické, které mohou být změřeny a ovlivňují přesnost výrobku vzhledem k modelu, a na náhodné. Určení náhodných chyb je obtížné a tyto chyby určují vzájemnou přesnost výrobků. Náhodné chyby podléhají pravidlům statistiky a lze tedy na ně aplikovat principy a metody statistické matematiky. Nejčastěji jsou nepřesnosti obráběcích strojů klasifikovány jako kinematické chyby, termomechanické chyby, chyby od zátěže, dynamických sil a od kontroly pohybu (Schwenke et al., 2008). Jistá korekce a kompenzace těchto chyb je často úspěšná, ale úplné odstranění těchto chyb, které je projevív na výsledném tvaru výrobku, není možné.

Zásadním krokem pro stanovení a modelování geometrických nepřesností lopatek turbostrojů je měření geometrických rozměrů. Obecně jsou definovány dvě metody pro modelování geometrických nejistot lopatek, parametrická a souřadnicová (Zou et al., 2018). Parametrická metoda popisuje geometrické variace vybraných parametrů lopatek pomocí funkcí rozložení pravděpodobnosti. Mezi typické veličiny se řadí úhel náběhu, tětiva lopatky, tloušťka náběžné hrany apod. a jsou určeny ze souboru naměřených dat. Pro efektivnost tohoto přístupu je nutné postihnout všechny důležité parametry vystihující geometrické nepřesnosti. Souřadnicová metoda vyžaduje důkladné proměření souřadnic lopátkových profilů pro vytvoření tzv. high-fidelity (vysoce přesných) modelů. Nutnost měření a zpracování velkého objemu dat je vyváženo znalostí nepřesností úplné geometrie lopatky a posléze možným stanovením statisticky nejhoršího tvaru profilu s největším procentem nepřesností např. pomocí Principal Component Analysis metody (Dow, 2015). Moderním způsobem měření je aplikace optických skenerů, u nichž je chyba optického měření v porovnání s výrobními nebo montážními chybami zanedbatelná (Bauer et al., 2019).

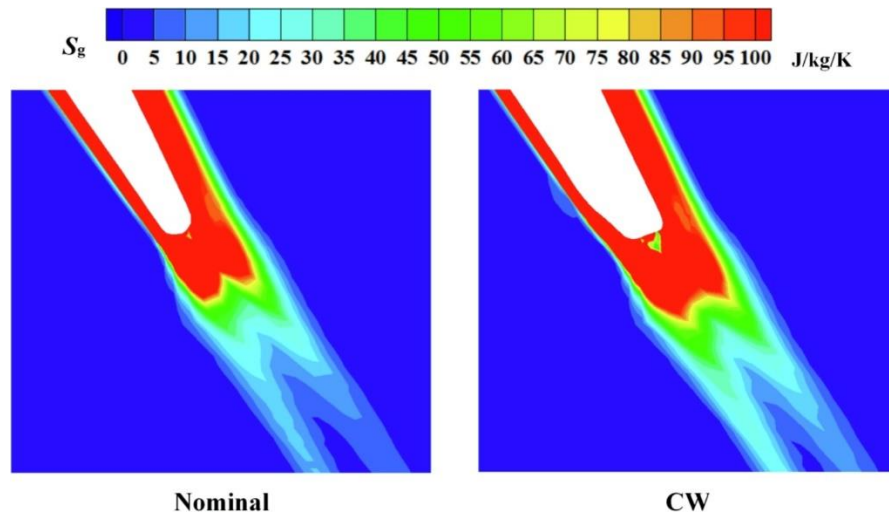
V případě, že je možno proskenovat celý povrch lopatek, jsou k dispozici podklady pro tvorbu high-fidelity modelů.

Výpočetní nástroje pro simulace proudění (CFD) jsou nyní standardem při konstrukci, modernizaci či optimalizaci turbostrojů. Numerické výpočty zanášejí v principu do řešení daného problému příslušné chyby. Těmi jsou nepřesnost reprodukce reálného díla, nepřesnost okrajových podmínek, typ výpočtové sítě či chyba diskretizace a konvergence numerického řešení. Naposledy zmíněné chyby lze zmírnit použitím pokročilejšího fyzikálního modelu, užitím diskretizace vyšších řádů či kvalitní výpočtovou sítí. Výpočtová oblast se často zjednodušuje a nezahrnuje všechny geometrické tvary či výrobní nepřesnosti. Pro studování vlivu geometrických nepřesností je tedy nutné uvažovat co nejpřesnější geometrii a volit adekvátní výpočtovou síť. Proto mnozí autoři také provádějí nezbytný test nezávislosti výpočetní sítě, např. Kolmakova et al. (2014). Užitečnost CFD simulací na zachycení geometrických nepřesností v turbostrojích lze doložit pomocí několika studií. Montomoli et al. (2011) provedl analýzu vlivu tvarové nejistoty vůle a zaoblení špičky rotorových turbínových vysokotlakých lopatek na velikost únikového hmotnostního toku. Příklad proudového pole uvnitř mezery pro dvě různá tvarová řešení zaoblení špičky je uveden na Obr. 11. Zaoblení hrany se projevuje na zvýšení hmotnostního toku oproti případu s ostrou hranou.



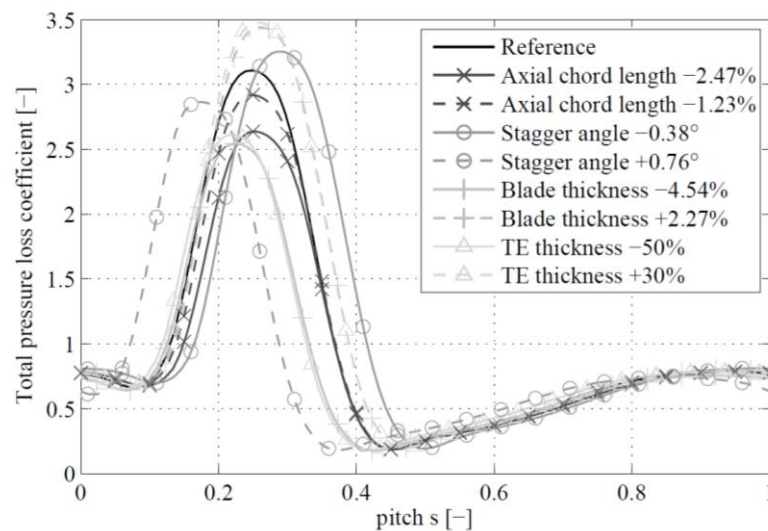
Obr. 11 Vliv zaoblení špičky rotorových turbínových lopatek, Montomoli et al. (2011)

Wang & Zou (2019) udělali rozbor nejistot vlivu geometrických variací na výkon turbínové nízkotlaké lopatky. Jejich výpočty dovolily srovnat produkci entropie v oblasti odtokové hrany mezi nominálním a extrémním tvarem (nejtlustějším), který odpovídá souhrnné distribuční funkci v rozmezí 0.985 až 1 (vztaženo podle ztrátového součinitele celkového tlaku). Na Obr. 12 je zřejmé, že tvar odtokové hrany pro extrémní tvarový případ je značně odlišný od nominální geometrie. Je pozorován téměř dvounásobný nárůst tloušťky odtokové hrany a rádius hrany je neidentifikovatelný. Simulace ukazují, že došlo i k nárůstu tloušťky mezní vrstvy a zvětšení oblasti, kde se produkuje entropie, což se přímo odráží do nárůstu celkových ztrát.



Obr. 12 Srovnání produkce entropie v oblasti odtokové hrany mezi nominálním a extrémním tvarem (CW), Wang & Zou (2019)

Aschenbruck et al. (2013) realizovali případy ustáleného proudění v rozváděcích kolech plynové turbíny po procesu renovace, který je doprovázen výskytem geometrických odchylek. Na ztrátovém koeficientu celkového tlaku vyhodnocovaném podél rozteče lopatek byla doložena značná variace tohoto parametru pro různé realistické případy geometrických odchylek (Obr. 13). U nominální geometrie byla maximální hodnota koeficientu kolem 3.1 na příslušné bezrozměrné rozteči 0.25. Na změnu pozice tohoto maxima měl jeden z největších vlivů úhel nastavení lopatek (stagger angle). Všechny odchylky studovaných geometrických parametrů se projeví mezi poměrnou roztečí 0.1 až 0.5.



Obr. 13 Ztrátový koeficient celkového tlaku podél rozteče lopatek, Aschenbruck et al. (2013)

4 Citlivostní analýza výpočtové sítě

Citlivostní analýza výpočtových sítí byla provedena na lopatkové kaskádě bez geometrických modifikací, tj. nominální geometrii. Za tímto účelem byly testovány celkem čtyři výpočetní sítě, z toho dvě byly strukturované a dvě nestrukturované. Při tvorbě odlišných variant sítí byly měněny různé parametry sítě. Jednalo se především o tloušťku mezní vrstvy a lokální zjemnění sítě v oblasti náběžné a odtokové hrany lopatek v kaskádě. Tyto změny značně ovlivňují počet elementů sítě a tím zvyšují náročnost časovou i hardwarovou. Všechny změny byly provedeny pro co nejlepší podchycení minimálních změn v geometrii lopatek, které jsou více specifikovány v následující kapitole **Error! Reference source not found.**

Při výběru sítě, která byla později aplikována na modifikované geometrie, byly v postprocessingu zkoumány některé hodnoty, které jsou důležité i pro vyhodnocení konečných výsledků numerických simulací modifikovaných geometrií. Sledovanými hodnotami určující konečnou síť byly změny tlakové ztráty za lopatkovou kaskádou a hodnota y^+ na povrchu lopatek.

Běžně se pro síťování lopatek, respektive kanálů mezi lopatkami na kole, používá software TurboGrid, ve kterém je vytvářena strukturovaná síť lopatek. TurboGrid však umožňuje pouze síťování lopatek umístěných na kole, nikoliv v kaskádě. Z těchto důvodů byl použit pro tvorbu sítě v této diplomové práci ANSYS Meshing, pomocí kterého lze vytvořit síť kanálu s lopatkovou kaskádou.

4.1 Strukturovaná výpočetní síť

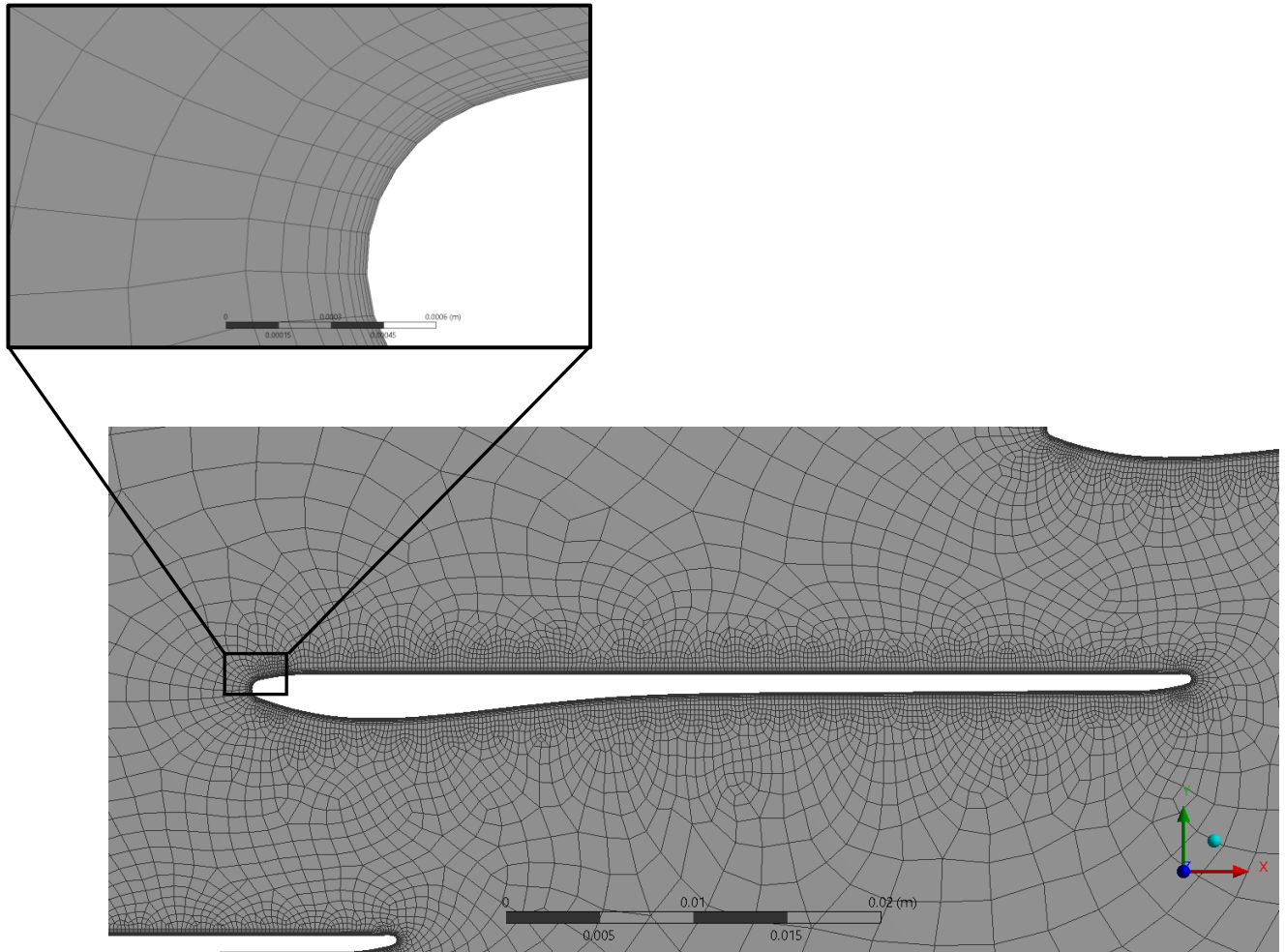
K tvorbě strukturované sítě byla použita metoda sweep, neboli tažení. Tato metoda využívá vytvořené povrchové sítě na vybrané ploše a vytáhne ji k další námi zvolené ploše. Znemožňuje tak, ale vytvoření mezní vrstvy na povrchu těchto ploch. Proto byly tyto stěny při numerické simulaci uvažovány s nulovým třením.

Mezní vrstva na ploše lopatek, tedy v místech, která jsou pro diplomovou práci stěžejní, vytvořena již byla. Pomocí této metody sweep byly vytvořeny dvě testovací sítě. Mezi první a druhou sítí došlo ke změnám parametrů sítě. Tyto rozdíly jsou popsány v následující tabulce (Tab. 1).

Tab. 1 Parametry nastavení strukturovaných sítí

Parametry	Sít' sweep1	Sít' sweep2
Počet prvků na přetlakové a podtlakové straně lopatky	400	440
Počet prvků na náběžné hraně	20	22
Počet prvků na odtokové hraně	10	28
Maximální velikost prvků na stěně [mm]	5	4
Mezní vrstva		
Tloušťka první vrstvy [mm]	0,01	0,005
Počet vrstev	7	10

Na Obr. 14 jsou znázorněny detaily zjemnění sítě na hranách a vytvořená mezní vrstva. Sít' sweep1 tvořilo celkem 1 959 945 buněk. Druhou, zjemněnou, sít' sweep2 tvořilo 3 611 574 buněk. Po úpravách parametrů sítě vznikla výpočetní sít' o skoro dvojnásobném počtu prvků. To mělo také dopad na výpočetní čas simulace.



Obr. 14 Zjemnění sítě kolem lopatky s detailem mezní vrstvy

4.2 Nestrukturovaná výpočetní sít'

Tento typ sítě umožňuje vytvořit hustou velká lokální zhuštění na vybraných prvcích geometrie. K tvorbě této sítě byla použita metoda vyplnění objemu tetrahedrálními prvky. Oproti metodě sweep je zde možné nastavit i mezní vrstvu na všech stěnách. Mezní vrstva na plochách lopatek a stěnách měla vždy stejné parametry v dané variantě testované sítě.

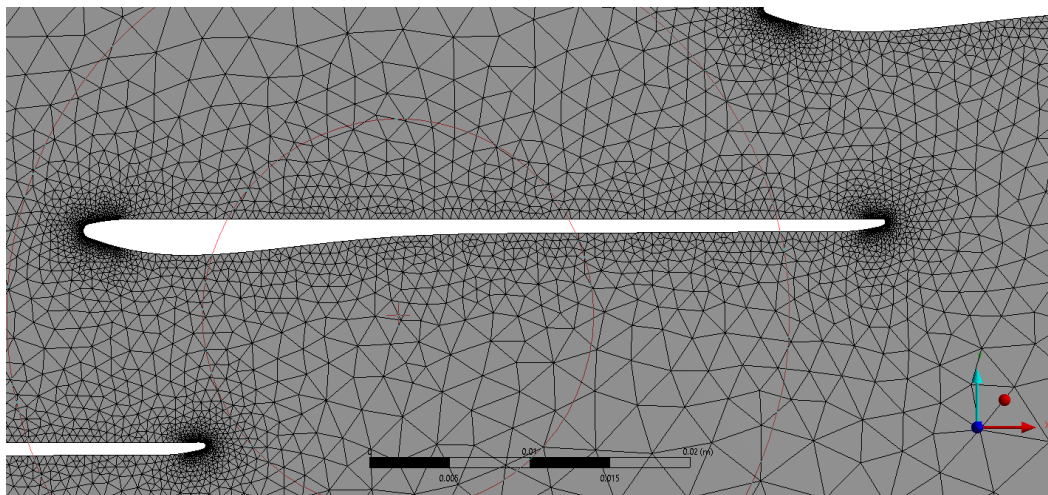
Parametry sítě se v tomto případě zadávají na celé plochy těles v objemu, nikoliv pouze na hrany jako v předchozí metodě. Nelze tedy nastavit určitý počet buněk v daném místě, ale jen jejich velikost.

Byly vytvořeny tři výpočetní sítě s různými parametry Tab. 2.

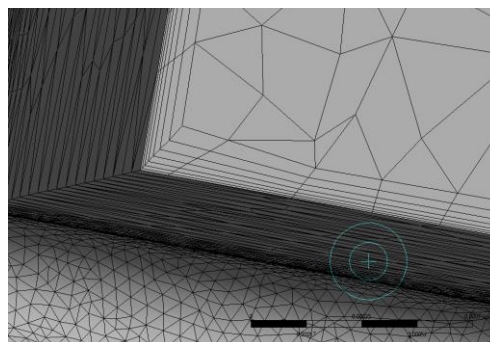
Tab. 2 Parametry nastavení nestructurovaných sítí

Parametry	Sít' T1	Sít' T2	Sít' T3
Velikost prvků na přetlakové a podtlakové straně lopatek [mm]	1	0,5	0,75
Velikost prvků na náběžné hraně [mm]	0,1	0,05	0,075
Velikost prvků na odtokové hraně [mm]	0,1	0,05	0,075
Max. velikost prvků v objemu [mm]	5	8	5
Mezní vrstva			
Tloušťka první vrstvy [mm]	0,01	0,005	0,0075
Počet vrstev	7	7	7

Sít' T2 nakonec byla vyřazena z možnosti aplikace na modifikované lopatky, protože počet prvků přesahoval 75 milionů a nebylo možné výpočet ani spustit z důvodu nedostatečné výpočetní kapacity. Sítě T1 a T3 měly přibližně 22 mil. a 36 mil. prvků a bylo možné provést simulace. Další obrázky ukazují strukturu sítě T3 (Obr. 16) a detail mezní vrstvy (Obr. 17).



Obr. 16 Nestructurovaná síť



Obr. 15 Detail mezní vrstvy sítě T3

4.3 Výběr sítě pro aplikaci na modifikované lopatky

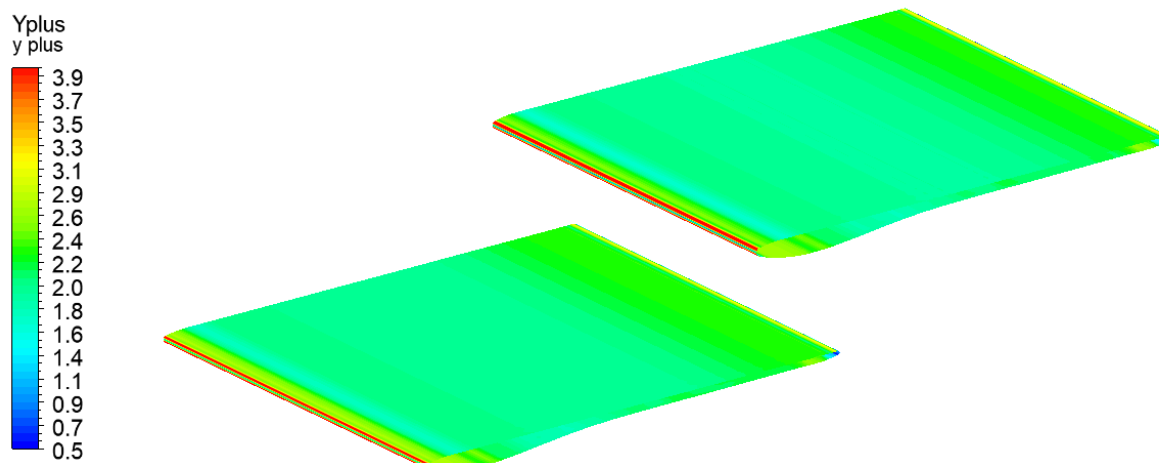
Konečný výběr sítě se odvíjel od vybraných výsledných hodnot z těchto čtyř numerických simulací. Hlavními hodnotami byly v tomto případě změna tlakové ztráty lopatkové kaskády v jednotlivých sítích a hodnota Y^+ na povrchu lopatek (Obr. 17). Hodnota Y^+ dosahovala v lokálních maximech čísla 3,9, a to pouze na náběžných hranách lopatek umístěných v kaskádě. V Tab. 3 jsou tyto výsledné hodnoty uvedeny.

Tab. 3 Hodnoty pro výběr sítě

Sít'	Y^+	Tlaková ztráta [Pa]
Sweep1	4.17	957.070
Sweep2	2.1	923.477
T1	4.15	856.703
T3	2.9	841.023

K výběru sítě bylo nutné stejným způsobem provést vyhodnocení jednotlivých numerických simulací.

Na základě těchto vyhodnocení výsledných sledovaných hodnot byla pro aplikaci na modifikované geometrie lopatek vybrána síť označená jako Sweep2. Tato síť neklade tak vysoké nároky na výpočetní výkon počítače ani na časovou náročnost numerické simulace. Pro podchycení malých změn na lopatkách, by ale měla být dostačující.



Obr. 17 Rozložení Y^+ na povrchu lopatek

5 Numerická simulace kaskády

Numerické simulace byly řešeny na modelu kanálu se skutečnou lopatkovou kaskádou uvnitř. Tato kaskáda je reálně provozována na KKE.

V této kapitole jsou popsány modifikace lopatkových profilů, porovnání velikosti výpočetních sítí jednotlivých variant a nastavení simulací.

Veškeré tyto úpravy, vytvoření výpočetních sítí a simulace proběhly v programech, které obsahuje software ANSYS 2020 R1.

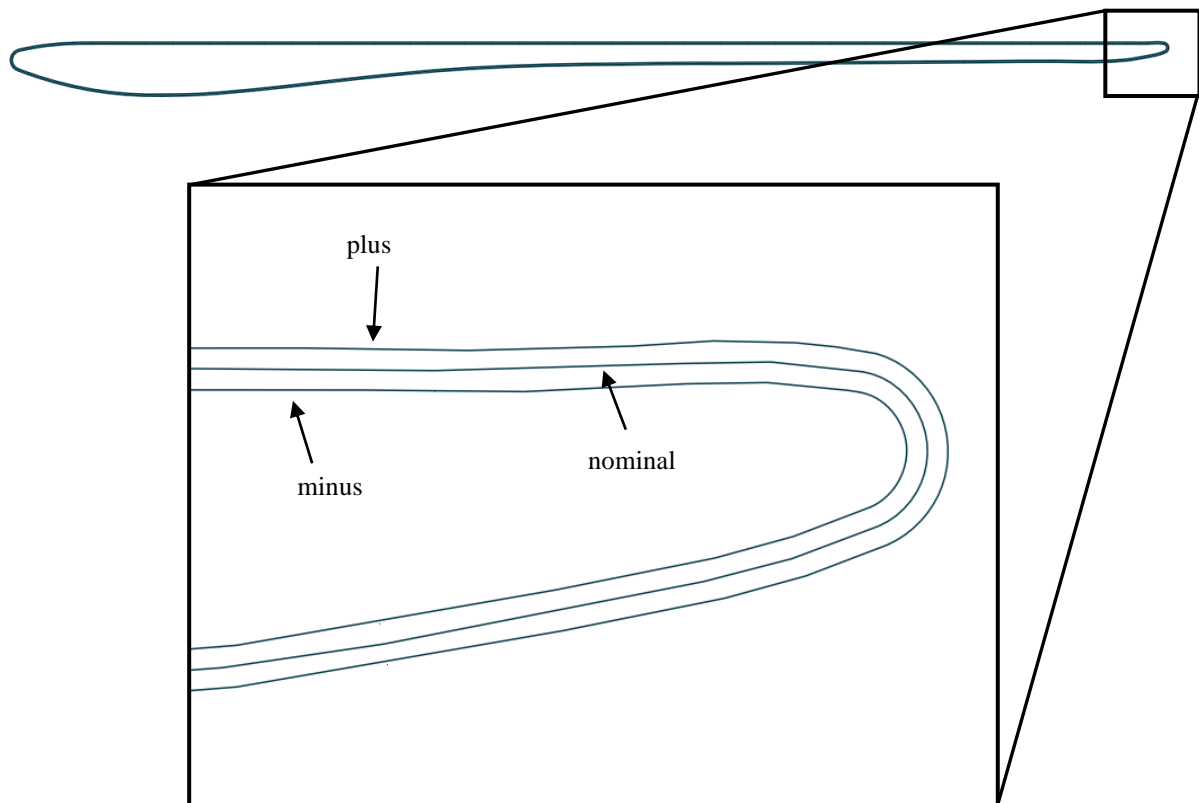
5.1 Geometrické modifikace lopatkových profilů

Geometrické modifikace lopatkových profilů vznikly za účelem zjištění jejich podchytitelnosti pomocí numerických simulací v CFD a jejich ovlivnění tlakové ztráty.

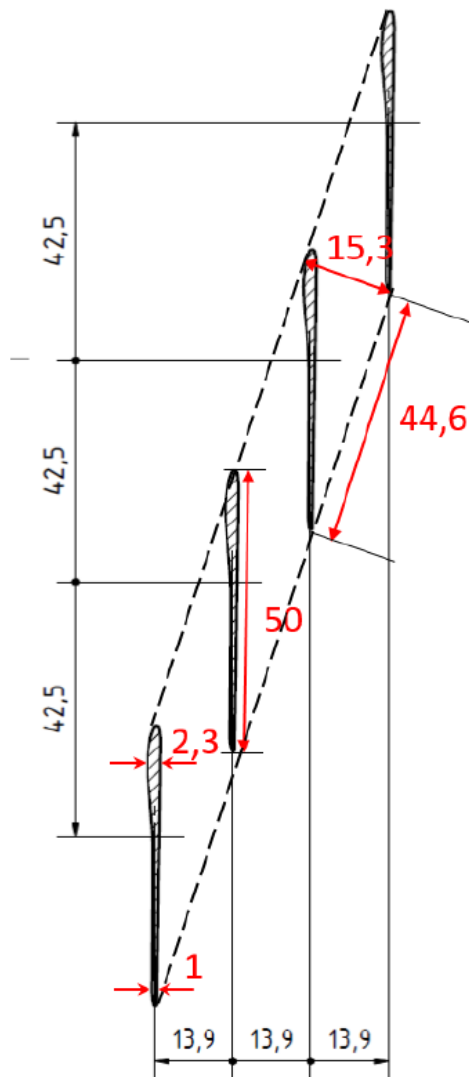
Modifikace spočívaly ve zvětšení a zmenšení lopatkových profilů ve směru povrchových normál v rámci desetin milimetru (Obr. 18). Tyto změny geometrie jsou v rámci výrobních tolerancí turbínových lopatek. Modifikace na první pohled nejsou patrné, jelikož se jedná o zvětšení a zmenšení profilu o 0,05 mm. Při detailním pohledu už však ano. Usazení lopatek do kanálu s roztečemi mezi lopatkami a jejich velikostí je znázorněno na Obr. 19. V kanálu je celkem 8 lopatek.

Nominální lopatky v kaskádě pak byly nahrazeny těmito lopatkami novými. Vznikly tak celkem tři nové varianty lopatkových kaskád pro numerické simulace. Jednalo se o varianty, kde byly nejdříve nahrazeny lopatky těmi zvětšenými, lopatkami zmenšenými a jejich kombinací kdy se střídala lopatka zvětšená a zmenšená.

Varianty byly dále pojmenovány jako nominal, plus, minus a mix.



Obr. 18 Geometrické modifikace lopatky



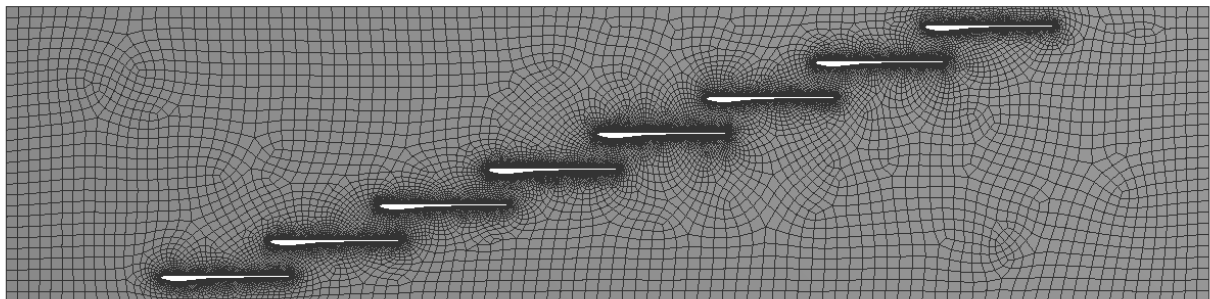
Obr. 19 Dimenze loparkové mříže, L. Pinelli, A. Lo Balbo,
V. Slama, P. Eret (2017)

5.2 Výpočetní síť

Jak již bylo uvedeno v kapitole: pro tvorbu výpočetních sítí byla použita metoda sweep vytvořená v ANSYS Meshingu. I přesto, že nastavení sítí bylo identické, se počet prvků sítě jednotlivých variant liší. Rozdíl počtu buněk je způsoben provedenými modifikacemi geometrie. Shrnutí počtu buněk je pro porovnání uvedeno v tabulce (Tab. 4) a síť celého objemu výpočetní domény je zobrazena na Obr. 20.

Tab. 4 Souhrn počtu elementů sítě jednotlivých variant

Varianta	Počet prvků sítě
nominal	3 599 964
plus	3 611 574
minus	3 764 696
mix	3 752 514



Obr. 20 Sít' celé výpočetní domény

5.3 Numerické simulace

Aby bylo možné rozdíly ve výsledcích jednotlivých variant vyhodnocovat a porovnat s variantou nominální a následně i mezi sebou, tak je nutné dodržet stejný postup nastavení okrajových podmínek numerických simulací u všech variant.

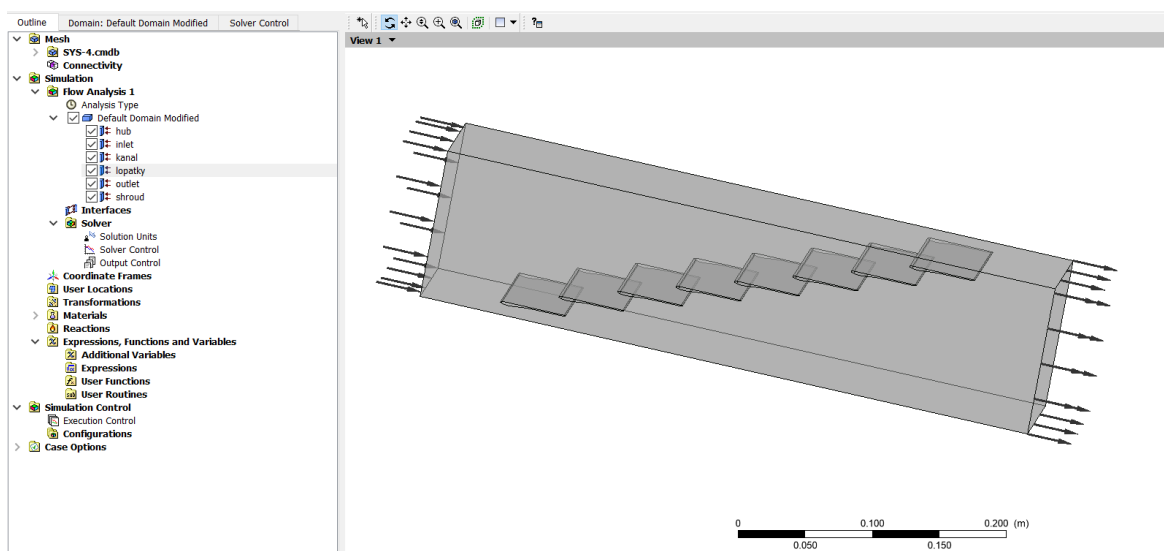
Všechny simulace proběhly ve výpočetním prostředí ANSYS CFX.

5.4 Nastavení okrajových podmínek numerických simulací

Nastavení okrajových podmínek se uskutečnilo prostředím CFX-Pre. Dále budou popsána jednotlivá nastavení použitá pro účely této diplomové práce.

- **Nastavení pro celou výpočetní doménu**

V celé výpočetní doméně (Obr. 21) bylo řešeno stacionární turbulentní proudění. Jako materiál, proudící v celé doméně, byl použitý ideální vzduch. Do výpočtu byl zvolen model turbulence SST $k-\omega$, který byl blíže specifikován v kapitole. Dále byl nastaven model přenosu tepla *Total energy*. Použité diskretizační schéma pro numerické řešení rovnic a turbulencí je *High Resolution*.



Obr. 21 Výpočetní doména v CFX-Pre

- **Nastavení hub a shroud**

Hub a shroud, neboli patní a špičkový průměr lopatek, byly díky nemožnosti vytvoření mezní vrstvy nastaveny jako *Free Slip Wall* (bez uvažování tření) a jako adiabatické stěny. Mezní vrstvu nebylo možné vytvořit kvůli vybrané metodě tvoření sítě.

- **Lopatky**

Povrch lopatek byl uvažován jako obyčejná stěna s vlivem tření. Na povrchu lopatek byla vytvořena mezní vrstva, která je dostatečně jemná, tak aby podchytila malé změny provedené v geometrii. Lopatky byly opět adiabatické stěny (bez přestupu tepla).

- **Inlet a Outlet**

Vstup do domény byl nastaven jako *Pressure Inlet*. Na vstupu byla zadána stabilní hodnota tlaku, která odpovídá tlaku vzduchu při testování na reálné kaskádě. Dalšími hodnotami na vstupu byly statická teplota a intenzita turbulence.

Výstup z domény byl nastaven také jako *Pressure Outlet*. Na tomto výstupu byl nastaven pouze statický tlak.

Hodnoty těchto parametrů jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 5).

Tab. 5 Nastavení výpočtu

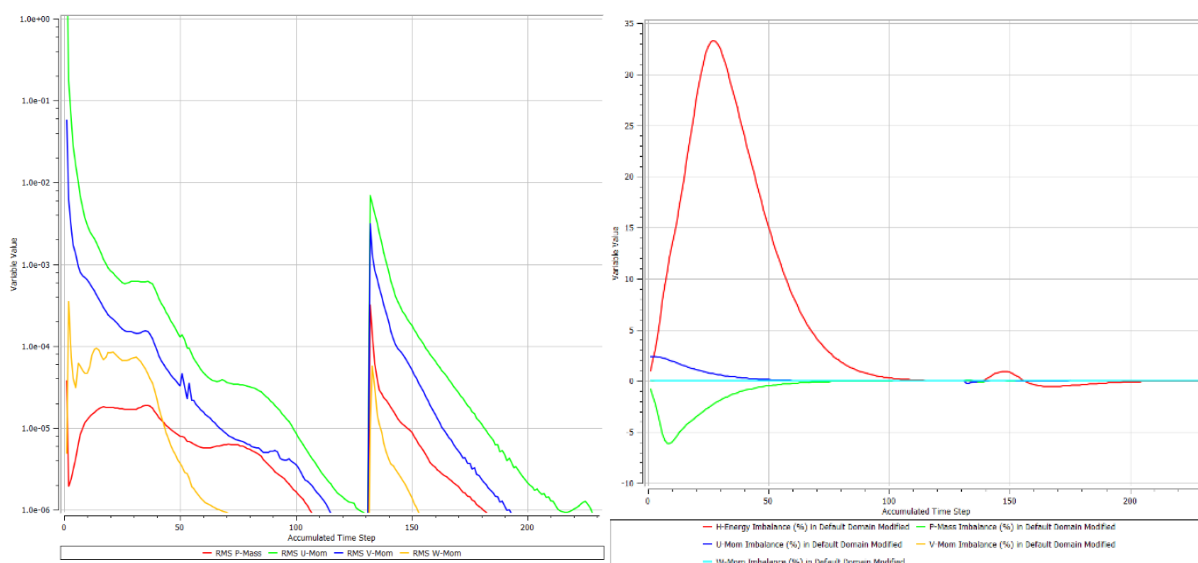
Vstup	
Celkový tlak (stabilní) [kPa]	100,15
Statická teplota [K]	280,68
Intenzita turbulence [%]	5
Výstup	
Static Pressure [kPa]	87,02

- **Kontrola konvergence numerické simulace**

Pro konvergování výpočtu byly nastaveny relativně nízké hodnoty residuí a imbalancí, kterých bylo potřeba dosáhnout. Kritérium ro konvergenci residuí bylo $1 \cdot 10^{-5}$ a kritérium pro konzervaci imbalancí bylo nastaveno na hodnotu 0,0001. Pokud by hodnota imbalancí byla příliš velká nelze simulaci považovat za správnou.

5.5 Průběh numerických simulací

Simulace tří nových variant (plus, minus a mix) byly spouštěny s počátečními hodnotami z výsledků nominální varianty. Tento přístup umožnil klidnější průběh a rychlejší konvergenci numerických simulací nových variant. Při simulacích bylo dosaženo požadovaných kritérií konvergence, což naznačuje, že i výpočetní síť byla zvolena správně. Díky dostatečnému výpočetnímu výkonu počítače se přibližná doba trvání jednoho výpočtu pohybovala okolo 2 hodin. Na Obr. 22 je zobrazen průběh výpočtu varianty mix, a to v podobě residuí a imbalancí.

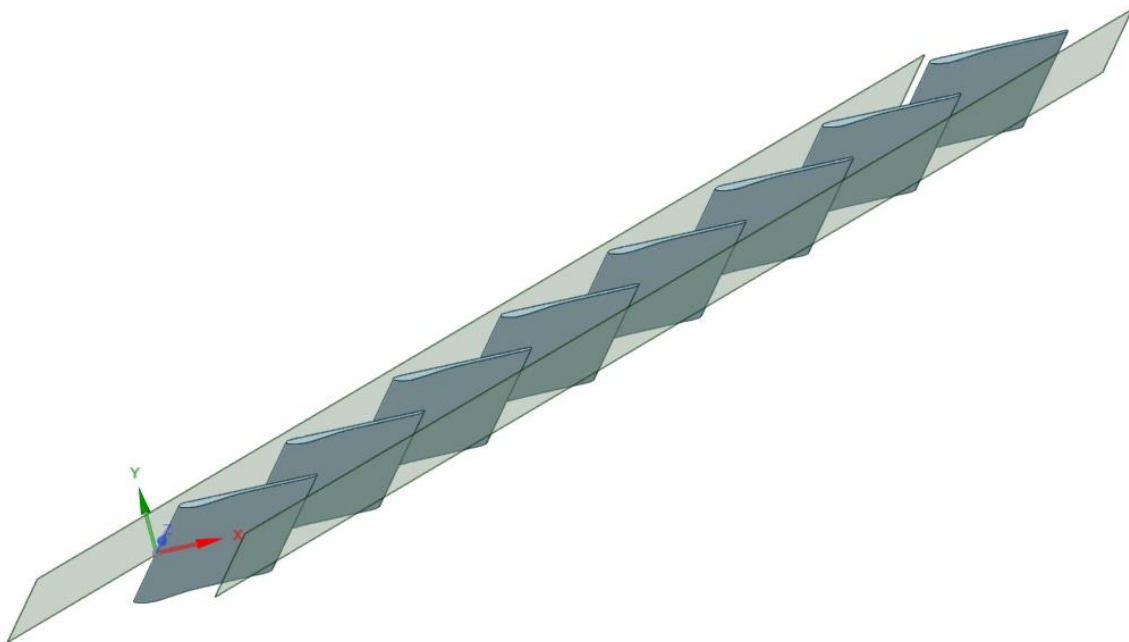


Obr. 22 průběh numerické simulace varianty mix

6 Výsledky numerických simulací

Zakončením všech numerických simulací je analýza dosažených výsledků. V této diplomové práci byly vyhodnoceny všechny varianty samostatně a poté porovnány s variantou nominální. Nakonec byly porovnány také všechny mezi sebou. Hlavními sledovanými parametry byly tlakové ztráty vyhodnocované v rovinách umístěných před a za lopatkovou kaskádou (Obr. 23). Tyto roviny byly umístěny 20 mm před a 5 mm za lopatkovou kaskádou. Dalším bodem zájmu bylo také to, jak malé změny geometrie lopatek ovlivní proudové pole těsně za kaskádou.

V následujících podkapitolách dojde tedy k rozboru výsledků z jednotlivých provedených numerických simulací. Za tímto účelem poslouží tabulky výsledných hodnot, grafické výstupy ze simulací a grafy.



Obr. 23 Zobrazení rovin pro vyhodnocení

6.1 Varianta – nominal

Numerická simulace této varianty proběhla s ideální geometrií lopatek umístěných v lopatkové kaskádě provozované na KKE. CAD model lopatek byl vytvořen ze zadaného profilu lopatek. Ty pak byly zasazeny do uměle vytvořeného objemu, představujícího průtočnou část reálného kanálu.

Výsledky varianty nominal budou použity jako výchozí pro porovnávání s nově vzniklými variantami plus, minus a mix.

Tab. 6 Výsledné hodnoty – nominal

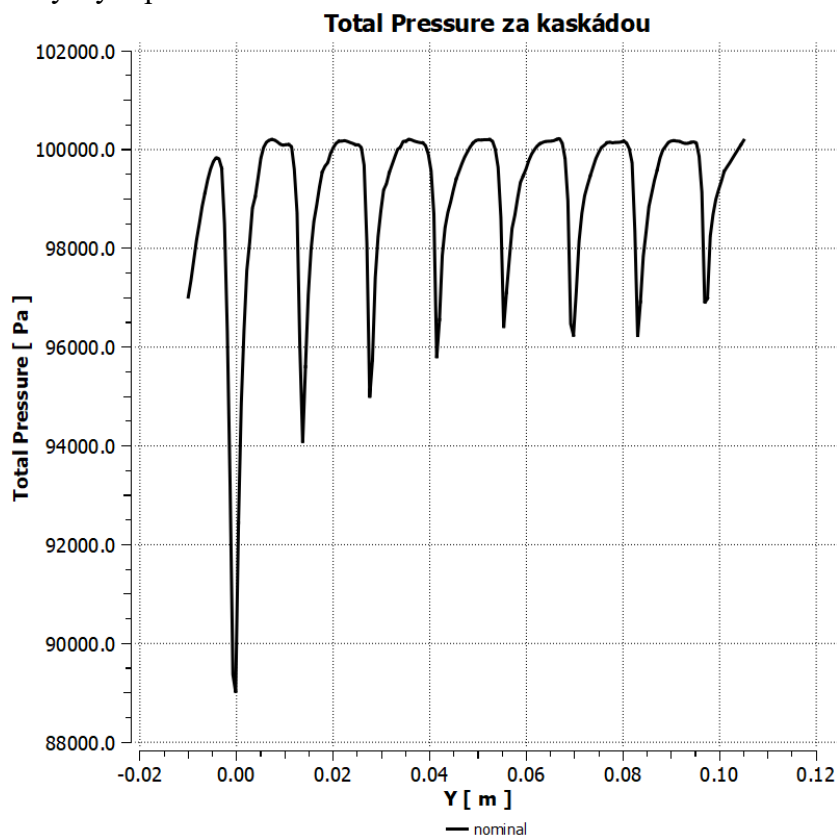
	Vstup	Výstup	Jednotky
Celková teplota	291.064	291.064	[K]
Statická teplota	280.680	280.406	[K]
Celkový tlak	100150	99153.8	[Pa]
Statický tlak	88197.5	87020.4	[Pa]
Machovo číslo	0.430	0.436	[-]
Hmotnostní tok	1.454	-1.454	[kg s ⁻¹]

V tabulce (Tab. 6) jsou uvedeny souhrnné výsledné hodnoty sledovaných veličin na vstupu a výstupu výpočetní domény. Tlaková ztráta vypočtená v rovinách před a za lopatkovou kaskádou je následující tabulce (Tab. 7). Celkový tlak za kaskádou je daný průměrem hodnot v mezi – kanálech a úplavech.

Tab. 7 Tlaková ztráta – nominal

	Rovina před lopatkami	Rovina za lopatkami	Tlaková ztráta Δp	Jednotky
Celkový tlak	100151.0	99164.6	986.516	[Pa]

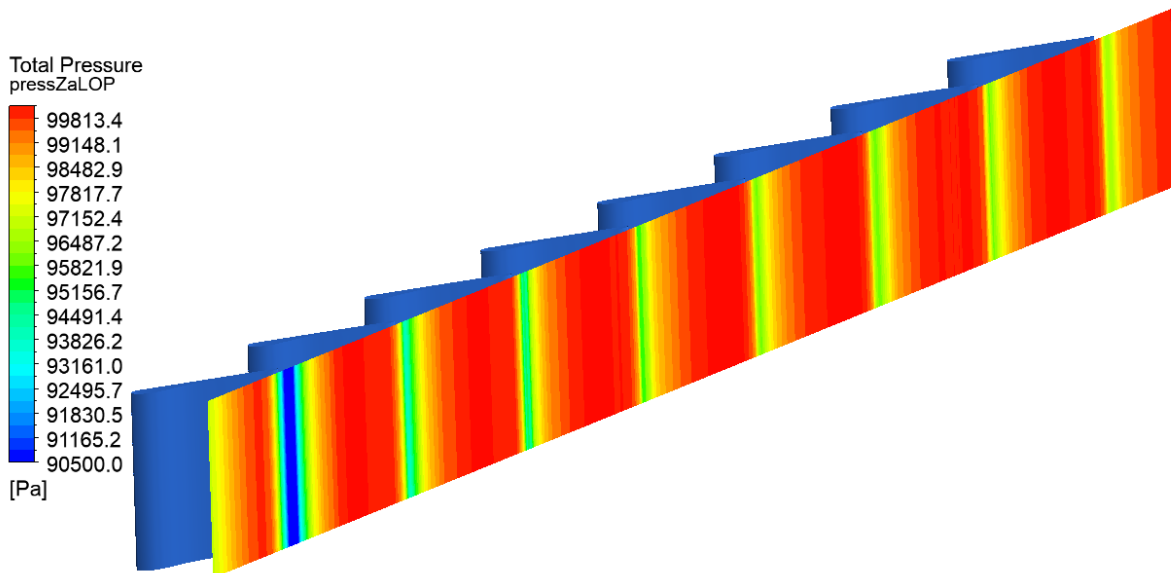
Celková tlaková ztráta za lopatkami nominálního tvaru činí 986,5 Pa. Průběh celkového tlaku v příčném směru za kaskádou je možné sledovat na Obr. 24, kde je tento průběh zobrazen v 50% výšce lopatek.



Obr. 24 Průběh tlaku – nominal

K většímu poklesu tlaku oproti ostatním dochází u první lopatky. To je dáno jejím umístěním v blízkosti stěny kanálu. Ztráta celkového tlaku u stěn může být převažující a zkreslovat. Důležité proto budou převážně lopatky, které jsou uprostřed kaskády.

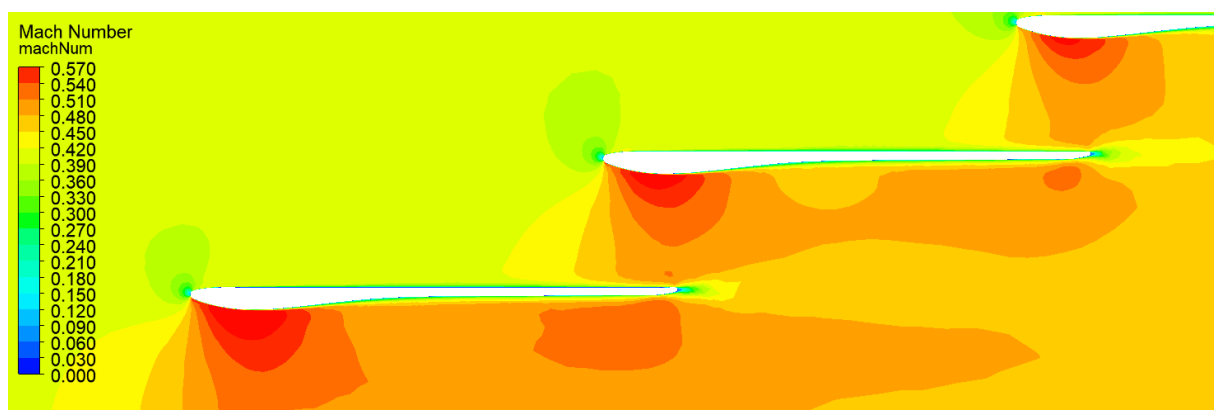
Celková distribuce tlaku v rovině za lopatkami je pomocí kontur vykreslena na Obr. 25.



Obr. 25 Distribuce tlaku za lopatkami – nominal

Tlak v rovině před lopatkovou mříží je v celém průřezu objemem výpočetní domény stejný jako byl zadáný v nastavení numerické simulace na vstupu. Nemá tedy smysl jej zobrazovat vykreslením kontur.

Proudění ve výpočetní doméně je subsonické (podzvukové) a pro lepší porozumění celkového proudového pole je na obr. 26 zobrazeno Machovo číslo (Obr. 26).



Obr. 26 Machovo číslo – nominal

6.2 Varianta – plus

Tento model vzniknul za účelem schopnosti podchycení malých změn v geometrii numerickou simulací. Lopatky pro tuto variantu byly „přifouknuty“ o 0,05 mm a umístěny do lopatkové kaskády místo lopatek nominálních.

Výsledky varianty plus budou porovnávány s variantou nominal.

Tab. 8 Výsledné hodnoty – plus

	Vstup	Výstup	Jednotky
Celková teplota	290.930	290.930	[K]
Statická teplota	280.68	280.367	[K]
Celkový tlak	100150.0	99044.1	[Pa]
Statický tlak	88340.4	87020.5	[Pa]
Machovo číslo	0.427	0.434	[-]
Hmotnostní tok	1.447	-1.447	[kg s ⁻¹]

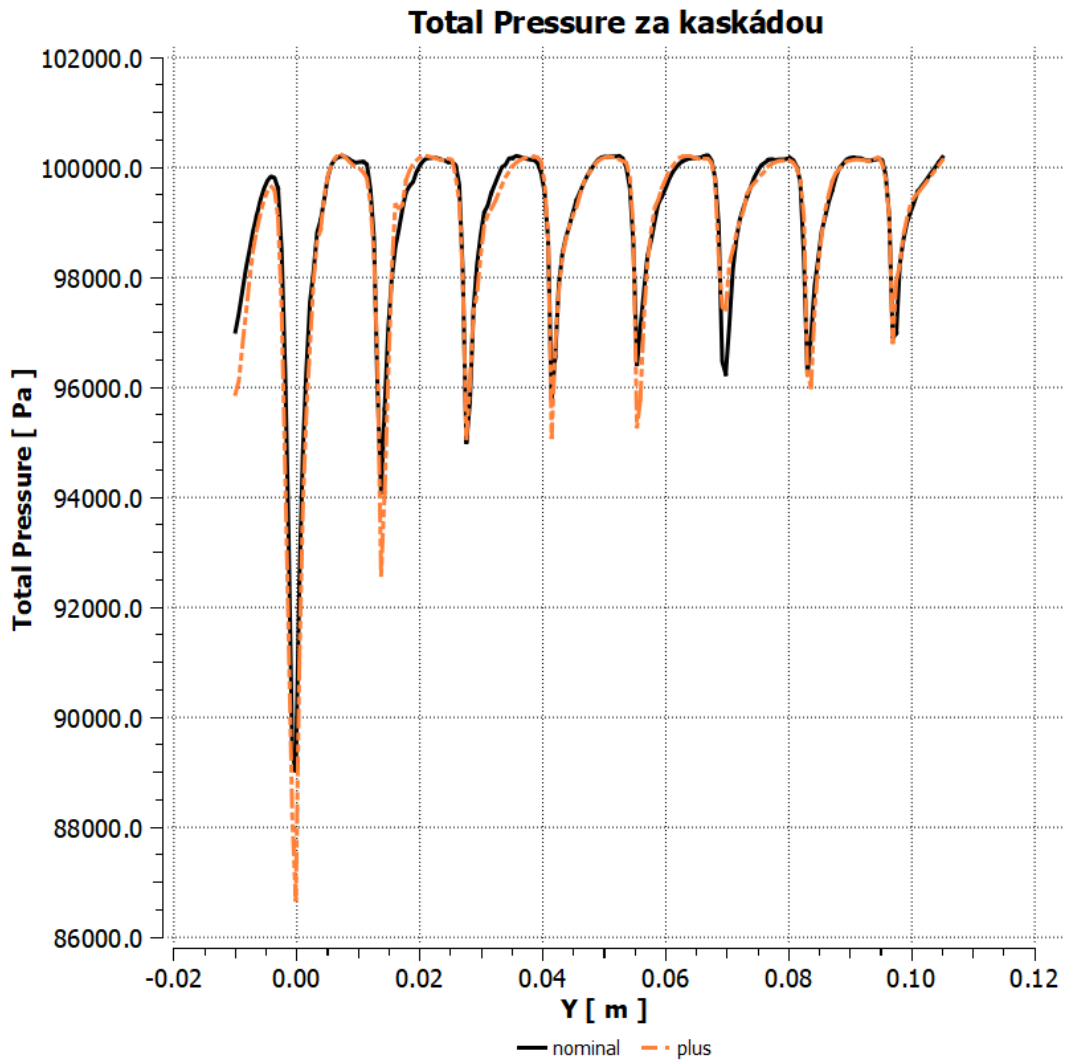
Zvětšení lopatek (jak je patrné z Tab. 8) vedlo ke snížení hmotnostního toku o 0.007 [kg s⁻¹]. Nejedná se o změnu velikou, avšak vzhledem k minimální změně geometrie lopatek je znatelná a poukazuje na to, že výpočetní síť byla zvolena správně. Tlaková ztráta je v tomto případě vyšší nežli u nominální geometrie (Tab. 9).

Tab. 9 Tlaková ztráta – plus

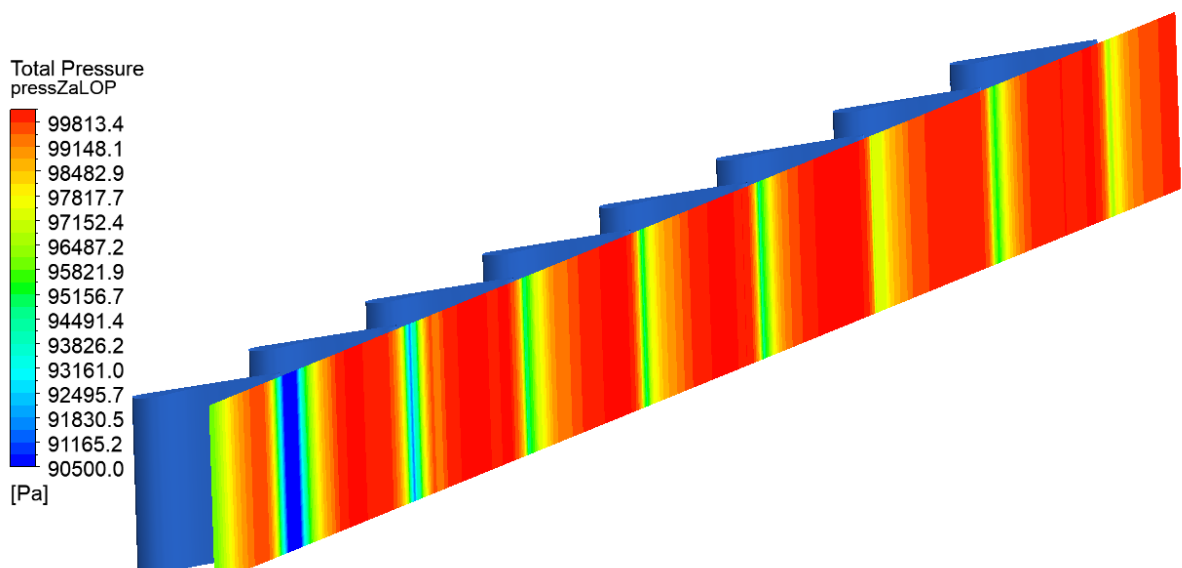
	Rovina před lopatkami	Rovina za lopatkami	Tlaková ztráta Δp	Jednotky
Celkový tlak	100153.0	99006.3	1146.16	[Pa]

Průběh tlaku za lopatkovou mříží je v Obr. 28 porovnán s průběhem tlaku nominální geometrie, kde jsou tedy patrné rozdíly těchto dvou variant. Skoky celkového tlaku za lopatkou 2 značí, že by síť v této oblasti měla být jemnější.

Z obrázku celkové distribuce tlaku za lopatkovou mříží je patrné, že došlo k rozšíření pásem s nižším tlakem (Obr. 27). Tím je zaznamenáno ovlivnění proudového pole většími lopatkami. Opět se projevuje i blízkost stěny výpočetní domény u tlakového poklesu za lop1 oproti ostatním lopatkám.

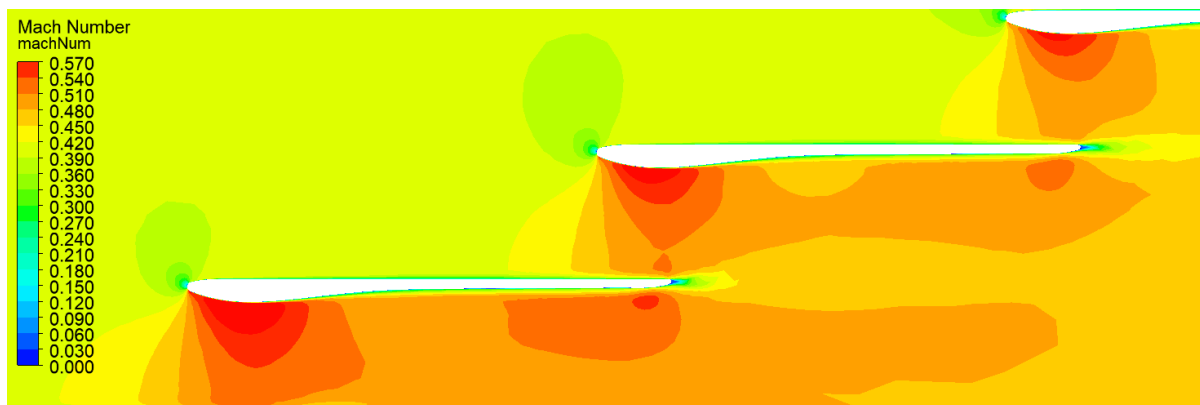


Obr. 28 Průběh tlaku – plus



Obr. 27 Distribuce tlaku za lopatkami – plus

Rozložení rychlosti proudění se v tomto případě moc nezměnilo. Oblasti maximální rychlosti proudění pouze o trochu zvětšily následkem zúžení kanálů mezi lopatkami (Obr. 29).



Obr. 29 Machovo číslo – plus

6.3 Varianta – minus

Ve variantě minus došlo úpravou geometrie lopatek k rozšíření kanálů mezi nimi. Tato varianta vznikla „ufouknutím“ nominálních lopatek tzn. zmenšením ve směru povrchových normál opět o 0,05 mm. Zvětšením kanálů mezi lopatkami opět došlo ke změnám hodnot celkových výsledků (Tab. 10).

Tab. 10 Výsledné hodnoty – minus

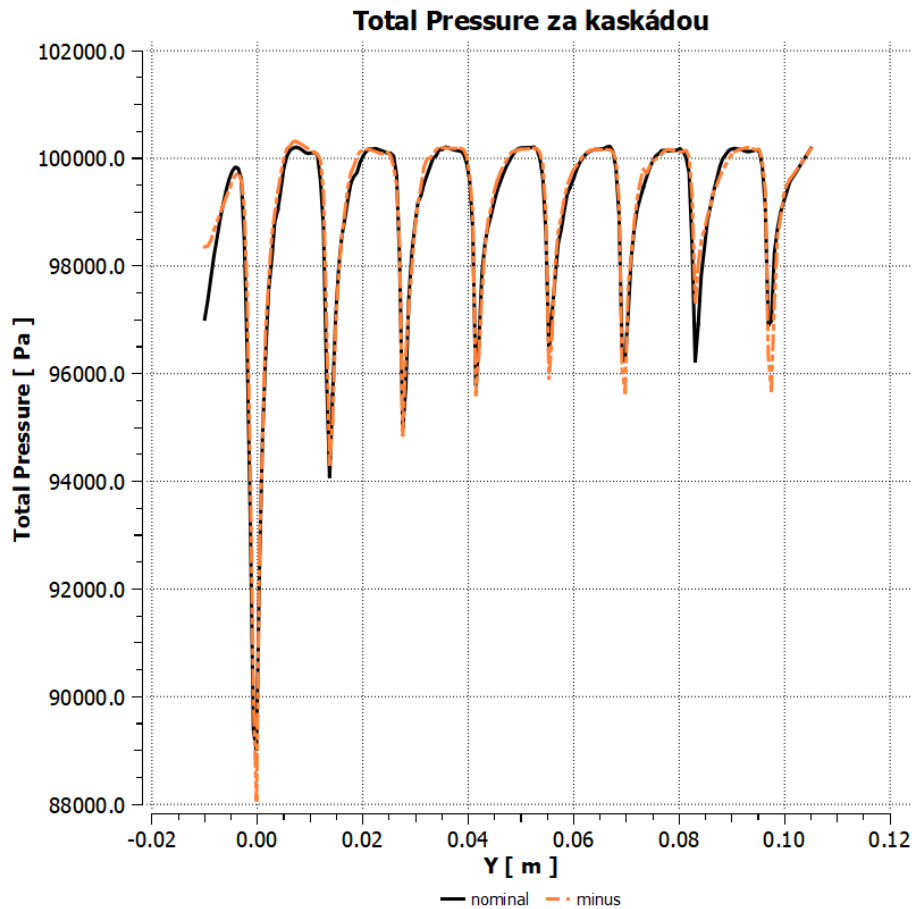
	Vstup	Výstup	Jednotky
Celková teplota	291.149	291.15	[K]
Statická teplota	280.68	280.426	[K]
Celkový tlak	100150.0	99230.8	[Pa]
Statický tlak	88107.5	87020.3	[Pa]
Machovo číslo	0.432	0.437	[-]
Hmotnostní tok	1.459	-1.459	[kg s ⁻¹]

Tlaková ztráta této varianty je vlivem užších lopatek nejmenší ze všech variant (Tab. 11). Hmotnostní tok je naopak největší. Na těchto hodnotách je pozorovatelné, že je tyto změny pomocí CFD možné pochytit.

Tab. 11 Tlaková ztráta – minus

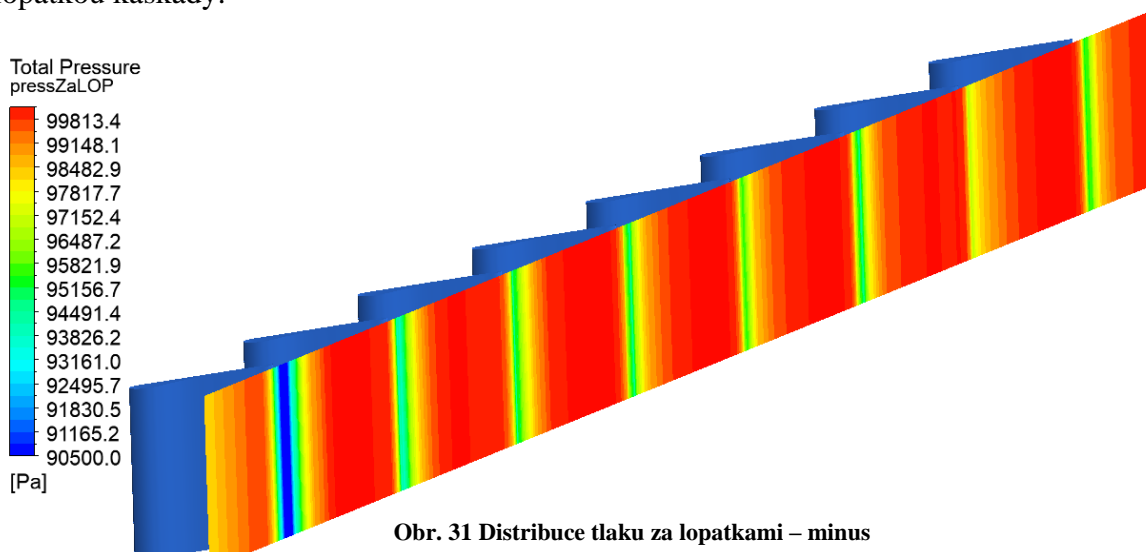
	Rovina před lopatkami	Rovina za lopatkami	Tlaková ztráta Δp	Jednotky
Celkový tlak	100151.0	99217.8	932.781	[Pa]

V porovnání s nominální variantou jsou poklesy celkového tlaku za lopatkami téměř identické (Obr. 30). To se tedy odráží na celkové tlakové ztrátě lopatkové mříže s rozšířenými hrdly mezi lopatkami.



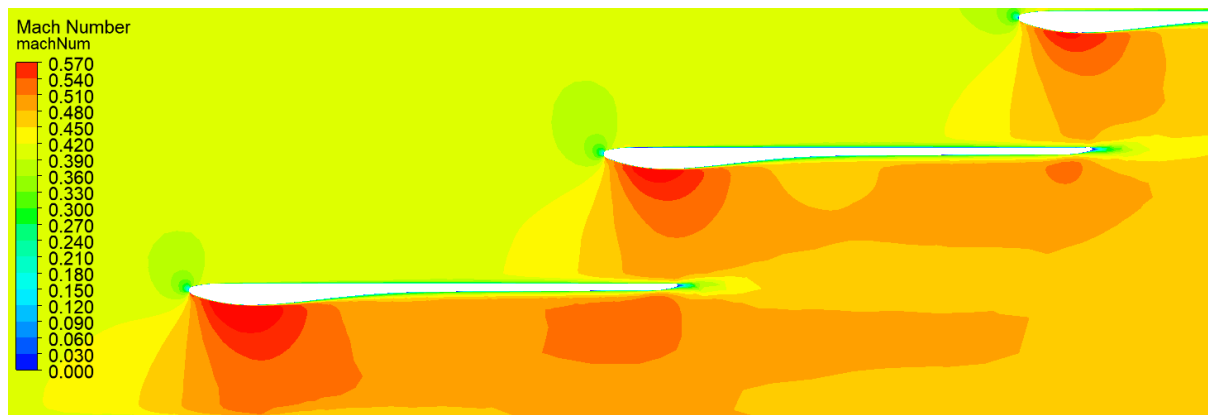
Obr. 30 Průběh tlaku – minus

Z vykreslených kontur celkové distribuce tlaku je patrné zúžení oblastí menšího tlaku za lopatkami (Obr. 31). Jako u předchozích variant je zde patrná větší tlaková ztráta za první lopatkou kaskády.



Obr. 31 Distribuce tlaku za lopatkami – minus

Oproti předchozím variantám jsou ve variantě minus oblasti s maximálním Machovým číslem o něco menší (Obr. 32). Ve výpočetní doméně je proudění opět subsonické a maximální hodnota Machova čísla je 5,7.



Obr. 32 Machovo číslo – minus

6.4 Varianta – mix

Ve variantě mix došlo k prostrídání zvětšených a zmenšených lopatek v kanálu. Jejich pořadí bylo lop1 – zvětšená, lop2 – zmenšená a takto se střídaly dále až po 8. lopatku umístěnou v kanálu. Takto uspořádané lopatky nahradily nominální s ideální geometrií. Varianta mix vznikla jako simulace toho, kdyby každá lopatka umístěná vedle sebe byla vyrobena s jinou odchylkou.

I tyto změny v geometrii výpočetní domény měly vliv na výsledné hodnoty simulace (Tab. 12 Výsledné hodnoty – mix).

Tab. 12 Výsledné hodnoty – mix

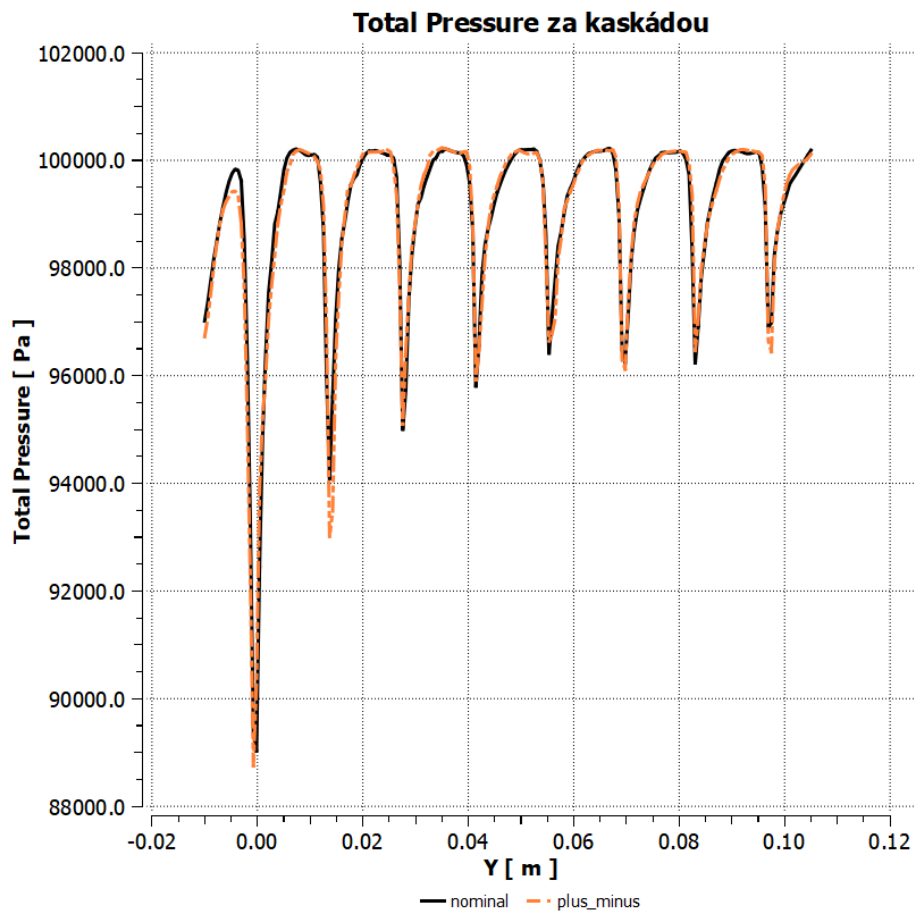
	Vstup	Výstup	Jednotky
Celková teplota	291.025	291.025	[K]
Statická teplota	280.680	280.392	[K]
Celkový tlak	100150.0	99125.1	[Pa]
Statický tlak	88239.1	87020.2	[Pa]
Machovo číslo	0.429	0.435	[-]
Hmotnostní tok	1.452	-1.452	[kg s ⁻¹]

Hodnota hmotnostního toku se liší od nominální varianty pouze o 0,002 [kg s⁻¹]. Je to dáno tím, že hrdla mezi lopatkami jsou vlastně stejné velikosti. Změna geometrie se ale projeví na hodnotě tlakové ztráty (Tab. 13 Tlaková ztráta – mix), která je vyšší a blíží se spíše tlakové ztrátě varianty plus.

Tab. 13 Tlaková ztráta – mix

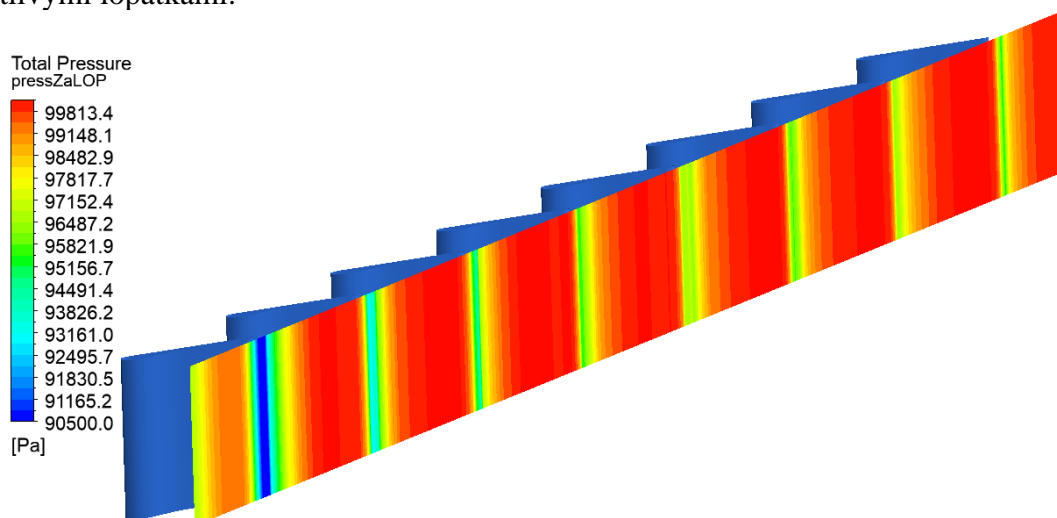
	Rovina před lopatkami	Rovina za lopatkami	Tlaková ztráta Δp	Jednotky
Celkový tlak	100148.0	99118.9	1029.15	[Pa]

Z grafu (Obr. 33) tlakového poklesu za lopatkami v této variantě je patrné že i velikosti poklesu tlaku se střídají jako lopatky samotné.



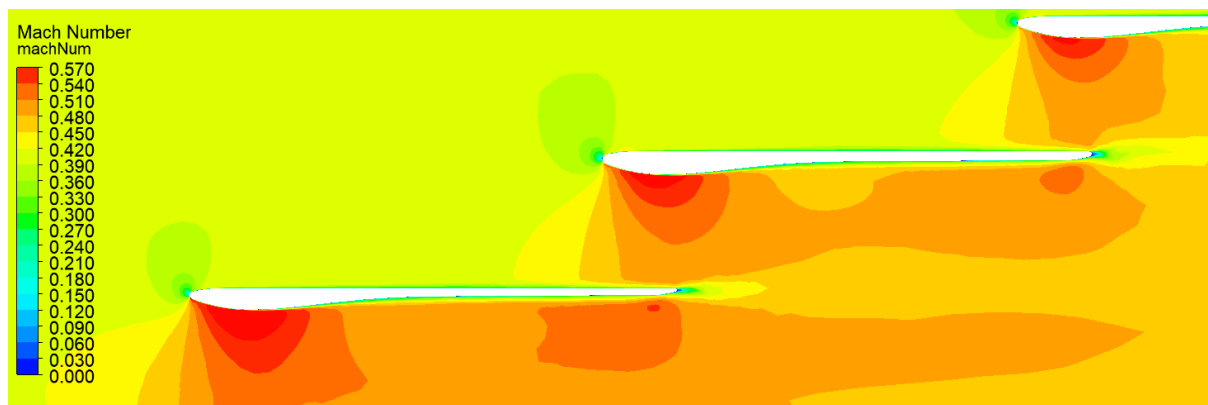
Obr. 33 Průběh tlaku – mix

Celková distribuce tlaku za touto prostřídanou kaskádou vypadala následovně (Obr. 34). Při detailnějším pohledu je i zde patrné střídání šířky oblastí s tlakovým poklesem za jednotlivými lopatkami.



Obr. 34 Distribuce tlaku za lopatkami – mix

Rozložení Machova čísla (Obr. 35) je obdobné jako v ostatních variantách.



Obr. 35 Machovo číslo – mix

6.5 Porovnání výsledků mezi sebou

V této kapitole budou uvedeny výsledky všech variant pohromadě, tak aby byly co nejpatrnější rozdíly mezi nominální geometrií a třemi nově vytvořenými. Jako první bude uvedena tabulka s vybranými hodnotami pro porovnání výsledků simulací jednotlivých variant (Tab. 14). Dále pak budou zobrazeny kontury rozložení tlaku na přetlakové straně lopatky s detailem náběžné hrany (**Error! Reference source not found.**).

Tab. 14 Porovnání výsledků jednotlivých variant

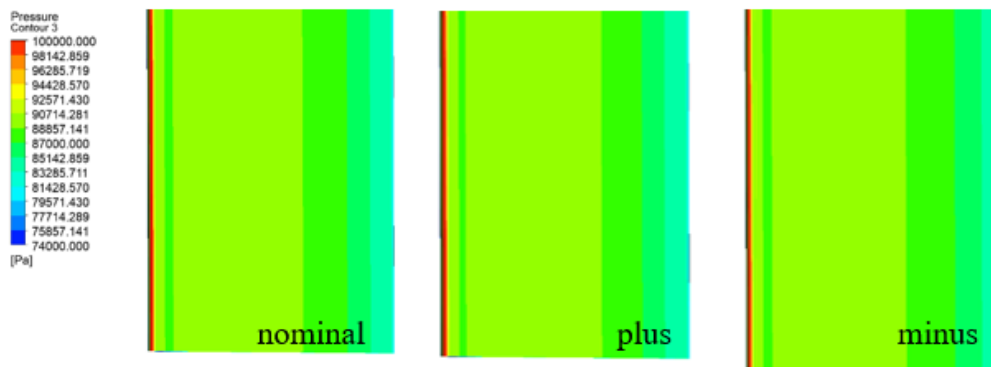
	nominal	plus	minus	mix	Jednotky
Statická teplota (vstup)	280.68	280.68	280.68	280.68	[K]
Statická teplota (výstup)	280.406	280.367	280.426	280.392	[K]
Tlaková ztráta (Δp)	986.516	1146.160	932.781	1029.15	[Pa]
Machovo číslo (výstup)	0.436	0.434	0.437	0.435	[-]
Hmotnostní tok (výstup)	1.454	1.447	1.459	1.452	[kg s ⁻¹]

Z tabulky (Tab. 14) je patrné, že změny provedené v geometrii lopatek měly největší vliv na tlakovou ztrátu kaskády. Celkové rozdíly změny tlakových ztrát oproti nominální jsou v tabulce Tab. 15.

Tab. 15 Rozdíly tlakových ztrát

	Varianta nominal	Varianta plus (oproti nominální)	Varianta minus (oproti nominální)	Varianta mix (oproti nominální)
Tlaková ztráta [Pa]	986.516	+ 159.64	-53.74	+ 42.63

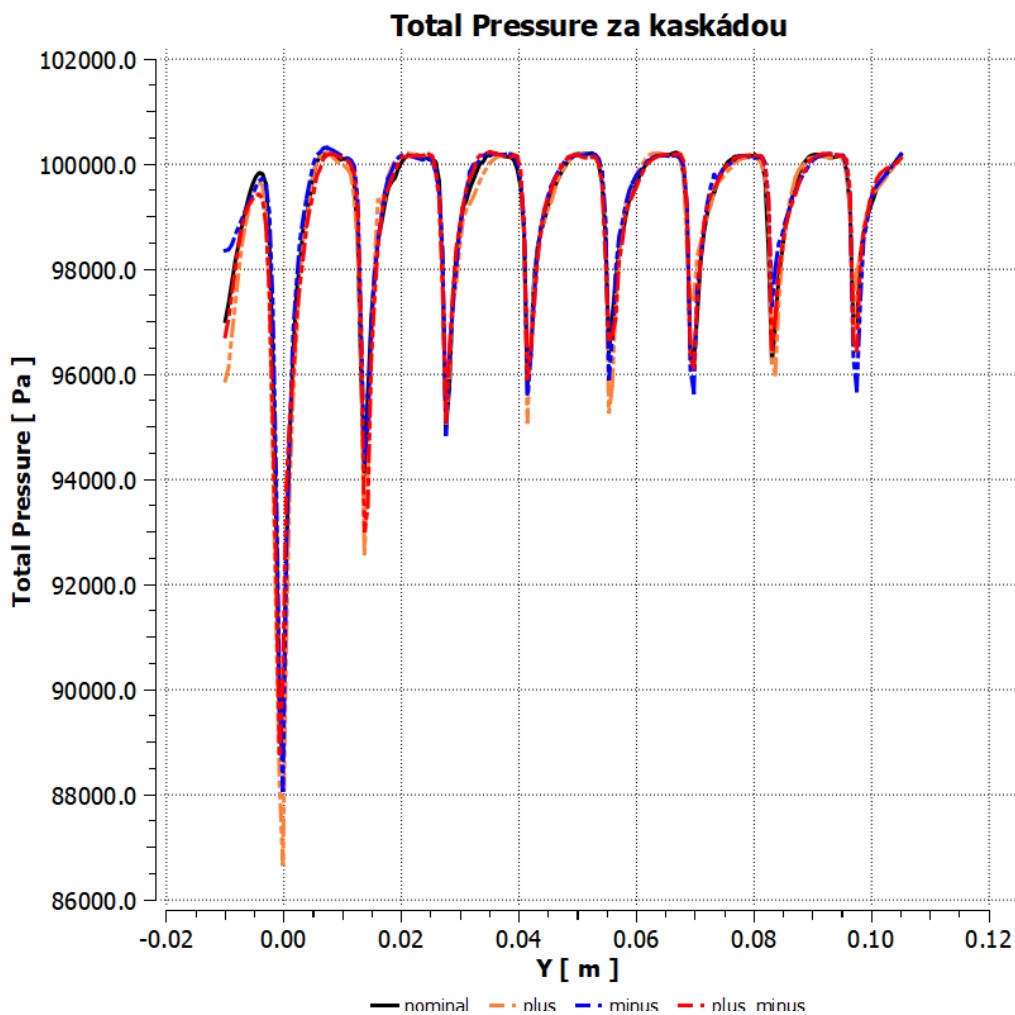
Jak je patrné z obrázku rozložení tlaku na povrchu modifikovaných lopatek se neliší od toho na geometrii nominální.



Obr. 36 Rozložení tlaku – přetlaková strana

Pro porovnání toho, jak vypadá tlakový profil těsně za lopatkovou kaskádou byly předchozí grafy spojeny do jednoho (

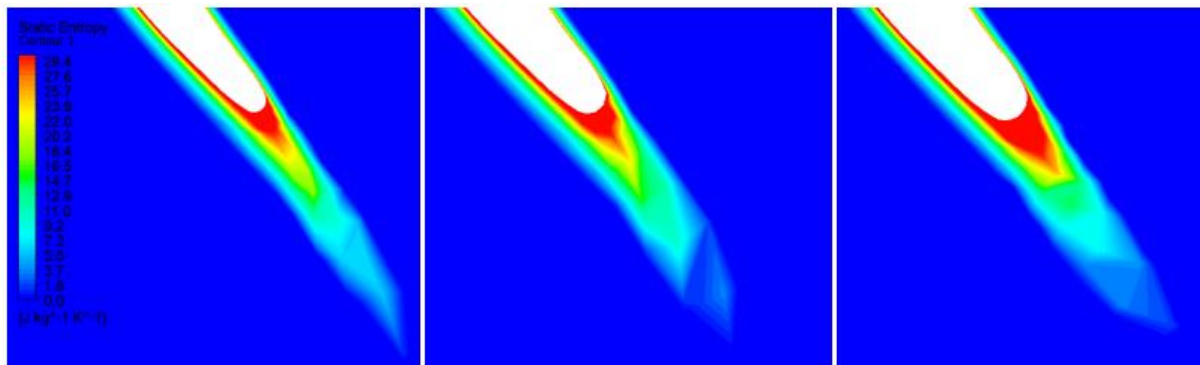
Obr. 37). Zde je viditelné, jak jednotlivé modifikace lopatek ovlivňují tlak v porovnání



Obr. 37 Porovnání průběhu tlaku všech variant

s nominálními lopatkami. Patrné jsou i rozdíly mezi jednotlivými variantami.

Porovnána byla také produkce entropie v okolí odtokové hrany mezi nominálním a dvěma novými tvary (zmenšeným a zvětšeným). Na Obr. 38 je nominální geometrie zobrazena uprostřed. Vlevo od ní je lopatka zmenšená a vpravo lopatka zvětšená. Provedené numerické simulace ukazují, že s tloušťkou lopatky roste i oblast produkce entropie. Jak ukazují i výsledky z provedených numerických simulací, toto ovlivňuje nárůst, či pokles tlakových ztrát v lopatkové kaskádě.



Obr. 38 Produkce entropie v oblasti odtokové hrany

7 Závěr

V diplomové práci došlo k vytvoření postupu pro podchycení minimálních geometrických změn lopatek pomocí CFD. Za tímto cílem byla upravena geometrie profilu lopatky zvětšením a zmenšením ve směru povrchových normál.

Během řešení práce bylo zjištěno, že i změny geometrie lopatek v rámci jedné desetin milimetru mají na výsledné hodnoty vliv. V lopatkové kaskádě, na které byly simulace provedeny se tyto změny odráží na tlakové ztrátě kaskády. Zvětšení lopatek o 0,05 [mm] má za následek nárůst tlakové ztráty přibližně o 160 [Pa]. Důsledky geometrických nejistot v lopatkách na proudění jsou malé a mohlo by být problematické je v reálu měřit (nejistoty měření). V reálných turbínách pak mohou tyto výrobní nepřesnosti lopatek způsobovat změnu výkonu oproti návrhovému stavu.

Citlivostní analýza výpočetní sítě ukázala, že pro pochycení těchto změn je možné pouze s dostatečně jemnou výpočetní sítí, tak aby co nejideálněji zachytila tvar lopatek i s geometrickými nejistotami. Vybízí se zde i možnost zkoumat tímto způsobem vliv reálných výrobních nepřesností či poškození lopatek naskenovaných 3D skenerem. Tyto sítě by pak musely být ještě jemnější, tak aby buňky nebyly větší, než jsou geometrické nepřesnosti. Tím značně rostou nároky na potřebný výpočetní výkon.

Výsledky numerických simulací by bylo dobré porovnat s daty z experimentů. Pro to by bylo nutné modelovat i zbytek experimentálního zařízení „Bublina“ na KKE, ve kterém je tato lopatková kaskáda umístěna. To by mohlo být zájmem dalšího výzkumu

Seznam použité literatury

- HEJZLAR, Radko. Sdílení tepla. Vyd. 4. V Praze: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02974-3.
- LINHART, Jiří. Přednášky z předmětu Přenos tepla a hmoty.
- URUBA, Václav. Mechanika tekutin I. elektronické studijní materiály. Plzeň: Západočeská univerzita, 2015.
- URUBA, Václav. Turbulence. 2., přeprac. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2014. ISBN 978-80-01-05600-4.
- MAREŠ, Radim. Kapitoly z termomechaniky. Plzeň: Západočeská univerzita, 2008, 1 CD-ROM. ISBN 978-80-7043-706-3.
- NOSKIEVIČ, Jaromír. Mechanika tekutin. Praha: SNTL, 1987.
- LINHART, Jiří. Mechanika tekutin I. 2. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009. ISBN 978-80-7043-766-7.
- URUBA, Václav. Turbulence. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04330-1.
- KOZUBKOVÁ, M. Modelování proudění tekutin. VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2008
- SPURK, Joseph H., AKSEL, N. Fluid Mechanics. Second edition. Berlin: Springer, 2008. 531 s. ISBN 978-3-540-73536-6
- DIXON, S.L., HALL, C. A. Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. 6th ed. Burlington: Butterworth-Heinemann, 2010. xviii, 459 s. ISBN 978-1-85617-793-1.
- VIMMR, Jan. Přednášky z předmětu Úvod do modelování v mechanice.
- Basics of turbulent flow [online]. Dostupné z: <http://www.mit.edu/course/1/1.061/www/dream/SEVEN/SEVENTHEORY.PDF>
- Lautrup, B., Physics of Continuous Matter, Exotic and Everyday Phenomena in the Macroscopic World. The Niels Bohr Institute, University of Copenhagen, Denmark, 2005. ISBN 0 7503 0752 8
- WENDT, John F., ed. Computational Fluid Dynamics: An Introduction. 3rd Edition. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2009. ISBN 978-3-540-85055-7.
- BLEJCHAŘ, Tomáš. Turbulence Modelování proudění - CFX. VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010. Učební text.
- Aschenbruck, J., Meinzer, C.E., Seume, J.R. (2013), Influence of regeneration-induced variances of stator vanes on the vibration behaviour of rotor blades in axial turbines, Proceedings of 10th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC10, April 15-19, Lappeenranta, Finland

- Bauer, F., Schrapp, M. and Szijarto, J. (2019), 'Accuracy analysis of a piece-to-piece reverse engineering workflow for a turbine foil based on multi-modal computed tomography and additive manufacturing', *Precision Engineering* 60, 63 – 75.
- Chen, L., Li, B. and Jiang, Z. (2017), 'Inspection of assembly error with effect on throat and incidence for turbine blades', *Journal of Manufacturing Systems* 43, 366 – 374. Special Issue on the 12th International Conference on Frontiers of Design and Manufacturing.
- Dow, E. (2015), Robust design and tolerancing of compressor blades, Ph.D. thesis, MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY
- Kolmakova, Daria, Baturin, Oleg, and Popov, Grigorii (2014). "Effect of Manufacturing Tolerances on the Turbine Blades." *Proceedings of the ASME 2014 Gas Turbine India Conference*. ASME 2014 Gas Turbine India Conference. New Delhi, India. December 15–17. V001T02A004. ASME.
- Luo, J. and Liu, F. (2018), 'Statistical evaluation of performance impact of manufacturing variability by an adjoint method', *Aerospace Science and Technology* 77, 471 – 484.
- McBean, I. (2017), 16 - Manufacturing technologies for key steam turbine parts, in T. Tanuma, ed., 'Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants', Woodhead Publishing, pp. 381 – 393.
- Montomoli, F., Massini, M. and Salvadori, S. (2011), 'Geometrical uncertainty in turbomachinery: Tip gap and fillet radius', *Computers & Fluids* 46(1), 362 – 368. 10th ICFD Conference Series on Numerical Methods for Fluid Dynamics (ICFD 2010).
- Nilsson, P. (2016), A Study on the Impact of Blade Tolerances on Turbine Performance, MSc thesis, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY
- Schwenke, H., et al. (2008), Geometric error measurement and compensation of machines - An update. *Cirp Annals-Manufacturing Technology*, 57(2): p. 660-67
- Slocum, A. H. (1992), Precision Machine-Design-Macromachine Design Philosophy and Its Applicability to the Design of Micromachines. *Ieee Micro Electro Mechanical Systems: An Investigation of Micro Structures, Sensors, Actuators, Machines and Robots*, 1992: p. 37-42
- Wang, X. and Zou, Z. (2019), 'Uncertainty analysis of impact of geometric variations on turbine blade performance', *Energy* 176, 67 – 80.
- Xia, Z., Luo, J. and Liu, F. (2019), 'Performance impact of flow and geometric variations for a turbine blade using an adaptive NIPC method', *Aerospace Science and Technology* 90, 127 – 139.
- Yang, J., Xiong, J., McBean, I., Havakechian, S., Liu, F., and Luo, J., (2017), Performance impact of manufacturing variations for multistage steam turbines, *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 33, No. 4, pp. 1031-1036
- Zhu, Z.-Q., Zhang, Y., Chen, Z.-T. and Jiang, Z.-P. (2020), 'A methodology for measuring and evaluating geometric errors of aero-engine blades based on genetic algorithm', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* 234(1-2), 260–269.
- Zou, Z., Wang, S., LIU, H., Zhang, W. (2018), *Axial Turbine Aerodynamics for Aero-engines, Flow Analysis and Aerodynamics Design*, Springer Singapore

Seznam obrázků

Obr. 1 Laminární a turbulentní proudění, Basics of turbulent flow	16
Obr. 2 Průběh rychlosti při turbulentním proudění, Linhart.....	19
Obr. 3 Tloušťka mezní vrstvy, Lautrup (2005)	20
Obr. 4 Propojení CFD s experimenty a teorií, Anderson, Jr. (2009).....	21
Obr. 5 Metody pro řešení turbulentního proudění, Blejchař (2010).....	22
Obr. 6 Přehled turbulentních modelů pro ANSYS CFX, Blejchař (2010)	23
Obr. 7 Přehled tvaru prvků výpočetních sítí, Blejchař (2010).....	24
Obr. 8 Základní typy výpočetních sítí, Blejchař (2010)	24
Obr. 9 Definice montážních chyb (vlevo) a naměřené odchylky (vpravo), Chen et al. (2017).....	25
Obr. 10 Projev montážních chyb mezi lopatkami: (a) – nominální stav, (b) – obvodová chyba, (c) – axiální chyba, Chen et al. (2017)	26
Obr. 11 Vliv zaoblení špičky rotorových turbinových lopatek, Montomoli et al. (2011).....	27
Obr. 12 Srovnání produkce entropie v oblasti odtokové hrany mezi nominálním a extrémním tvarem (CW), Wang & Zou (2019)	28
Obr. 13 Ztrátový koeficient celkového tlaku podél rozteče lopatek, Aschenbruck et al. (2013).....	28
Obr. 14 Zjemnění sítě kolem lopatky s detailem mezní vrstvy	30
Obr. 15 Detail mezní vrstvy sítě T3.....	31
Obr. 16 Nestrukturovaná síť	31
Obr. 17 Rozložení Y+ na povrchu lopatek	32
Obr. 18 Geometrické modifikace lopatky	33
Obr. 19 Dimenze loparkové mříže, L. Pinelli, A. Lo Balbo, V. Slama, P. Eret (2017) ..	34
Obr. 20 Síť celé výpočetní domény	35
Obr. 21 Výpočetní doména v CFX-Pre	36
Obr. 22 průběh numerické simulace varianty mix.....	37
Obr. 23 Zobrazení rovin pro vyhodnocení	38
Obr. 24 Průběh tlaku – nominal.....	39
Obr. 25 Distribuce tlaku za lopatkami – nominal	40
Obr. 26 Machovo číslo – nominal	40
Obr. 27 Distribuce tlaku za lopatkami – plus	42
Obr. 28 Průběh tlaku – plus	42
Obr. 29 Machovo číslo – plus.....	43
Obr. 30 Průběh tlaku – minus	44
Obr. 31 Distribuce tlaku za lopatkami – minus	44
Obr. 32 Machovo číslo – minus.....	45
Obr. 33 Průběh tlaku – mix.....	46
Obr. 34 Distribuce tlaku za lopatkami – mix.....	46
Obr. 35 Machovo číslo – mix	47
Obr. 36 Rozložení tlaku – přetlaková strana	48
Obr. 37 Porovnání průběhu tlaku všech variant	48
Obr. 38 Produkce entropie v oblasti odtokové hrany	49

Seznam tabulek

Tab. 1 Parametry nastavení strukturovaných sítí.....	29
Tab. 2 Parametry nastavení nestrukturovaných sítí.....	31
Tab. 3 Hodnoty pro výběr sítě.....	32
Tab. 4 Souhrn počtu elementů sítí jednotlivých variant.....	35
Tab. 5 Nastavení výpočtu.....	37
Tab. 6 Výsledné hodnoty – nominal.....	39
Tab. 7 Tlaková ztráta – nominal.....	39
Tab. 8 Výsledné hodnoty – plus.....	41
Tab. 9 Tlaková ztráta – plus.....	41
Tab. 10 Výsledné hodnoty – minus.....	43
Tab. 11 Tlaková ztráta – minus.....	43
Tab. 12 Výsledné hodnoty – mix.....	45
Tab. 13 Tlaková ztráta – mix.....	45
Tab. 14 Porovnání výsledků jednotlivých variant.....	47
Tab. 15 Rozdíly tlakových ztrát.....	47