VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

CFD SIMULACE PROUDĚNÍ PÁRY V NEREGULOVANÉM ODBĚRU PARNÍ TURBÍNY

CFD SIMULATION OF STEAM FLOW IN THE UNREGULATED EXTRACTION OF STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. Patrik Filip
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
SUPERVISOR

BRNO 2017

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Patrik Filip**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

CFD simulace proudění páry v neregulovaném odběru parní turbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Stanovte rozsah teplot uvnitř potrubí neregulovaného odběru. Do místa odběru je zaveden vyrovnávací píst s teplotou páry nad 420 °C. Celkově jsou v zadané turbíně 2 místa, pro které je třeba stanovit teplotní ovlivnění. Pro stanovení teplotního profilu vytvořte CFD model ovlivněné oblasti a výpočet modelu proveďte pro vybrané provozní body parní turbíny.

Provozní parametry zadané turbíny:

– Teplota vstupní páry: T0 = 516 °C.
– Tlak vstupní páry: p0 = 93 bar.
– Svorkový výkon na generátoru: Psv = 21046 kW.
– Průtok vstupní páry: m0 = 22,25 kg/s.
– Teplota AK1: TAK1 = 435 °C.
– Teplota AK2: TAK2 = 425 °C.
– Průtok AK1: mAK1 = 0,095 kg/s.
– Průtok AK2: mAK2 = 0,504 kg/s.

Ostatní parametry vhodně zvolte.

Cíle diplomové práce:

1) Rešerše na téma odběry páry a základní popis řešené turbíny.
2) Vytvoření studované geometrie dle 3D modelu turbínové skříně a výkresů lopatkových nosičů.
3) Provést výpočet proudění dle CFD modelu v programu Ansys CFX (zhodnocení výsledků a možných rizik).

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbiny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce na téma CFD simulace proudění páry v neregulovaném odběru parní turbíny se zabývá analýzou vlivu zavedení vyrovnávacího pístu do prostor turbínové skříně s výstupem neregulovaného odběru. První část pojednává obecně o základních pojmech parních turbín, kde je na závěr této kapitoly popsána řešená turbína SST 300. Následuje teoretický úvod do CFD pojmů. Praktická část se zabývá tvorbou 3D modelů, výpočetní sítě a nastavení okrajových podmínek pro výpočet v programu ANSYS CFX. Stěžejní část diplomové práce shrnuje výsledky CFD simulace a stanovuje teplotní rozsah na potrubí odběru. Na závěr je z výsledků doporučena metoda stanovení design teploty odběrů ovlivněných vyrovnávacím pístem.

KLÍČOVÁ SLOVA

CFD simulace, kondenzační parní turbína, neregulovaný odběr, vyrovnávací píst, ANSYS CFX, ICEM, výpočetní síť

ABSTRACT

Diploma thesis named CFD simulation of steam flow in the unregulated extraction of the steam turbine is about an analysis of the balance piston impact on the area of the steam turbine, where the extraction is located. First part describes basic knowledge of the steam turbine in general. At the end of this chapter, there is a description of the solved steam turbine. Next chapter is about introduction to the CFD. Practical part deals with a construction of 3D models, meshing and setting of the boundary conditions in the program ANSYS CFX. The main part of this thesis summarizes the results of the CFD simulation and stipulates the temperature range on the extraction pipe. In conclusion, there is a recommendation how to determine design temperature of the extraction pipe influenced by the balance piston.

KEYWORDS

CFD simulation, condensing steam turbine, unregulated extraction, balance piston, ANSYS CFX, ICEM, meshing

Bibliografická citace

FILIP, P. *CFD simulace proudění páry v neregulovaném odběru parní turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 80 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci na téma Vyvažování rotorů parních turbín jsem vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Jan Fiedler, Dr. a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

V Brně dne 22. května 2017 ……..

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr. za účinnou metodickou a pedagogickou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce. Dále děkuji firmě Siemens s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery, za možnost napsání této práce pod vedením jeho zaměstnanců, zvláště pak děkuji Ing. Michalovi Sedláčkovi za vytvoření zajímavého tématu a jeho praktické rady. Panu Ing. Mariánu Zabloudilovi děkuji za zasvěcení do CFD výpočtů, za jeho rady a čas strávený nad tímto problémem. Největší díky patří mojí rodině za jejich podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod **12**

Cíl diplomové práce ... 12

Metodika vytvoření CFD modelu ... 12

1 Parní turbína **14**

1.1 Carnotizace ... 14

1.2 Regenerace páry ... 16

1.3 Neregulovaný odběr ... 17

1.3.1 Potrubí odběru ... 17

1.3.2 Armatury neregulovaných odběrů ... 17

1.4 Regulovaný odběr ... 19

1.5 Ucpávky ... 20

1.5.1 Schéma ucpávkové páry ... 21

1.6 Vyrovnávací píst ... 23

1.6.1 Způsoby zavedení páry z pístu do turbínové skříně ... 23

1.6.2 Odvodnění ... 24

1.7 Popis řešené turbíny ... 25

2 CFD a základní pojmy **29**

2.1 Obecné rovnice ... 29

2.2 Proudění tekutin ... 30

2.2.1 Laminární proudění ... 30

2.2.2 Turbulentní proudění ... 31

2.2.3 Mezní vrstvy ... 31

2.3 Prostup tepla ... 32

2.4 Vlastnosti výpočetní sítě ... 33

3 CFD model a jeho příprava **34**

3.1 Tvorba geometrie ... 34

3.1.1 Popis tvorby geometrie ... 35

3.1.2 Zjednodušení ... 35

3.2 Tvorba sítě ... 35

3.2.1 Nezávislost sítě ... 36

3.2.2 Geometrie 1 ... 36

3.2.3 Geometrie 2 44
3.3 Okrajové podmínky 45
3.3.1 Geometrie 1 46
3.3.2 Geometrie 2 50

4 Výsledky **53**
4.1 Analýza ovlivnění pístem AK1 – Geometrie 1 53
4.1.1 Provozní stav – GB1 54
4.1.2 Minimální provozní režim – GB10 57
4.1.3 Chod na prázdno – GB7 58
4.1.4 Bod odvodnění – GB8 59
4.1.5 Diskuze k zavedení AK1 60
4.2 Analýza ovlivnění pístem AK2 – Geometrie 2 63
4.2.1 Provozní stav – GB1 63
4.2.2 Minimální provozní režim – GB10 66
4.2.3 Chod na prázdno – GB7 66
4.2.4 Bod odvodnění – GB 8 67
4.2.5 Diskuze k zavedení AK2 69
4.3 Srovnání výsledků s energetickou bilancí 71
4.4 Volba materiálu potrubí odběru 71

Závěr **74**

Literatura **76**

Seznam použitých zkratek a symbolů **77**

Seznam příloh **78**

ÚVOD

Zkratka CFD, z anglického *computational fluid dynamics*, se dá chápat jako věda popisující dynamiku proudění tekutin, přestup tepla a chemické reakce. CFD je úzce spjato s fenoménem numerických metod, kde složité parciální diferenciální rovnice jsou řešeny metodou konečných prvků (nejčastěji metoda konečných objemů). Nutností je správně fyzikálně určit okrajové podmínky, které jsou jedním z hlavních parametrů pro úspěšný výpočet. Základní rovnice popisující chování tekutin vychází ze zákonů zachování hmoty, hybnosti a energie. Vyřešením těchto rovnic dostaneme celé spektrum informací v řešeném objemu. Tyto poznatky nám lépe pomáhají chápat fyzikální podstatu konkrétního problému. Výsledky CFD simulací jsou často používání v oblasti výzkumu a vývoje nebo k analýze problémů související s prouděním tekutin. [1,12]

Hlavní myšlenkou této práce je stanovení teplotního pole v neregulovaném odběru vybrané parní turbíny za účelem úspory financí na materiálu potrubí a armatur odběru (zpětné odběrové klapky). Vybrané místa jsou specifické tím, že je v nich zavedena zpátky pára z vyrovnávacího pístu za účelem zvýšení celkové účinnosti parní turbíny. Současné firemní směrnice vyžadují materiály dimenzované na nejvyšší teplotu – tj. teplota páry jdoucí z vyrovnávacího pístu. Krátkou úvahou jde říci, že teplota v místě odběru by měla ležet mezi teplotou pístu a teplotou páry, procházející průtočným kanálem v místě odběru. Design teplota dle směrnice se pak zdá být předimenzována, avšak dynamika tekutin je komplikovaná a proudy páry se nemusí vždycky dokonale smísit. Proto řešení tohoto problému vyžaduje CFD výpočet, který by měl ukázat, co přesně se při různých provozních stavech v místě odběru děje.

Cíl diplomové práce

Cílem této diplomové práce je tvorba kvalitního 3D modelu a správné nastavení parametrů CFD simulace pro co nejpřesnější výsledky. Provedením několika výpočtů pro vybrané provozní stavy bude stanoven rozsah teplot na potrubí odběru. Za hlavní cíl této práce je pak z rozsahu teplot stanovení design teploty. Ačkoliv je CFD výpočet v této diplomové práci proveden na konkrétní parní turbíně, je předpokládáno možnost určitého zobecnění, protože se jedná o standardizovanou turbínovou skříň. Postup návrhu stanovení design teploty pro potrubí odběru ovlivněné vyrovnávacím pístem je pak možno aplikovat na jiné parní turbíny s podobnými parametry.

Metodika vytvoření CFD modelu

Celý model byl vytvořen v prostředí Ansys Workbench, který přehledně spojuje programy potřebné pro vytvoření celého modelu znázorňující tok dat mezi nimi. Byly použity tyto ANSYS programy:

DM (Desing Modeller) – pro tvorbu a úpravu 3D modelu

ICEM, Meshing – pro vytvoření výpočetní sítě

CFX, CFD – nastavení OP (Setup), výpočetní systém pro numerické řešení (Solution)

POST – pro zpracování výsledků CFD výpočtu (Results)

Dále bylo použito Excelu X Steam v2.6 (IAPWS) pro výpočet parametrů páry v řešeném objemu, k zpracování některých výsledků a k vedlejším výpočtům.

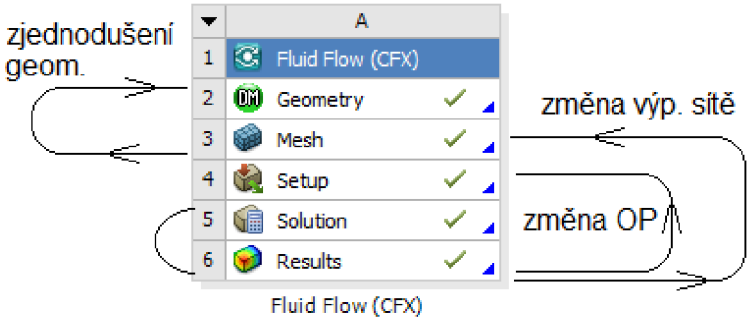
Největší důraz byl kladen na přesnost výpočtu, kde v průběhu iteračního řešení CFX bylo sledováno hned několik parametrů. Mezi nejdůležitější ukazatele správného výpočtu patří:

RMS (Root Mean Square) – tato statistická veličina ukazuje střední hodnotu residuí daných veličin (3 složky rychlosti, hmotnostní zbytek, zbytek z energetické bilance). Pro tento model byl dostačující pokles hodnoty RMS pod $1 \cdot 10^{-3}$ (nejlépe $1 \cdot 10^{-4}$).

Celková nevyváženost – veličina měřená v procentech. Pokles celkové nevyváženosti aspoň pod 1 %. Jelikož je zásadní stanovení teploty ovlivněného odběru, byla sledována nevyváženost energetické bilance.

Monitorované veličiny – byl hlídán vývoj hodnot teploty a součinitel přestupu tepla na povrchu trubky neregulovaného odběru. Při výpočtu byl hledán stacionární stav dané soustavy při daném provozním režimu. A proto bylo požadováno ustálení monitorovaných veličin v iteračním průběhu řešení.

Když jedna z těchto podmínek nebyla splněna, byly zkontrolovány a upraveny okrajové podmínky. Dále byla vytvořena kvalitnější výpočetní síť (zvětšení počtu objemových elementů výrazně prodloužilo výpočetní dobu). Při dosažení velkého počtu buněk sítě musela být zjednodušena geometrie. Zjednodušením se pak ušetřilo velké množství buněk a celý proces tvorby sítě byl výrazně lehčí. Tyto kroky byly opakovány, až se dosáhlo kvalitního výpočtu. Na obrázku níže je znázorněn blok modelu z prostředí Ansys Workbench, kde je vidět tok dat od tvorby geometrie (Geometry) až po zpracování výsledků (Results). Taktéž jsou znázorněny kroky pro zlepšení výsledku výpočtu.



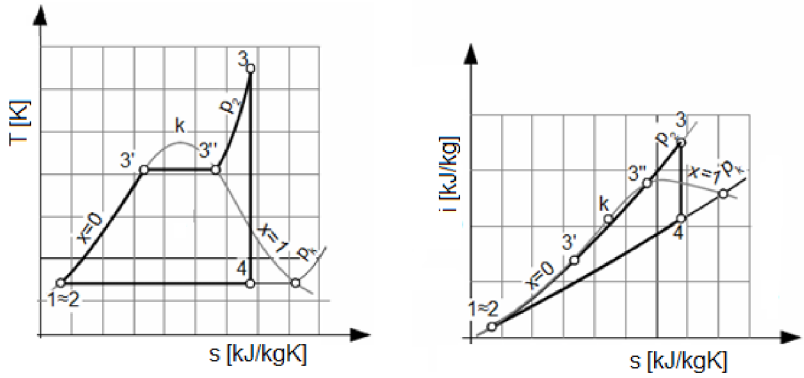
Obrázek 1.0 – Workbench blok

Okrajové podmínky se měnily dle zvolených provozních stavů. Jako první byl propočítán nominální provozní stav, kde byly parametry výpočtu nejvíce hlídány. Výsledek výpočtu byl srovnán s energetickou bilancí (kap. *Okrajové podmínky, str. 48*). Potom v prostředí Workbench byly tyto parametry duplikovány a změněny jen potřebné vstupy/ výstupy dle daného provozního stavu.

1 PARNÍ TURBÍNA

Výroba elektřiny patří mezi nejdůležitější aspekty dnešní doby. Vše kolem nás je úzce spjato s elektřinou a parní turbína je nepostradatelnou součástí při její výrobě. Voda je totiž levná a má vynikající fyzikální vlastnosti jako je teplota varu, výparné teplo vody a v neposlední řadě její dostupnost. Turbína patří mezi rotační stroje a slouží k přeměně tlakové a tepelné energie páry na mechanickou energii (moment) na hřídeli. Tento moment se dále transformuje v generátoru na energii elektrickou. Další možností parní turbíny je příprava páry o požadovaných parametrech, sloužící v technologických procesech či jako teplonosné médium pro vytápění budov. Často se setkáváme i s využitím momentu na hřídeli k pohonu lodního šroubu či turbokompresoru.

Přeměna páry v turbíně se idealizuje jako proces adiabatické či polytropické expanze. Ve skutečnosti je tento proces se ztrátami, a tedy dochází k nárůstu entropie vlivem ztrát. Parní turbína je částí technologického celku, který pracuje s parním oběhem. Tepelný oběh pro páru je označován jako R-C cyklus (Rankyne-Clausiův). Skládá se z ohřevu vody na páru, kde teplo je nejčastěji dodáváno v kotlích spalující fosilní paliva či v jaderných reaktorech. Další částí R-C cyklu je expanze páry v turbíně, kde se expanze často idealizuje děj adiabatický. Pak následuje kondenzace páry v kondenzátoru, kde je teplo z cyklu odebíráno. Často je R-C cyklus zobrazován v T-S a i-s diagramu: [3,4]



Obrázek 1.1 –ideální R-C cyklus v T-S a i-s diagramu [4]

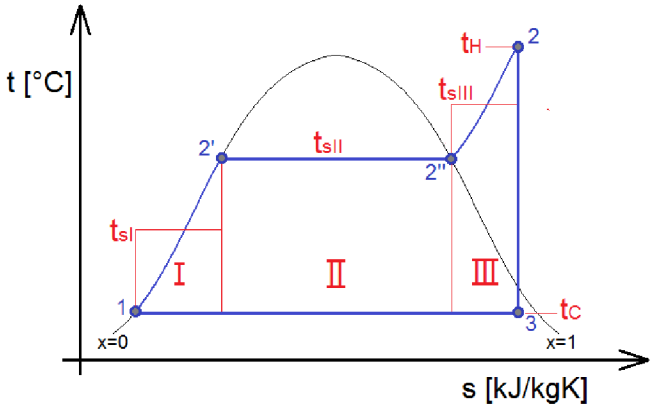
Úsek 1-3 je ohřev vody na přehřátou páru. Úsek 3-4 znázorňuje adiabatickou expanzi přehřáté páry na párou mokrou (x=0,8-0,9) a úsek 4-1 je kondenzace. Úsek 1-2 znázorňující nárůst tlaku a entalpie v kondenzátním čerpadle se často zanedbává kvůli malému přírůstu. Pak stav 1 se přibližně rovná stavu 2.

1.1 Carnotizace

Pojmem carnotizace je označován proces zvyšování účinnosti tepelného oběhu. Hlavní myšlenkou je přiblížení se ideálnímu cyklu, který teoreticky poprvé popsal Nicolas L. S. Carnot v roce 1824.[9] Ideální cyklus tvoří dva izotermické děje a dva děje adiabatické. Tento ideální cyklus tedy potřebuje dva zásobníky tepla o různých teplotách T_H a T_C. Pro termickou účinnost pak platí vzorec: [3]

$$\eta_{t,carnot} = 1 - \frac{|q_C|}{q_H} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \qquad 1.1$$

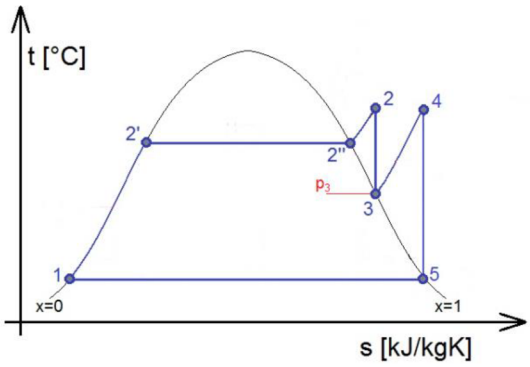
Z *rov. 1.1* je zřejmé, že termická účinnost je pouze funkcí teplot. Pro zvýšení účinnosti je pak snaha zvyšovat teploty přívodu tepla T_H a snižovat teplotu odvodu tepla T_C. Pro reálný cyklus není možné přivádět teplot do cyklu izotermicky, a proto je používáno středních hodnot. Za účelem carnotizace je třeba rozdělit R-C cyklus na tři dílčí části, kde každá dílčí část má jinou střední teplotu (viz *obr. 1.2*). Jelikož u R-C cyklu je teplota odvodu tepla pro všechny tři části stejná, tj. teplota kondenzace, je jasné že největší tepelnou účinnost bude mít část III a nejmenší část I. Účinnost R-C cylku bude menší než teoretická hodnota Carnototovi účinnosti dle *rov. 1.1*. [4]



Obrázek 1.2 – Rozdělení R-C cyklu za účelem carnotizace [5]

Existuje mnoho způsobů, jak zvýšit střední teploty těchto tří částí, čímž je zvýšena celková účinnost cyklu. Mezi nejznámější patří:

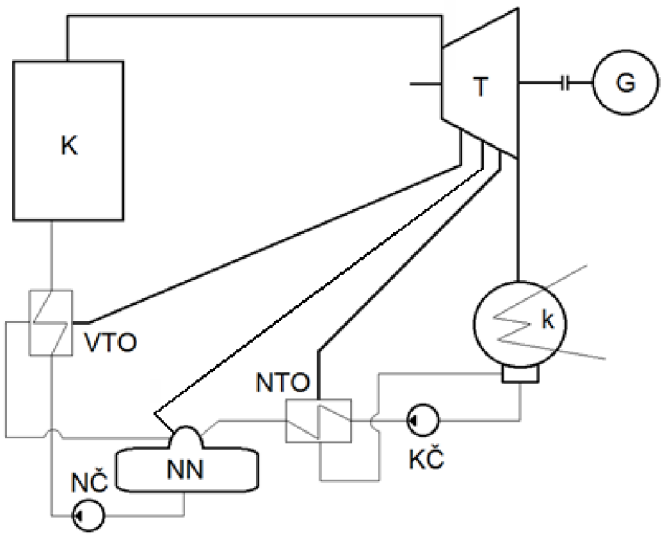
1) Zvyšování parametrů ostré páry (teploty t_2 a tlaku p_2)
2) Snižování teploty kondenzace t_C – většinou je tato teplota omezena dostupností chladícího média (pro chladící věže cca 25 °C, pro vodu z řeky cca 10 °C)
3) Přihřívání páry (*viz obr 1.3*) – pára je vyvedena z turbíny při tlaku p3 a jde zpět do kotle, kde je ohřáta ve výměníku (přehřívák). V přehříváku teplota páry roste až na hodnotu teploty t2. Při správném přihřívacím tlaku se zvedne celková střední hodnota, ačkoliv tepelná účinnost části III poklesne.
4) Regenerace páry – viz níže.



Obrázek 1.3 – Přihřívání páry v t-s diagramu

1.2 Regenerace páry

Tomuto způsobu je věnována největší pozornost, protože se přímo týká řešeného problému. Jedná se o odebrání části páry v průběhu její expanze v turbíně a využití jejího tepla k ohřevu kondenzátu. Tímto způsobem je snížena střední teplota části III, přičemž se zvyšuje účinnost části I. Při dobře navržené regeneraci je pak celková účinnost cyklu zvýšena. Pára z turbíny je odebírána v neregulovaném odběru. Na potřebné tlakové úrovni je v turbínové skříni vyveden odběr. Tato pára proudí přes regenerační ohřívák, který je buď nízkotlaký (regenerace před napájecí nádrží) nebo vysokotlaký (regenerace kondenzátu před kotlem). Využitím neregulovaných odběrů se pak snižuje průtočné množství páry přes poslední stupně, což je výhodné u větších turbín, kde je pevnostní namáhání posledních lopatek limitujícím faktorem. [5]



Obrázek 1.4 - Ukázka provedení neregulovaných odběrů

Na *obr. 1.4* je schéma parního okruhu s kondenzační turbínou se třemi neregulovanými odběry, kde K=kotel, T=kondenzační turbína. G=generátor, k=kondenzátor, KČ=kondenzátní čerpadlo, NN=napájecí nádrž, NČ=napájecí čerpadlo, NTO=nízkotlaký ohřívák VTO=vysokotlaký ohřívák. Prvně je pára odebírána do VTO a kondenzát je veden do napájecí nádrže. Druhý odběr je pro odplyňovák (pára zavedena do NN, kde se kondenzát odplyňuje od nerozpustných plynů). Třetí odběr jde přes NTO a kondenzát je veden do kondenzátoru. Kondenzát z regenerace se:

1) Přečerpává – kondenzát je přečerpáván za ohřívák po směru hlavního proudu, což zvyšuje vnitřní příkon soustavy o další čerpadla.
2) Kaskáduje – kondenzát se přepouští samospádem do následujícího ohříváku proti směru hlavního proudu až do kondenzátoru či napájecí nádrže (tj. případ na obr 1.3). Tento způsob je levnější, jelikož nepotřebuje přídavná čerpadla. Nevýhodou je ztráta energie ve škrtícím ventilu. Kondenzát proudí z vyššího tlaku do nižšího, nevýhodou je ztráta energie ve škrtícím ventilu.

1.3 Neregulovaný odběr

Jak už bylo řečeno výše, neregulované odběry slouží k vlastní spotřebě technologického celku. Nejčastěji se jedná o odběr pro regenerační výměníky a odplyňovák k vytápění napájecí nádrže pro termické odplynění. Tlak v odběru není konstantní a mění se v různých provozních stavech.

Neregulovaný odběr není vybaven regulačním ventilem, jak je tomu u odběrů regulovaných. Odběr je pojištěn zpětnou klapkou bránící vniku páry do turbíny při nenávrhových stavech (např. při poklesu tlaku v turbíně). Jeho součástí je i uzavírací klapka a další komponenty jako třeba lokální měření tlaku a teploty. Nepostradatelnou části je pak systém odvodnění, který odvádí kondenzát a při startech turbín umožňuje prohřev celého odběru. Potřebný průtoku v odběru vychází z výpočtu tepelného schématu turbíny (Heat balance diagram).

1.3.1 Potrubí odběru

Nejčastější charakteristikou potrubí je jmenovitá světlost, označována dle evropských norem DN (Diameter Nominal). Jmenovitá světlost udává přibližný vnitřní průměr potrubí v milimetrech. Dle amerických norem je pro potrubí používáno zkratky NPS (Nominal Pipe Size), kde je průměr vyjádřen v palcích (inch). Jeden palec je roven 25,4 mm. Pro stanovení průměru se vychází z požadovaného hmotnostního průtoku větví odběru. Velikost vnitřního průměru ovlivní rychlost v potrubní trase, a tím pádem i tlakovou ztrátu. Při volbě většího DN jde cena potrubí nahoru. Rychlost je pak nižší, což znamená menší tlakové ztráty v systému. Vhodné DN potrubní trasy je pak na ekonomickém zvážení. Vliv na optimální DN mají i parametry páry, zejména měrný objem. Pro vysokotlakou páru s malým měrným objemem vycházejí trubky menší, a naopak pro nízkotlakou páru jsou DN voleny větší.

Dalším důležitým parametrem potrubí je jmenovitý tlak, označován PN (Pressure Nominal) dle evropských norem. Číselná hodnota udává tlakovou třídu a je to největší možný přetlak v barech pro teploty v rozmezí 0 až 200°C. U amerických norem se setkáváme s označením Class, číslo tlakové třídy neodpovídá přesně přetlaku, jak je tomu u PN, ale je závislé na konkrétní teplotě (např. příruba Class 150 je počítána na přetlak 270 psig při teplotě 20°C, 180 psig pro teplotu cca 200°C a 150 psig pro teplotu cca 300°C) [2]

Dále je třeba znát maximální provozní teplotu (jak pro potrubí, tak i pro armatury). Tuto hodnotu stanovuje výrobce pro daný materiál s ohledem na jmenovitý tlak. Ze strany projektanta je pak důležité určit maximální teplotu vyskytující se v neregulovaném odběru. Není-li do místa odběru zaveden vyrovnávací píst, je design teplota určována z termodynamického výpočtu. Tato hodnota je zpravidla navýšena o jistý bezpečnostní koeficient dle zkušeností a zvyklostí projektanta. Pro teploty do 420 °C je volena nelegovaná žáruvzdorná ocel (např. P235GH), pro teploty vyšší je třeba volit oceli legované. V rozmezí 420 - 470 °C je možné volit legovanou ocel jako je 16Mo3 a v rozmezí teplot 450 - 520 °C je volena ocel 16CrMo4-5. [2]

1.3.2 Armatury neregulovaných odběrů

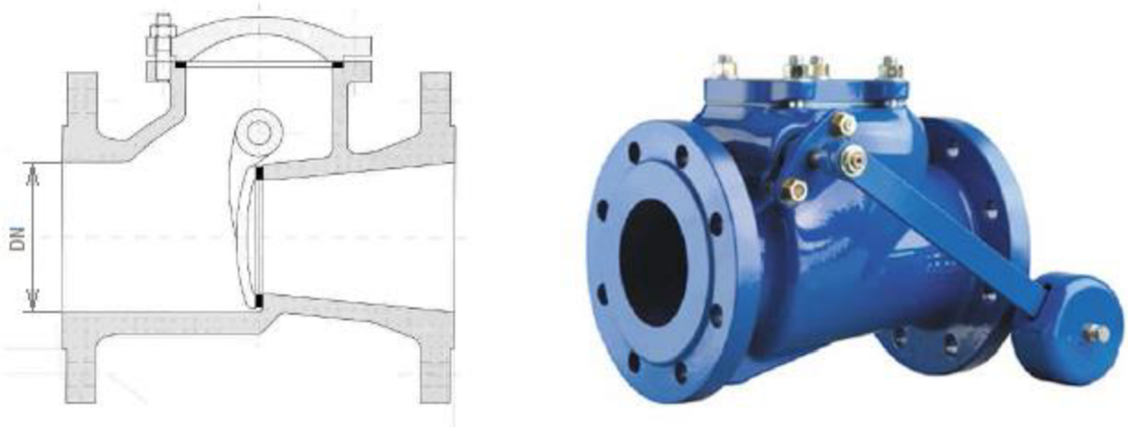
Součástí neregulovaných odběrů je hned několik armatur. Nejčastěji používané jsou uzavírací ventily a zpětné klapky. Dále nutností každého odběru je i systém odvodnění, který je vybaven odvaděčem kondenzátu, clonou a dalšími uzavíracími ventily. Mezi základní charakteristiky armatur patří ztrátový součinitel, průtokový součinitel a průtočná

charakteristika. Dle provedení montáže do potrubní trasy je dělíme na přírubové, přivařovací, mezipřírubové, nátrubkové a nástrčkové.

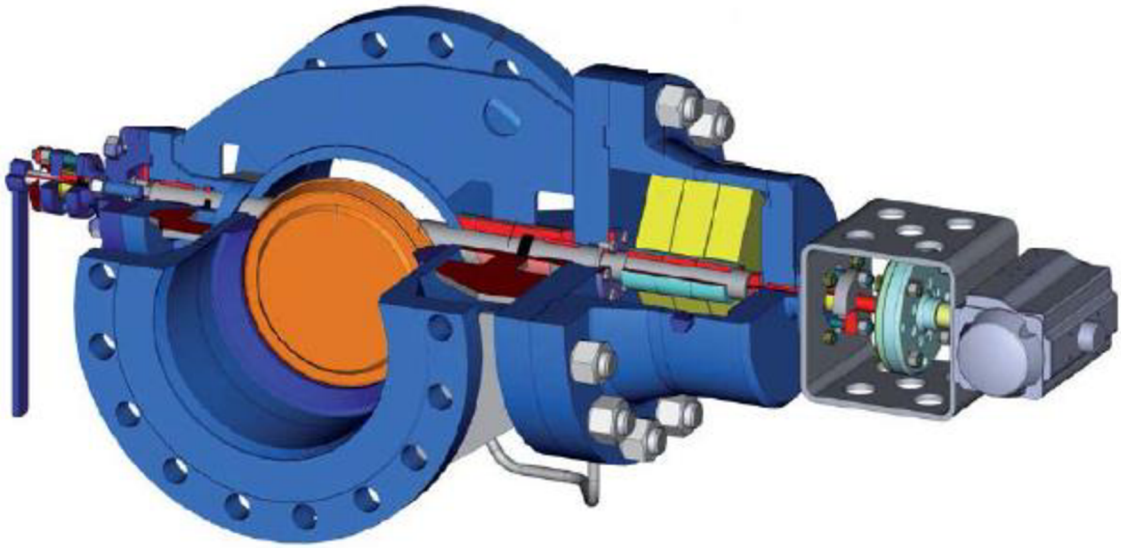
Obecně podle funkce rozlišujeme armatury:

1) Uzavírací – většinou poloha otevřeno/zavřeno. Do této skupiny patří např. šoupátko, ventil, kohout kulový a kuželový, motýlová klapka. Šoupátka mají malý ztrátový součinitel a přednostně se užívají pro větší DN, kde médium proudí oběma směry. Zatímco ventily mají vyznačený směr proudění a mají větší ztrátový součinitel.
2) Regulační – reguluje se buď průtok (regulace škrcením) nebo tlak (redukční ventil). Konstrukčně stejné jako ventily uzavírací. Poloha sedla ventilu je řízena servopohonem. Nejčastěji je používáno pneupohonů, ojediněle jsou používány elektropohony a pohony na tlakový olej.
3) Zpětné – umožňují proudění pracovního média pouze jedním směrem. Patří sem zpětná klapka a zpětný ventil.
4) Pojistné – jsou trvale uzavřené silou pružiny nebo závažím. Při překročení maximálního přetlaku/podtlaku překoná tuto sílu síla od proudícího média (působící na kuželku). Ventil se pak otevře a přepustí určité množství pracovního média a dojde ke snížení přetlaku/podtlaku, ventil se otevře. Patří sem např. pojistné ventily a membrány.
5) Ostatní – do této kategorie spadá příslušenství jako jsou síta, filtry, průhledítka, odváděč kondenzátu, clonky, kompenzátory a další. [2]

Pro bezpečný chod turbíny je nutnost zařadit zpětné odběrové klapky (*obr 1.5*) do větví neregulovaných odběrů. Zpětná klapka zabraňuje zpětnému proudění páry z odběru do turbíny. Nebezpečný stav nastává například, při tzv. tripu turbíny (zavření rychlozávěrného ventilu). Ostrá pára neproudí dále do turbíny, což vyvolá snížení tlaku v průtočné části. Jsou-li v turbíně neregulované odběry, může se pak stát, že je pára nasávána zpět z odběrů do turbíny. Při tripu je turbína zároveň odpojena od sítě (odfázována od generátoru), a tedy její otáčky nejsou brzděny frekvencí sítě. Při nasávání páry z odběrů by se takto zvyšovali otáčky nad přípustné meze, až by došlo k havárii turbostrojí. Kvůli tomuto je nezbytné užití zpětných klapek. Speciálním typem je pak zpětná klapka s asistenčním pohonem (*obr 1.6*), která je ovládaná pneumaticky. Tento pohon zajistí dovření talíře pro bezpečnější chod turbíny při jejím odlehčením od sítě. Je třeba dodržet požadavek na umístění zpětných klapek do 5 m od turbíny. V případě, že je potrubí delší je nutný přepočet, protože před zpětnou klapkou je již větší množství páry, která je schopna turbínu při poklesu tlaku roztočit. Materiál zpětných klapek je volen dle design dat příslušných odběrů.



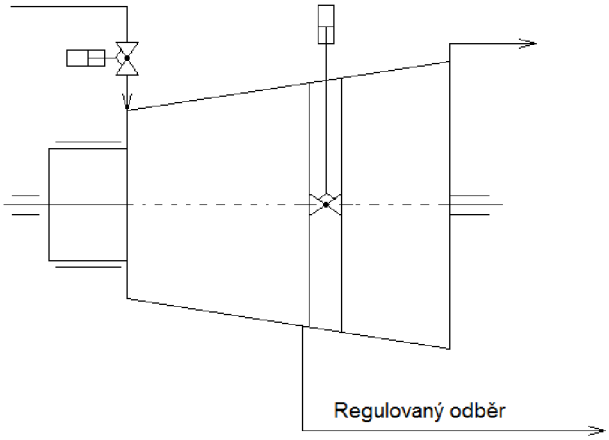
Obrázek 1.5 – Zpětná klapka [2]



Obrázek 1.6 -Zpětná odběrová klapka s pohonem [2]

1.4 Regulovaný odběr

Využití regulovaných odběrů je různorodé a liší se případ od případu. Nejdůležitější je požadavek na páru o určitých parametrech (teplota, tlak, množství). Regulace tlaku páry je možná přes škrtící ventil (tzv. pseudo-regulovaný odběr). Ekonomičtější variantou je zařazení regulačních ventilů přímo v turbínové části. Regulační ventily ovládají množství páry jdoucí do následující expanzní části (viz *obr. 1.7*). Tímto způsobem, je možné měnit tlak v odběru na základě regulace množství páry pouštěné dále do expanzní části turbíny. Často je regulace provedena pomocí servopohonů, kterými je ovládána clona. [2,5]



Obrázek 1.7 – Provedení regulace odběru [2]

1.5 Ucpávky

V zásadě dělíme ucpávky na dotykové a bezdotykové.

Dotykové ucpávky jsou limitovány životností. Současné konstrukce dosahují životnosti až 10000 provozních hodin. Omezená je i obvodová rychlost, která je maximálně do 100 m/s. Výhodou kontaktních ucpávek je hmotnostní průtok páry přes ucpávky, který je až o jeden řád menší. [6]

Mezi bezdotykové ucpávky patří labyrintové konstrukční provedení. Bezdotykové ucpávky fungují na principu škrcení páry v komůrkách mezi břity. Tyto ucpávky nepodléhají opotřebení, z čeho vyplývá jejich velká životnost oproti kontaktním ucpávkám. Nevýhodou je trvalý průtok páry mezi břity, který snižuje termodynamickou účinnost. Dále je nutno počítat se zvětšením průtoku ucpávky při jejich vyšlehání. Jelikož pára z vyrovnávacího pístu prochází ucpávkami a hmotností tok této páry tvoří jednu z okrajových podmínek do CFD výpočtu, je níže uveden vzorec pro výpočet hmotnostního toku přes ucpávky.

Na vrcholech břitů dochází k expanzi páry (zvýšení kinetické energie na úkor tlaku) a následně je energie mařena v komůrkách, kde se tvoří víry. Dle poklesu tlaku přes ucpávky dělíme ucpávky na kritické a podkritické. [6]

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \qquad 1.2$$

Kde p je tlak a index 1 označuje stav před ucpávkou a index 2 stav za ucpávkou.

Jestliže:

$\pi \leq \frac{0,82}{\sqrt{z+1,25}}$ dochází na posledním břitu ke kritickému proudění

Pro hmotnostní tok ucpávkou pak platí vztah:[6]

$$M = \mu S \sqrt{\frac{1}{z + 1{,}25} \cdot \frac{p_1}{v_1}} \quad [kg/s] \qquad 1.3$$

Kde μ = průtokový součinitel [-] určován z grafu (zdroj [6] str. 46), S = průtočný průřez [m2] ($S = \pi d \delta$), z = počet břitů ucpávky [-], v = měrný objem páry [m3/kg]

$\pi > \frac{0{,}82}{\sqrt{z+1{,}25}}$ nedochází ke kritickému proudění

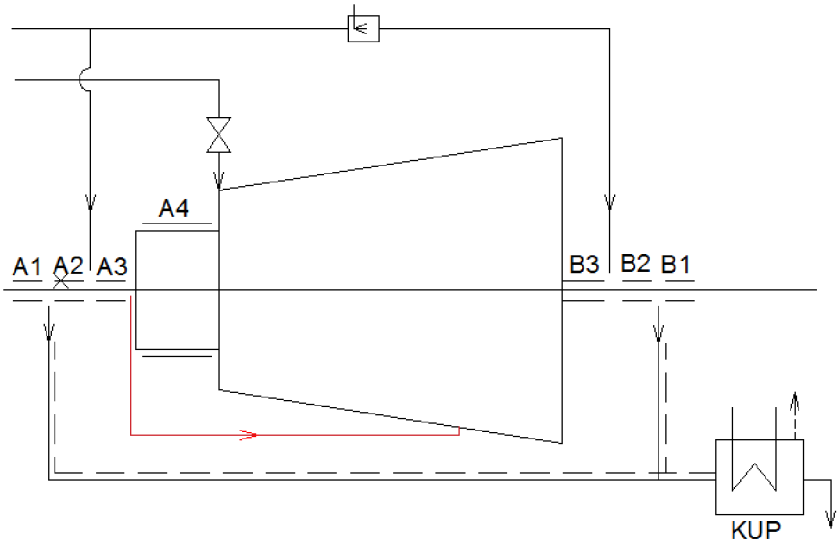
Pro hmotnostní tok ucpávkou pak platí vztah:

$$M = \mu S \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 v_1 z}} \quad [kg/s] \qquad 1.4$$

Ze vzorců je jasné, že průtok ucpávkami závisí na průtočném průřezu, který se může za dobu provozu změnit. Může dojít k vymezení radiální vůle, což by znamenalo obroušení břitu a zvýšení průtočného průřezu (tlakový poměr zůstává stejný). Popřípadě se může několik břitů vylomit. Tyty staré ucpávky jsou označovány jako “vyšlehané“. Vyšlehanými ucpávkami pak proudí větší množství páry. S tímto je třeba počítat i při návrhu ucpávkového systému, kde se zvýší i průtok zahlcovací páry. Podle zkušeností a zvyklostí výrobce se většinou počítá s nárůstem hmotnostního toku o 50 % oproti ucpávkám novým.

1.5.1 Schéma ucpávkové páry

Protože bezdotykové ucpávky jsou charakteristické kontinuálním únikem páry, je snaha tuto páru využít. Ucpávková pára má zejména pro vysokotlaký okruh ucpávek (na vstupní části) stále poměrně vysoký tlak a teplotu. Energie této páry se dále využívá, a to tak že je ucpávka rozdělená na několik částí. Mezi těmito částmi je proveden odběr ucpávkové páry. Když je turbína kondenzační (podtlaková) je třeba zamezit vniku vzduchu přes ucpávky do turbíny. K tomuto účelu je využívána zahlcovací pára (tlak >0,1Mpa). Tímto způsobem vzniká na jedné straně směs páry a vzduchu a na straně druhé je v komůrce odváděna čistá pára.



Obrázek 1.8 – Schéma provedení ucpávek kondenzační parní turbíny

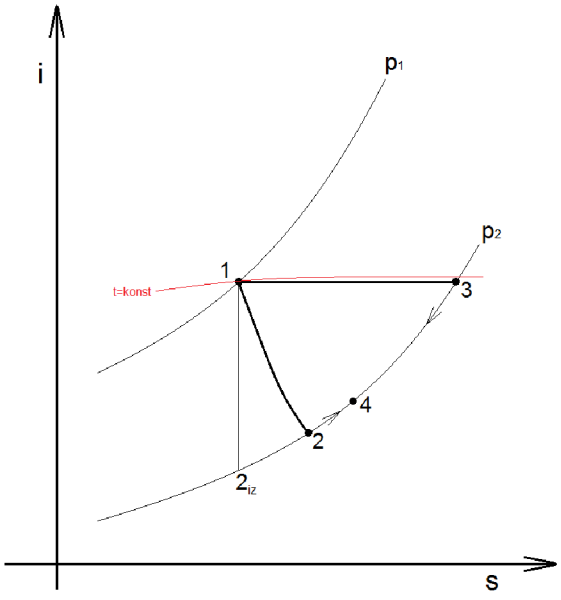
Na *obr. 1.8* je znázorněno zjednodušené schéma ucpávkového systému (kondenzační turbíny). Písmenem A jsou označeny vysokotlaké labyrintové ucpávky, písmenem B nízkotlaké ucpávky. Vzduch vstupuje přes ucpávky A1 a B1, zahlcovací pára je vedena mezi ucpávkami A2/A3 a B2/B3. Tlak zahlcovací musí být vyšší než tlak okolí. Teplota zahlcovací páry je upravena vstřikováním pro nízkotlakou část turbíny. Z míst A1/A2 a B1/B2 je pak odváděna parovzdušná směs do kondenzátoru ucpávkové páry KUP, kde vzduch je vysáván ventilátorem. Tento odběr je někdy nazýván jako komínkový, dříve tato parovzdušná směs byla vedena přes komínek do strojovny a páry tak opouštěla systém. Vzniklý kondenzát je zaveden do kondenzátoru. Proto tlak této větvě je roven tlaku v kondenzátoru navýšen o tlakové ztráty v KUP. Na vysokotlaké straně turbíny je vyrovnávací píst, kde je pára mezi ucpávkami A3/A4 vedena zpět do turbíny. Provedení ucpávek v A1 a A2 (B1, B2) je většinou totožné a počet břitů je stejný: $z_1=z_2=6\text{-}8$ (dle zvyklostí výrobce turbín). [7]

Odběr páry z vyrovnávacího pístu – větev A3/A4. Pára o vysokých parametrech je zavedena zpátky do turbíny nebo do ohříváku páry či odplyňováku (zavedení přímo do neregulovaného odběru), aby se využila její entalpie. Tlak za pístem je počítán z rozměrů vyrovnávacího pístu, tak aby vyrovnal axiální síly. Podle toho je pak pára z pístu zavedena do části skříně s příslušnou tlakovou hladinou. Z konstrukčního hlediska je možno mít vyrovnávací píst rozdělen na více částí, a tedy odvádět páru z ucpávek v různých částech při různých tlakových úrovních.

Tento případ nastává i u řešené turbíny, kde je pára z vyrovnávacího pístu (AK) odváděna ve dvou různých tlakových hladinách. Tlak za regulačním stupněm je 56,4 bar, tlak odvodu AK1 je 17,189 bar a tlak odvodu AK2 je 0,863 bar.

1.6 Vyrovnávací píst

Tato část slouží k vyrovnání axiálních sil, vznikající v turbíně při expanzi páry v přetlakovém lopatkováním. Plocha pístu a tlak za pístem je navržen tak, aby výslednice axiálních sil byla co nejmenší, v ideálním případě nulová. Pára je v pístu škrcena ucpávkovým systémem a zavádí se na konci pístu zpátky do turbíny. Správně navržený píst sníží požadavky na axiální ložisko turbíny. Zároveň se sníží mechanické ztráty tohoto ložiska.



Obrázek 1.9 i-s diagram znázorňující změnu parametrů páry

Na *obr. 1.9* je znázorněn i-s diagram, kde:

1=stav páry za regulačním stupněm
2=stav po adiabatické expanzi v turbíně
3 =stav páry na výstupu z pístu
1-3= izoentalpické škrcení
$1\text{-}2_{iz}$=ideální adiabatický děj
1-2 = reálný adiabatický děj se ztrátami

Jak jde vidět z diagramu, teplota páry pístu je skoro identická s teplotou za regulačním stupněm, zatímco teplota po expanzi na daný tlak prudce klesá. Po zavedení pístu na stejnou tlakovou úroveň nastává smíšení a očekávaná entalpie páry bude někde mezi (bod 4). A jelikož, hmotnostní tok páry přes píst je mnoho-násobně menší, bude bod 4 blíže k bodu 2.

Pozn.: Pro přehřátou páru je křivka konstantní teploty skoro identická s entalpií (naznačeno červeně).

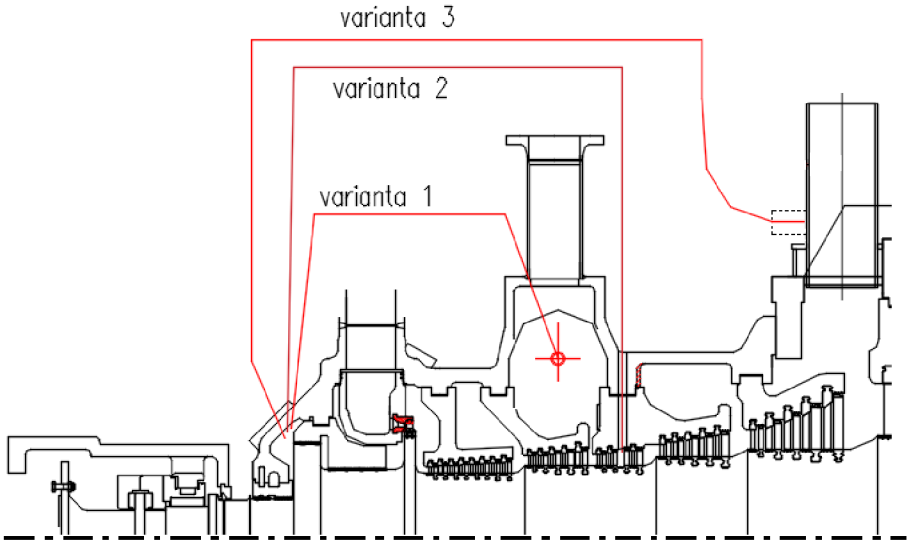
1.6.1 Způsoby zavedení páry z pístu do turbínové skříně

V technické praxi se vyskytuje více možných řešení, jak zavést páru z pístu zpět. Na *obr. 1.10* jsou znázorněny 3 varianty:

- Varianta 1 – Pára je zavedena do prostoru turbínové skříně mezi lopatkovými nosiči.
- Varianta 2 – Pára je zavedena skrze lopatkový nosič přímo do průtočné části expanze.
- Varianta 3 – Pára je zavedena přímo do potrubí neregulovaného odběru.

Jedna z možností je zavést tuto horkou páru do turbínové skříně – do prostoru mezi lopatkovými nosiči. Tato varianta se vyskytuje v řešené turbíně. Dále je využíváno zavedení páry skrze lopatkový nosič – tato pára pak proudí přímo do průtočné části expanze. Tato varianta minimálně ovlivňuje odběry turbíny. Nevýhodou je nerovnoměrná teplota mezi jednotlivými stupni expanze. Tento fakt by mohl způsobit kolizi rotorových lopatek se statorem. Další možností je zavedení páry přímo do potrubí odběru turbíny, kde se v případě neregulovaného odběru sníží množství expandované páry (z turbíny) potřebné pro regenerační výměník. Nevýhodou je zase lokální zvýšení teploty a tím pádem nutnost dimenzovat potrubí

a následné armatury na vysokou teplotu. Varianta 3 je nejvíce riziková a používá se hlavně tehdy, když z konstrukčních důvodů není možná aplikace varianty 1.



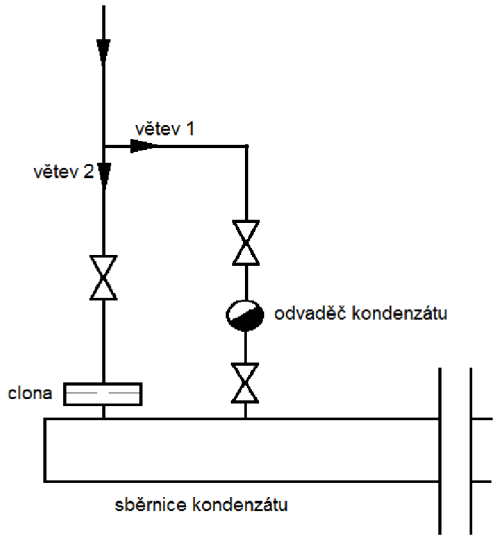
Obrázek 1.10 – Způsoby zavedení páry z pístu

1.6.2 Odvodnění

Rozlišujeme 2 základní druhy:

1) Odvodnění pro najíždění (přímé odvodnění)
2) Trvalá provozní odvodnění s odvaděčem kondenzátu

Při najíždění turbíny je nutnost odvádět velké množství vznikajícího kondenzátu. Než je celé těleso turbíny prohřáté, nastává kondenzace na vnitřních plochách turbíny a na stěnách odběrů. U odběrů je kondenzát odváděn těsně před první armaturou odběru. Jedná-li se najíždění, jsou otevřeny větve odvodnění, kde je kondenzát (i pára) odváděna přes škrtící clonku (větev 2 na *obr. 1.11*). Tato větev odvodnění se uzavírá při výkonu cca 25% P_{nom}. Tento stav je nazýván jako bod odvodnění. Dále pak zůstávají aktivní jen větvě s odvaděčem kondenzátu (větev 1), u kterých nedochází ke ztrátám páry přímým prouděním přes clony. To samé platí i pro odvodnění zaústěna v prostorech turbínové skříně – většinou se jedná o prostory mezi lopatkovými nosiči. Potrubí pro odvodnění je pak v nejnižším místě, aby nenastávalo hromadění kondenzátu. [2]



Obrázek 1.11 – Schéma větvě odvodnění

Průtok clonou

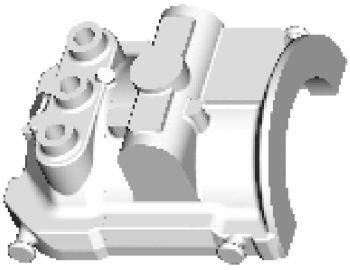
Při najíždění lze spočítat průtok páry a kondenzátu přes otevřené přímé větvě odvodnění. Průtok přes odvaděče kondenzátu lze zanedbat. Hmotnostní průtok je vyjádřen vztahem [13]:

$$\dot{m} = C \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho} \qquad 1.5$$

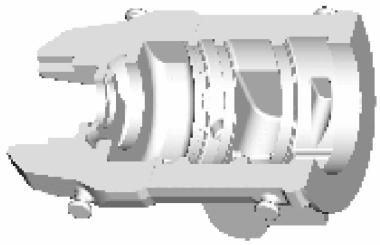
kde C=součinitel průtoku, ε=expanzní součinitel, D=průměr potrubí, d= průměr otvoru clony, Δp=tlakový rozdíl, ρ=hustota média

1.7 Popis řešené turbíny

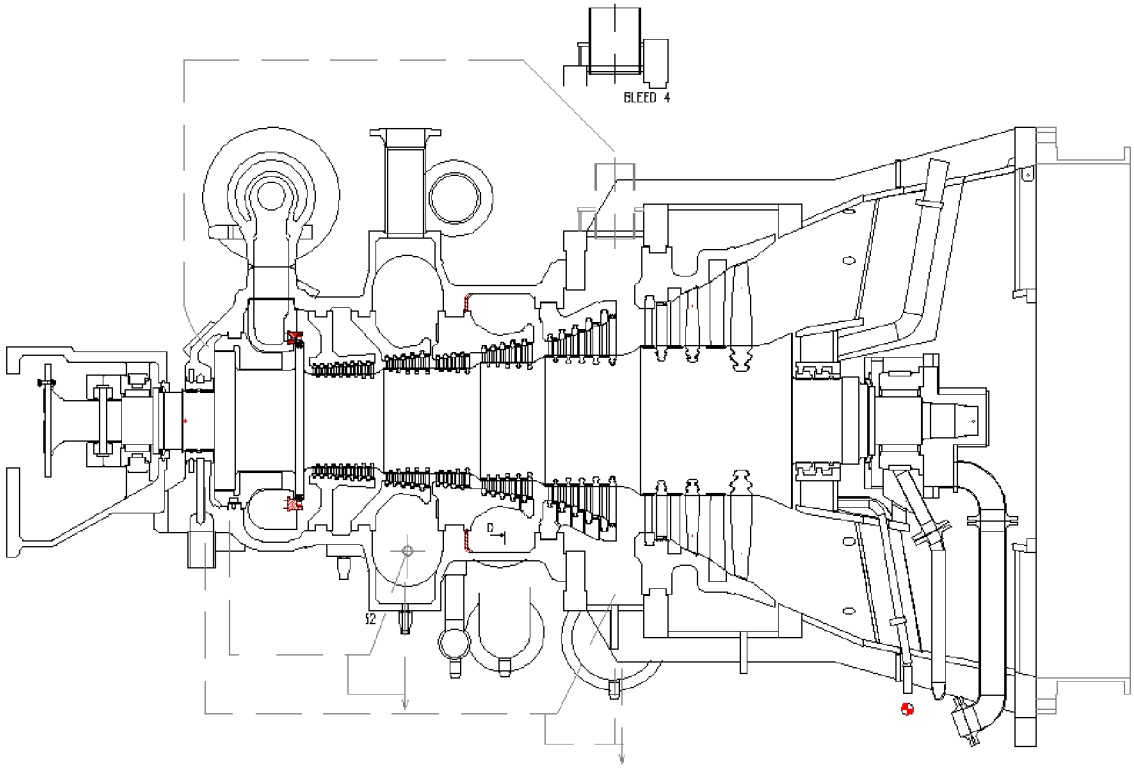
Jedná se o kondenzační turbínu SST300 se standardizovanou turbínovou skříní s axiálním výstupním hrdlem. 3D model turbínové skříně (dlouhá varianta) je zobrazen na *obr. 1.12* a *1.13*. Výstupní hrdlo je svarek. Nominální výkon turbostrojí je 21,046 MW při teplotě vstupní páry 516 °C a tlaku 96 Bara.



Obrázek 1.12 – Horní odlitek turbínové skříně [2]

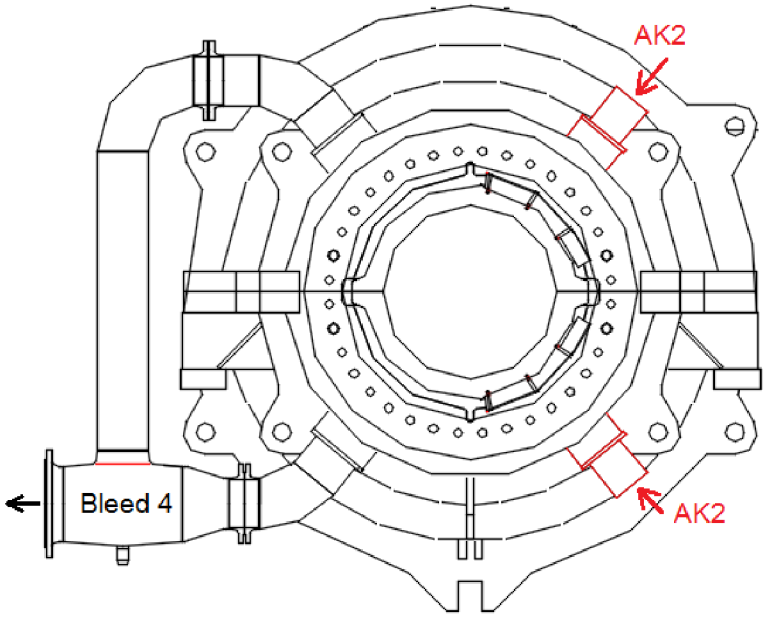


Obrázek 1.13 – Spodní odlitek skříně [2]



Obrázek 1.14 – Návrhový řez turbíny SST 300 [2]

Jak jde vidět z návrhového řezu (*obr. 1.14*), expanze páry v turbíně probíhá na šesti kuželových částech. Lopatky jsou umístěny na pěti lopatkových nosičích. Regulace průtoku je řízena pomocí dvou regulačních ventilů. Lopatkování je reakční, kromě prvního regulačního stupně, který je rovnotlaký. Součástí turbíny je i vyrovnávací píst, jak je tomu zvykem u reakčních typů. Turbína má čtyři neregulované odběry (anglicky značeno *Bleed*). Jejich umístění jde vidět na P&ID diagramu páry, který je zobrazen v příloze C. Užití odběru Bleed 1 je k účelu vysokotlaké regenerace a je vyvedeno ze shora. Bleed 2 je neaktivní a je pouze připravený k budoucímu procesu. Bleed 3 je využit k odplynění v napájecí nádrži. Bleed 4 slouží k nízkotlaké regeneraci a z turbínové skříně je vyveden ze shora i ze zdola (viz *obr 1.15*). Pro všechny výpočty v této práci je Bleed 2 uvažován jako neaktivní, a tedy průtok páry přes tento odběr je nulový. Axiální síly jsou vyrovnány vyrovnávacím pístem. Pára z pístu je vyvedena ve dvou tlakových úrovní zpět do turbínové skříně. První píst (AK1) je zaveden do prostoru odběru Bleed 1, druhý píst (AK2) je zaveden do prostoru odběru Bleed 4.



Obrázek 1.15 – Dispoziční provedení odběru Bleed 4

Při zvažování provozních stavů pro výpočet bylo vycházeno z garantovaných bodů dané turbíny. Těchto bodů je celkem 11 a jejich specifikace je uvedena v *tab. 1.5*.

Tabulka 1.5 – Seznam garantovaných bodů

číslo režimu	Specifikace
GB1	Provozní režim, P=21,046MW
GB2	Maximální výkon, P=21,682 MW
GB3	Aktivní odběr Bleed 2
GB4	Ostrovní provoz
GB5	Plně otevřený první a druhý reg. ventil
GB6	Plně otevřený první reg. ventil
GB7	Chod na prázdno při max. protitlaku 0,3Bar
GB8	ZB pro výpočet odvodnění
GB9	ZB s max. m přes by-pass
GB10	Minimální provozní režim
GB11	ZB s min. teplotou vstupní páry

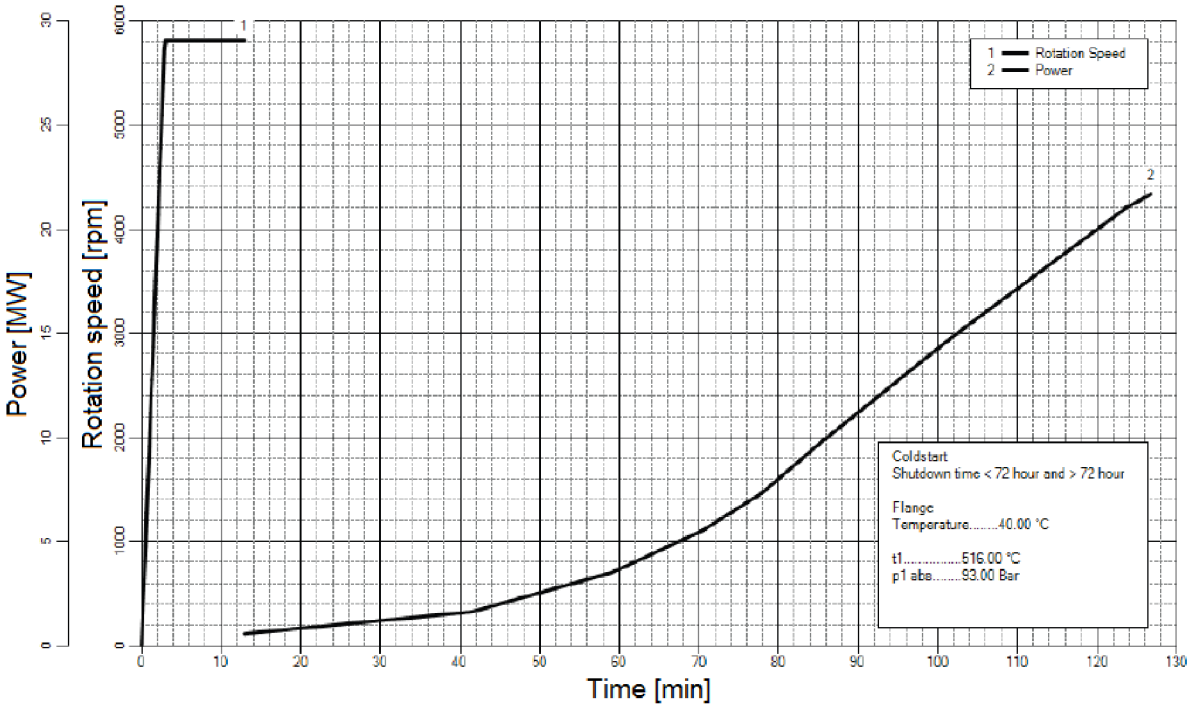
Najíždění na provozní parametry

Pro najetí je třeba dodržovat předem daný postup. Najíždění je prováděno tak, aby se celá turbína rovnoměrně nahřívala (je třeba si dát pozor na různou teplotní roztažnost, která by mohla vyvolat deformace a poškození parní turbíny).

V zásadě rozlišujeme 3 způsoby najíždění:

1) Najetí ze studeného stavu (turbína má teplotu okolí)
2) Najetí z teplého stavu (turbína má teplotu na přírubě cca 120 °C)
3) Najetí z horkého stavu (turbína má teplotu na přírubě cca 287 °C)

Při nízkých průtocích je turbína otáčena protáčejícím zařízením. Toto zařízení se vypíná až je dosaženo průtoku páry, který překonává ztráty vznikající v turbíně. Dalším přidáváním páry jsou zvyšovány otáčky až na jmenovité. Při chodu na prázdno je dosaženo jmenovitých otáček a turbína je připravena k přifázování ke generátoru (elektrický výkon je do této doby nulový). Za studeného startu jsou otáčky zvyšovány prvních 11 minut (viz. obr 1.16). Po přifázování je zvyšováno průtoku páry dalším otevíráním regulačních ventilů, čímž se zvyšuje výkon turbostrojí (otáčky jsou konstantní). Na provozní výkon 21,046 MW se turbína dostane po dalších 118 minutách. Celý proces najíždění za studena je zobrazen v najížděcím diagramu. Z horkého stavu je turbína schopna najet na provozní parametry výrazně dřív, celý proces najetí trvá v tomto případě 50 minut. [2]



Obrázek 1.16 – Najížděcí diagram ze studeného stavu [2]

Dispoziční provedení turbíny SST 300 je zobrazeno na 3D modelu v příloze D, kde je vyznačeno potrubí vyrovnávacích pístů (AK1, AK2) a potrubí odběru Bleed 1 a Bleed 4.

2 CFD A ZÁKLADNÍ POJMY

Proudění plynů může být popsáno systémem rovnic, vycházející ze zákonů zachování hmoty, hybnosti a energie. Kde až na triviální případy (např. laminární proudění na rovné ploše), je třeba využít numerických postupů k rozřešení výše uvedených rovnic. Turbulentní proudění je přesto stále těžko simulovatelné a potřebuje velkou výpočetní kapacitu, kterou mají problém pokrýt i dnešní výkonné počítače. Metoda přímé numerické simulace DNS (direct numerical solution) se proto používá jen pro nízká Reynoldsova čísla a pro menší řešené objemy. Ve většině aplikací je třeba použít průměrování, při kterém jsou malé víry turbulentního proudění aproximovány, a to buď RANS rovnicemi (Raynolds averaged Navier-Stokes) nebo LES metodami (Large eddy simulations). V technické praxi je nejčastěji využívána RANS metoda pro její rychlost a jednoduchost vůči ostatním metodám. Přesnost výpočtu je stále velice kvalitní a ve většině technických aplikací dostačující. S LES metodami se potkáme spíše při výzkumných činnostech. [1, 12]

2.1 Obecné rovnice

Zákon zachování hmoty vyjádřen rovnicí kontinuity: [1]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot c) = 0 \qquad 2.1$$

kde pro nestlačitelné kapaliny je první člen roven nule.

Pohybová rovnice, vycházející z druhého Newtonova zákona (F=ma), říká, že síla působící na těleso či plochu je v rovnováze se setrvačností systému. Nejčastěji je uváděna tzv. Navier-Stokesova rovnice: [1]

$$\frac{\partial(\rho \cdot c_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot c_i \cdot c_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho \cdot g_i \qquad 2.2$$

kde ρ=hustota, c_i=rychlost, p=tlak, τ_{ij}=tenzor napětí, g_i=gravitační zrychlení.

Pozn.: N-S rovnice je vyjádřena pomocí Einsteinové indexové symboliky.

Jak už bylo řečeno výše, nejčastější řešení této rovnice je dle časově-zprůměrovaných veličin (RANS). Potom je rychlost vyjádřena:

$$c_i(x, y, z, t) = \bar{c}_i(x, y, z) + c_i'(x, y, z, t) \qquad 2.3$$

kde $\bar{c}_i$ =časově středovaná složka rychlosti, c_i'= fluktuační složka rychlosti.
Dosazením do N-S rovnice pak vzniká nový člen tzv. tenzor Reynoldsových napětí:

$$R_{ij} = -\rho c_i' c_j' \qquad 2.4$$

Tento člen je pak řešen různými matematickými implementacemi, kde mezi nejznámější patří k-ε, k-ω a SST model. Detailněji jsou tyto modely popsány např. v [10]. Pro řešený CFD model byl zvolen SST model turbulence, spojující vlastnosti k-ε a k-ω.

Zákon zachování energie: [1]

$$\frac{\partial(\rho \cdot h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial(p)}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot c \cdot h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla T) + \nabla(c \cdot \tau) + S_e \qquad 2.5$$

Kde první dva členy představují akumulaci energie pro transitní jevy (pro stacionární stav jsou tyto členy rovny nule), třetí člen je přenos tepla konvekcí, první člen za rovnítkem je přenos tepla vedením (kondukcí), další člen představuje viskózní práci a poslední člen S_e je zdroj energie v daném celku. Je-li práce dodávána (např. ventilátor) je člen kladný, je-li práce odebírána (např. přeměna entalpie na rotační pohyb na hřídeli v turbíně) je člen záporný.

2.2 Proudění tekutin

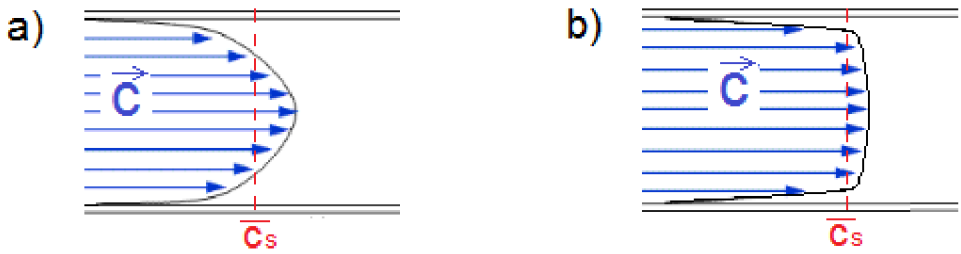
Proudění kapalin a plynů je kapitola sama o sobě, proto v téhle kapitole bude jen krátce zmíněno pár základní poznatků, které jsou úzce spojeny s řešeným problémem. Při proudění reálných tekutin je třeba počítat se vznikem tření, které vzniká na rozhraní průtočného kanálu s tekutinou nebo na povrchu obtékaných těles. Také uvnitř tekutiny dochází ke tření mezi molekulami (tzv. vnitřní tření). Tento fakt, ovlivňuje rychlostní pole tekutin a způsobuje pokles tlaku. Pro popis proudění je používáno Reynoldsovo číslo Re, které je počítáno jako poměr setrvačných sil ku viskózním. [8,3]

$$Re = \frac{\bar{c} \cdot d}{\nu} \qquad 2.6$$

Kde $\bar{c}$ je hodnota střední rychlosti, d charakteristický rozměr a ν kinematická viskozita. Čím je Reynoldsovo číslo větší, tím vyšší je vliv setrvačných sil nad třecími silami. Podle velikosti Reynoldsova čísel se dá u Neuwtonských kapalin určit, zda bude proudění mít charakter laminární nebo turbulentní.

2.2.1 Laminární proudění

Při laminárním proudění jsou jednotlivé proudnice rovnoběžné, a tedy nedochází k mísení tekutiny mezi vrstvami. Laminární proudění nastává u tekutin s nižším Reynoldsovým číslem. Pro proudění v uzavřené trubce je kritické Reynoldsovo číslo Re_k=2300, kde laminární oblast proudění je pod tímto číslem. Definice kritického čísla je pomyslná hranice mezi turbulentním a laminárním proudění. Reálně je tento přechod plynulý, a proto existuje přechodová oblast, ve které má proudění charakter jak laminární, tak turbulentní. Na *obr. 2.1 a)* je znázorněn rychlostní profil laminárního proudění, který má v případě trubky parabolický průměr. Z důvodu tření kapaliny o stěnu trubky je rychlost na povrchu trubky vždy nulová a roste směrem do středu. Dále je na *obr 2.1* znázorněna průměrná střední rychlost c_s (červeně), která je vždy menší než rychlost v ose potrubí. Pro průměrnou rychlost pak platí rovnice kontinuity, a tedy lze dopočítat ze známého průměru a objemového průtoku.



Obrázek 2.1 – a) Rychlostní profil laminárního proudění
b) Průměrný rychlostní profil turbulentního proudění v trubce

2.2.2 Turbulentní proudění

Turbulentní proudění je typické tím, že proudnice se navzájem promíchávají. Pohyb částic je složitý a často vede ke vzniku vírů. Toto proudění je nestacionární. Přesto, že má rychlost fluktuační složky je možné toto rychlostní pole popsat průměrným rozložením rychlosti v průřezu. Na *obr. 3.1 b)* je znázorněno průměrné rychlostní pole turbulentního proudění. Proudění v trubce se považuje za turbulentní je-li Re>2300. Dále je typem proudění ovlivněna i tlaková ztráta, podrobně popsána např. v [8].

2.2.3 Mezní vrstvy

U reálných tekutin je pak třeba počítat i se vznikem mezní vrstvy u povrchů obtékaných těles. Fyzikální vlastnosti v mezní vrstvě jsou jiné než ve středu proudu, a proto CFD simulace kladou velký důraz na prismatické vrstvy. Tyto prismatické vrstvy mají za účel pochytit rychle se měnící vlastnosti v mezních vrstvách. U povrchu je rychlost nulová a prudce roste se vzdáleností (velký gradient rychlost). Obecně se mezní vrstva sestává z laminární podvrstvy, přechodové vrstvy a turbulentní vrstvy. V CFD simulacích dokáže software tuto mezní vrstvu aproximovat, kde gradient rychlosti je vyhodnocován pomocí stěnových funkcí. Hlavním parametrem pro účel stěnové funkce je Y+, kde jeho hodnota úzce souvisí s výškou první buňky od povrchu (kde předpokládáme výskyt mezní vrstvy). Vztah pro výpočet Y+:

$$Y^+ = \frac{\rho \cdot u_\tau \cdot y}{\mu} \qquad 2.7$$

kde ρ = hustota média, u_τ = třecí rychlost, y = vertikální vzdálenost první buňky od stěny, μ = dynamická viskozita média.

Dle hodnoty Y+ rozlišujeme:

1) Low-Re přístup – $Y^+ < 5$ (ideálně Y=1), v tomto případě první buňka spadá do laminární oblasti mezní vrstvy, a tedy její výška je dostatečně malá k zachycení rychlostního gradientu
2) High-Re přístup – $Y^+ > 30$, v tomto případě první buňka spadá již do oblasti turbulentní podvrstvy, a tedy ke správnému rychlostnímu průběhu je použito stěnových funkcí, které poloempiricky modelují průběh laminární podvrstvy.

Dále pro úlohy zahrnující přestup tepla a určení součinitele přestupu tepla je doporučeno

hodnota parametru $Y^+ < 2$ [1], tato hodnota by měla s dostatečnou přesností zachytit měnící se vlastnosti v teplotní mezní vrstvě. Y+ parametr hraje velkou roli při nastavení výšky první prismatické výšky výpočetní sítě. Dle zvoleného přístupu je možno odhadnout výšku buňky na základě požadované hodnoty Y+. Odhad je však velice hrubý, jelikož hustota média a viskozita je funkcí neznámé teploty a třecí rychlost je funkcí neznámého smykového napětí na stěně. A proto byla optimální výška buněk určována až z výpočtu (při prvotním nástřelu), kde CFD-Post umožňuje vykreslení Y+ parametru.

2.3 Prostup tepla

Prostup tepla nejčastěji kombinuje dva základní mechanismy přenosu tepla – konvekcí a kondukcí (vedením). Jedná se o přenos tepla mezi dvěma tekutinami o různých teplotách, oddělných pevnou stěnou. Pro konvekci platí tzv. Newtonův ochlazovací zákon: [3]

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_w - T_\infty) \qquad 2.8$$

kde $\dot{q}$=měrný tepelný tok α=součinitel přestupu tepla (HTC), T_w=teplota na povrchu tělesa, T_∞= teplota média.

Pro vedení platí Fourierový zákon: [3]

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \qquad 2.9$$

kde λ=tepelná vodivost, dT/dx=teplotní gradient.

Pro válcovou stěnu má tato rovnice tvar: [3]

$$\dot{q} = -2\pi r \cdot L \cdot \lambda \cdot \frac{dT}{dr} \qquad 2.10$$

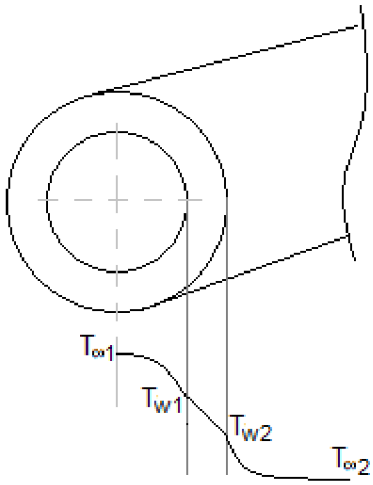
Pro prostup tepla jednostěnnou trubkou pak musí být splněna podmínka pro celkový přenášený tepelný tok (pro směr toku z potrubí ven): [3]

$$\dot{Q} = S_1 \cdot \alpha_1 \cdot (T_{\infty 1} - T_{w1}) = \lambda S \frac{T_{w1} - T_{w2}}{dr} = S_2 \cdot \alpha_2 \cdot (T_{w2} - T_{\infty 2}) \qquad 2.11$$

Častěji je tato rovnice vyjádřena za pomocí tepelných odporů a s teplotami médií, protože teplota na vnitřní a vnější stěně je často obtížně měřitelná. [3]

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{\alpha 1} + R_\lambda + R_{\alpha 2}} \qquad 2.12$$

kde $R_{\alpha 1} = 1/(\alpha_1 r_1 2\pi)$; $R_\lambda = 1/\,(2\pi) \cdot (1/\lambda) \cdot \ln(r_o/r_i)$; $R_{\alpha 2} = 1/(\alpha_2 r_2 2\pi)$



Obrázek 2.2 – Průběh teploty [3]

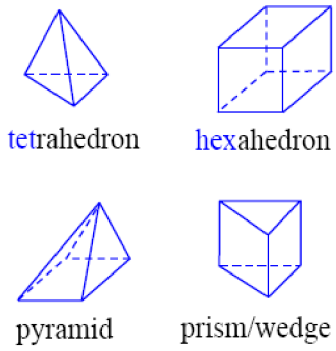
Nejproblematičtější věcí při výpočtu prostupu tepla bývá určení koeficientu α (HTC). Existují různé analytické metody vycházející z empirických vzorců. Většinou je hledáno přes podobnostní čísla: Nusseltovo číslo (Nu) a Prandtlovo číslo (Pr). HTC je počítán dopočítán z rovnice:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{char}} \qquad 2.13$$

Další možnost zjistit HTC je numerickými metodami. CFD analýza určí tepelné toky z daných povrchů a HTC je pak určeno z Newtonova ochlazovacího zákonu (*rov. 2.8*). Jelikož empirické vzorce pro Nu jsou formulovány jen pro základní geometrické tvary, je nezbytné využití CFD výpočtů k determinaci HTC na povrchu složitých těles jako je turbínová skříň. Na *obr. 2.3* je znázorněn průběh teploty v trubce, nejvyšší teplota trubky je vždy na rozhraní trubky s teplejším médiem. Tato myšlenka je dále uvažována při určení design teploty potrubí.

2.4 Vlastnosti výpočetní sítě

Kvalita výpočetní sítě je důležitý parametr pro úspěšný výpočet. Každá síť je tvořena buňkami různých tvarů. Mezi základní tvary patří šestistěn (hex_6), třístěn (tri_3), pyramida (tet_4) a pětistěn pro prismatické vrstvy (penta_5).



Obrázek 2.3 -Typy buněk [11]

Všeobecně platí, že buňky typu hex jsou lepší než buňky typu tet/tri. Ovšem pro složitější tvary geometrií je nutnost použití tet/tri. Zásadní je pak posoudit kvalitu buněk dle základních kritérií:

1) Mesh skewness (šikmost) – parametr určující šikmost elementu a jeho odklon od ideálních tvarů. Pro tet to je čtyřstěn z rovnostranných trojúhelníků a pro hex to je čtverec.
2) Mesh smoothness (hladkost) – parametr popisující hladkost sítě a přechody mezi jednotlivými buňkami (jestli jsou hladké nebo náhlé)
3) Mesh aspect ratio (poměr stran) – parametr udávající poměr mezi největší délkou elementu k té nejmenší.
4) Mesh quality (kvalita) – je kombinací výše uvedených kritérií, tento parametr určuje, jak vhodná je síť pro přesný CFD výpočet. Hodnota toho parametru je v rozmezí od nuly do jedné. Kde hodnotu jedna má buňka ideální. Hodnota kvality by měla být v celém řešeném objemu větší než 0,2. [11]

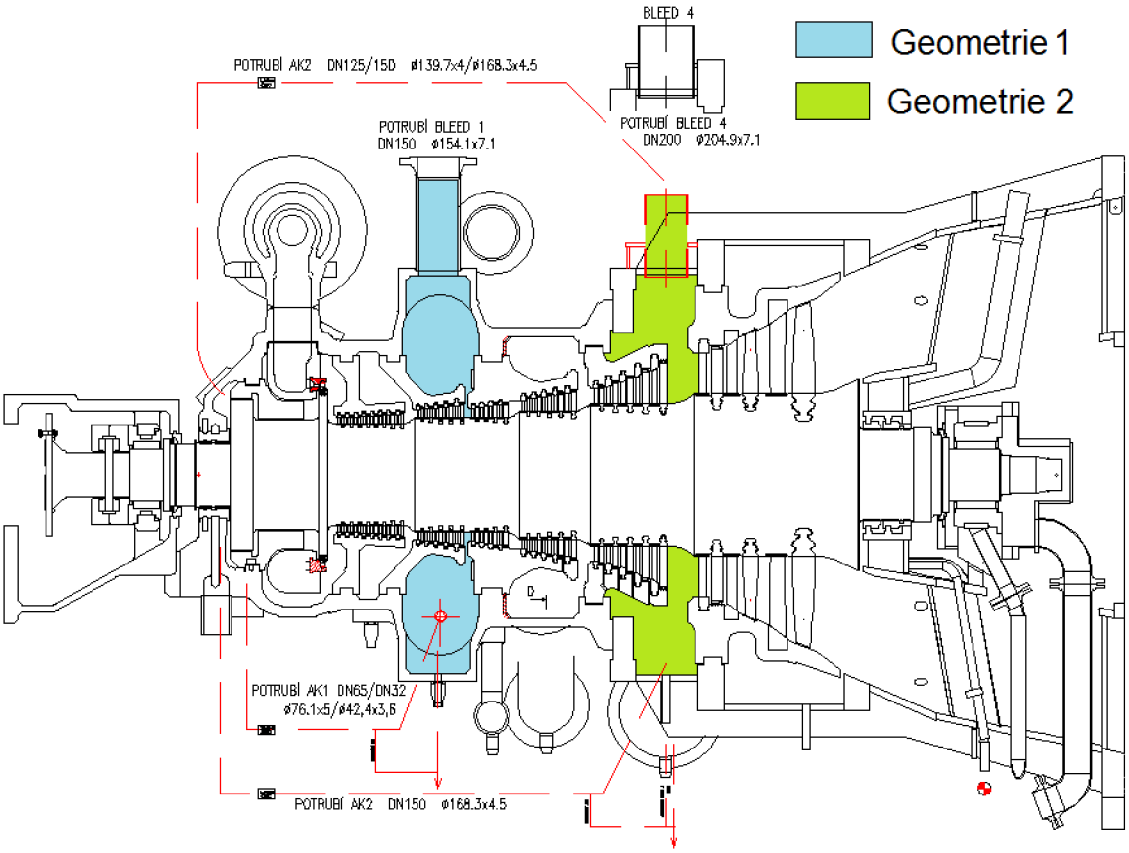
3 CFD MODEL A JEHO PŘÍPRAVA

3.1 Tvorba geometrie

Při CFD simulaci je důležité specifikovat kontrolní objem, ve kterém je řešení provedeno. Jeho hranice tvoří: turbínová skříň, hrany lopatkových nosičů, trubka neregulovaného odběru, vstup a výstup páry z lopatkování je nahrazen mezikružím, kde výška odpovídá výšce lopatek, vstup pístu (AK) a výstup odběru. Výstup odběru je volen v místě, kde na potrubí navazuje první příruba. Pro tento případ jsou dvě různé geometrie. Dále je použito tohoto rozdělení:

Geometrie 1 - tj. objem, ve kterém je zaveden vyrovnávací píst AK1, z tohoto místa odchází pára do neregulovaného odběru Bleed 1. Pára z lopatkování prochází mezi stojanovými lopatkovými nosiči č.2 a č.3. Parametry vstupní páry odpovídají stavu páry za lopatkou řadou č.13.

Geometrie 2 - tj. objem, ve kterém jsou zavedeny dva vstupy vyrovnávacího pístu AK2. Z toho objemu páry odchází neregulovaným odběrem Bleed 4 (dva výstupy). Pára z lopatkování prochází mezi stojanovými lopatkovými nosiči č.4 a č.5. Parametry vstupní páry odpovídají stavu páry za lopatkou řadou č.27.



Obrázek 3.1 – Řez řešenou turbínou s naznačenými geometriemi pro CFD model.

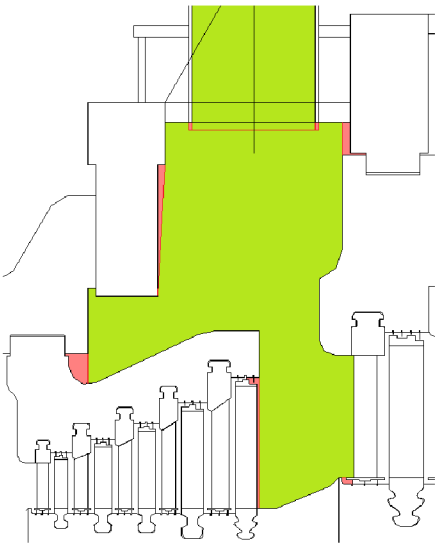
3.1.1 Popis tvorby geometrie

Obě geometrie byly tvořeny v prostředí ANSYS v programu DM (design modeller). Model turbínové skříně byl naimportován jako soubor igs. (dostupný 3D model skříně z firemních zdrojů). Pro vytvoření kontrolního objemu byly vytvořeny 3D modely lopatkových nosičů, které byli vloženy do turbínové skříně. Lopatkové nosiče byly narýsovány přímo v DM jako 2D skic a následně funkcí revolve vytvořen 3D model rotací kolem osy rotace (v mém souřadnicovém systému tj. osa X). Dále byla přidána část zjednodušující rotor s lopatkováním. Poslední krok bylo vytvoření inverzního objemu, ve kterém se vyskytuje proudění páry. Pro tento účel byl vygenerován obdélník pokrývající kontrolní oblast a funkcí boolean-cut byl vytvořen konečný objem (do obdélníku je vysečen objem skříně). Obě geometrie byly vytvořeny zvlášť. Byl kladen důraz na geometrickou přesnost modelu s realitou, a proto byla tvorba sítě náročnější a celkové počet buněk potřebný pro dobrý výpočet přesahuje několik miliónů.

V příloze A a B je znázorněn přední a zadní pohled na studovanou geometrii s vyznačenými částmi. Tyto pojmenované části (named selection) byly dále použity k nastavení okrajových podmínek.

3.1.2 Zjednodušení

Pro Geometrii 2 bylo zavedeno několik zjednodušení. Důvodem zjednodušení byla špatná konvergence výpočtu, kde ani zlepšení kvality sítě nepomohlo k dostatečnému poklesu residuií (RMS). Byly vynechány drobné hrany u pat lopatkových nosičů. Tyto části nemají pro výpočet významnou hodnotu, jelikož se jedná o hluché místo objemu a v případě tvorby sítě by bylo třeba vytvořit několik tisíc buněk navíc, což zbytečně komplikuje výpočet. Pro stejný důvod je vynecháno zaústění trubek (AK i odběru Bleed4). Toto zaústění dle dokumentace má jen 10 mm. Pro obě geometrie je dále zjednodušeno lopatkování, kde se vstupní a výstupní úsek je nahrazen mezikružím o délce lopatek. Taktéž parní ucpávky byly ignorovány. Přehled zjednodušení pro geometrii 2 je zobrazen na obr. 3.2. Ignorovaná místa jsou vyznačena červeně, modelovaný objem zeleně.



Obrázek 3.2 –Zjednodušení geometrie 2

3.2 Tvorba sítě

Při tvoření sítě je třeba dát pozor na kvalitu buněk, která má zásadní vliv na rychlost konvergence, přesnost výpočtu a časovou náročnost výpočtu. V mém případě je limitující i potřebná paměť počítače. Velikost RAM paměti 8 GB, kterou jsem měl k dispozici, odpovídala maximálnímu počtu cca 6 mil. buněk. Každopádně vzhledem k časové náročnosti výpočtu je snaha zredukovat počet buněk na co nejmenší číslo.

3.2.1 Nezávislost sítě

Tento způsob je používán ke zjištění optimálního počtu buněk v síti. To, že výsledek CFD výpočtu konverguje pod námi přípustnou mez, neznamená, že je výsledek přijatelný. Výsledek by měl být nezávislý na počtu buněk v síti. Byl použit následovný postup:

1) Tvorba sítě o počtu buněk *n*
2) Proveden výpočet, který byl přijatelný (pokles residuí pod 10e-4, pokles celkové nevyváženosti pod 2 %, ustálení monitorovaných veličin)
3) V případě že *n* počet buněk splňuje podmínky v kroku 2, tvorba jemnější sítě o počtu buněk cca 1,2krát *n*. V prostředí ICEM je toto provedeno nastavením parametru Scale factor.
4) Provedení výpočtu a srovnání výsledků
5) V případě výrazné odlišnosti výsledků tvorba další jemnější sítě atd.
6) Je-li výsledek srovnatelný s předchozím, je výsledek nezávislý na jemnosti sítě, a tedy postačuje počet buněk před zjemněním.

Tímto způsobem se našel optimální počet buněk pro výpočet. Vzhledem k časové náročnosti téhle analýzy byl tento postup použit jen pro Geometrii 2. Geometrie 1 byla síťována ve dvou různých programech, kde byla snaha docílit lepší přesnosti výpočtu vytvořením kvalitní strukturované sítě.

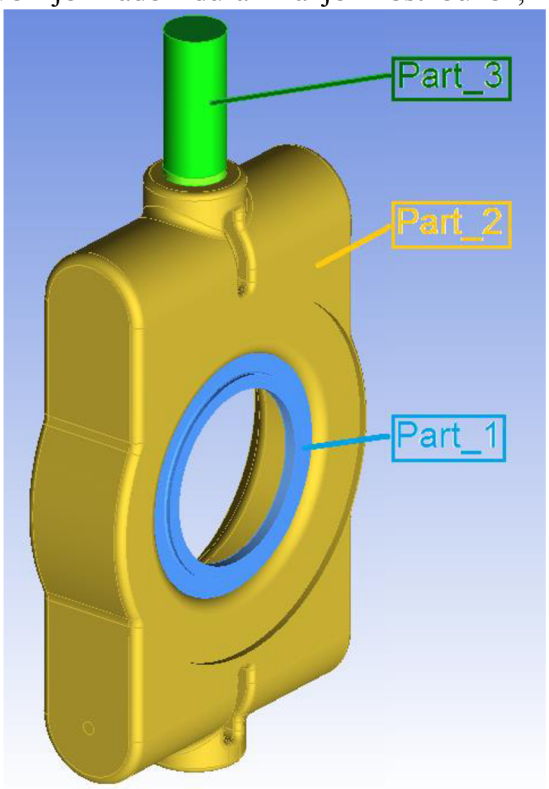
3.2.2 Geometrie 1

Výpočetní síť Geometrie 1 byla vytvořena ve dvou různých prostředích:

1) ANSYS MESHING – tento program je uživatelsky jednodušší. Síť je vytvořena rychleji a volba parametrů sítě je omezená. To často vede ke zbytečně velkému číslu výpočetních buněk, ovšem tvorba sítě je rychlá a nenáročná.
2) ICEM – uživatelsky náročnější program s možností blokového síťovaní, umožňující specifické nastavení vlastností buněk. Možnost dosáhnout lepších výsledků při správném navolení parametrů sítě.

Protože síťování v Meshingu bylo poměrně jednodušší, je popsán postup vytvoření sítě v prostředí ICEM. Tato varianta se ukázala být lepší a byla použita pro výsledné výpočty. Na závěr této podkapitoly jsou krátce zhodnoceny obě verze výpočetní sítě.

Pro účel vytvoření strukturované sítě byl kontrolní objem rozdělen na 3 části (*obr. 3.3*). Part 1 a 3 jsou symetrické, a tedy byla vytvořena strukturovaná síť. Strukturovanou síť (dále jen SS) je tvořena šestistěny (hexahedrals) a zároveň je kladen důraz na jemnost buněk, jelikož se jedná o nejvíce kritická místa. Part 3 je cílová oblast, protože se zde bude určovat součinitel přestupu tepla na povrchu trubky a teplota v okolí stěn. Part 1 je vstup páry z lopatkování (mezera mezi nosiči). Part 2 je nestrukturovaná síť (dále jen NS) s většími buňkami a pro jeho nesymetričnost jsou voleny čtyřstěny (tetrahedrals). Hranice mezi jednotlivými částmi nemusí být stejně nasíťovány a tento přechod je řešen později ve výpočtu funkcí Interface. Mezní vrstvy byly voleny dle Yplus hodnoty. Pro Part 3 byla mezní vrstva nejjemnější s první buňkou o výšce cca 3e-5 m. Takto malá výška byla volena kvůli přesnosti vypočteného součinitele přestupu tepla, kde Yplus hodnota by měla být v rámci jednotek. V ostatních částech je mezní výška první vrstvy větší cca 1e-4 m, kde Yplus se pohybuje v rámci desítek, což je naprosto v pořádku pro turbulentní charakter vrstvy. [1]



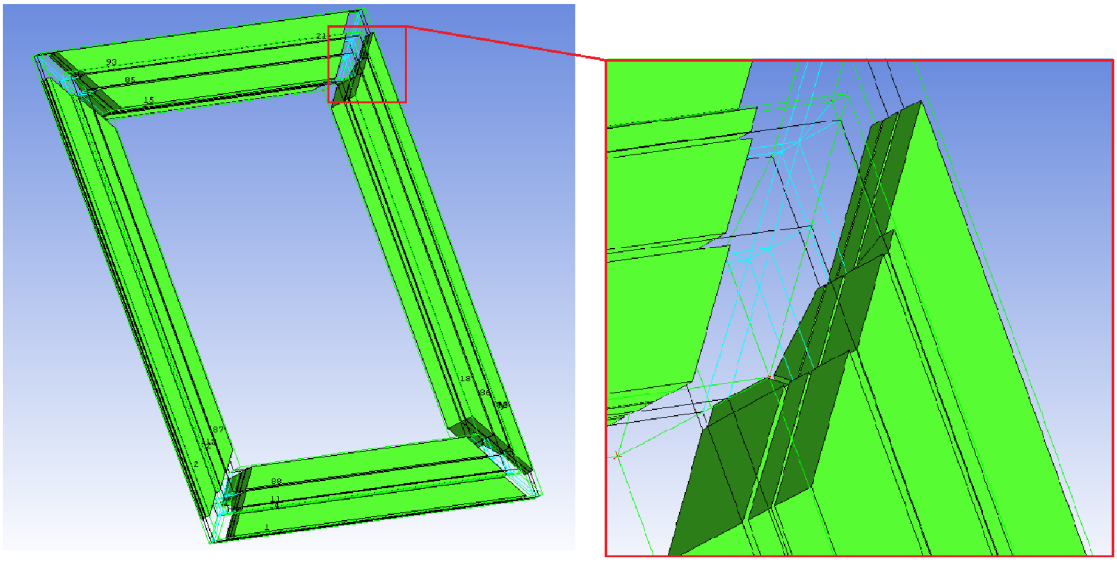
Obrázek 3.3-Rozdělení pro účel síťování.

Tabulka 3.1 – Přehled počtu buněk výsledné mříže pro Geometrii 1.

	Part1	Part2	Part3	Geometrie1
typ buňky	počet	počet	Počet	celkem
LINE_2	3637	3837	1368	8842
HEXA_8	204336	/	1012852	1217188
QUAD_4	47520	/	34960	82480
TETRA_4	/	866482	/	866482
TRI_3	/	80080	/	80080
PENTA_6	/	800800	/	800800
Suma	255493	1751199	1049180	3055872

Při tvoření sítě byla nejdříve generována povrchová síť, kde je možné buňky ručně upravovat (eliminace náhodných chyb jako je překrývání elementů či vznik díry v síti). Při dosáhnutí kvalitní povrchové sítě se přistupuje na generaci objemové sítě. Tento krok je proveden metodou Robust (Octree) nebo Quick (Delaunay). Posledním krokem je v případě NS (tj. Part 2) tvorba prismatické vrstvy (metodou Post Inflation). Pro lepší výsledek byla nejprve generována pouze jedna mezní vrstva o výšce 2,5 mm a následně v editoru sítě funkcí Split Mesh byla tato prismatická vrstva rozdělena na 10 částí (s koeficientem růstu 1,15). Strukturovaná síť byla tvořena blokově. Výpočetní doména je rozdělena do bloků a vlastnosti sítě jsou pak voleny přímo na hranách bloků, které korespondují s hranami (plochami) dané části. Tvorba bloků je časově velice náročná, ale dosažená výsledná kvalita buněk je daleko

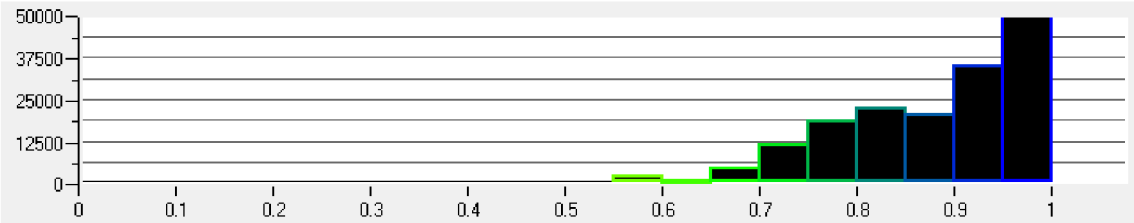
lepší než u sítí nestrukturovaných. Na *obr. 3.4*. je ukázka bloků Partu 1. Srovnáním *obr. 3.4* s *obr. 3.7* jde vidět, jak poloha a umístění bloků určuje orientaci vytvořené sítě.



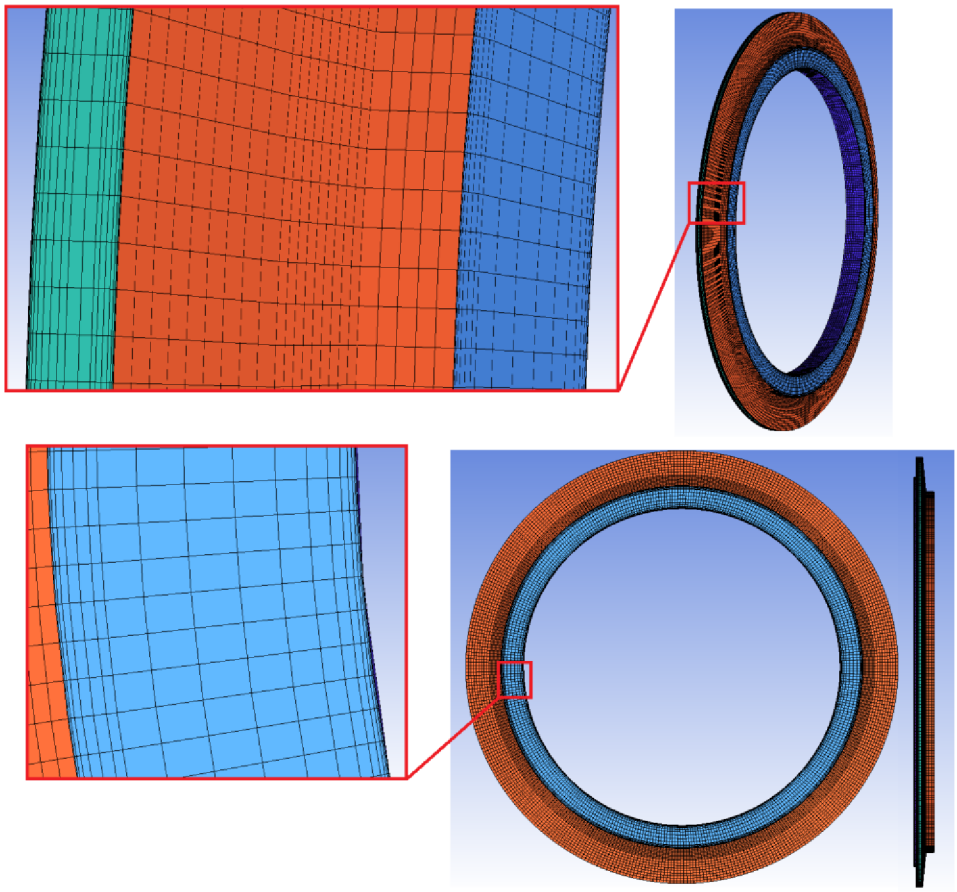
Obrázek 3.4 – Blokové schéma Partu 1

Part 1

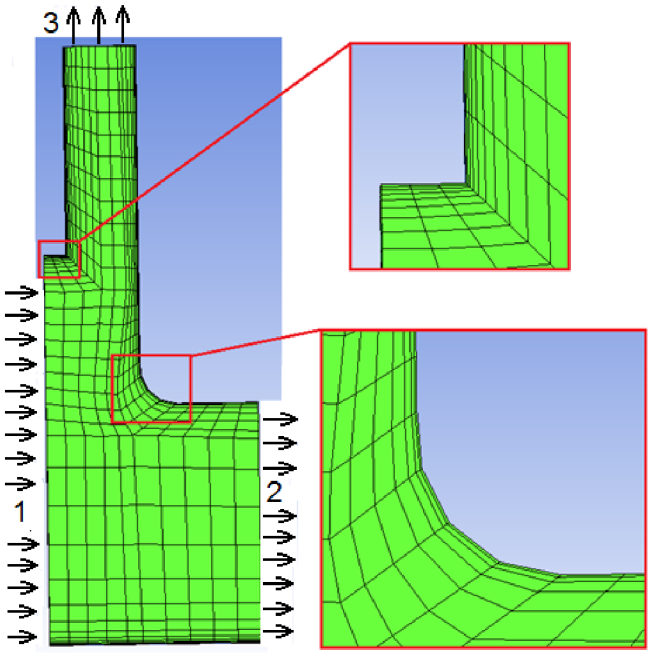
Na *obr. 3.7* je zobrazen řez Partu 1. Kde jde dobře vidět rozložení prismatické vrstvy na vstupu a výstupu páry z lopatkování. Úzká podélná část je pak mezera mezi lopatkovými nosiči. Většina buněk je typu hexahedra. Úhly svírající stěny buněk jsou v pořádku, byla snaha eliminovat velice tupé a ostré úhly. Eliminace byla prováděna funkcí Smooth Mesh Globally. Výsledná kvalita sítě (quality ratio) je nad 0,55, kde převážná většina leží v rozmezí 0,7-1. Tato kvalita je velice dobrá.



Obrázek 3.5 – Kvalita buněk (osa x), počet buněk (osa y)



Obrázek 3.6 – Part 1 – Detail výpočetní sítě

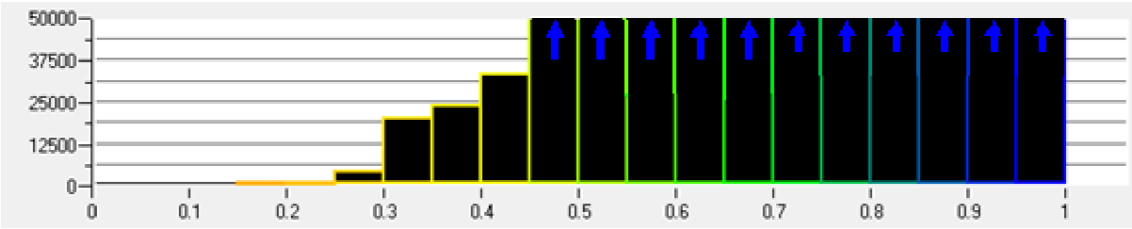


Obrázek 3.7 - Part 1 – Výpočetní síť v řezu

1- vstup páry, 2- výstup páry, 3- vstup páry do turbínové skříně přes mezeru mezi lopatkovými nosiči

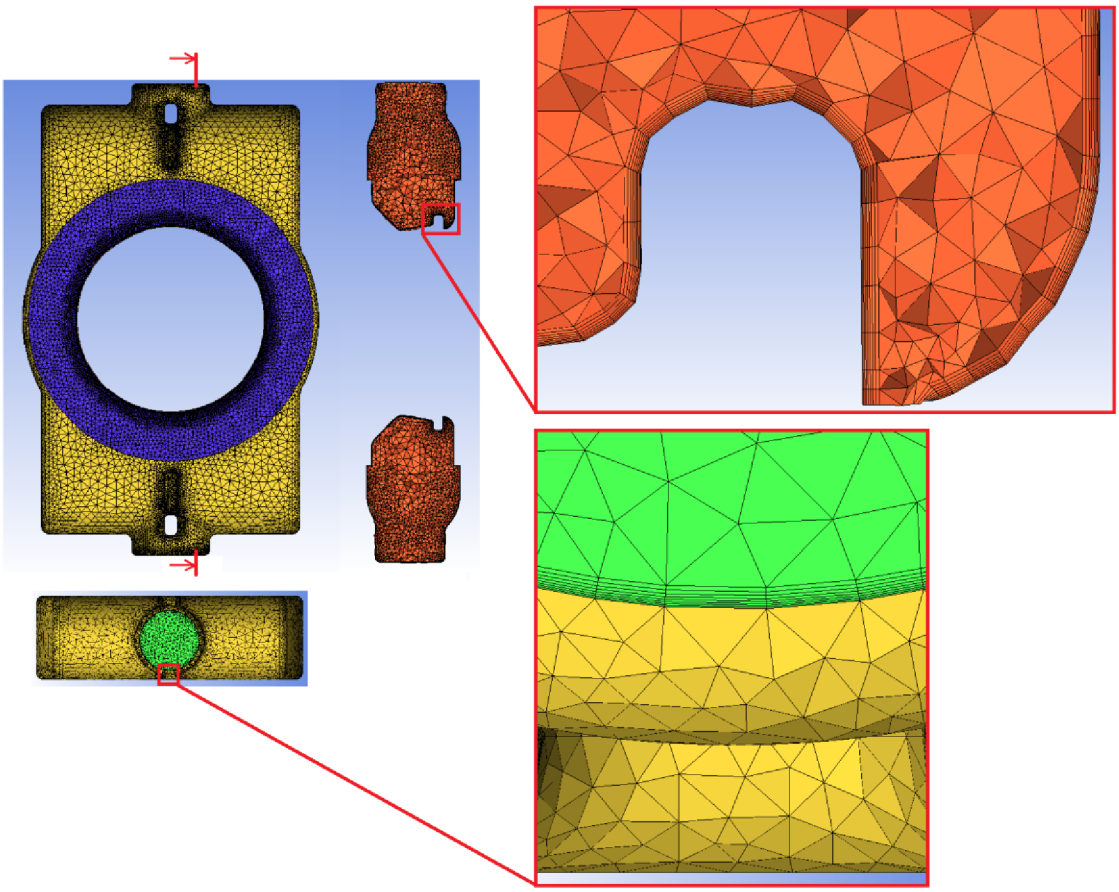
Part 2

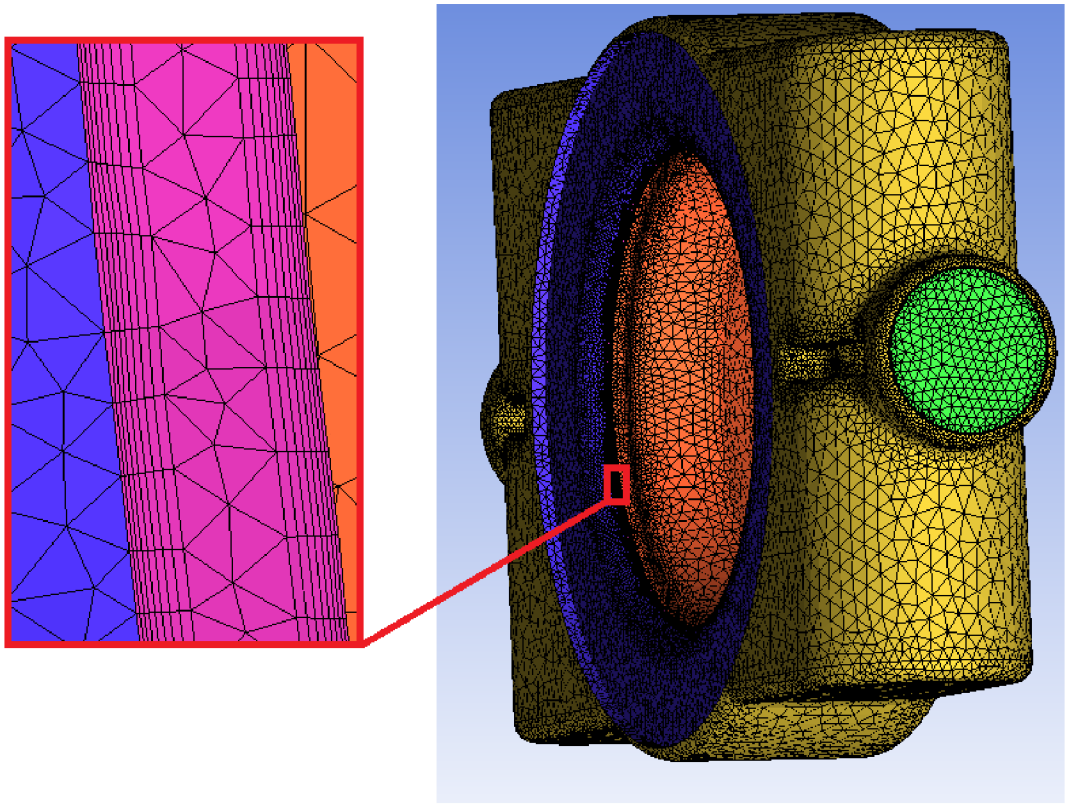
Part 2 je tvořen převážně tetragonálními buňkami. Hustota mříže je menší, kde velikost největší buněk je cca 15mm^3 (Global Element Seed Size =0,015). Struktura sítě je zachycena na obrázcích níže. Pro zjemnění buněk na plochách s větší křivostí bylo použito funkce Curvature (Min size limit =0.001 s Refirement=25). Celková kvalita je nejhorší ze všech částí. Kde kvalita některých buněk je pouze 0,25. Pro složité geometrie je tato kvalita dle manuálu přípustná. [1]



Obrázek 3.8 - Kvalita buněk (osa x), počet buněk (osa y)

Pozn.: Modré šipky ukazují, že výsledný počet buněk je vyšší, než ukazuje osa y – tj. v tomto případě 50 000. Toto platí i pro obr. 3.10 a 3.14.

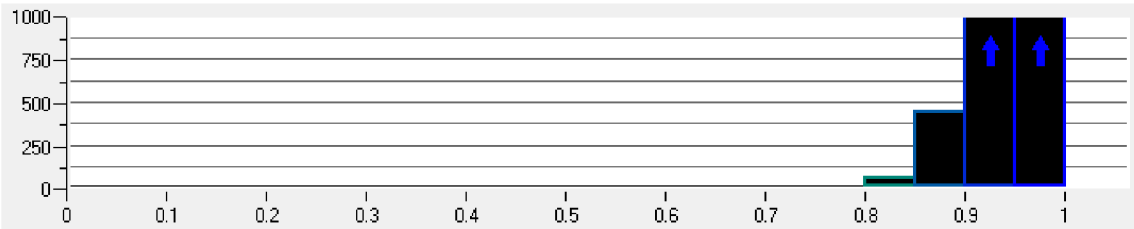




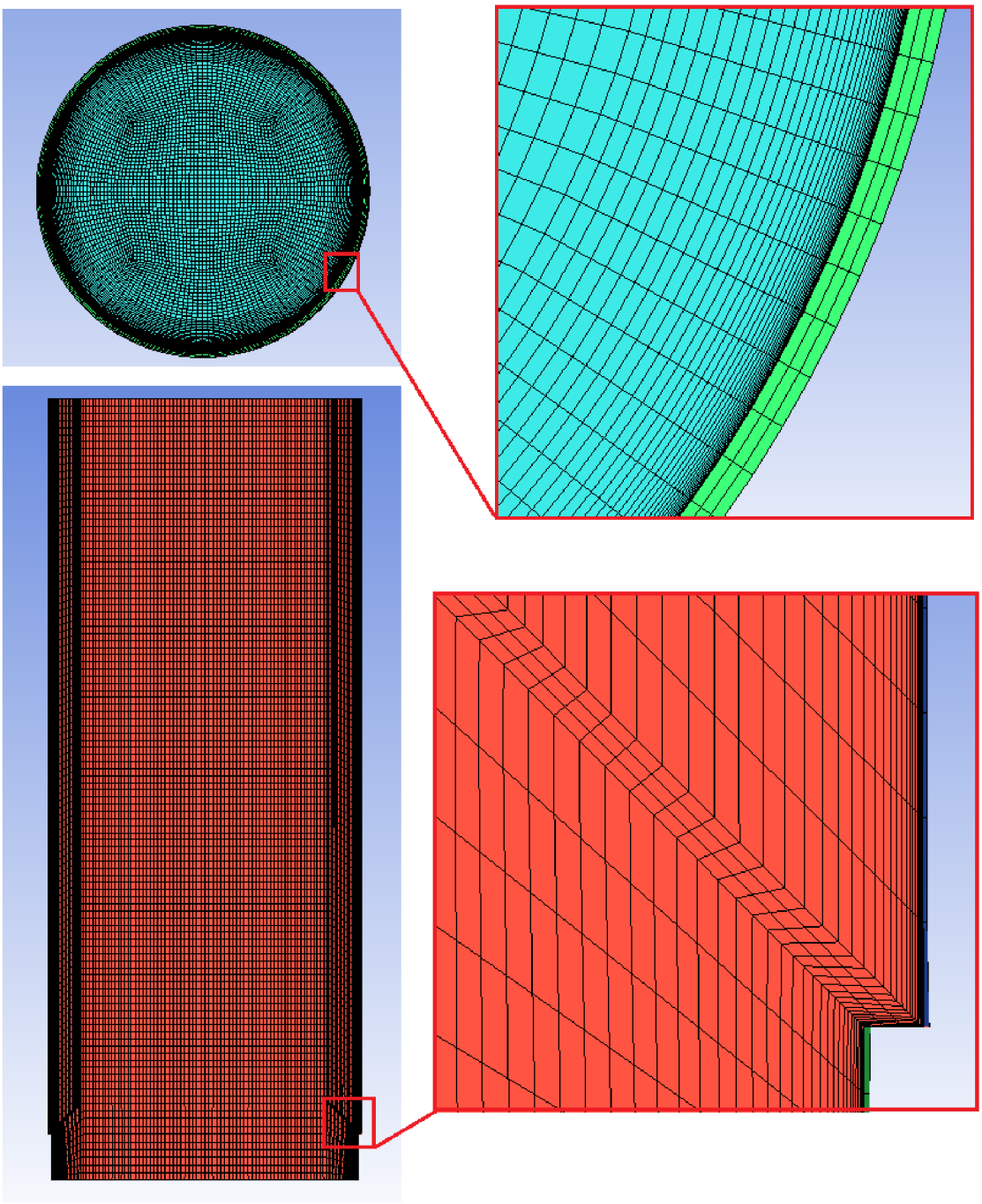
Obrázek 3.9 – Part 2 - detail výpočetní sítě

Part 3

Part 3 je nasíťován nejjemněji, protože se jedná o oblast největšího zájmu. Celková kvalita buněk (Quality ratio) je nad 0,8, kde převážná většina buněk má kvalitu v rozmezí 0,9-1. První buňka mezní vrstvy má výšku menší než $3 \cdot 10^{-5}$ m a pozvolna se zvětšuje s koeficientem 1,1. Přechod mezní vrstvy je pozvolný viz *obr 3.11*.



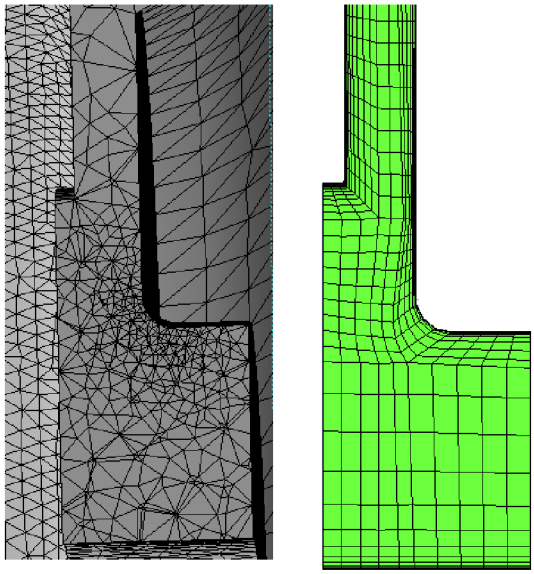
Obrázek 3.10 - Kvalita buněk (osa x), počet buněk (osa y)



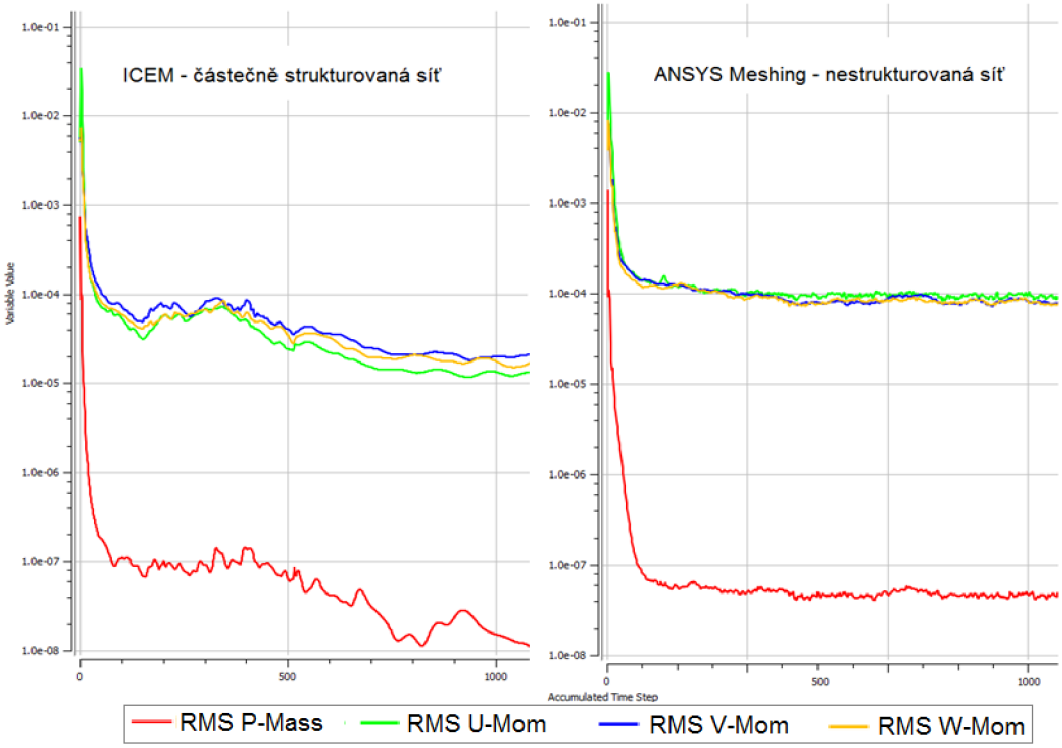
Obrázek 3.11 – Part 3 - detail výpočetní sítě

Srovnání strukturované sítě v ICEM a sítě z Meshing

Prvně vytvořená síť v programu ANSYS Meshing byla nestrukturovaná. Nastavení tvorby sítě bylo podobné jak u Partu 2 (max. velikost buňky, zjemnění u křivých ploch). Celkový počet buněk této sítě je dosahuje cca 4 mil. Oproti tomu druhotně vytvořená síť v programu ICEM má cca 3 mil. buněk (viz *tab. 3.1*). Efektivnějším rozmístěním buněk je dosaženo snížení celkového počtu a zároveň je pak možnost buňky více soustředit na místa zájmu (popř. místa s velkými stavovými gradienty). Visuální rozdíl těchto sítí je patrný z *obr 3.12*. Hlavním rozdílem je pak rychlost konvergence, která se ukázala být lepší u částečně strukturované sítě (ICEM). Zároveň tato síť splňuje požadavek na přesnost výpočtu, kde bylo cílem dosažení poklesu residuí (RMS) aspoň pod $1 \cdot 10^{-4}$. Pokles residuí (tj. 3 složky rychlosti a hmotnost tok označený červeně) v závislosti na iteračním kroku je znázorněn na *obr. 3.13*.



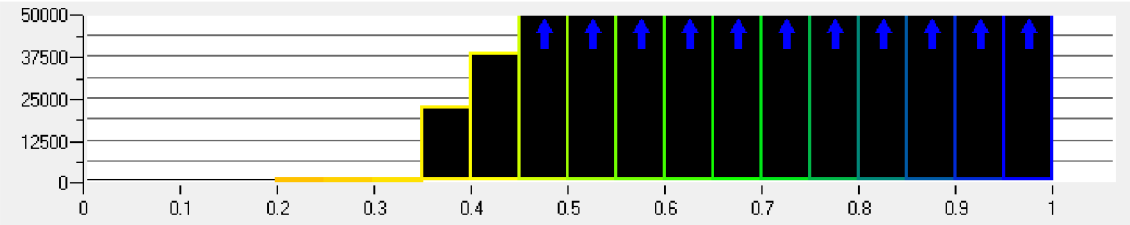
Obrázek 3.12 –Rozdíl mezi NS (nalevo) a SS (napravo)



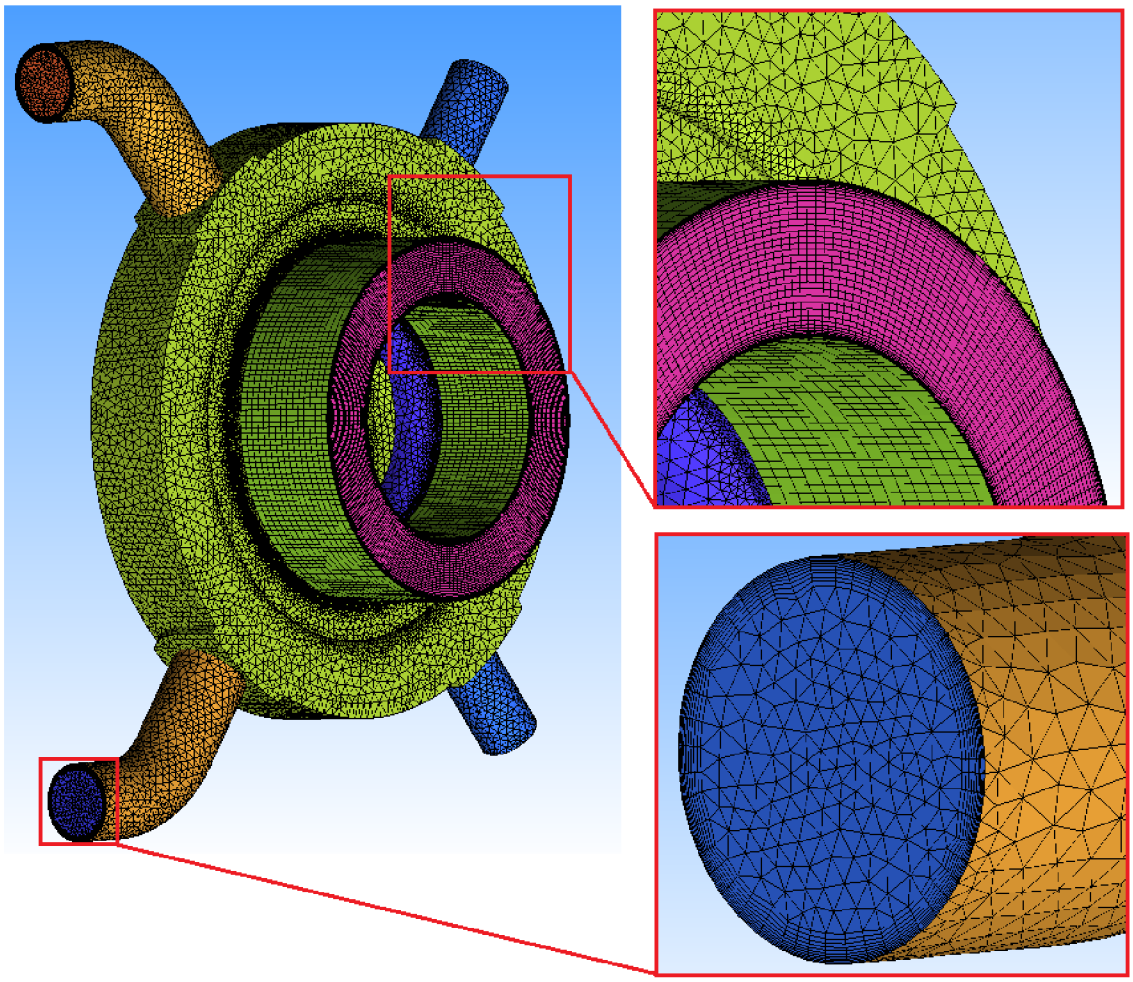
Obrázek 3.13 – Rozdíl v rychlosti konvergence mezi SS a NS.

3.2.3 Geometrie 2

Geometrie 2 byla vytvořena nestrukturovaně (metoda All Tri). Jak už bylo řečeno v kap. *3.1.2 Zjednodušení* bylo použito hned několik úprav. Po prvním řešení pak bylo ještě doděláno prodloužení výstupu páry (tj. pára pokračující v expanzi v turbíně). Tento prodloužený úsek byl nasíťován strukturovaně. Účelem je lepší vyřešení rychlostního pole mezi lopatkováním, kde při původním výpočtu nastávalo zpětné proudění. Mezní vrstva v celém objemu dosahuje výšky 2 mm a je rozdělena na 10 vrstev s koeficientem růstu 1,15. Výsledná kvalita buněk se pohybuje nad 0,3 (*obr 3.14*). Detail sítě je zobrazen na *obr. 3.15*.



Obrázek 3.14 - Kvalita buněk (osa x), počet buněk (osa y)



Obrázek 3.15 – Geometrie 2 - Detail výpočetní sítě

Síť celkem obsahuje cca 1,13 mil. buněk. Počet potřebných buněk se výrazně snížil zjednodušením geometrie, kde při neupravené geometrii byl počet buněk při zhruba stejné jemnosti cca 6 miliónů.

Tabulka 3.2 - Přehled počtu buněk výsledné mříže pro Geometrii 2.

Geometrie 2	
typ buňky	celkem
LINE_2	3980
HEXA_8	111720
QUAD_4	28646
TETRA_4	455568
TRI_3	51366
PENTA_6	480850
Suma	1132247

3.3 Okrajové podmínky

V zásadě se rozlišují 3 základní typy okrajových podmínek: Inlet = vstup toku do modelu, Outlet = výstup toku z modelu, Wall = stěna modelu, hmotnostní tok je nulový. Dalším možným typem je tzv. Opening = kombinace vstupu a výstupu. Tato podmínka je používána při turbulentním charakteru proudění, kde nastávají zpětné víry.

Před samotným zadáváním okrajových podmínek (OP) je třeba rozlišit části, které mají rozdílné vlastnosti. Tyto části byly příslušně pojmenovány. Jelikož je výpočet proveden pro různé provozní stavy, budou se OP lišit. Byly vybrány tyto provozní stavy:

1) Nominální chod (provozní režim) – GB1
2) Minimální provozní režim – GB10
3) Chod na prázdno při max. protitlaku – GB7
4) Bod odvodnění – GB8

Dále byl zvažován režim s maximálním výkonem P_{max}=21,682 MW. Při porovnání s provozním režimem, který má výkon P_{nom}=21,046 MW a teploty páry na vstupu identickou, byla tato možnost vyloučena. Je předpokládáno, že při tak malých odchylkách od režimu provozního, by se ani CFD výsledek příliš nelišil. Další vybrané stavy mají specifické vlastnosti, velice odlišné od stavu provozního. Minimální provozní režim má zhruba poloviční hmotnostní průtok páry (tím pádem i menší tlak za regulačním stupněm, čímž je snížen i průtok AK). Dále má menší teploty páry na vstupu a výkon pro tento režim je 9,927 MW.

Chod na prázdno je celkově nebezpečný stav turbíny, kde nastává k přehřívání posledních stupňů turbíny. Pára expanduje na prvních stupních a dále je její průtok tak malý, že místo expanze nastává škrcení páry. Škrcením v lopatkových kanálech se pak snižuje pouze tlak a teplota páry zůstává skoro konstantní. Tímto jevem je předpokládána vysoká teplota za posledním stupněm. Dále jsou při tomto stavu uzavřeny neregulované odběry (OP na výstupu z odběru se mění z typu Outlet na typ stěny Wall). Z těchto důvodů je tento typ

atypický, a tedy zajímavý pro CFD výpočet.

Bod odvodnění je stav, kdy se zavírají větve pro přímá odvodnění. Aktivní zůstávají pouze větve s odvaděčem kondenzátu. Tento stav je většinou definován při 25 % nominálního výkonu. Přesný svorkový výkon u tohoto stavu je 5,544 MW. Tento stav byl zvolen především proto, že hmotnostní poměr páry jdoucí do odběru ku páře z pístu je ze všech stavů nejmenší. U případu AK2 je tento poměr roven:

$$\frac{\dot{m}_{bleed4}}{\dot{m}_{AK2}} = \frac{0{,}171}{0{,}157} = 1{,}09 \qquad 3.3$$

zatímco u stavu provozního je poměr hmotnostních toků roven 2,80. Tento fakt, by mohl ovlivnit teplotu odběru, protože teoreticky by mohla všechna páry z pístu jít do odběru bez smíšení s párou z turbíny. To by mělo za následek vysokou teplotu v odběru (až 425 °C).

3.3.1 Geometrie 1

Části byly pojmenovány následovně (viz *obr. 3.16*):

AK_inlet = vstup páry z vyrovnávacího pístu AK1 (DN 32)

Steam_inlet = vstup páry z turbíny (stav páry za rotorovou řadou lopatek č. 13)

Steam_outlet = výstup páry, tj. pára pokračující v expanzi (pára na vstupu statorové řady lopatek č. 14)

Bleed_outlet = výstup páry, tj. pára jdoucí do VTO přes neregulovaný odběr

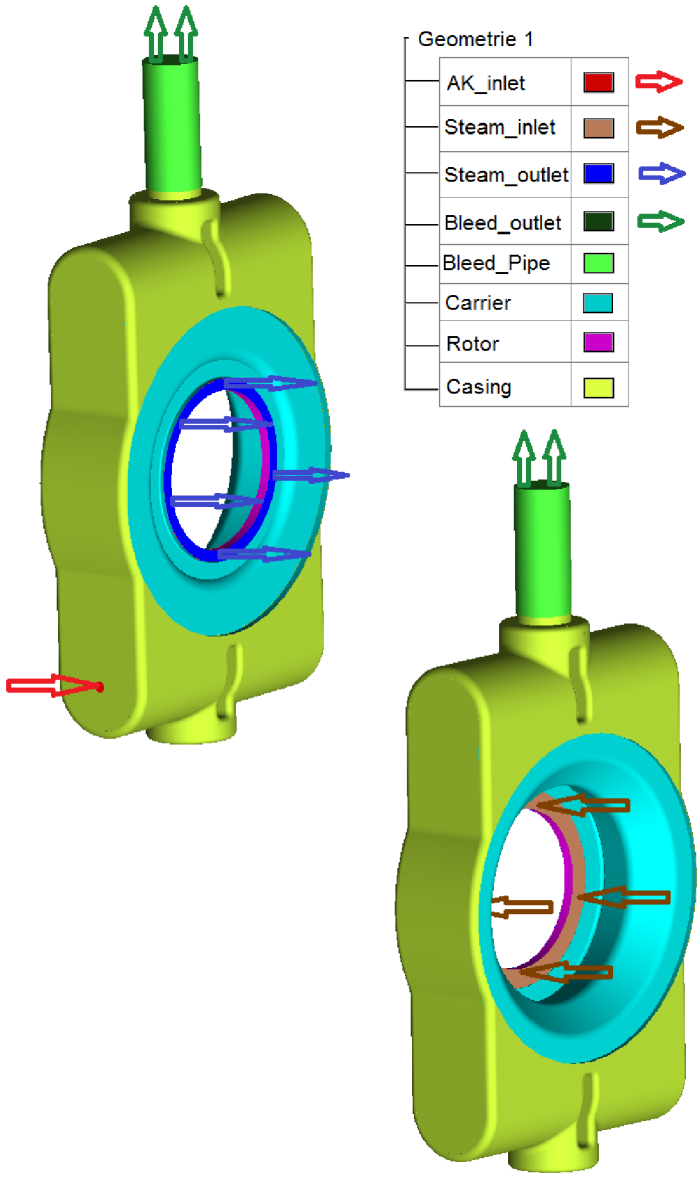
Bleed_pipe= vnitřní stěna trubky odběru (DN 150)

Carrier = rozhraní lopatkových nosičů (č. 2 a 3) a řešeného objemu

Rotor = rozhraní rotoru a řešeného objemu

Casing = rozhraní vnitřní stěny turbínové skříně a řešeného objemu

Pipe_entry = zúžená část neregulovaného odběru (součást turbínové skříně)



Obrázek 3.16 – Rozdělení ploch pro OP (Geometrie 1)

Pozn.: modré šipky – směr toku páry v turbíně (výstup páry), červené šipky – vstup AK, zelené šipky – výstup odběru, hnědé šipky – vstup páry z turbíny (větší obrázek v příloze A)

Všechny stěny ve výpočtu jsou klasifikovány jako adiabatické, tzn. je předpokládán nulový tepelný tok přes tyto domény. Reálně však turbína není dokonale zaizolována. Ačkoliv je snaha turbínu dokonale zaizolovat, kvůli zvýšení celkové účinnosti. Z hlediska stanovení nejvyšší teploty na povrchu trubky neregulovaného odběru, jde říci, že teplota stanovená na adiabatické stěně by měla být vyšší než teplota na stěně s izolací, kde dochází k prostupu tepla. O kolik bude teplota nižší na trubce s prostupem tepla, je možné vypočítat v programu ANSYS analýzou Steady-State Thermal. Kde jako vstupní data do výpočtu poslouží výsledky z CFD analýzy – tj. teplota a součinitel přestupu tepla na stěně odběru. Dále je třeba vymodelovat vrstvu izolace a zvolit okolní teplotu a součinitel přestupu tepla na vnější straně potrubí odběru.

Níže je uvedena tabulka s pojmenovanými částmi a zvolenými OP pro CFD analýzu:

Tabulka 3.4 – Přehled OP pro Geometrii 1

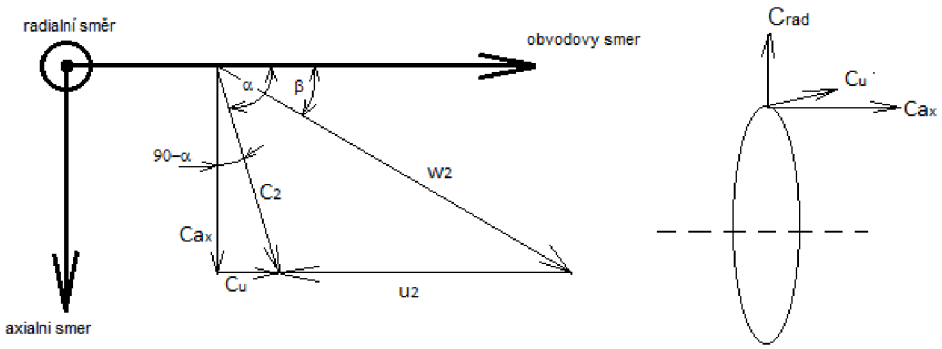
Geometrie 1	Typ OP	Specifikace
AK_inlet	inlet	T [K]; m [kg/s]
Steam_inlet	inlet	c_{ax}, c_{rad}, theta [m/s]; T [K]
Steam_outlet	outlet	m [kg/s] nebo P_{stat} [Pa]
Bleed_outlet	outlet	m [kg/s] nebo P_{stat} [Pa]
Bleed_pipe	wall	adiabatická
Carrier	wall	adiabatická
Rotor	wall	adiabatická s rotací ω [rad/s]
Casing	wall	adiabatická
Pipe_entry	wall	adiabatická

Tabulka 3.5 – OP pro řešené provozní stavy

	AK_inlet		Steam_inlet				Steam_outlet	Bleed_outlet
provozní stav	m [kg/s]	T [K], (T[°C])	c_ax [m/s]	c_rad [m/s]	theta [m/s]	T [K], (T[°C])	P_stat [Bar]	m [kg/s]
GB1	0,095	708 (435)	44,7	2,4	11,6	571 (298)	17,189	2,243
GB7	0,002	708 (435)	40,4	2,1	-3,9	534 (261)	1,43	0
GB10	0,047	708 (435)	38,3	2,1	-11,4	479 (206)	8,072	1,089
GB8	0,029	708 (435)	42,9	2,32	5,123	527 (254)	5,23	0,605

Pro OP Steam_inlet bylo potřeba dopočítat obvodovou složku absolutní rychlost c_u (theta) za lopatkováním. Bylo vycházeno z rychlostních trojúhelníků, kde z termodynamického výpočtu je známa axiální složka absolutní rychlosti a úhel α (obr. 3.14). Pak z goniometrických funkcí:

$$c_u = \mathrm{tg}(90° - \alpha) \cdot c_{ax} \qquad 3.1$$



Obrázek 3.17 -Rychlostní trojúhelník na výstupu z rotorové řady lopatek

Radiální složka rychlosti je skoro zanedbatelná pro vysokotlaké stupně turbíny. Pro nízkotlaké stupně (Geometrie 2) je tato složka mnohonásobně větší. Všechny další hodnoty

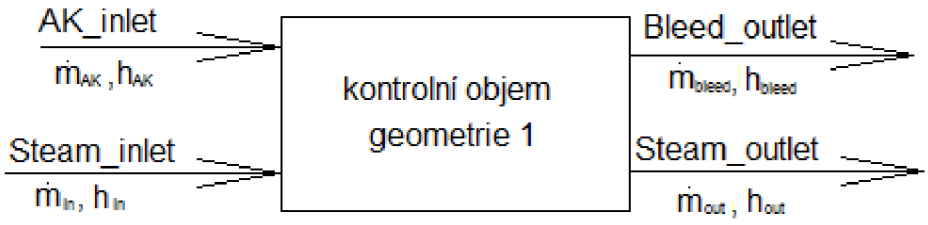
OP byly brány z firemních dat. Na obr. 3.14 je znázorněn návrhový stav rychlostního trojúhelníku, kde α<90°. Z tab. 3.3 je vidět, že pro jiné provozní stavy je α>90°a pak c_u vychází záporně. Tento fakt může ovlivnit rychlostní pole v řešené geometrii. Dále pro stěnu rotoru je počítáno s rotací. Provozní otáčky turbíny n=5810 ot./min, a pak úhlová rychlost ω:

$$\omega = n \cdot \frac{2\pi}{60} \qquad 3.2$$

$$\omega = 5810 \cdot \frac{2\pi}{60} = 608{,}4\, rad/s$$

Odhad střední teploty odběru z energetické bilance

Před samotnou CFD analýzou byl proveden výpočet teploty odběru z jednoduché energetické bilance v řešeném objemu, který následně sloužil k porovnání výsledků v provozním stavu. Tento výpočet je pouze orientační.



Obrázek 3.18 – Schéma pro energetickou bilanci

Předpoklad, že všechna pára z AK jde do odběru, a tím pádem entalpie páry v průtočné části turbíny se mezi stupni nemění:

$$h_{in} = h_{out} \qquad 3.3$$

kde $h_{in} = f(T = 298°C, p = 17{,}19\, bar) = 3027\, kJ/kg$ (X Steam Tables v2.6)

Hmotnostní bilance:

$$\dot{m}_{AK} + \dot{m}_{in} = \dot{m}_{bleed} + \dot{m}_{out} \qquad 3.4$$

kde velikost hmotnostních toků odpovídá normálnímu provoznímu režimu:

$m_{AK} = 0{,}095 \frac{kg}{s}; m_{in} = 21{,}646 \frac{kg}{s}; m_{out} = 19{,}498 \frac{kg}{s}; m_{bleed} = 2{,}243 \frac{kg}{s}$

Energetická bilance:

$$\dot{m}_{AK} \cdot h_{AK} + \dot{m}_{in} \cdot h_{in} = \dot{m}_{bleed} \cdot h_{bleed} + \dot{m}_{out} \cdot h_{out} \qquad 3.5$$

kde $h_{AK} = f(T = 435°C, p = 17{,}19\, bar) = 3329{,}1\, kJ/kg$

Pro entalpii odběru pak platí:

$$h_{bleed} = \frac{(\dot{m}_{AK} \cdot h_{AK} + \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \dot{m}_{out} \cdot h_{out})}{\dot{m}_{bleed}} \qquad 3.6$$

$$h_{bleed} = \frac{(0{,}095 \cdot 3329{,}1 + 21{,}646 \cdot 3027 - 19{,}498 \cdot 3027)}{2{,}243}$$

$h_{bleed} = 3040{,}43\ kJ/kg$

$T_{bleed} = f(p, h_{bleed}) = \underline{303{,}64\ °C}$

Při podmínce, že pára z vyrovnávacího pístu proudí jen do odběru, je hodnota teploty v odběru 304,2 °C. To ovšem platí za předpokladu, že se horká pára z pístu dokonale smíchá s párou jdoucí z turbíny. Pro CFD výpočet můžeme tuto hodnotu použít ke srovnání (pro výpočet provozního stavu). Když bude průměrná hodnota teploty odběru v CFD výpočtu blízká hodnotě 304 °C, můžeme říci, že parametry výpočtu jsou správně nastavené, a tedy pokračovat ve výpočtech pro jiné provozní stavy.

3.3.2 Geometrie 2

Části byly pojmenovány následovně (viz příloha B):

AK_inlet = vstup páry z vyrovnávacího pístu AK2 (DN 150)

AK_pipes = vnitřní stěna trubek odběru (2xDN150)

Steam_inlet = vstup páry z turbíny (stav páry za rotorovou řadou lopatek č. 27)

Steam_outlet = výstup páry, tj. pára pokračující v expanzi (pára na vstupu statorové řady lopatek č. 28)

Bleed_outlet_top = horní výstup páry pro neregulovaný odběr

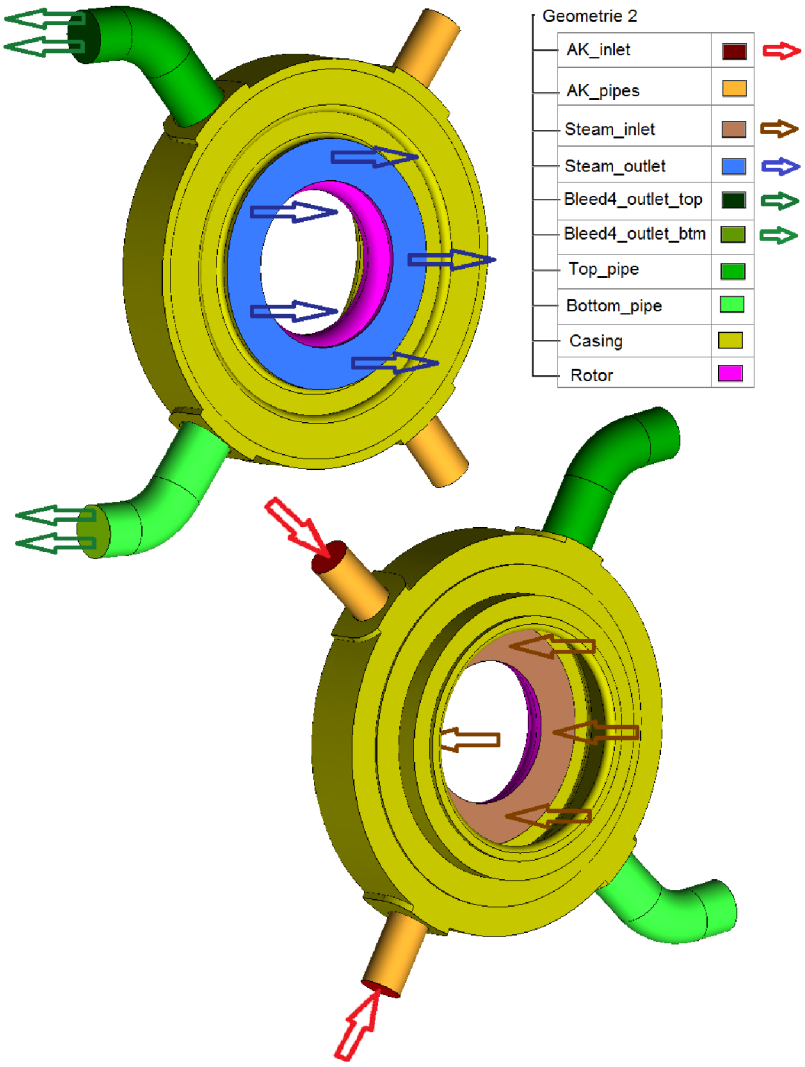
Bleed_outlet_btm = dolní výstup páry pro neregulovaný odběr

Top_pipe= vnitřní stěna trubky horní části odběru (DN200)

Bottom_pipe= vnitřní stěna trubky dolní části odběru (DN200)

Casing = rozhraní lopatkových nosičů a stěn turbínové skříně

Rotor = rozhraní rotoru a řešeného objemu



Obrázek 3.19 – Rozdělení ploch pro OP (Geometrie 2)

Pozn.: modré šipky – směr toku páry v turbíně (výstup páry), červené šipky – vstup AK, zelené šipky – výstup odběru, hnědé šipky – vstup páry z turbíny (větší obrázek v příloze B)

Pro Geometrii 2 je třeba rozlišit horní a dolní část odběru, jelikož hmotnostní tok přes tyto dvě části nemusí být stejný. Z tohoto důvodu je výhodnější zadat OP přes statický tlak P_{stat} (pro Bleed4_outlet_top/btm). Taktéž bylo rozlišeno horní a dolní části pro vnitřní stěnu trubek, kde se teplota na povrchu může lišit. Pro přehlednost pak byla spojena část ploch turbínové skříně a lopatkových nosičů. Stěny jsou opět klasifikovány jako adiabatické a výpočet rychlosti na vstupu je stejný jako v případě Geometrie 1.

Tabulka 3.6 – Přehled OP pro Geometrii 2

Geometrie 2	typ OP	Specifikace
AK_inlet	inlet	T [K]; m [kg/s]
AK_pipes	wall	adiabatická
Steam_inlet	inlet	cax, crad, theta [m/s]; T [K]
Steam_outlet	outlet	Pstat [Pa]
Bleed4_outlet_top	outlet	m [kg/s] nebo Pstat [Pa]
Bleed4_outlet_btm	outlet	m [kg/s] nebo Pstat [Pa]
Top_pipe	wall	adiabatická
Bottom_pipe	wall	adiabatická
Casing	wall	adiabatická
Rotor	wall	adiabatická s rotací ω [rad/s]

Tabulka 3.7 – OP pro řešené provozní stavy (Geometrie 2)

	AK_inlet		Steam_inlet				Steam_outlet	Bleed_outlet
provozní stav	m [kg/s]	T [K], (T[°C])	c_ax [m/s]	c_rad [m/s]	theta [m/s]	T [K], (T[°C])	P_stat [Bar]	m [kg/s]
GB1	0,504	703 (425)	86,2	26,66	41,2	369 (96)	0,863	1,409
GB7	0,042	703 (425)	27,3	10,07	-134	396 (123)	0,27	0
GB10	0,257	703 (425)	75,2	24	8,71	352 (79)	0,43	0,85
GB8	0,157	703 (425)	77,5	24,53	15,54	340 (67)	0,269	0,171

Odhad střední teploty odběru z energetické bilance

Výpočet odhadu je systematicky stejný jako pro Geometrii 1 s předpokladem, že všechna páry z vyrovnávacího pístu AK2 proudí do odběru Bleed 4 (viz *rov. 3.6*). Pod textem je uvedena tabulka výsledků.

Tabulka 3.8 – Energetická bilance odběru Bleed 4

	m [kg/s]	h [kJ/kg]
AK2	0,504	3330,67
Steam_in	17,018	2669,428
Steam_out	16,113	2669,428
Bleed 4	1,409	2905,954

Z parních tabulek pak:

$$T_{bleed4} = f(p, h_{bleed4}) = \underline{215{,}1\ °C}$$

4 VÝSLEDKY

V této kapitole jsou podrobně shrnuty výsledky z CFD simulace pro obě počítané geometrie.

4.1 Analýza ovlivnění pístem AK1 – Geometrie 1

Všechny výpočty, zde uvedené, dosáhli postačujícího konvergentního řešení dle postupu uvedeného v kapitole *Metodika vytvoření CFD modelu (str. 10,11)*. Jako výchozí výpočet byl zvolen provozní stav, a proto níže uvádím grafy ukazující závislost poklesu residuí na iteračním kroku při průběhu výpočtu modelu a dalších sledovaných veličin. Zkratky pro konkrétní provozní stav jsou označeny podle *tab. 1.5 Seznam garantovaných bodu*. Pro přehlednost je uvedena tabulka počítaných provozních stavů a jejich značení:

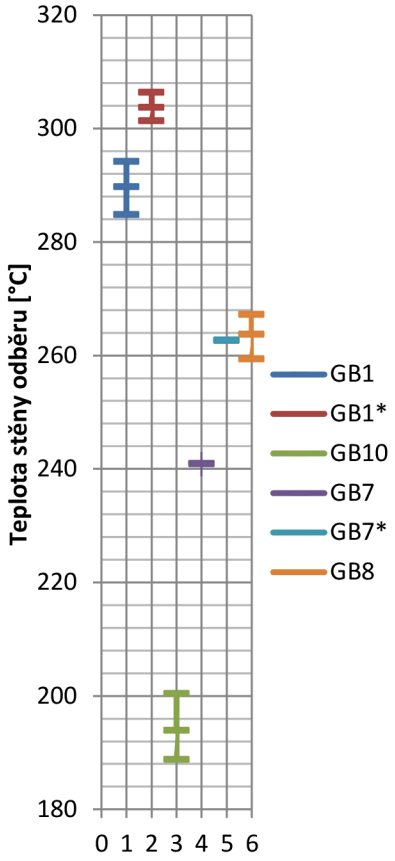
Tabulka 4.1 – Počítané provozní stavy

GB1	provozní stav
GB7	chod na prázdno
GB8	bod odvodnění
GB10	minimální výkon
GB1*	potrubí odběru vyvedeno z dolní části skříně
GB7*	uvažován hmotnostní tok odběru přes clonku

Pozn.: Stavy označené ‘‘‘‘ jsou upravené varianty příslušného stavu. Byl vypočítán provozní stav s upravenou geometrií, kde místo vyvedení odběru bylo přesunuto dolů, tento stav je označen GB1*. Stav GB7* počítá s hmotnostním tokem přes clonku ve větvi odvodnění.*

Tabulka 4.2 – Teplota na stěně odběru (Geometrie 1)

Stav	T_1_stěna [°C]	T_1_max [°C]	T_1_min [°C]	α_1 [W/m2K]	Teplota bez pístu [°C]
GB1	289,64	294,12	284,78	2010,36	298
GB7	240,86	240,9	240,85	1490,13	261
GB10	193,86	200,32	188,75	1560,93	206
GB8	263,65	267,16	259,31	1510,1	254
GB1*	303,67	306,28	301,27	2262,4	298
GB7*	262,6	262,62	262,59	1490,13	261



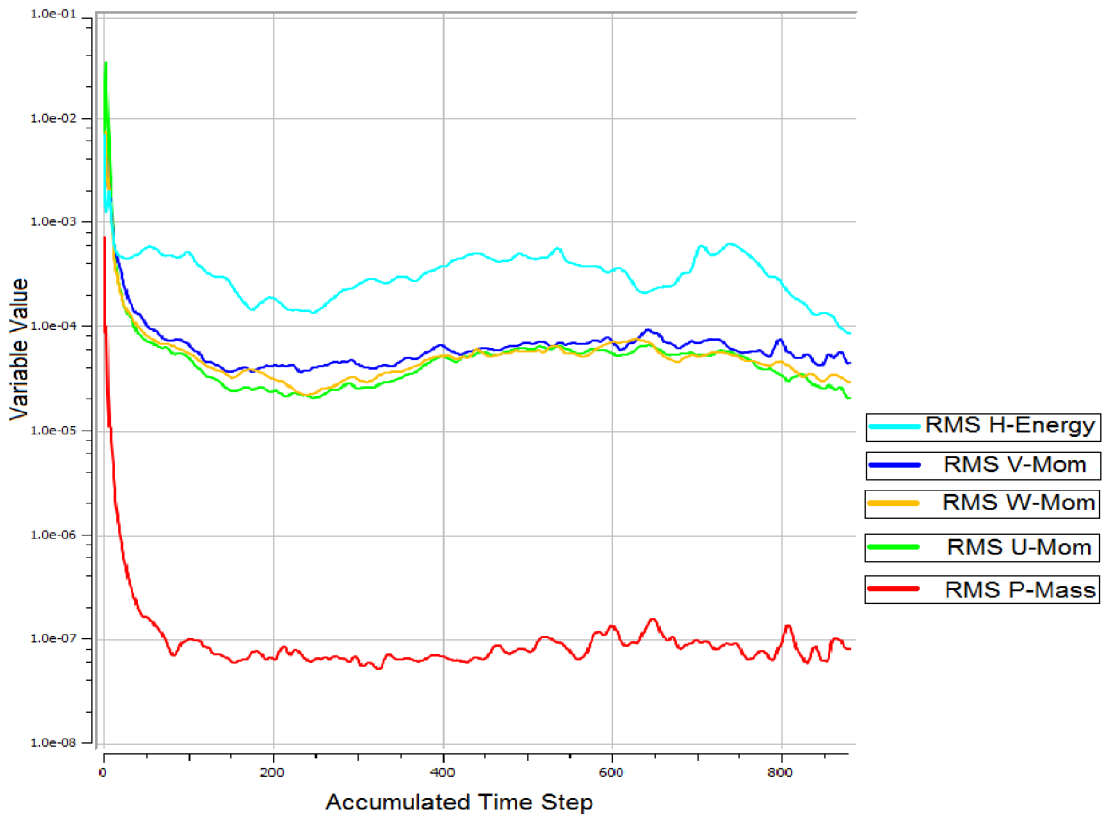
Obrázek 4.1 – Rozsah teplot odběru

V *tabulce 4.2* jsou uvedené vypočítané průměrné teploty na stěně trubky odběru (T_stěna). Je zde uvedena i maximální a minimální teplota. Tyto hodnoty jsou pro rychlejší představu graficky znázorněny na *obr 4.1*. Poslední sloupec tabulky ukazuje teploty, které by byly v odběru bez zavedení vyrovnávacího pístu AK1. Maximální teplota je stanovena 306,3 °C a nastává u stavu provozního s výstupem odběru směrem dolů. Tento stav neodpovídá turbíně, ale je uveden s myšlenkou zobecnění pro stejné standardizované skříně. Pro zadanou turbínu pak platí nejvyšší teplota 294,1 °C. Největší teploty se tak vyskytují

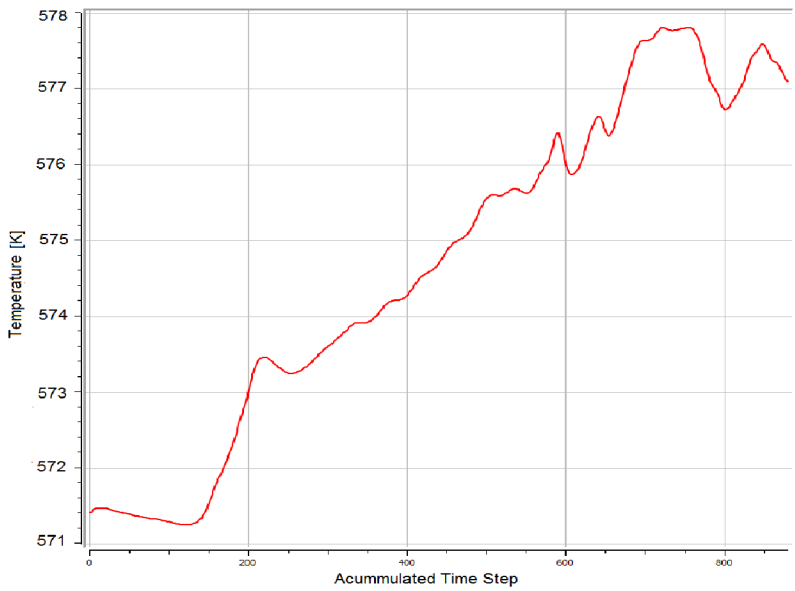
za provozního stavu. Ačkoliv před samotným výpočtem bylo předpovídáno, že vysoká teplota by se mohla objevit jiných provozních stavů. Zejména těch, kde hmotnostní tok do odběru je poměrně malý. U všech provozních stavů je pára z pístu relativně rychle promíchána s okolní párou, a tak její efekt na teplotu páry v odběru je minimální. Fakt, že nejvyšší teplota je u stavu provozního, je způsoben zejména vysokou teplotou páry z turbíny, ta je 298 °C. Srovnáním největší stanovené teploty v daném režimu a teploty bez pístu, je zřejmé, že celkový vliv pístu AK1 je na studovanou geometrii minimální.

4.1.1 Provozní stav – GB1

Výpočet byl zastaven zhruba po 900 iteračních krocích, kde hodnoty RMS sledovaných veličin poklesly pod $1 \cdot 10^{-4}$. Průběh RMS je zobrazen na *obr. 4.2.*



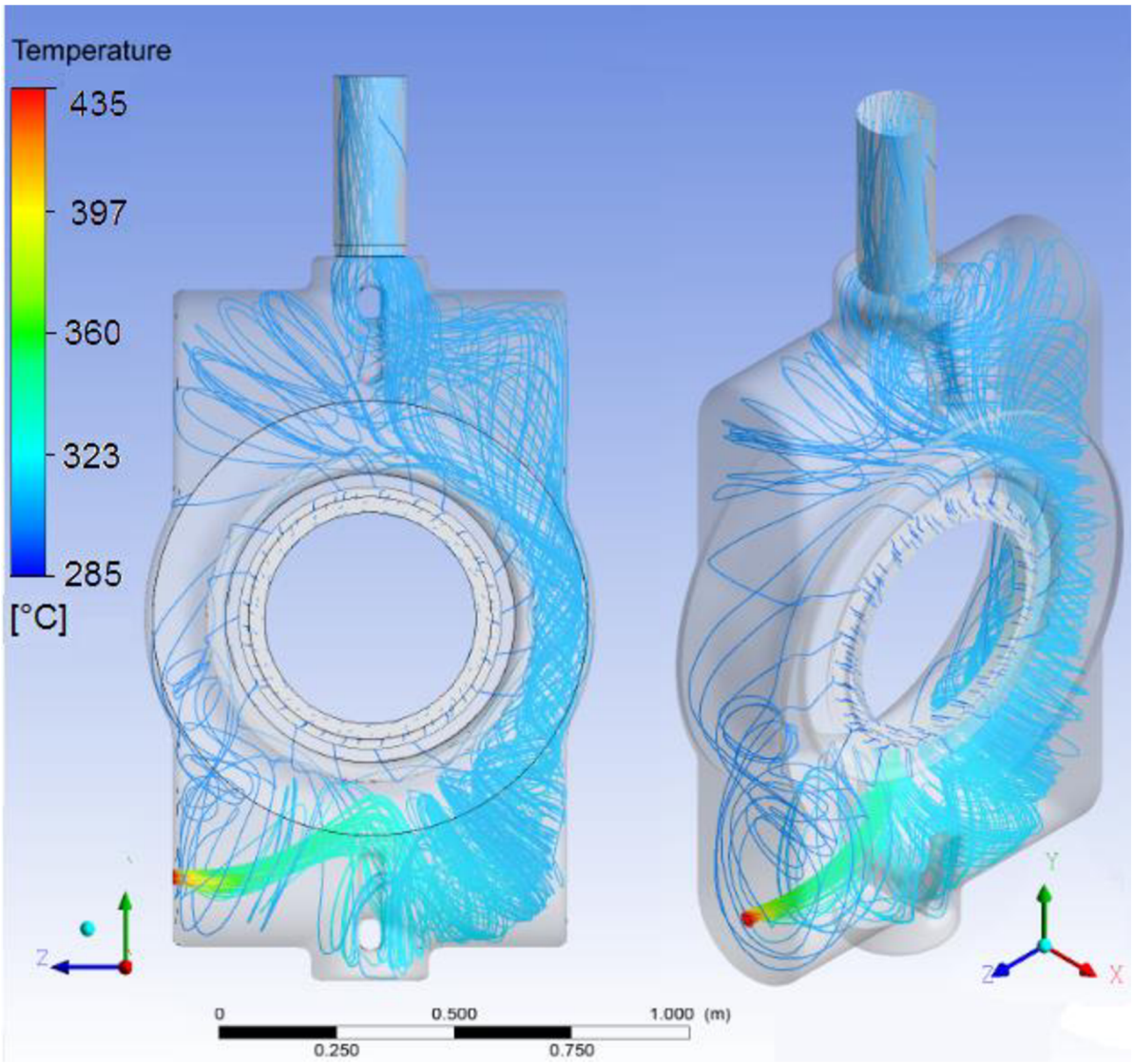
Obrázek 4.2 – Průběh RMS v průběhu výpočtu



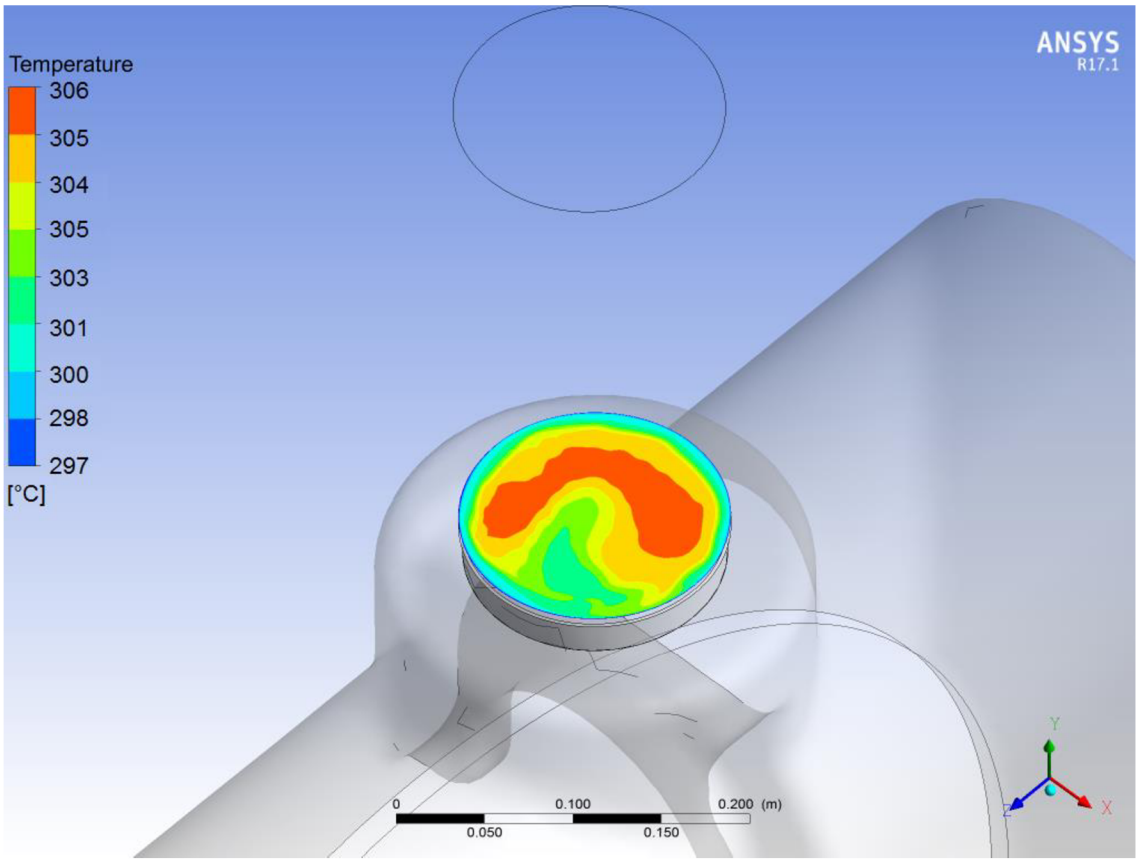
Obrázek 4.3 – Průběh průměrné teploty v odběru

Z průběhu teploty (*obr 4.3*) jde vidět, že teplota není úplně ustálená, jak by tomu mělo u stacionární řešení být. Avšak hodnota teploty v posledních 200 iteračních krocích se pohybuje v rozmezí cca 1°C. Tato odchylka je považována za přípustnou. Konečná průměrná teplota v odběru je stanovena 577,1 K (=303,95 °C). Hodnota součinitele přestupu tepla byla taktéž sledována a ustálila se na hodnotě 2010,36 W/m^{2}K. Zároveň byla zkontrolována hodnota celkové nevyváženosti systému, která byla už po prvních 60 iteracích pod 1 %.

Pro představu rychlostního pole jsou vykresleny proudnice. A protože nás zajímá teplota páry v turbínové skříni, jsou proudnice popsány teplotou dle barevné škály. Z *obr. 4.4* je vidět, že teplota páry z vyrovnávacího pístu rapidně klesá v prostoru skříně a má pravotočivou tendenci (z pohledu směru toku páry-tj. kladná osa X). Proudění je vysoce turbulentní a na první pohled všechna pára z pístu proudí do horní neregulovaného odběru. Průměrná teplota páry na vstupu do odběru je dle CFD výpočtu 303,95 °C. Tato hodnota byla srovnána s odhadem teploty dle energetické bilance, což je 303,63 °C (*str. 48*). Vidíme, že tyto hodnoty jsou si velice blízké, a tedy je výpočet správně nastavený. Zároveň je touto rovností dokázán předpoklad, že většina páry z pístu proudí do odběru. Teplotní pole na vstupu do odběru je znázorněno na *obr. 4.5*. Teplota páry v odběru je poměrně vyvážená a rozdíl mezi středem proudu a na kraji je cca 7 °C. Zároveň je na *obr. 4.5* vidět, že teplota na stěně je vždy menší než průměrná teplota v celém odběru (tzn. tepelné rozložení splňuje zákony termodynamiky pro přestupu tepla konvekcí).



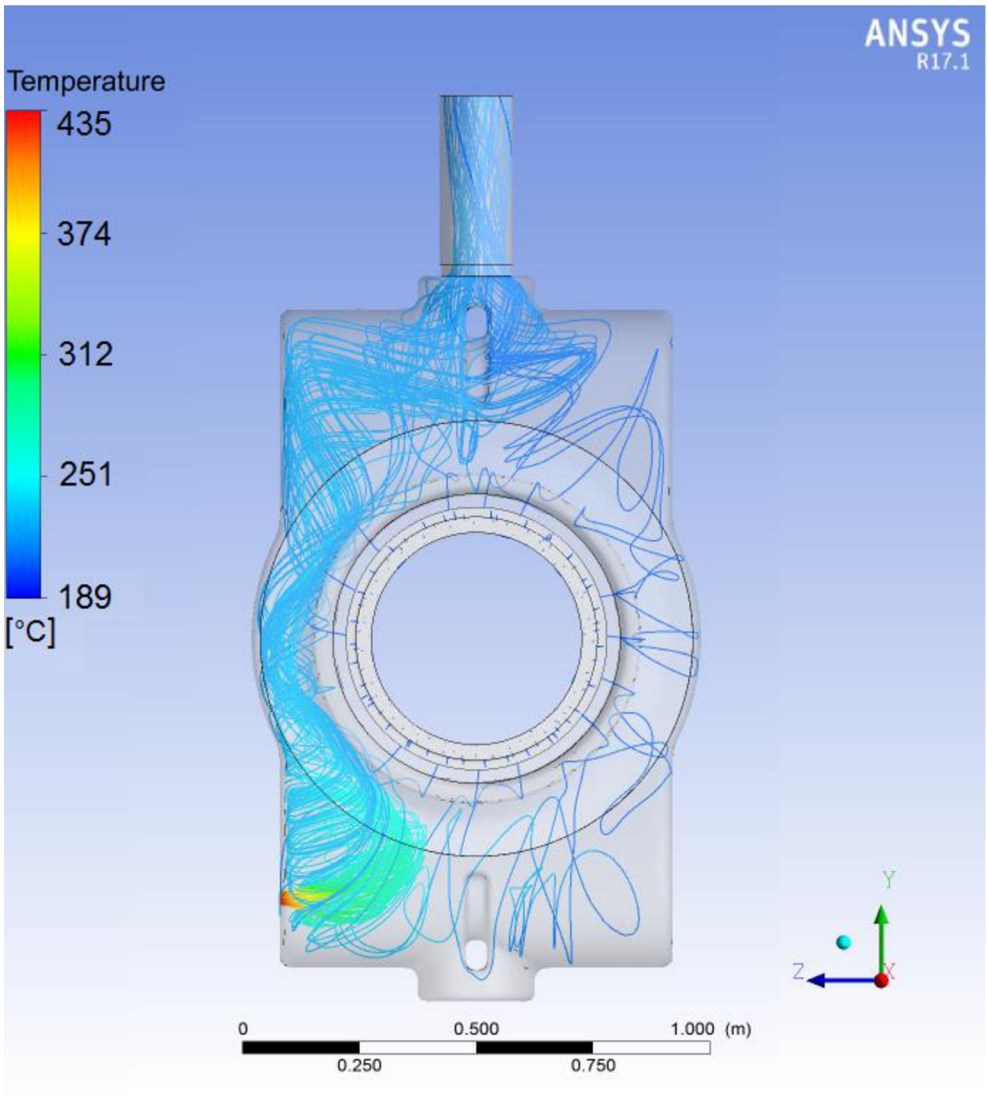
Obrázek 4.4 - GB1 – Zobrazení proudnic a teploty



Obrázek 4.5 – GB1 – Teplotní pole na vstupu do odběru

4.1.2 Minimální provozní režim – GB10

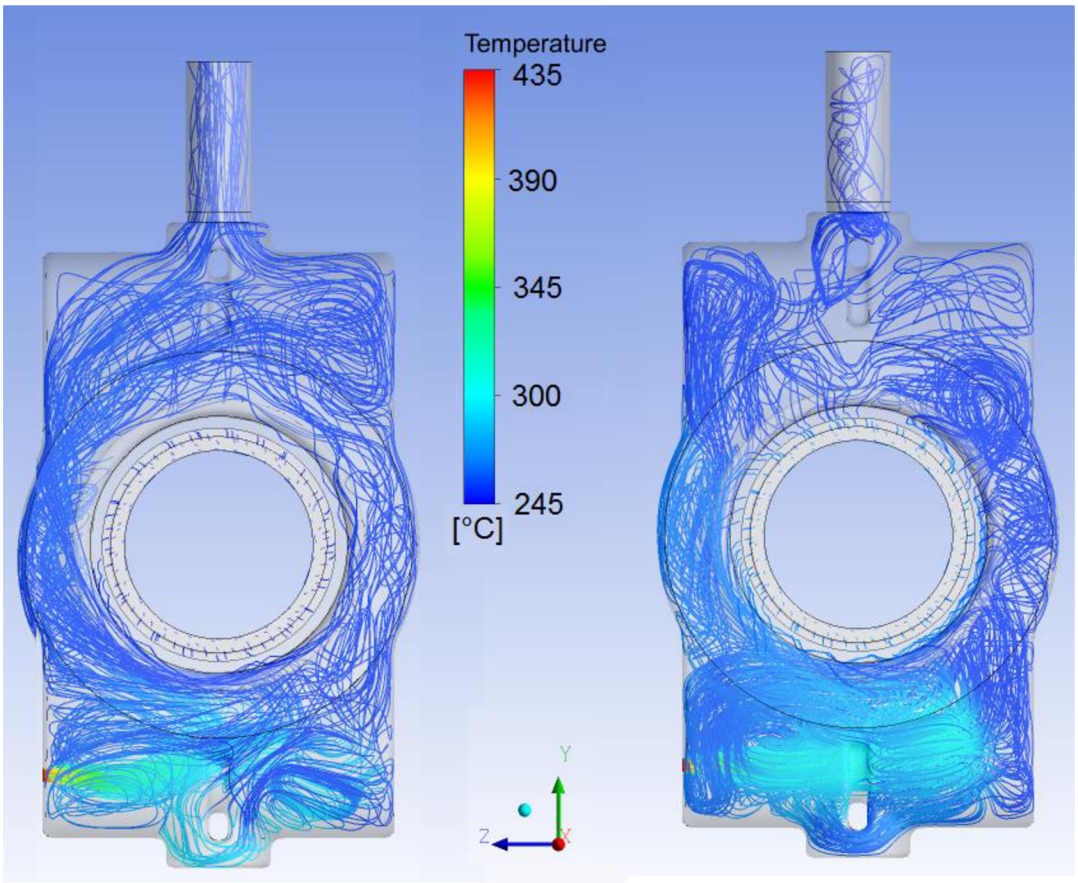
U tohoto režimu je výkon turbíny i hmotnostní tok páry přes turbínu zhruba poloviční. Jak je vidět z *obr. 4.6* proudí pára v jiném směru než u provozního režimu. Tento fakt je způsoben geometrií lopatek, které nejsou optimalizované pro tento stav. Úhel α_2 je roven 95,5°, z toho pak vychází obvodová složka rychlosti c_u záporně (z *rov. 3.1*). Teplota pístu 435 °C je, stejně jako u GB1, rychle redukována smíšením páry z turbíny. Průměrná teplota v odběru je 217 °C, což je výrazně níže než u stavu provozního. Nízká teplota je způsobena hlavně párou z turbíny, která má v tomto režimu teplotu 206°C. Zatímco teplota páry v provozním stavu je 298°C. Z pohledu stanovení design teploty potrubí odběru je tento stav nedůležitý.



Obrázek 4.6 - GB10 – Zobrazení proudnic a teploty

4.1.3 Chod na prázdno – GB7

U tohoto režimu byly zváženy dvě varianty. U první je nulový tok přes odběr a druhá předpokládá tok páry, který protéká přímým odvodněním odběru pro najíždění. Hmotnostní tok byl počítán skrze clonu (*rov. 1.5*), kde byla hodnota průtoku určena 0,0063 kg/s. Tlakový rozdíl je dán tlakem v odběru a tlakem ve sběrnici kondenzátu (byla předpokládána stejná tlaková hladina jako je v kondenzátoru). Průřez clonky je roven 7 mm v trubce odvodnění DN25. Další parametry byly vhodně voleny podle doporučení konstruktéra. [2]

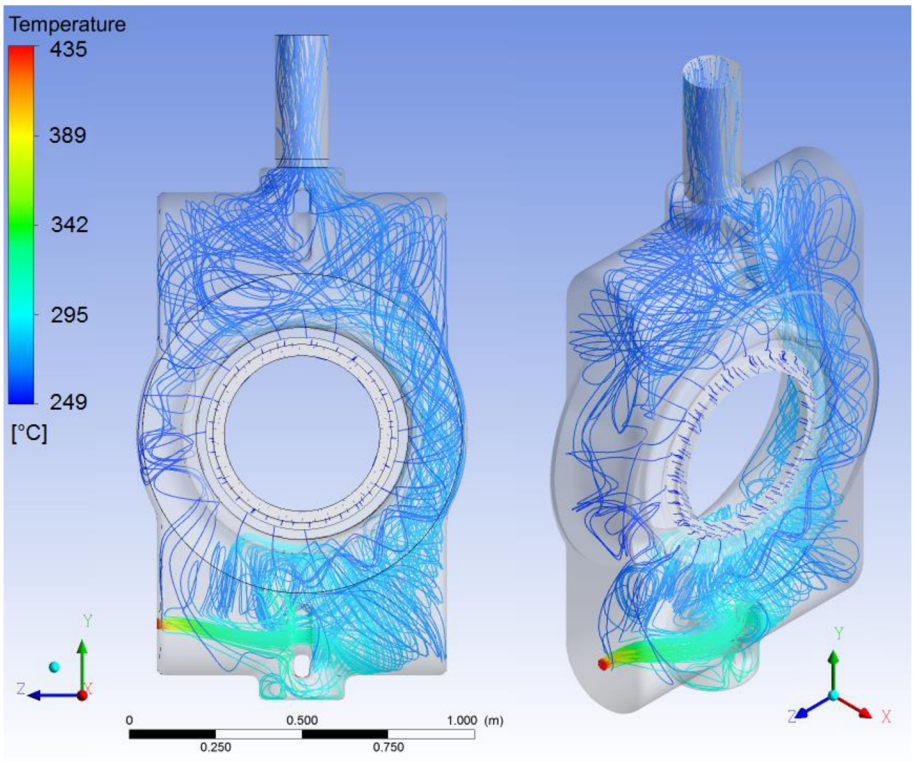


Obrázek 4.7 – Vlevo GB7*; Vpravo GB7 (nulový tok přes odběr)

Jak jde vidět z *obr. 4.7*, rychlostní pole při zohlednění průtoku přes clonu se moc nezmění. Jelikož chod na prázdno je najížděcí stav je určitě správnější varianta, která počítá s průtokem přes clonu. Z *tab. 4.2* vidíme, že maximální teplota na potrubí odběru je 262,6 °C, zatímco pro variantu bez průtoku v odběru byla nejvyšší teplota stanovena na 240,9 °C. Obě varianty mají nižší teplotu v odběru než u stavu provozního. Je třeba mít na paměti, že řešení bylo provedeno jako stacionární stav, což je z hlediska proudění v pořádku. Avšak prohřátí stěn kontrolního objemu trvá řádově minuty a je otázkou, jak rychle se tyto stěny dostanou na vypočítané teploty. V realitě chod na prázdno může trvat jen pár minut (*viz obr 1.6 Najížděcí diagram*).

4.1.4 Bod odvodnění – GB8

Pro tento provozní stav je rychlostní pole velice podobné stavu GB1 (viz *obr 4.8*). Maximální teplota na potrubí odběru je stanovena na 267,2 °C. Pára z pístu AK1 je rychle schlazena a proudění má výrazný turbulentní charakter. Bez pístu by teplota v odběru byla 254 °C. Při srovnání s jinými stavy platí, že vliv pístu má největší vliv na tento stav (rozdíl teplot s pístem a bez je 13,2 °C). Celkově je teplota nižší než u stavu GB1.



Obrázek 4.8 – GB8 – Zobrazení proudnic a teploty

4.1.5 Diskuze k zavedení AK1

Ovlivnění odběru zavedením vyrovnávacího pístu do vysokotlaké části turbíny je minimální. Z rozboru jednotlivých stavů, jde říci, že nejvyšší teplotu najdeme za stavu provozního. Teplotní pole v odběru je celkem vyrovnané s teplotní diferencí cca 10 °C. Výsledná teplota by stačila býti stanovena z obyčejné energetické bilance, kde by se počítalo s tím, že všechna pára z vyrovnávacího pístu proudí do odběru. V této práci nebylo uvažováno zvětšení průtoku přes vyšlehané ucpávky. Tento fakt by způsobil nárůst hmotnostního toku v AK1. Vzhledem k charakteru rychlostního pole, doporučuji design teplotu stanovit z energetické bilance pro vyšlehané ucpávky a maximální vstupní parametry. Za předpokladu, že průtok vyšlehanými ucpávkami se zvýší 1,5krát, se může vyjít z *rov. 3.6* a pro entalpii v odběru pak platí:

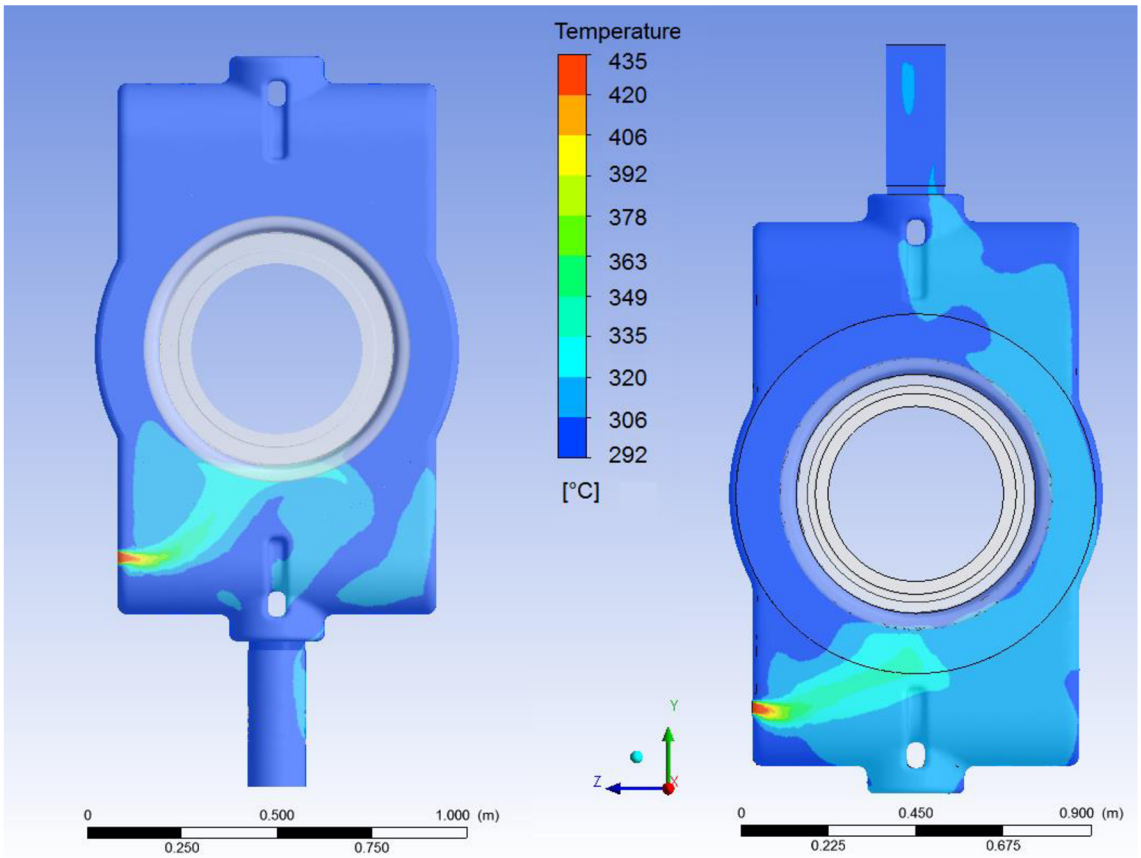
$$h_{bleed} = \frac{(1{,}5 \cdot \dot{m}_{AK} \cdot h_{AK} + \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \dot{m}_{out} \cdot h_{out})}{\dot{m}_{bleed}}$$

$$h_{bleed} = 3110{,}93\ kJ/kg$$

Z parních tabulek pak pro daný tlak (p=17,19 bar) a entalpii je stanovena max. teplota:

$$T_{max,EB}(Bleed\ 1) = \underline{336\ °C}$$

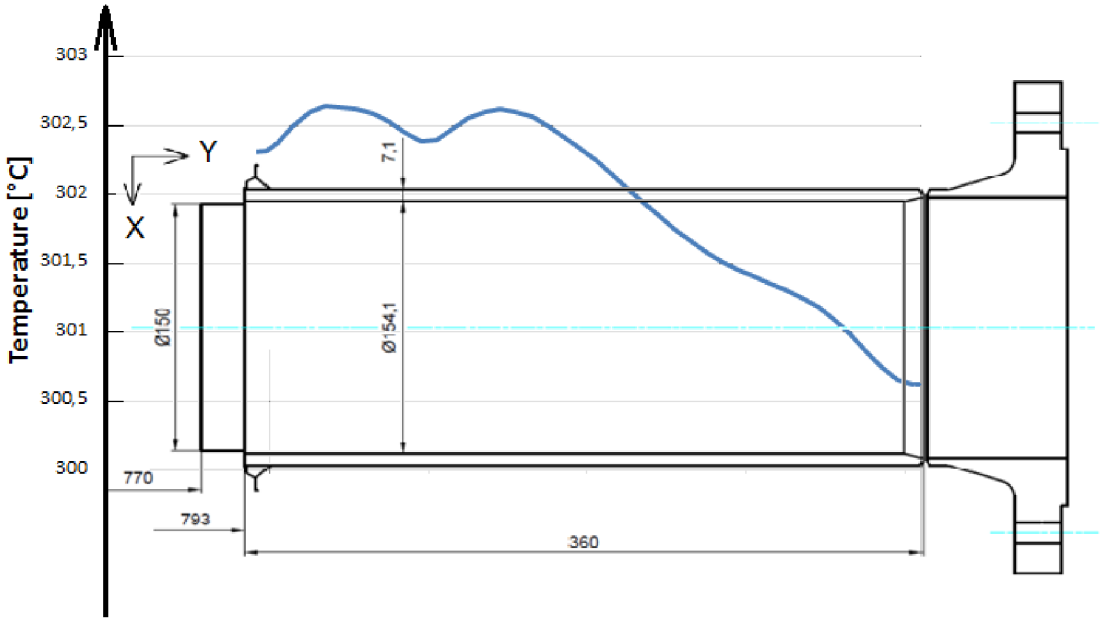
Pozn.: Určeno pro provozní stav, pro stav s maximálním výkonem je totiž teplota na vstupu do sledovaného objemu stejná, mění se jenom hmotnostní tok páry přes turbínu. Je však možné, že se lehce zvedne průtok AK1 z důvodu vyššího tlaku za regulačním stupněm. Nutno ověřit, avšak je předpokládáno, že nárůst max. teploty bude minimální.



Obrázek 4.9 -Vlevo GB1*; Vpravo GB1 (Teplotní pole)

Na *obr. 4.9* je porovnání rozdílu ve variantě odběru nahoře/dole. Jak je vidět, CFD výpočet neukázal výraznou změnu. Pára z pístu je pořád prudce schlazena. Její teplota ve vzdálenosti 25 cm od zaústění klesá z původních 435 °C na zhruba 335 °C. Vzhledem k tomu že vyústění odběru je blíže, je nárůst teploty na potrubí zhruba 12°C. Vliv na rozložení teploty by mohl být způsoben i vnitřní vzpěrou (na 3D modelu to jsou otvory na středu v horní i dolní části), která pravděpodobně přispívá k rozvíření v této části.

Potrubí odběru bylo modelováno jenom po první přírubu (360 mm od turbínové skříně). Níže je vykreslena průměrná teplota ve vzdálenosti 0,5 mm od stěny pro GB1 (*obr 4.10*). Teplota má tendenci pomalu klesat se vzdáleností od turbínové skříně. Hodnota teploty klesá z původních 302,4 °C až na 300,6 °C. Lze usoudit, že pro delší rovné potrubí by teplota dále klesala. Jelikož nebyla k dispozici další dokumentace (potrubí za přírubou spadá pod zákazníka), není jisté, jestli nebude za přírubou koleno. V případě kolena by mohla teplota lokálně narůst, protože jádro proudu dosahuje teploty až 306 °C (viz *obr 4.5*). Z celkové pohledu se pořád jedná o změnu 4 °C, což by zásadně výsledky neovlivnilo.



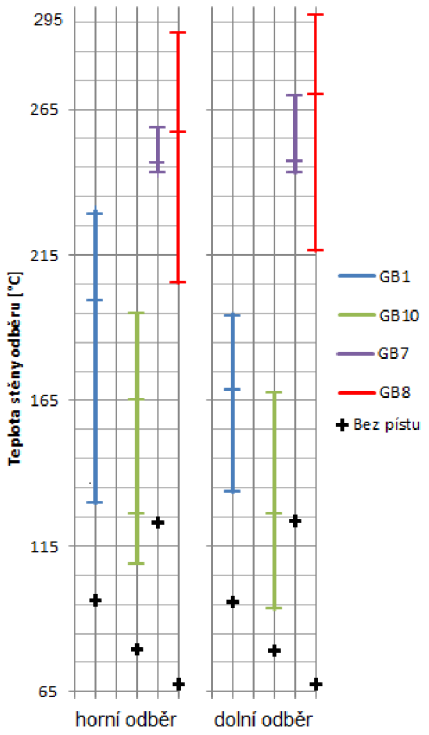
Obrázek 4.10 – Průměrná teplota na stěně odběru GB1 *(kóty psány v mm)*

4.2 Analýza ovlivnění pístem AK2 – Geometrie 2

Výpočty uvedené v této kapitole mají o něco horší konvergenci. Důvodem je více vstupů/výstupů do daného kontrolního objemu a stav páry, který je již v oblasti mokré páry (x=0,93). Další příčiny horší konvergence jsou popsány níže u grafického znázornění residuí v kap. *Provozní stav-GB1*. I přesto je dosaženo poklesu residuí pod $1 \cdot 10^{-3}$. Zkratky pro konkrétní provozní stavy jsou uvedené v *tab. 4.1. Počítané provozní stavy*, s výjimkou upravených variant. Jako výchozí výpočet byl zvolen provozní stav GB1. Výsledky jsou zobrazeny v *tab. 4.3* a jsou rozděleny zvlášť pro horní a dolní potrubí odběru.

Tabulka 4.3 – Teplota na stěně odběru (Geometrie 2)

	Stav	T_2_stěna [°C]	T_2_max [°C]	T_2_min [°C]	α_2 [W/m2K]	Teplota bez pístu
Horní odběr	GB1	199,34	228,88	129,61	138,66	96
	GB7	246,76	258,43	242,3	43,27	123
	GB10	165,13	194,99	108,9	94,46	79
	GB8	256,92	291,14	205,61	39,14	67
Dolní odběr	GB1	168,74	193,9	133,48	144,53	96
	GB7	247,16	269,7	243,06	40,58	123
	GB10	125,71	167,64	93,16	101,99	79
	GB8	269,95	297,2	216,46	38,72	96

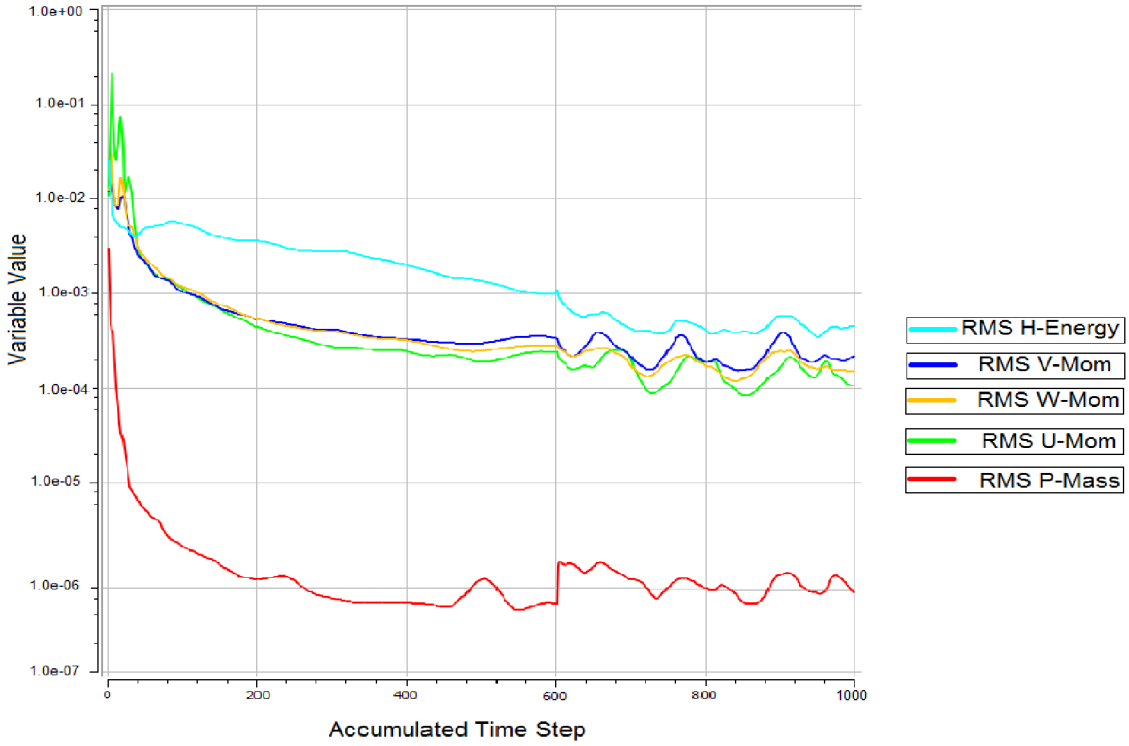


Největší teplota je stanovena u bodu odvodnění (GB8) a to s hodnotou 297,2 °C. Nutno říct, že pro většinu stavů platí široký rozptyl teplot potrubí, maximální rozdíl mezi maximem a minimem je 99,3 °C a nastává u provozního režimu na horním odběru. Pro přehlednost jsou rozsahy teplot zobrazeny na *obr. 4.11*, černým křížkem je vyznačeno hodnota, která by u sledovaného stavu byla bez zavedení pístu (tj. teplota vstupní páry). Z teplotního rozdílu u stavu bez pístu, jde vidět, že zavedení významně ovlivňuje teploty v odběrech. Okrajová podmínka na výstupu z odběru byla specifikována statickým tlakem (místo hmotnostního toku), tento fakt ukázal, že odběry protéká různé množství páry. Tato skutečnost se projevila i na teplotách v odběru, které se mezi sebou liší (pro stejný provozní stav jsou různé teploty na horním/dolním odběru). Nejvyšší teploty se vyskytují u bodu odvodnění zejména proto, že hmotnostní podíl páry do odběru a páry z pístu je skoro 1:1. Vyrovnávací píst má v tomto případě velký vliv na teplotní pole ve studované geometrii. Například u GB8 by byla teplota v odběru bez pístu rovna 67 °C. Při započítání páry z pístu je teplota zvýšena na průměrných 265°C.

4.2.1 Provozní stav – GB1

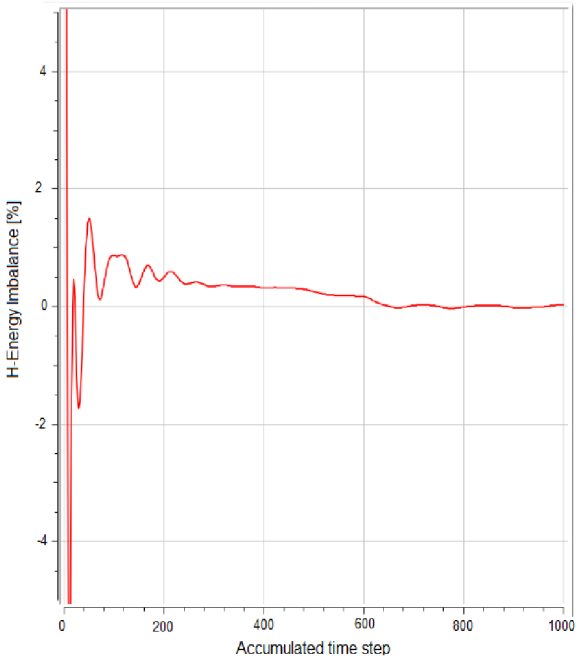
Výpočet provozního stavu byl komplikovaný a dosahoval nejhorší konvergence ze všech provozních stavů. Po 600 iteračních krocích hodnoty RMS sledovaných veličin poklesly pod $1 \cdot 10^{-3}$ při dalším řešením nastala oscilace, tento fakt naznačuje nestacionární charakter

řešeného stavu. Průběh RMS je zobrazen na *obr. 4.12*.

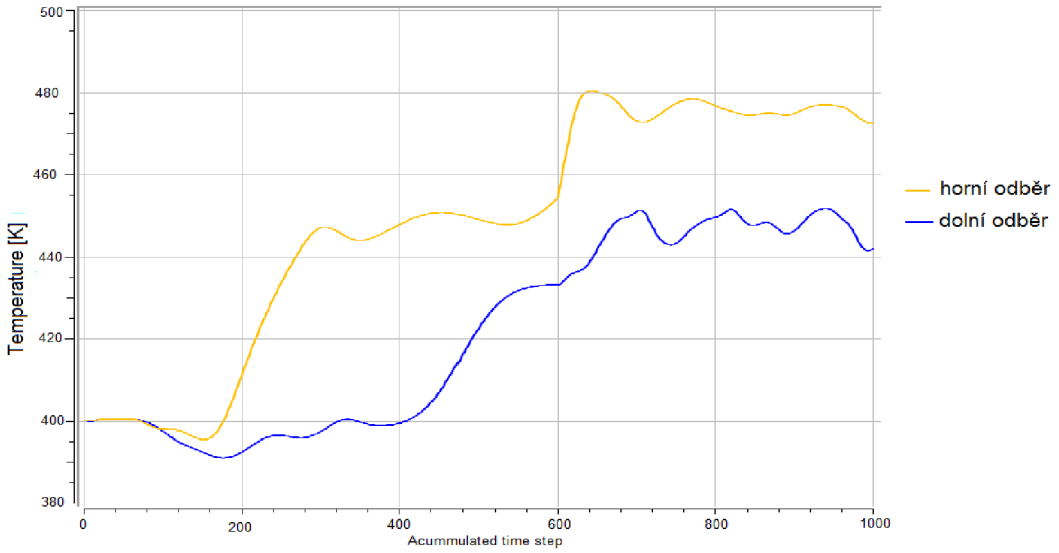


Obrázek 4.12 - Průběh RMS v průběhu výpočtu

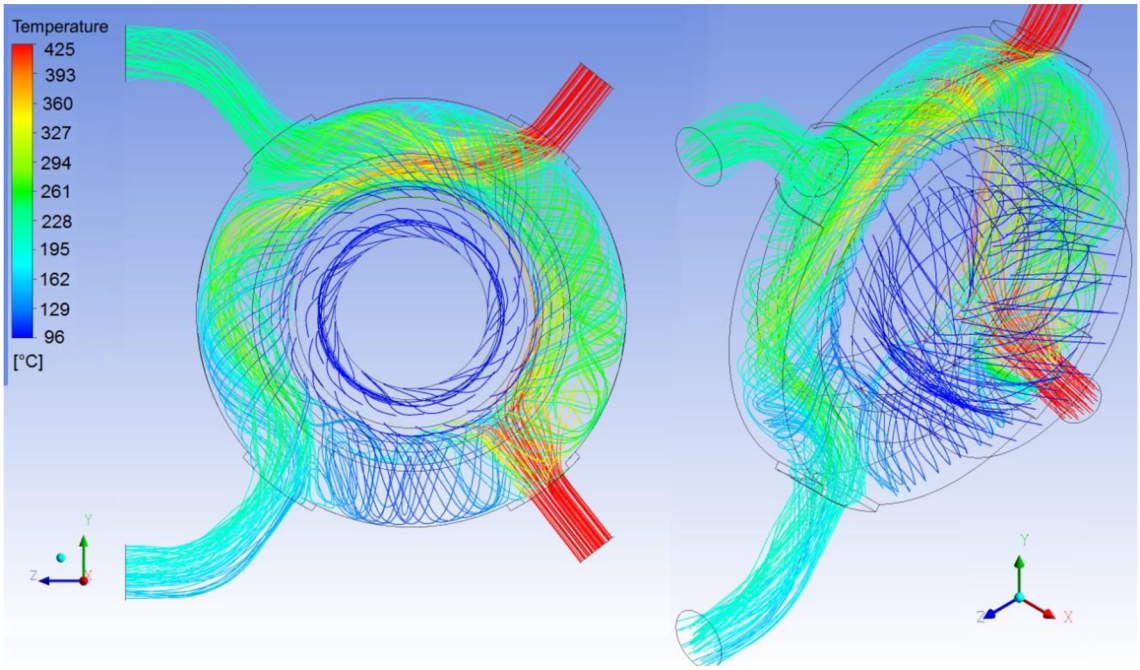
Dále byla sledována průměrná teplota v dolním a horním odběru. Jak jde vidět z *obr. 4.14*., hodnoty byly poměrně neustáleny a v posledních 200 iteracích se teplota pohybuje v rozmezí 10 °C. Tato odchylka je považována za přijatelnou, a proto byl výpočet zastaven. Celková energetická nevyváženost konverguje k 0 % (viz *obr 4.13*). Další sledovanou veličinou byl hmotnostní průtok přes oba odběry, jelikož zde byla zadána OP statického tlaku. Výpočet ukázal, že dolním odběrem protéká o 0,8 kg/s více páry než horním. Po 600 iteracích byla OP statického tlaku změněna na OP hmotnostního průtoku v odběrech, který vycházel z dosavadního výpočtu (hmotnostní residuum je pod $1 \cdot 10^{-6}$), tímto krokem bylo dosaženo snížení resiudií z energetické bilance (RMS H-Energy).



Obrázek 4.13 – Průběh energetické nevyváženosti



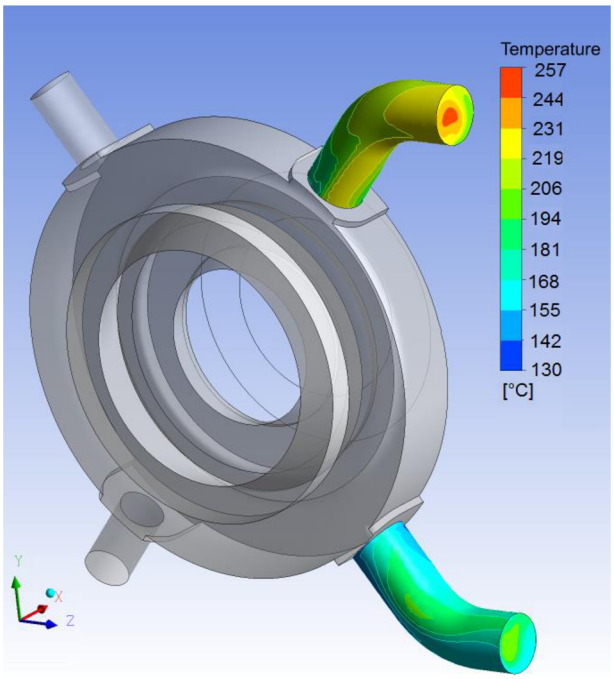
Obrázek 4.14– Průběh průměrné teploty v odběru



Obrázek 4.15 – GB1 – Zobrazení proudnic a teploty

Jak jde vidět z *obr 4.15*, proudění má turbulentní charakter. Horní píst je strháván směrem doprava (z pohledu toku páry, tj. kladná osa X), směr proudění dolního pístu nelze přesně určit. Proud nabíhá skoro kolmo na stěnu nosiče a pak je rozdělen do obou směrů. Je předpovídáno, že proudění z dolního pístu AK2 je nestacionární, jak naznačují RMS grafy a průběh teploty během výpočtu. Tento děj nejspíše způsobuje drobné kmitání proudu a tím se mění i množství jdoucí do dolního odběru, což bylo vidět při sledování hmotnostního toku v průběhu iteračního řešení. Je třeba mít na paměti, že okrajové podmínky nemusejí být v souladu s realitou, a i drobná změna tlakového pole by mohla proud z dolního pístu nahnout jedním či druhým směrem.

Maximální teplota potrubí odběru stanovená při stavu GB1 je 228,9 °C (horní větev odběru). Rozložení teplot je znázorněno *na obr 4.16*. Horní odběrem protéká 0,664 kg/s a dolním odběrem 0,745 kg/s páry. Podle hmotnostních toků je předpokládáno, že dolní větví protéká větší množství páry z turbíny, a proto je toto potrubí více ochlazeno. Průměrná teplota na výstupu z obou odběrů je 204,4 °C. Tato hodnota je porovnána s předběžným výpočtem z energetické bilance, která je 215,1 °C. Hodnoty se liší o cca 11 °C. Tato odchylka může být způsobena špatným předpokladem, že všechna pára proudí do odběrů a zároveň nepřesností výpočtu (drobná nestacionarita), kde teploty kolísaly až o 10 °C. Každopádně tato odchylka byla brána za přípustnou a parametry výpočtu za správně nastavené pro další provozní stavy. Nutno říci, že v tomto případě je předběžný výpočet z en. bilance nedostačující, protože hmotnostní toky se liší jak na horním, tak na dolním odběru, což ovlivňuje i teplotní pole.



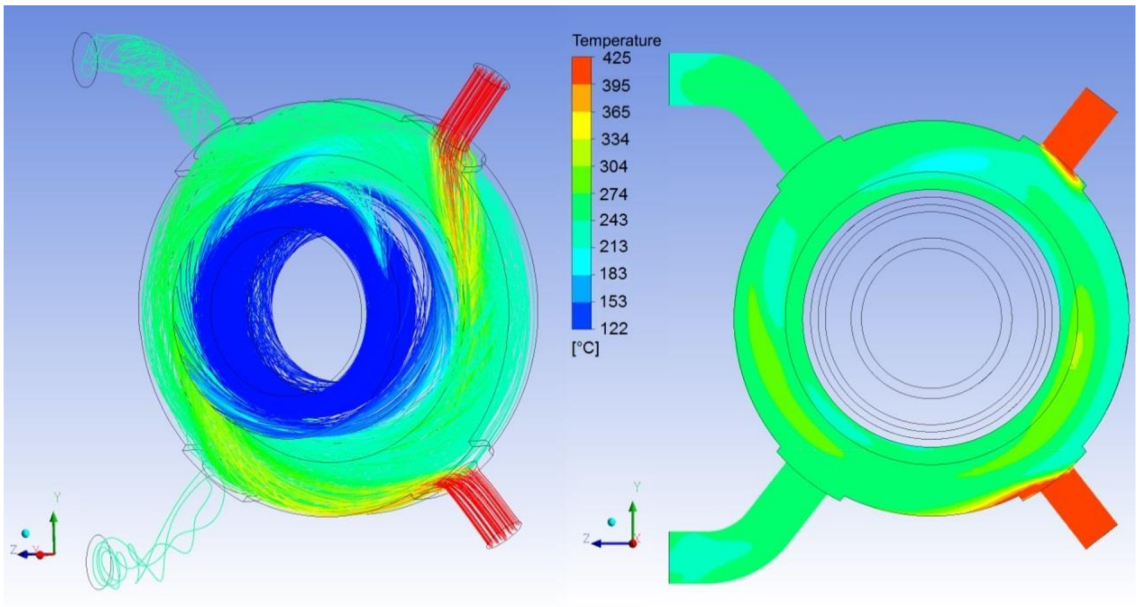
Obrázek 4.16 – GB1 – teplota potrubí odběru

4.2.2 Minimální provozní režim – GB10

Minimální provozní režim má podobné vlastnosti jak režim provozní. Dolní část pístu proudí skoro kolmo na lopatkový nosič, kde se proud dělí do obou směrů. A tak je i zde předpovídán nestacionární charakter proudu. Maximální teplota odběru je stanovena 195 °C. Obecně jsou teploty o trochu nižší než u GB1, avšak vliv vyrovnávacího pístu je pořád velice významný. Skříň má nerovnoměrné teplotní pole a na stěně potrubí dolního odběru dosahuje teplotní diference 86 °C.

4.2.3 Chod na prázdno – GB7

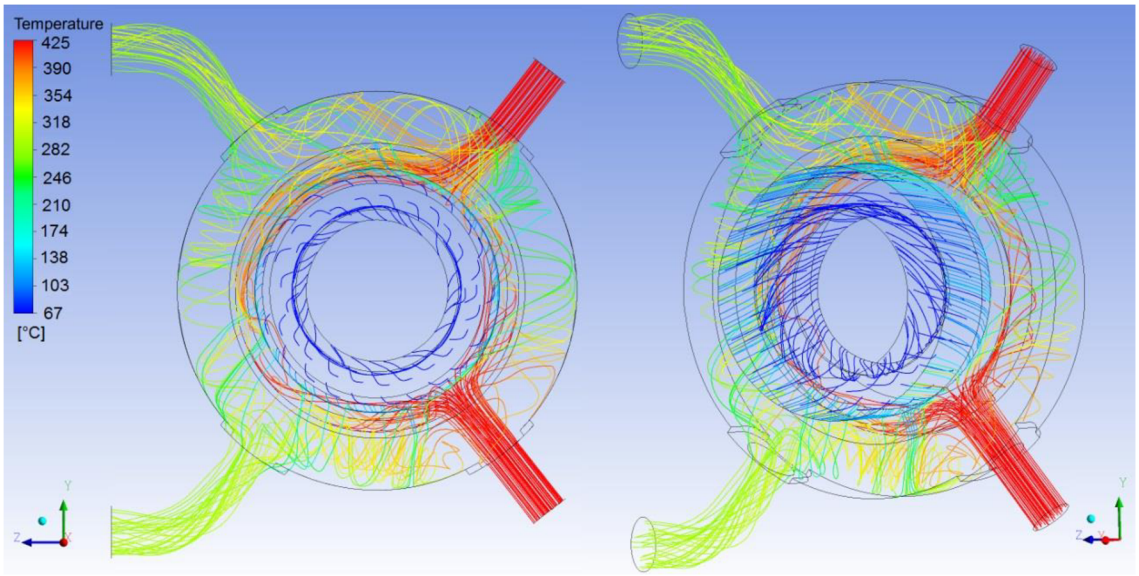
Při chodu na prázdno je rychlostní pole nejvíce ovlivněno obvodovou složkou absolutní rychlosti páry na vstupu, která je rovna 133 m/s. Pára z pístu je okamžitě za vstupem strhávána proudem páry. Teplotní pole v turbínové skříni je poměrně vyvážené. Na potrubí odběru je teplota 244 °C. Ačkoliv je GB7 najížděcí stav, lze z tohoto stacionárního řešení odhadnout, na jakou teplotu se teoreticky může prohřát turbínová skříň. Ačkoliv je teplota páry na vstupu 123 °C, vlivem pístu by očekávaná průměrná teplota v turbínové skříni byla až 250 °C. Tento stav je samozřejmě nepřípustný, a proto je provoz v chodu na prázdno vždycky časově vymezen výrobcem. Průtok clonou pro odvodnění je zanedbán, protože tlakové diference mezi sběrnou kondenzátu (tj. tlak v kondenzátoru) a odběrem je nulová.



Obrázek 4.17 – GB7 – Teplotní pole

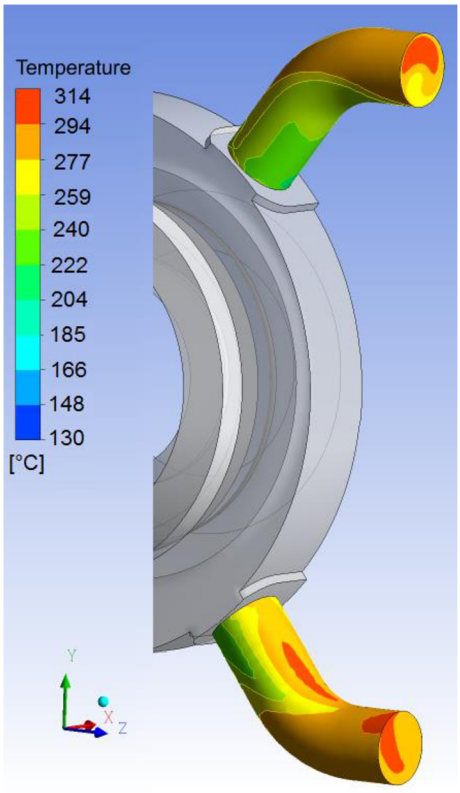
4.2.4 Bod odvodnění – GB 8

Při tomto stavu byly stanoveny nejvyšší teploty ze všech počítaných stavů. Teplota na stěně odběru dosahuje až 297 °C. Maximální teplota proudu horní větví je 314 °C, což je mimochodem více než u zavedení AK1 (Geometrie 1). Pístem proudí 0,157 kg/s o teplotě 425 °C. Zatímco pára z turbíny má teplotu 67 °C. Vliv pístu je velmi výrazný zejména proto, že hmotnostní tok do odběru je jenom 0,171 kg/s. Při téhle simulaci se pára z pístu dostává i zpět do turbíny, lze si všimnout nárůstu teploty v prodloužené části na výstupu páry (na *obr. 4.18* modrá až tyrkysová barva).

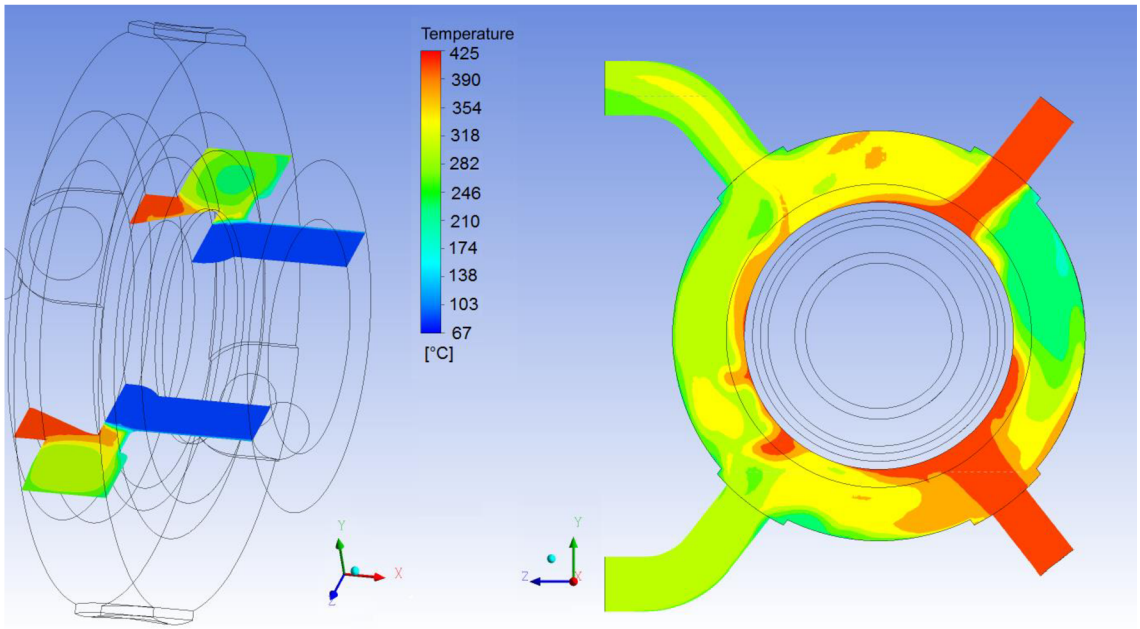


Obrázek 4.18 – GB8 – Zobrazení proudnic a teploty

Jak jde vidět na obr. *4.19*, teplotní pole na povrchu odběru je poměrně nevyrovnané. Na horní trubce je teplotní rozdíl až 85,6 °C, na dolní stěně je diference teplot o něco menší, a to 80,7 °C. Celé teplotní pole je zobrazeno na obr. *4.20*. Oba písty se silně opírají do lopatkového nosiče, což je vidět i v podélném řezu, kde je teplota soustředěna do koutu sledovaného objemu. Lze předpokládat vysoký a rychlý ohřev lopatkového nosiče č. 4, a to po celém obvodu. V některých částech dosahuje teplota až 425 °C, což je teplota páry z vyrovnávacího pístu. Jelikož je GB8 najížděcí stav, je třeba brát v úvahu, že může trvat jen několik minut. Otázkou pak zůstává, stačí-li se potrubí odběru zahřát na tak vysoké teploty. Zahřátí souvisí samozřejmě i se součinitelem přestupu tepla, který je pro tento stav cca 39 W/m^{2}K. Poměrně malý součinitel vychází z důvodu nízkých parametrů páry (měrný objem, tlak).



Obrázek 4.19 – GB8 – Teplota na trubce odběru



Obrázek 4.20 – GB8 – Teplotní pole

4.2.5 Diskuze k zavedení AK2

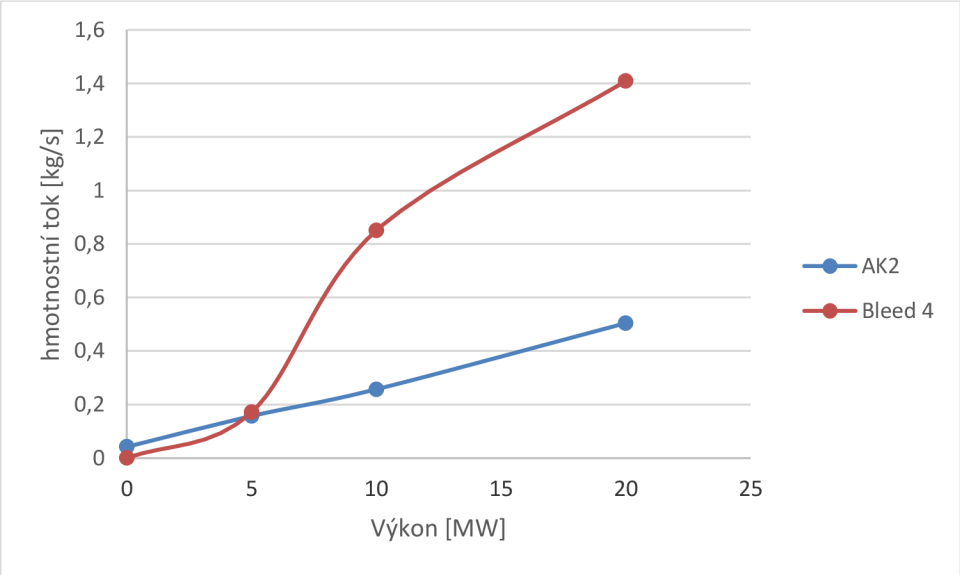
Vliv vyrovnávacího pístu na teplotní pole v nízkotlaké části turbínové skříně je významný. Prostor, který by měl bez pístu za provozního stavu teplotu 96 °C, má v některých částech teplotu skoro 425 °C. Vzhledem k drobné nestacionaritě je těžké určit design teplotu potrubí odběru. Největší teplota na potrubí byla stanovena 297,2 °C, avšak je třeba mít na paměti kolísání teplot až o 10 °C v průběhu iteračního řešení (viz. *obr 4.14*). Bod odvodnění (výkon cca 5 MW) vykazuje největší teplotu kvůli nízkému průtoku v odběru. Při dalším zatěžování je předpokládáno zvětšení průtoku v odběru, protože roste i tlak ve sledované části. Hodnoty hmotnostních toků v průběhu zatěžování turbíny jsou znázorněny v *tab. 4.4*, kde jsou počítané provozní stavy seřazeny podle rostoucího výkonu. Z grafu na *obr. 4.20* jde vidět, že GB8 je extrémní situací, který má kritický poměr toku pístu k toku odběru skoro 1:1. A proto, bych stanovil max. teplotu z tohoto stavu s přihlédnutím na nepřesnost výpočtu.

$$T_{max}(Bleed\ 4) = \underline{308\ °C}\ (298+10)$$

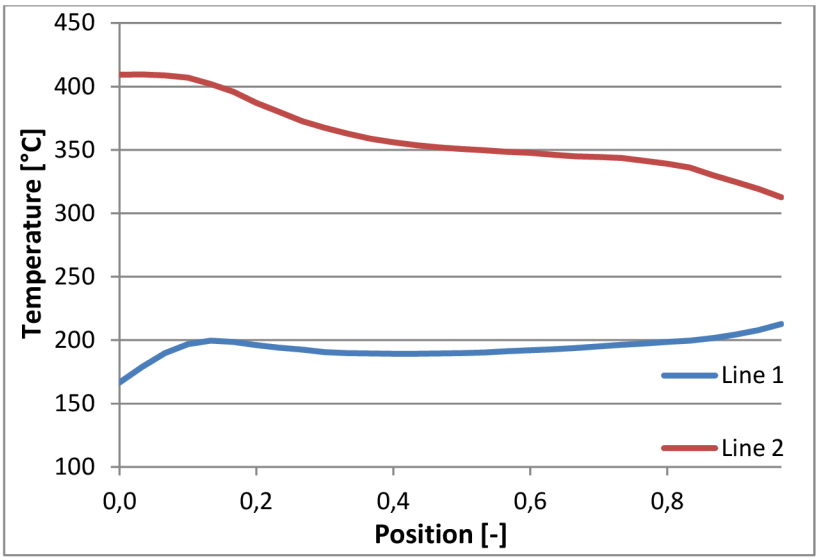
Pozn.: Při stanovení design teploty je nutností nový výpočet GB8 pro vyšlehané ucpávky. Nejlépe vyhledat stav s poměrem hmotnostních toků, co nejblíže 1:1. Tato design teplota je stanovena z CFD výpočtu pro nové ucpávky a stavu GB8.

Tabulka 4.4 – Závislost průtoků odběru a pístu na výkonu turbíny při najíždění

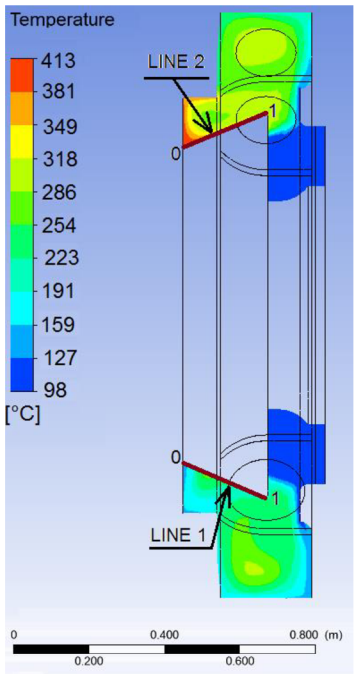
stav	výkon [MW]	p [bar]	m_AK2 [kg/s]	m_Bleed4 [kg/s]
GB7	0	0,29	0,042	0
GB8	5,54	0,27	0,157	0,171
GB10	9,93	0,47	0,257	0,850
GB1	21,05	0,86	0,504	1,409



Obrázek 4.21 – Závislost hmotnostních toků na výkonu (v průběhu najíždění)



Obrázek 4.22 – GB1 teplotní průběh na stěně lopatkového nosiče č. 4



Obrázek 4.23 – GB1 teplotní pole v dělící rovině

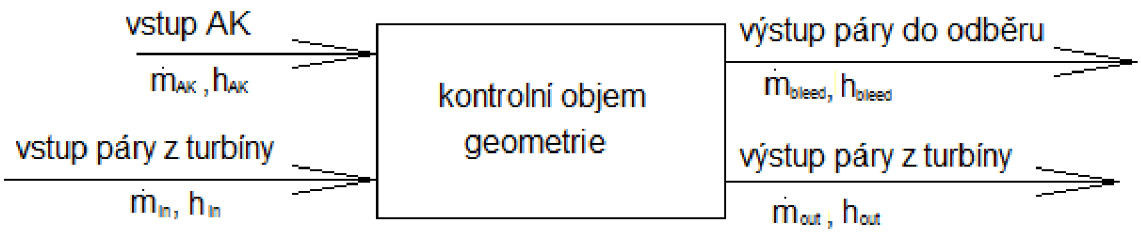
Dále byla studována teplota v dělící rovině, zejména teplota na stěně lopatkového nosiče č. 4, který je hluboce vnořen do studované geometrie. Je předpokládáno jeho zahřívání vlivem vyrovnávacího pístu. Z důvodů jiných teplotních polích v různých provozních stavech je sledována teplota na místě *Line 1* a *Line 2* (vyznačeno na *obr. 4.23*). Jelikož směr toku páry z pístu pro GB1 má pravotočivý smysl, je určena výrazně vyšší teplota na Line 2. Průběh teplot je zobrazen v grafu na *obr. 4.22*. Byla stanovena velká teplotní diference na obou stranách, která průměrně dosahuje hodnoty 166,3 °C. Takto velký rozdíl by mohl mít vliv na vymezení radiálních vůlí v lopatkování na tomto nosiči. Z *tab. 4.5* můžeme vidět průměrné hodnoty v dělící rovině pro všechny počítané stavy. Pro stav GB8 je průměrná teplota na Line 1 stanovena na skoro 400 °C, vliv pístu je v tomto případě velice významný. Jelikož GB8 je najížděcí stav, zůstává otázkou, zda by se stačil nosič na takto velké teploty prohřát. Pro provozní stav sledujeme průměrnou teplotu 360 °C (pro Line 2), což je pořád alarmující teplota.

Tabulka 4.5 – Teplotní diference na lopatkovém nosiči č. 4 v dělící rovině

provozní stav	Line 1 T1_ave [°C]	Line 2 T2_ave [°C]	delta_T [°C]
GB1	193,79	360,05	166,26
GB10	198,22	214,32	16,1
GB7	247,57	247,12	0,45
GB8	399,12	374,08	25,04

4.3 Srovnání výsledků s energetickou bilancí

V této kapitole je uvedeno srovnání dosažených výsledků z CFD simulace s energetickou bilancí (EB) dané geometrie. Pro výpočet EB je potřebné zadat podmínku, kam proudí pára z vyrovnávacího pístu. Jak ukázal CFD výpočet u Geometrie 1 je splněna podmínka, že všechna pára z pístu AK1 proudí do odběru. Pro Geometrii 2 není tato podmínka splněna, a tedy část páry z pístu se dostává zpět do turbíny, což má za následek zvýšení entalpie (nárůst teploty) na výstupu páry (tj. pára jdoucí do posledních třech lopatkových stupňů). Dále je CFD výpočtem dokázáno, že potrubím odběru proudí různé množství páry. Tento fakt, má za následek odlišné teploty na horním a dolním potrubí odběru.



Obrázek 4.24 – Schéma energetické bilance

Pro úplnost je zde uveden postup výpočtu teploty z energetické bilance. S předpokladem, že všechna pára z pístu proudí do odběru. A tedy entalpie páry v turbíně je stejná na vstupu a výstupu do řešené geometrie. Pro entalpii odběru pak platí rovnice:

$$h_{bleed} = \frac{(\dot{m}_{AK} \cdot h_{AK} + h_{in} \cdot (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}))}{\dot{m}_{bleed}}; \; h_{in} = h_{out} \qquad 4.1$$

Dle této rovnice byly zjištěny hodnoty entalpií odběru pro daný provozní stav. Teplota odběru je pak určena z parních tabulek (Excel X Steam). V tabulce níže jsou uvedeny výsledky, kde t_{max} je maximální teplota na stěně potrubí odběru podle CFD simulace a t_{EB} je průměrná teplota v odběru vypočítána dle rov 4.1:

Tabulka 4.6 – Srovnání energetické bilance s CFD výsledky

	stav	t_{max} [°C]	t_{EB} [°C]	odchylka [%]
Geometrie 1	GB1	294,12	303,64	3,1
	GB7	240,9	/	/
	GB10	193,9	233,69	17,0
	GB8	263,7	280,14	5,9
Geometrie 2	GB1	228,9	215,13	-6,4
	GB7	269,7	/	/
	GB10	195	185,22	-5,3
	GB8	297,2	402,28	26,1

Pozn.: Z energetické bilance je získána informace o průměrné teplotě v odběru. Dle CFD výpočtu Geometrie 1 pro GB1 je průměrná teplota v odběru rovna 303,95 °C. A tedy jde říci, že hodnoty jsou v tomto případě identické. Teplota pro chod naprázdno GB7 nebyla možná spočíst, jelikož tok odběrem je roven nule.

Z *tab. 4.6* je vidět, že největší odchylka výpočtu z EB je u zavedení AK2 (Geometrie 2) pro bod odvodnění GB8. Pro tenhle stav není možné použít odhad teploty z EB, a tedy je nutnost určit teplotu potrubí dle CFD výpočtu. Záporné hodnoty odchylky pro zbývající stavy jsou pak dány faktem, že vzdálenost mezi pístem a odběrem není dostačující pro smíchání a vyrovnání teploty páry. Zároveň je potrubí odběru vyvedeno ze dvou míst, kterými proudí různé množství páry. To způsobuje, že průměrná teplota potrubí se liší mezi horním a dolním odběrem. Naopak u zavedení AK1 (Geometrie 1) je odhad z EB dostačující. Odchylky se pohybují v kladných číslech, což znamená, že teplota na stěně potrubí je menší než teplota z EB. Hlavním důvodem poměrně vysoké přesnosti EB u Geometrie 1 je dostatečné promíchání páry z pístu s párou z turbíny. Toto je zapříčiněno silně turbulentním charakterem rychlostního pole a dostatečnou vzdáleností mezi zaústěním pístu AK1 a vyvedením potrubí odběru Bleed 1.

4.4 Volba materiálu potrubí odběru

Protože byly stanoveny maximální teploty potrubí odběru Bleed 1 a Bleed 4, je v této kapitole uveden návrh materiálu potrubí těchto odběrů z firemních podkladů. Pro určení design teploty platí vztah:

$$T_{design}(°C) = T_\max(°C) + 14°C \qquad 4.1$$

Pro design tlak platí:

$$P_{design} = P_{max} + 0{,}1 \cdot P_{maxs} \qquad 4.2$$

Pro Bleed 1 je maximální teplota určena z EB pro vyšlehané ucpávky, pro Bleed 4 je maximální teplota určena z CFD výpočtu:

$$T_{design}(Bleed\ 1) = 336 + 14 = \underline{350\ °C}$$

$$T_{design}\ (Bleed\ 4) = 308 + 14 = \underline{322\ °C}$$

Pro Bleed 1 platí design teplota 350 °C o přetlaku 16,7 bar(g) (pro provoz na maximální výkon). Podle teploty je volena nelegovaná žáruvzdorná ocel P235GH, podle design tlaku je volena třída PN40 (viz *tab. 4.7*), protože třída PN25 je pro danou teplotu a tlak nedostačující (pro teplotu 350 °C je přetlak 16,1 bar). Pro Bleed 4 je design teplota určena 322 °C a tlak v tomto odběru dosahuje maximální hodnoty 0,93 bar. Je volen stejný typ oceli P235GH s tlakovou třídou PN10. Při běžném firemním postupu pro určení design teploty by byla volena teplota 450 °C pro Bleed 1 a 440 °C pro Bleed 4. Při takto vysokých teplotách by bylo nutno volit legovanou ocel jako je např. 13CrMo4-5, která je výrazně dražší než uhlíková ocel P235GH.

Tabulka 4.7 – Rozsah teplot a tlaků pro materiál P235GH [2]

Pipe class PN10 - materiál: 3E0 - P235GH									
Teplota [°C]	50	100	150	200	250	300	350	400	420
Přetlak [bar (g)]	10	8,5	8,3	7,7	7	6,4	6	5,7	4,7
Pipe class PN25 - materiál: 3E0 - P235GH									
Teplota [°C]	50	100	150	200	250	300	350	400	420
Přetlak [bar (g)]	25	21,4	20,8	19,4	17,7	16	15,1	14,2	12,1
Pipe class PN40 - materiál: 3E0 - P235GH									
Teplota [°C]	50	100	150	200	250	300	350	400	420
Přetlak [bar (g)]	40	34,2	33,3	31	28,3	25,7	24,1	22,8	19,5

ZÁVĚR

Tato diplomová práce vznikla za spolupráce s firmou Siemens s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery. Hlavním tématem je analýza vlivu zavedení vyrovnávacího pístu do prostor turbínové skříně, z kterých je zároveň vyveden neregulovaný odběr. Celkově jsou v řešené turbíně dvě taková místa. Na začátku praktické části bylo nutné rozdělit řešená místa a určit kontrolní hranice objemu. Pro tento účel byly vytvořeny 2 modely – Geometrie 1 (zavedení pístu AK1 a vyvedení odběru Bleed 1) a Geometrie 2 (zavedení pístu AK2 a vyvedení odběru Bleed 4). Geometrie byly vytvořeny z 3D modelu turbínové skříně, ze známých rozměrů lopatkových nosičů a z dalších dokumentací poskytnutých firmou Siemens.

Samotný CFD výpočet byl proveden v programu ANSYS CFX. Před zadáváním okrajových podmínek (OP), byla vytvořena kvalitní částečně strukturovaná síť pro Geometrii 1. Pro Geometrii 2 byla tvorba sítě náročnější, a tak byla zvolena nestrukturovaná síť. Obě sítě byly vytvořeny v programu ICEM. Pro zadávání OP byly vybrány 4 provozní stavy: Chod na prázdno (GB7), bod odvodnění (GB8), minimální provozní režim (GB10), provozní režim (GB1). Tyto stavy byly zvoleny kvůli jejich odlišnosti ve vstupních parametrech páry a pokrývají oblast najíždění na jmenovitý výkon (GB7 s výkonem 0 MW, GB8 s výkonem 5,54 MW, GB10 s výkonem 9,93 MW a GB1 s jmenovitým výkonem 21,05 MW). Cílem CFD výpočtu bylo určit teplotní rozsah na potrubí odběru v různých provozních stavech.

Ovlivnění odběru Bleed 1 pístem AK1 je minimální a nejvyšší teplota byla určena pro provozní stav. Teplota na potrubí zde dosahuje hodnoty 294,1 °C. Pára z turbíny má v tomto stavu teplotu 298 °C a pára z pístu 435 °C. Z těchto hodnot je vidět, že ovlivnění teploty odběru zavedením pístu AK1 je minimální. Důvodem je dostatečná vzdálenost mezi zavedením pístu a odběrem, která stačí k dokonalému promíchání. Byl modelován i případ, kde byl Bleed 1 umístěn na dolní část skříně, v tomto případě je píst daleko blíže odběru, což se projevilo nárůstem teploty na 306,3 °C. Pro stanovení design teploty je doporučeno u Geometrie 1 určit design teplotu z energetické bilance (EB). Teplota odběru počítána z EB je pro GB1 stanovena 303,6 °C. Dále je třeba počítat se zvýšeným průtokem přes vyšlehané ucpávky vyrovnávacího pístu. Je předpokládán nárůst hmotnostního toku až o 50 %. Konečná design teplota je rovna 336 °C (vypočítáno z EB pro vyšlehané ucpávky a stav GB1). Výsledky pro všechny provozní stavy jsou uvedeny v *tabulce 4.2*.

Ovlivnění odběru Bleed 4 pístem AK2 je významné. Teplotní pole je velice nevyrovnané, což je vidět na velkém teplotní rozsahu na trubce odběru. Maximální teplotní diference je 99,3 °C pro GB1. Odběr Bleed 4 je v této geometrii rozdělen na 2 větve (jedna nahoře, druhá dole). Bylo zjištěno, že každou větví proudí jiné množství páry. Tento fakt má za následek rozlišné teploty na potrubí odběru. Dále je predikována lehká nestacionarita, vyplývající z residuí výpočtu a z monitorovaných veličin v průběhu numerického řešení. Tento nestacionární děj by mohl vyvolat ve sledovaném místě vibrace. Při provozním stavu se nejspíše jedná o dolní zaústění pístu AK2, kde se proud horké páry přímo opírá do lopatkového nosiče a následně se dělí do obou směrů. Následkem je vysoká teplotní diference na stěně lopatkového nosiče č. 4 (v dělící rovině pro GB 1 je určena teplotní diference 166 °C). Maximální teplota na potrubí odběru je určena u bodu odvodnění (GB8) a dosahuje hodnoty 297,2 °C. Důvod výskytu nejvyšší teploty právě v tomto provozním stavu je poměr hmotnostních toků mezi pístem a odběrem, který je skoro 1:1. Horká pára z pístu není dostatečně rychle chlazena okolní párou z turbíny a proudí dále do odběru. Navíc je zjištěno, že některá pára z pístu proudí zpět do turbíny a podílí se dále na expanzi. Pro výše uvedené

důvody je nevhodné určit design teplotu z EB. Pro stanovení design teploty je pak nutné zvolit CFD simulaci. Je doporučeno vyjít z CFD výpočtu pro stav GB8 se započítáním zvětšeného průtoku přes vyšlehané ucpávky. Výsledky pro všechny provozní stavy jsou uvedeny v *tabulce 4.3*.

Hlavním cílem této diplomové práce bylo stanovení design teploty odběrů v těchto specifických místech. Podle dopočítané design teploty je zvolen materiál pro potrubí odběru. Pro oba odběry je dostačující použití uhlíkové oceli P235GH. Zatímco dle stávající firemní směrnice by pro materiál odběru musela být použita drahá legovaná ocel (13CrMo4-5). Tento fakt ovlivní i volbu navazujících zařízení odběru jako jsou zpětné klapky, uzavírací armatury, systém odvodnění a izolace. Správným určením design teploty se tak může docílit velké materiálové a finanční úspory. Zvolená turbína má standartní turbínovou skříň, a tedy je možné využít poznatky z této práce ke stanovení design parametrů pro jiné turbíny s podobnou geometrií. Pro ověření dosažených výsledků by bylo zapotřebí provést měření teploty v odběru, umístěné co nejblíže k turbínové skříni.

LITERATURA

[1] Ansys, Inc., CFX 12.0 User's Guide 2012 ed.,

[2] Firemní zdroje, Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o.

[3] PAVELEK, M., 2011. *Termomechanika*, Brno: Akademické nakladatelství CERM.

[4] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné oběhy a jejich realizace, *Transformační technologie*, 2006-11, [last updated 2015-10]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z: *http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-obehy-a-jejich-realizace.html*.

[5] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [last updated 2016-03-08]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z: *http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html*.

[6] FIEDLER, J., 2004. *Parní turbíny: návrh a výpočet*, Akademické nakladatelství CERM.

[7] ŠKOPEK, J., 2007. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*, Plzeň: Západočeská univerzita.

[8] ŠKORPÍK, Jiří. Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny, *Transformační technologie*, 2010-12, [last updated 2016-01]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z: *http://www.transformacni-technologie.cz/vznik-tlakove-ztraty-pri-proudeni-tekutiny.html*.

[9] KAPOUN, Jan. Sadi Carnot: Úvahy o hnací síle ohně. *Science World* [online]. [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: http://www.scienceworld.cz/neziva-priroda/sadi-carnot-uvahy-o-hnaci-sile-ohne-1824-2063/

[10] VLČEK, Petr. *Modelování Turbulentního Proudění* [online]. In: . s. 21 [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf

[11] VISAVALE, Ganesh. *Grid Generation for CFD Simulation: Insights with Demo* [online]. In: . 2013 [cit. 2017-03-30]. Dostupné z: https://ganeshvisavale.wordpress.com/tag/grid-generation/

[12] HORÁKOVÁ, K., HONZEJK, V. & LEMFELD, F., 2010. *Manuál pro výuku numerických metod,* Technická Univerzita v Liberci. Available at: http://www.kez.tul.cz/files/manual-pro-vyuku-numerickych-metod-web.pdf [Accessed December 22, 2016].

[13] MIKAN, Jaroslav. *Měření plynu*. 1. vyd. Říčany u Prahy: GAS, 2003. 351 s. ISBN 80-7328-053-1.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

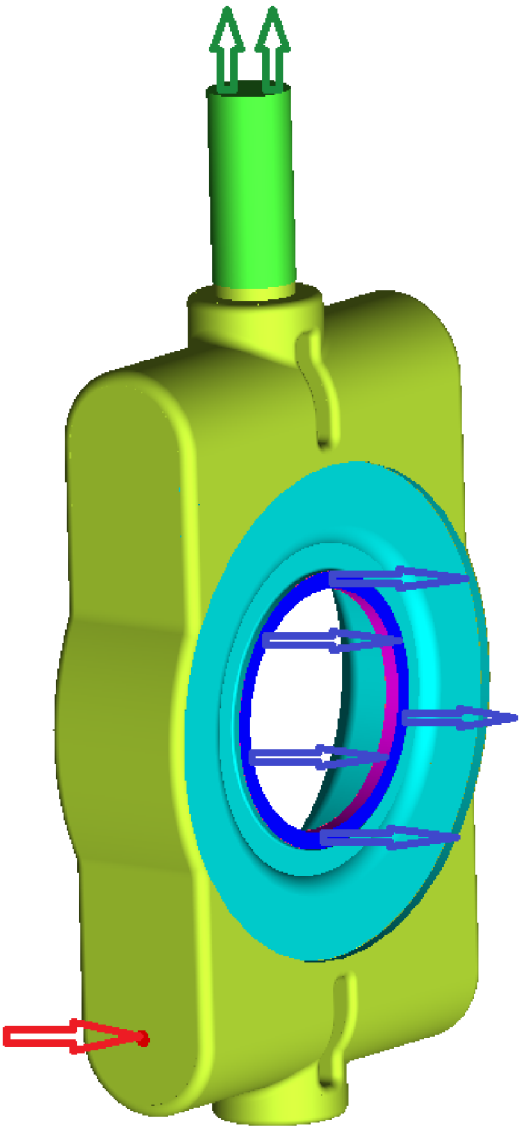
Zkratka	**Název**
CFD	Výpočtová dynamika tekutin *(Computational fluid dynamics)*
AK	Vývod páry z vyrovnávacího pístu
GB	Garantovaný bod *(písmeny za GB značení provozních stavů)*
NS	Nestrukturovaná síť
SS	Strukturovaná síť
DN	Jmenovitá světlost potrubí
PN	Jmenovitý tlak potrubí
HTC	Součinitel přestupu tepla *(heat transfer coefficient)*
VTO	Vysokotlaký ohřívák
NTO	Nízkotlaký ohřívák
NN	Napájecí nádrž
EB	Energetická bilance

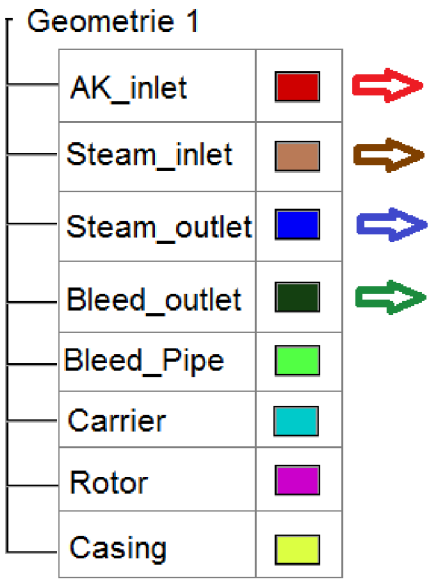
Symbol	**Jednotka**	**Veličina**
d, D	[m]	průměr
h	[kJ/kg]	entalpie
s	[kJ/kgK]	entropie
t, T	[°C], [K]	teplota
p	[bar]	tlak
$\dot{m}$	[kg/s]	hmotnostní tok
α	[W/m^{2}K]	součinitel přestupu tepla
x	[-]	měrná suchost páry
c	[m/s]	absolutní rychlost
w	[m/s]	relativní rychlost
u	[m/s]	obvodová rychlost
ω	[rad/s]	úhlová rychlost
n	[ot./s] nebo [rpm]	otáčky
P	[MW]	výkon
η	[-]	účinnost

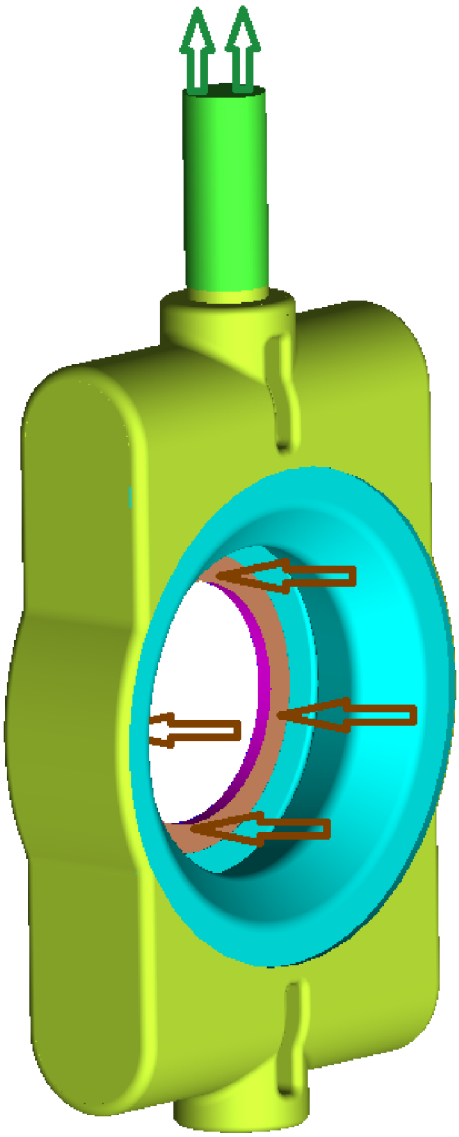
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – Geometrie 1
Příloha B – Geometrie 2
Příloha C – P&ID diagram páry
Příloha D – Dispoziční provedení řešené turbíny SST 300

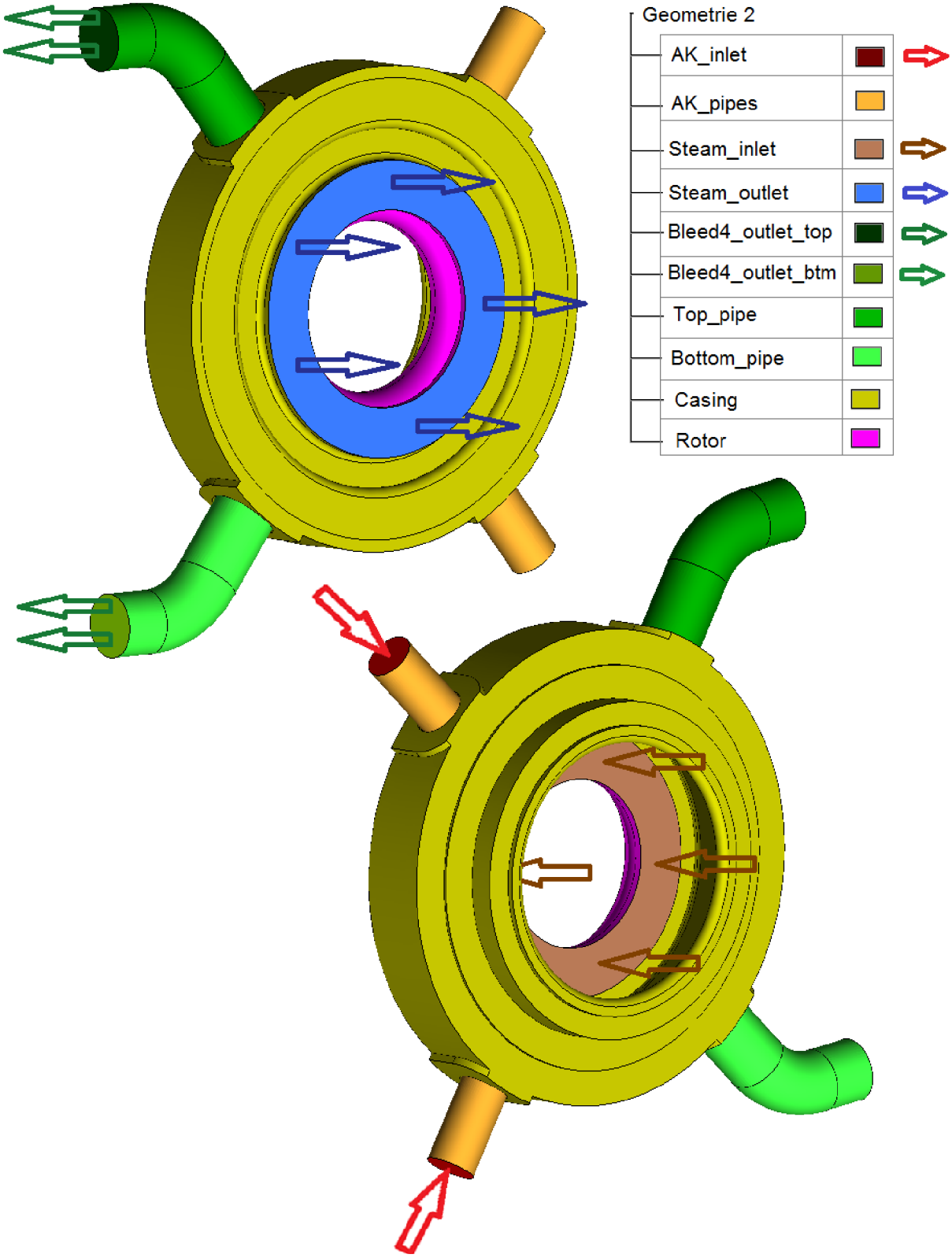
Příloha A – Geometrie 1





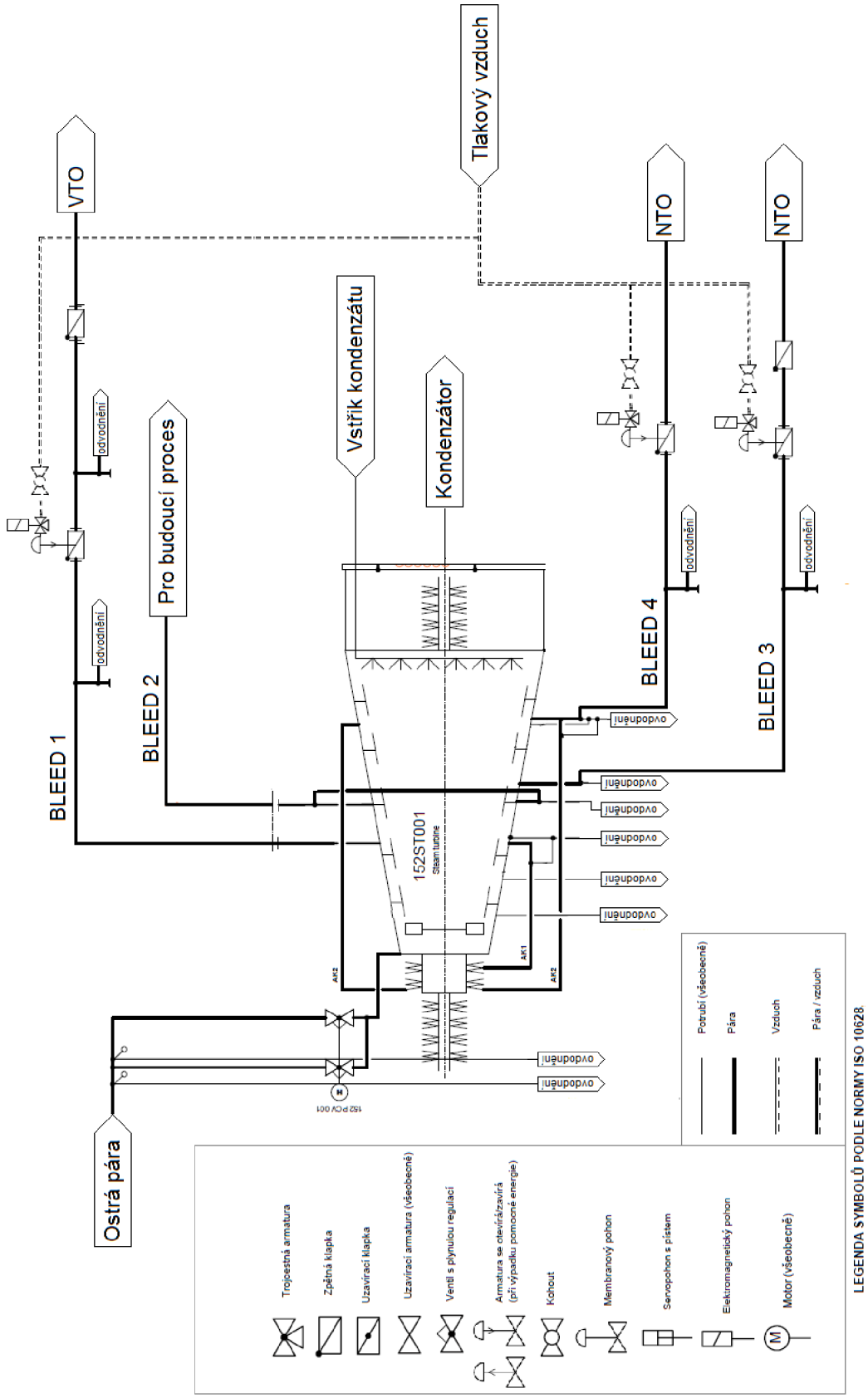
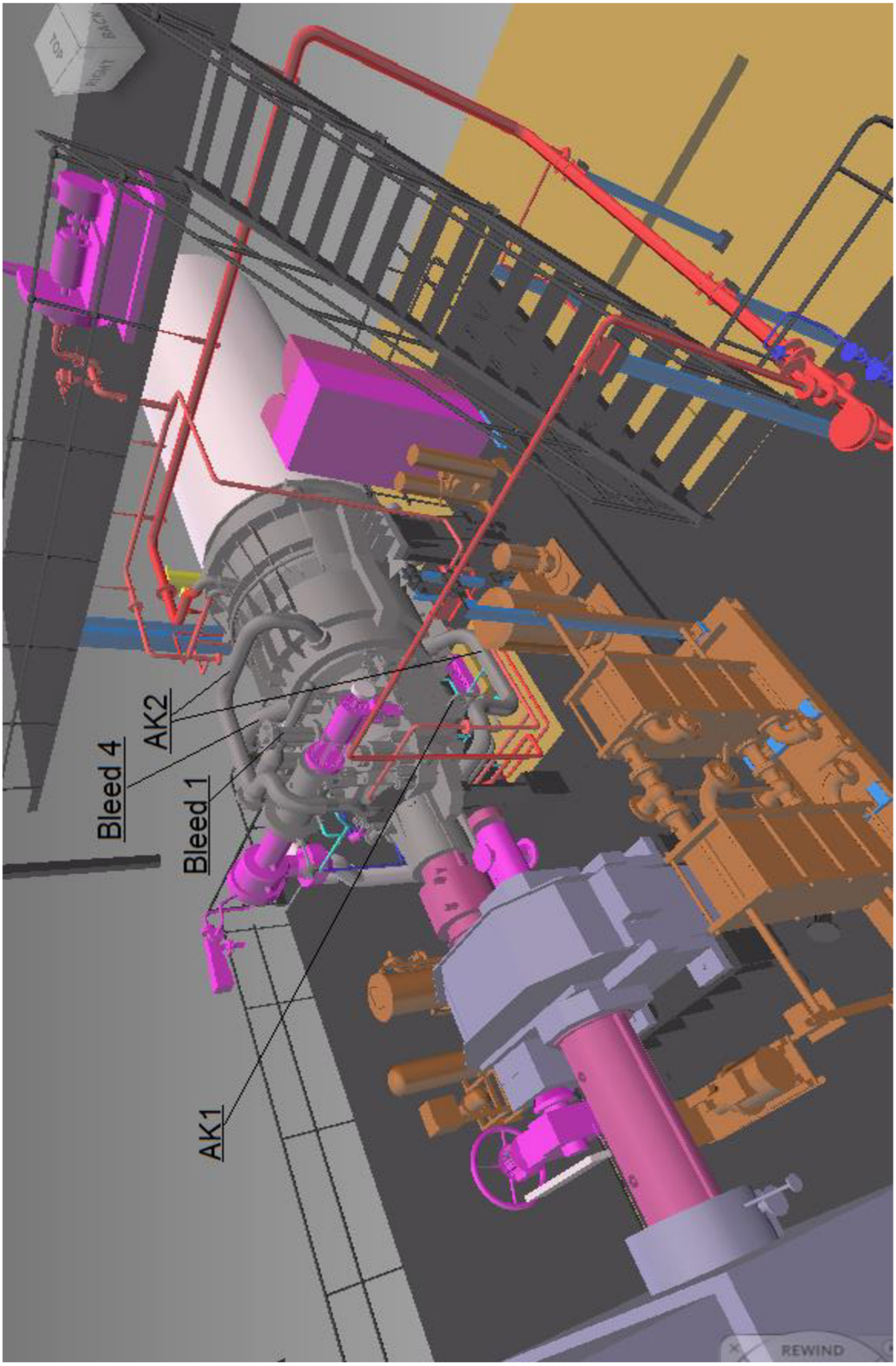


Příloha B – Geometrie 2



*Pozn.: modré šipky jsou ve směru toku páry v turbíně, červené šipky – vstup AK, zelené šipky – výstup odběru, hnědé šipky – vstup páry z turbíny (platí i pro **přílohu A**)*

Příloha C – P&ID diagram páry



Příloha D – Dispoziční provedení řešené turbíny SST 300