

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV ENERGETIKY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

**NÁRŮST TLAKU PŘED REGULOVANÝM ODBĚREM
PARNÍ TURBÍNY**

Autor: **Bc. Pavel Jílek**

Vedoucí práce: **prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.**

Akademický rok 2019/2020

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Jílek** Jméno: **Pavel** Osobní číslo: **459882**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Energetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Nárůst tlaku před regulovaným odběrem parní turbíny

Název diplomové práce anglicky:

Pressure Increase in the Controlled Extraction of a Steam Turbine

Pokyny pro vypracování:

Předmětem práce je návrh, realizace a aplikace programu pro výpočet změn tlaku páry v prostoru před regulovaným odběrem parní turbíny při mezních nenávrhových provozních režimech regulačních prvků odběru. Program bude aplikován pro parametry systému s vybranou PT s regulovaným odběrem. Výsledné časové průběhy změn tlaku budou analyzovány. Práce bude obsahovat:

1. Rešerši problematiky regulovaných odběrů u parních turbín, včetně regulačních a pojistných prvků systému.
2. Formulaci základního problému a zvolený přístup k řešení.
3. Metodiku výpočtu a popis jejího zpracování ve zvoleném programovacím prostředí.
4. Aplikaci programu pro konkrétní parní turbínu s regulovaným odběrem, analýzu výsledků, resp. citlivostní analýzu pro vybrané parametry.
5. Závěrečné shrnutí.

Seznam doporučené literatury:

Dle doporučení vedoucího a konzultanta DP.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc., ústav energetiky FS

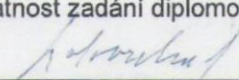
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

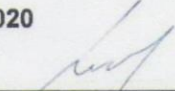
Ing. Petr Kollross, Doosan Škoda Power s.r.o.

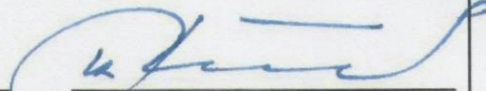
Datum zadání diplomové práce: **23.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **26.06.2020**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2020**


prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

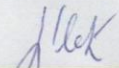

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

22.6.2020
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr magisterského studia na Fakultě strojní Českého vysokého učení technického v Praze.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Michala Kolovratníka, CSc. a konzultanta Ing. Petra Kollrosse z Doosan Škody Power s.r.o., s použitím literatury uvedené v seznamu literatury, který je součástí této diplomové práce.

V Praze dne:

.....

Bc. Pavel Jílek

Anotační list

| | |
|------------------------------|--|
| Jméno autora: | Bc. Pavel Jílek |
| Název DP: | Nárůst tlaku před regulovaným odběrem parní turbíny |
| Anglický název: | Pressure Increase in Controlled Extraction of Steam Turbine |
| Akademický rok: | 2019/2020 |
| Ústav: | Ústav energetiky |
| Vedoucí BP: | prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc. |
| Konzultant: | Ing. Petr Kollross |
| Bibliografické údaje: | Počet stran: 71 Počet obrázků: 43 Počet tabulek: 8 Počet příloh: 0 |
| Klíčová slova: | Nárůst tlaku, odstavení, parní turbína, průtok, regulovaný odběr |
| Keyword: | Pressure increase, shutdown, steam turbine, rate of flow, controlled extraction |
| Anotace: | Diplomová práce je zaměřena na výpočet nárůstu tlaku před regulovaným odběrem parní turbíny během havarijního odstavení turbíny. Obsahuje rešerši o odběrových parních turbínách, popis regulačních a pojistných zařízení a zjednodušený popis proudění lopatkovými mřížemi. Popisuje zjednodušený výpočet nárůstu tlaku před regulovaným odběrem a následné provedení výpočtu numerickou metodou. Hlavním cílem je vypočítat maximální možné tlaky, které se mohou v odběru a průtočné části turbíny objevit během havarijního odstavení turbíny způsobeného nárůstem tlaku. |
| Abstract: | The thesis is focused on the calculation of pressure increase before controlled extraction of steam turbine during its emergency shut-down. The thesis displays the study about extraction turbines, description of control and safety devices and simplified description of flow through turbine stages. It describes a simplified calculation of pressure increase before extraction and subsequent calculation by numerical method. The main goal is to calculate the maximum possible pressures that may occur in the controlled extraction and flow part of the turbine during the emergency shutdown of the turbine caused by the pressure increase. |

Poděkování

Rád bych v úvodu diplomové práce poděkoval vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Michalu Kolovratníkovi, CSc. a konzultantovi z Doosan Škody Power Ing. Petru Kollrossovi, kteří mi svými radami pomohli k vypracování této diplomové práce.

Obsah

| | |
|---|----|
| SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A KÓDŮ | 8 |
| Seznam zkratk | 8 |
| Seznam značek | 8 |
| 1 ÚVOD..... | 10 |
| 2 ODBĚROVÉ PARNÍ TURBÍNY | 11 |
| 2.1 Neregulované odběry | 11 |
| 2.2 Regulované odběry..... | 12 |
| 2.3 Regulační zařízení parních turbín | 13 |
| 2.3.1 Vnitřní regulační ventily | 13 |
| 2.3.2 Regulační mezistěna | 14 |
| 2.4 Pojistná zařízení parních turbín..... | 15 |
| 2.4.1 Pojistný regulátor | 15 |
| 2.4.2 Rychlozávěrné ventily | 15 |
| 2.4.3 Síta | 16 |
| 2.4.4 Pojistný ventil | 16 |
| 2.4.5 Průtržné membrány | 16 |
| 2.4.6 Zpětné a uzavírací armatury | 16 |
| 2.4.7 Přepouštěcí (bypassové) stanice | 17 |
| 2.5 Parní ráz | 19 |
| 3 PROUDĚNÍ LOPATKOVÝMI MŘÍŽEMI | 20 |
| 3.1 Proudění dýzou..... | 21 |
| 3.2 Výtok otvorem ve stěně | 23 |
| 4 ROZBOR ÚLOHY | 24 |
| 4.1 Formulace problému a zvolený přístup k řešení | 24 |
| 4.2 Zjednodušený výpočet | 28 |
| 5 METODIKA VÝPOČTU | 37 |
| 5.1 Postup v programu | 37 |
| 5.1.1 Princip určení tlaků a teplot ve stupních turbíny | 38 |
| 5.1.2 Princip bilancování | 42 |
| 5.2 Aplikace na konkrétní turbíně | 44 |
| 5.2.1 Stanovení objemů v turbíně | 44 |
| 5.2.2 Stanovení průtočných průřezů | 46 |
| 5.2.3 Princip integrace řídicího signálu | 51 |

| | | |
|-------|---|----|
| 5.3 | Vývojový diagram..... | 52 |
| 5.4 | Průběhy tlaků v posledních částech turbíny..... | 54 |
| 5.5 | Tlak před mezistěnou | 56 |
| 6 | CITLIVOSTNÍ ANALÝZA | 57 |
| 6.1 | Změna velikosti objemu odběru..... | 57 |
| 6.2 | Ovlivnění umělé netěsnosti mezistěny..... | 60 |
| 6.3 | Změna časových intervalů..... | 61 |
| 6.3.1 | Změna času reakce RV | 61 |
| 6.3.2 | Změna času zavírání RV..... | 64 |
| | ZÁVĚR | 66 |
| | SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ | 68 |
| | SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK..... | 69 |
| | SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY | 70 |

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A KÓDŮ

Seznam zkratek

| Zkratka | Význam |
|----------|------------------------------------|
| DN | Jmenovitá světlost potrubí |
| DSPW | Doosan Škoda Power |
| NT/ST/VT | Nízkotlaký/Středotlaký/Vysokotlaký |
| PV | Pojistný ventil |
| PTS | Přetlakový stupeň |
| RV | Regulační ventil |
| RZ | Rychlozávěrný |
| T | Turbína |
| TG | Turbogenerátor |

Seznam značek

| Značka | Název | Veličina |
|----------------|----------------------------------|---|
| a | Rychlost zvuku | [m·s ⁻¹] |
| e | Tloušťka stěny | [mm] |
| c | Rychlost proudění | [m·s ⁻¹] |
| c ₀ | Přídavek na korozi | [-] |
| c ₁ | Záporná tolerance tloušťky stěny | [%] |
| d | Průměr hrdla | [mm] |
| D | Průměr potrubí | [mm] |
| H | Entalpický spád | [J·kg ⁻¹] |
| h | Měrná entalpie | [J·kg ⁻¹] |
| k | Bezpečnost | [-] |
| L | Délka | [m] |
| m | Hmotnost | [kg] |
| ṁ, M | Hmotnostní průtok | [kg·s ⁻¹] |
| n | Látkové množství | [mol] |
| p | Tlak | [Pa] |
| r | Plynová konstanta | [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹] |
| R | Reakce stupně | [-] |
| | Molární plynová konstanta | [J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹] |

| | | |
|------------|--|--|
| R_m | Mez pevnosti | [MPa] |
| R_p | Mez kluzu | [MPa] |
| s | Měrná entropie | [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹] |
| S | Plocha/průřez | [m ²] |
| t | Čas | [s] |
| T | Teplota | [K] |
| | Perioda | [s] |
| v | Měrný objem | [m ³ ·kg ⁻¹] |
| V | Objem | [m ³] |
| x | Suchost | [-] |
| z | Součinitel hodnoty podélného svarového spoje | [-] |
| α | Součinitel kontrakce | [-] |
| μ | Průtokový součinitel | [-] |
| φ | Rychlostní součinitel | [-] |
| ρ | Hustota | [kg·m ⁻³] |
| σ_D | Dovolené namáhání | [MPa] |

1 ÚVOD

V průmyslových odvětvích jako například v papírenském, chemickém či ocelářském průmyslu je neustálá poptávka po parních turbínách s regulovaným odběrem páry, kde se pára odebírá z průtočné části turbíny a využívá se v následných procesech. U mnoha procesů jsou zvýšené požadavky na regulaci tlaku a teploty odběrové páry. Pro regulaci tlaku odběrové páry se využívají regulační ventily v ochozu průtočné části turbíny, nebo regulační mezistěna. Teplota páry vystupující z regulovaného odběru se pak reguluje pomocí svlažovačů.

Téma diplomové práce bylo zadáno firmou Doosan Škoda Power, kde byla práce konzultována. Při regulaci tlaku v odběru mezistěnou, popřípadě přepouštěcími ventily se v DSPW aplikuje pojištění vlastního odběru a průtočné části turbíny před mezistěnou ve formě pojistného ventilu, který nedovolí překročit návrhový tlak v případě, že se regulační prvek (přepouštěcí ventily, regulační mezistěna) náhle zavře, ať už jeho poruchou, nesprávným naprogramováním, nebo nevhodnou manipulací.

Cílem úlohy je vypočítat maximální možné tlaky, ke kterým může v odběru a průtočné části turbíny dojít během havarijního odstavení turbíny způsobeného nárůstem tlaku. Nárůst tlaku je primárně způsoben nesprávnou polohou (popřípadě uzavřením) mezistěny, která může být důsledkem chybného naprogramování, manipulace obsluhy nebo poruchou jejího ovládacího serva. Motivací diplomové práce je možnost úspory odstraněním části bezpečnostní výstroje turbíny, a to pojistného ventilu s příslušenstvím na odběrovém potrubí a tři měření tlaků. Kromě těchto komponent je možné ušetřit i za výfukové potrubí o velké dimenzi včetně závěsů, podpěr a pomocných ocelových konstrukcí a pochozí plošiny nutné k obsluze pojistného potrubí.

Diplomová práce je rozdělena do dvou částí. První část představuje rešerše o parních turbínách s odběry páry, včetně popisu regulačních a pojistných zařízení. Dále je popsáno proudění dýzami, kterého lze využít pro zjednodušený popis proudění lopatkovými mřížemi. V druhé části je popsána metodika a zvolený přístup k řešení. Prvně bude ukázán zjednodušený výpočet nárůstu tlaku pro konkrétní parní turbínu s regulovaným odběrem páry. Následně bude popsán přesnější výpočet v numerickém programu MATLAB včetně postupu a přípravných kroků. Nakonec bude provedena citlivostní výpočtová analýza pro vybrané parametry ovlivňující výsledky výpočtu.

2 ODBĚROVÉ PARNÍ TURBÍNY

Odběrová pára je pára odebíraná z průtočné části turbíny za jiným než posledním stupněm. Odběrová pára slouží pro potřeby průmyslových podniků jakožto technologická pára, dále pro nízkotlakou či vysokotlakou regeneraci parního cyklu nebo pro potřeby dalších spotřebičů, kterými mohou být například výměňková stanice, či turbonapáječka. Podle způsobu provedení odběru páry se odběrové turbíny dělí na základní dva typy: turbíny s regulovaným odběrem páry, nebo s neregulovaným odběrem páry.

2.1 Neregulované odběry

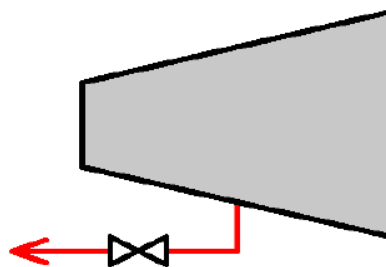
Tlak páry v neregulovaném odběru je dán požadovaným tlakem ve spotřebiči na konci odběru. Tlak v odběru je možné snížit na požadovanou hodnotu pomocí škrtící armatury umístěné mimo turbínu na potrubní trase.

Nevýhody:

- Tlak nelze udržet v případech, kdy se hlnost odběru výrazně zvětší, respektive množství admisní páry do turbíny se sníží.
- Tlak v odběrovém místě je přímo závislý na průtoku páry stupněm, který následuje za odběrovým místem. Z toho důvodu je potřeba volit tlak odběrového místa při návrhu průtočné části turbíny s dostatečnou rezervou.
- Vhodné pro relativně malé odběry.

Výhody:

- Axiální délku stroje jen nepatrně prodlužují → možnost většího počtu odběrů na turbíně za sebou.
- V případě malého odběru páry nenarušují expanzní čaru turbíny, tedy příliš nezhoršují termodynamickou účinnost.
- Relativně jednoduché provedení.



Obr. 1 Turbína s neregulovaným odběrem [1]

2.2 Regulované odběry

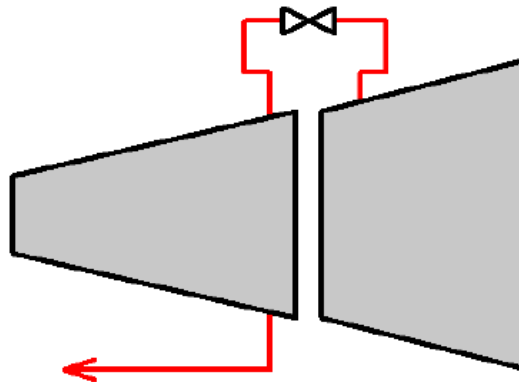
V odběrovém místě je tlak regulován zařízením přímo uvnitř průtočné části turbíny. Těmito zařízeními mohou být například regulační mezistěna, vnitřní regulační ventily nebo vstupní ventily do NT dílu turbíny.

Nevýhody:

- Nelze je realizovat v případě požadavku vysokých tlaků v odběru, tj. 50 % admisního tlaku.
- Komplikované provedení
- Zvyšuje se cena stroje a zároveň se prodlužuje jeho axiální délka → aplikace maximálně dvou regulovaných odběrů.

Výhody:

- Možnost udržení tlaku oproti neregulovanému odběru.
- Odběry je možné regulovat v širokém provozním rozsahu. Tlak v odběrovém místě je nepřímo závislý na průtoku páry stupněm následujícím za odběrovým místem.
- Vhodné i pro velké odběry páry.



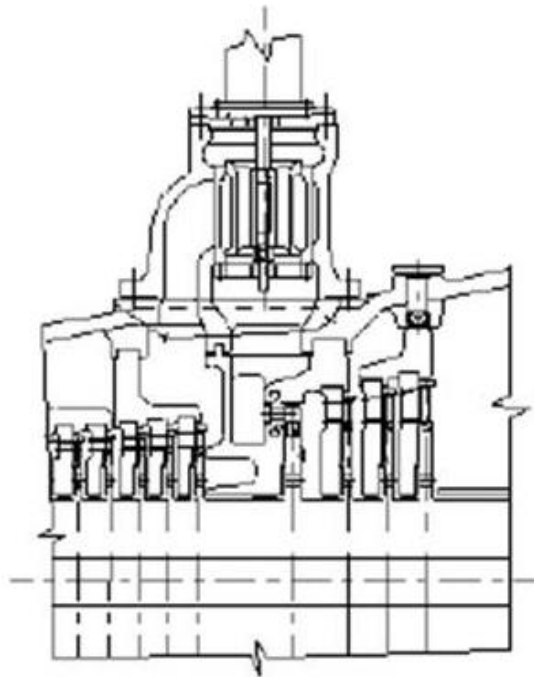
Obr. 2 Turbína s regulovaným odběrem [1]

2.3 Regulační zařízení parních turbín

2.3.1 Vnitřní regulační ventily

Regulační ventily jsou ventily sloužící ke změně průtoku turbínou, při níž dochází zároveň ke změně tlaku škrcením regulačním orgánem vloženým do průtočné části turbíny. Používají se jedno nebo dvousedlové regulační ventily. U jednosedlových ventilů bývají větší ztráty než u ventilů dvousedlových. Proto se jednosedlové ventily používají pro nižší rychlosti páry ventilem, cca 50 až $70 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Používané ventily mají velké průtočné průřezy, tedy i kuželky, díky čemuž se zvyšuje síla potřebná k jejímu zdvihu. U dvousedlových ventilů je tato ovládací síla výrazně menší. [2]

Jednosedlové a dvousedlové ventily umožňují skupinovou regulaci a aplikují se při regulaci středních tlaků regulovaných odběrů, od $0,6$ do cca $4,5 \text{ MPa}$. Konstrukčně výrazně prodlužují axiální délku turbíny. [3]

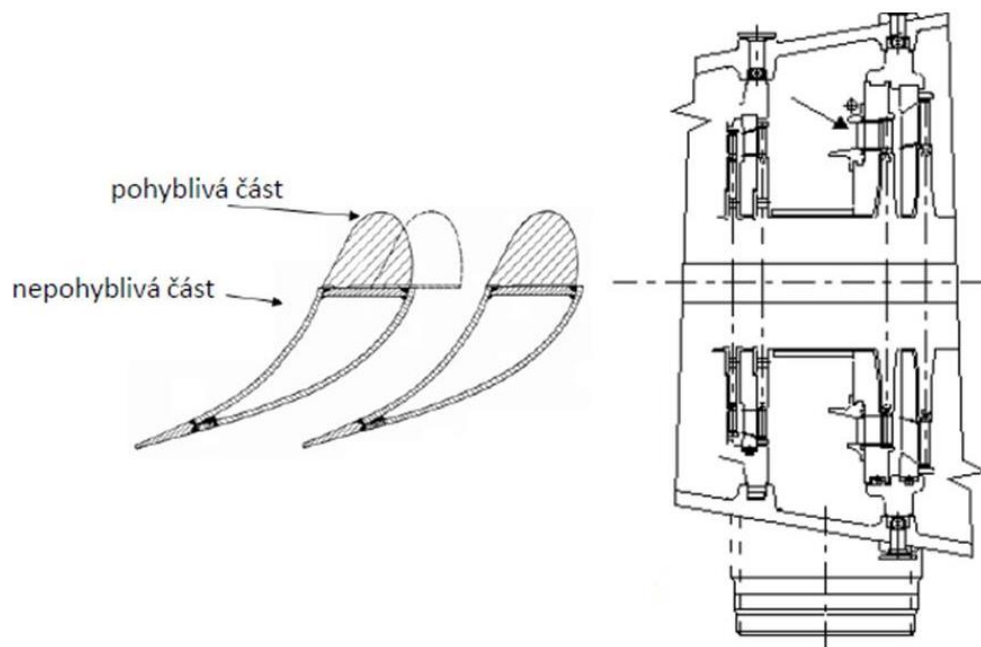


Obr. 3 Vnitřní regulační ventil [3]

2.3.2 Regulační mezistěna

Regulační mezistěna slouží pro regulaci tlaku páry v regulovaném odběru ST/NT dílu turbíny. Mezistěna je obvykle umístěna do oblasti posledních stupňů ST/NT dílu. Na Obr. 4 je zobrazena regulační mezistěna turbíny a její rozváděcí lopatky, které jsou rozděleny na pohyblivou a nepohyblivou část. Právě pomocí natažení oddělené pohyblivé přední části profilů lopatek rozváděcích kol lze měnit průtok páry.

Používá se pro velké objemy páry a velmi nízké tlaky, omezené cca pod $1,3 \text{ MPa}$. Je konstrukčně jednodušší, a tedy i cenově úspornější z hlediska axiální délky oproti regulačním ventilům. [3]



Obr. 4 Regulační mezistěna a její princip [3]

2.4 Pojistná zařízení parních turbín

Pojistná zařízení parních turbín slouží pro ochranu turbosoustrojí před jejím poškozením vnitřním přetlakem, v případech selhání některých částí turbín nebo jejich příslušenství. Zdokonalováním pracovních oběhů se zvyšuje složitost turbosoustrojí, s čímž souvisí i růst počtu ochranných a pojistných zařízení. [4]

2.4.1 Pojistný regulátor

Pojistný regulátor je jedním z nejdůležitějších pojistných zařízení turbíny. V případě vzrůstu otáček o 9 až 11 % nad jmenovité otáčky uzavře pomocí hydraulického mechanismu RZ ventil na hlavním přívodu páry do turbíny. [4] Do 10 % nad jmenovité otáčky se snaží regulátor otáček regulovat otáčky regulačními ventily. Při zvýšení otáček nad 10 % dojde k aktivaci ochrany ze systému přetáčkové ochrany parní turbíny.

2.4.2 Rychlozávěrné ventily

Hlavním účelem RZ ventilů je přerušit přívod páry do turbíny během jejího odstavení. RZ ventily jsou hydraulicky nebo mechanicky spojeny s čidly monitorující následující další důležité sledované hodnoty a parametry. [5]

- Axiální posuv rotoru vznikající během případného nebezpečného otírání kompozice v axiálním ložisku.
- Teplotu axiálního ložiska, vibrace ložisek.
- Tlak mazacího či pracovního oleje.
- Tlak v kondenzátoru, pro případ zvýšení tlaku nad určitou povolenou mez.
- A další...

RZ ventily se uzavírají, pokud dojde k překročení, nebo snížení výše uvedených parametrů. Po jejich uzavření rotor turbíny dobíhá setrvačností, během kterého musí být zajištěno dostatečné mazání a chlazení hlavních ložisek. V případě poklesu tlaku mazacího oleje se automaticky rozbíhá pomocné olejové čerpadlo poháněné elektromotorem na střídavý proud (popř. stejnosměrný proud z baterie v případě výpadku sítě), které zajistí požadované množství a tlak oleje. [4]

2.4.3 Síta

Síta instalována ve ventilové komoře zabraňují vniknutí hrubých nečistot a cizorodých částí do průtočné části turbíny, kterou by mohly poškodit. Těmito hrubými částmi mohou být například zbytky po svařování. Síta se vkládají před RZ ventily a musí být vyztuženy proti protrhnutí při zvýšení přetlaku. [4]

2.4.4 Pojistný ventil

Na potrubí regulovaných odběrů a na protitlakovém potrubí protitlakových turbín bývá umístěn pojistný ventil. Práce pojistného ventilu spočívá v odvodu páry do atmosféry v případech, kdy dojde k dosažení předem stanoveného maximálního přetlaku. Překročení hodnoty tlaku nad nepřipustné hodnoty by mohlo vést k poškození TG, potrubí či jiných zařízení. [4] [6]

2.4.5 Průtržné membrány

Průtržné membrány představují spolehlivé bezpečnostní zařízení sloužící k ochraně průmyslových zařízení potrubních systémů proti přetlaku nebo podtlaku. Princip průtržné membrány spočívá v rychlém odvedení pracovní látky do atmosféry otvorem, který vznikne protržením vyměnitelné tlakové vložky. Průtržné membrány mohou být instalovány jako samostatný bezpečnostní prvek, nebo spolu s bezpečnostními ventily. Hlavní výhodou je jejich spolehlivost a nízká pořizovací cena. Dále jsou výhodné z důvodu velké přesnosti a rychlosti reakce, nízkých nákladů na údržbu a možnosti instalace i na potrubí s větší světlostí. [7]

2.4.6 Zpětné a uzavírací armatury

Zpětné a uzavírací ventily se montují v potrubí neregulovaných a regulovaných odběrů. Bývají vybaveny rychlouzavíracím ústrojím ovládaným pojistným regulátorem turbíny a zabraňují zpětnému proudění páry z odběrových potrubí zpět do turbíny při jejím výpadku ze zatížení nebo jejího odstavení. Jelikož ventily kladou velký průtočný odpor, čímž narůstá nežádoucí tlaková ztráta odběru, využívají se v dnešní době spíše zpětné a uzavírací klapky. [4]

Uzavírací a zpětné klapky jsou mimo jiné upřednostňovány z důvodu nižší ceny i hmotnosti. Na odběrových potrubích jsou často instalovány právě zpětné klapky, které zabraňují stejně jako zpětné ventily zpětnému proudění syté páry vytvořené z topného kondenzátu obsaženého ve spotřebiči při odstavení turbíny a tím následnému

nekontrolovanému roztočení rotoru při odstavené turbíně a odpojeném generátoru ze sítě. Uzavírací klapky odběru zabraňují vniknutí kondenzátu do turbíny z ohříváku při jejich poruše.

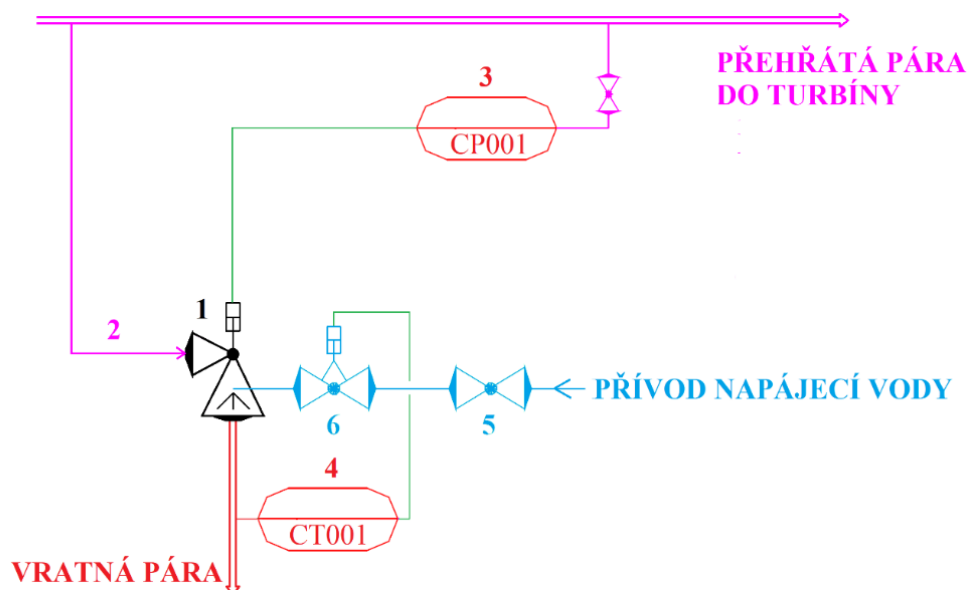
2.4.7 Přepouštěcí (bypassové) stanice

Přepouštěcí stanice vstupní páry do turbíny neboli bypassy slouží jako první ochrana kotle proti nárůstu tlaku výstupní páry (druhou ochranou jsou pojistné ventily na kotli) při výpadku turbíny. Bypassy jsou speciální regulační ventily regulující tlak ostré, nebo přehřáté páry při najíždění kotle, nebo při výpadku turbíny. Skládají se z regulačního ventilu se svažovači páry, pomocí kterých se teplota páry reguluje na požadovanou výstupní hodnotu.

Rozdělujeme bypassy na dva základní typy:

- 1) NT bypassy: jsou zapojeny jako obtoky ST nebo NT dílů turbíny v případě, že kotel má přehřívání páry. Vstup do NT bypassů je buď na přehřáté páře před rychlozávěrným nebo regulačním ventilem ST dílu a výstup páry z bypassu je zaveden do kondenzátoru.
- 2) VT bypassy: jsou obtoky turbíny nebo jejího VT dílu v případě přehřívání páry v kotli. Vstup do VT bypassů je umístěn na ostré páře před přehradními šoupátky a výstup je do vratné páry za odběrovými klapkami.

Bypassy na rozdíl od normálních regulačních ventilů regulují tlak páry před sebou.



Obr. 5 VT bypass

Popisky k Obr. 5:

- 1 – přepouštěcí regulační ventil
- 2 – vstup přehřáté páry do přepouštěcího RV
- 3 – měření tlaku
- 4 – měření teploty
- 5 – uzavírací ventil napájecí vody
- 6 – regulační ventil napájecí vody

Na Obr. 5 je vidět schéma VT bypassu, kde se pomocí přepouštěcího RV (1) limituje a případně reguluje tlak přehřáté páry na vstupu do VT dílu turbíny. Přes uzavírací (5) a regulační (6) ventil je přiváděna napájecí voda a za pomoci sestřiku je regulována teplota vratné páry.

2.5 Parní ráz

Tlakové rázy v potrubí, jako je parní nebo vodní ráz, jsou děje, které se mohou vyskytnout během provozních stavů elektráren a mohou způsobit značné škody. Parní ráz se obvykle vyskytuje, když se jeden nebo více ventilů náhle uzavře nebo otevře. V elektrárně by se parní ráz mohl objevit v potrubí admisní páry při odstavení turbíny, protože ventily (např. hlavní parní ventily) musí být velmi rychle uzavřeny, aby se chránila turbína před dalším poškozením. Při náhlém zavření ventilu se tlak proudu navýší na ventilu a podél potrubí probíhá tlaková vlna pohybující se postupně mezi kolena potrubí až ke kotli. Tyto tlakové vlny představují velkou zátěž na uložení potrubí a mohou způsobit velké dynamické silové namáhání. Pružnost a tuhost potrubí (materiál potrubí + typ uložení potrubí a jeho umístění) určují, jak bude potrubí reagovat na tyto vlny. V důsledku toho je konstrukce potrubních systémů (uspořádání a uložení) úzce spjata s dynamickým zesilováním vlivu parního rázu. [8]

Parní ráz je jev způsobený tlakem, který je důsledkem náhlé a rychlé změny rychlosti proudění tekutin. Náhlé uzavření uzavíracích ventilu je jednou z příčin změny rychlosti, která vede k nevyváženým silám, zejména v místech měnících směr proudu, jako jsou kolena potrubí, dále v okolí ventilů, redukcí nebo dalších vložených komponent potrubí. Tyto síly běžně způsobují škody, v případě, že systém není správně navržen. Kinetická energie proudící tekutiny se přemění na tlak (čím je kratší doba potřebná k uzavření ventilu, tím vyšší bude nárůst tlaku). Existuje však limit nárůstu tlaku způsobeného rychlostí tlakové vlny (rychlostí zvuku) uvnitř kapaliny v potrubí, který vysvětluje Žukovského vztah, viz rovnice (1). [8]

$$\Delta p_m = \rho \cdot a \cdot \Delta c \quad (1)$$

Δp_m maximální zvýšení tlaku důsledkem uzavření ventilu

ρ hustota proudící tekutiny

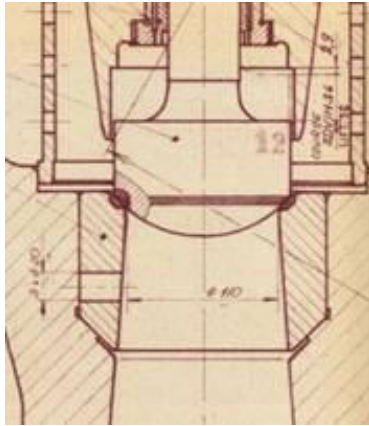
a rychlost zvuku v tekutině

Δc rozdíl rychlostí proudící tekutiny

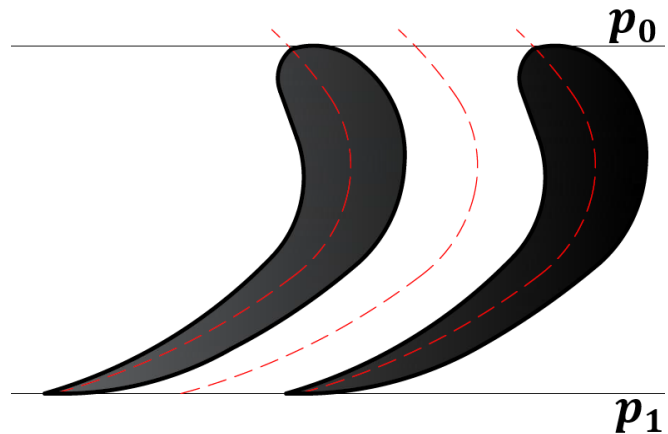
Výsledné maximální zvýšení tlaku může být důležité k určení přibližné odezvy systému na síly a k odhadování sil a napětí, které budou použity při navrhování uložení potrubí. [8]

3 PROUDĚNÍ LOPATKOVÝMI MŘÍŽEMI

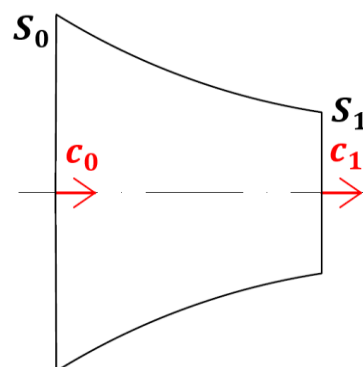
Průtok rozváděcí a oběžnou lopatkovou mříží lze zjednodušeně popsat jako průtok skrze konvergentní dýzu. Podobný přístup lze zvolit i při výpočtu průtoku skrze turbínový regulační ventil, který bývá obvykle difuzorového typu. [9]



Obr. 6 Kuželka a hrdlo difuzoru



Obr. 7 Lopatková mříž jako zúžená tryska



Obr. 8 Konvergentní dýza

Pro rychlost plynu na výstupu z trysky při izoentropickém proudění ideálního plynu platí **Saint Vénantova – Wantzelova rovnice**

$$c_1 = \sqrt{c_0^2 + 2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}. \quad (2)$$

Při uvažování klidového počátečního stavu bude rychlost $c_0 = 0$, bude mít rovnice pro výtokovou rychlost tvar

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}. \quad (3)$$

3.1 Proudění dýzou

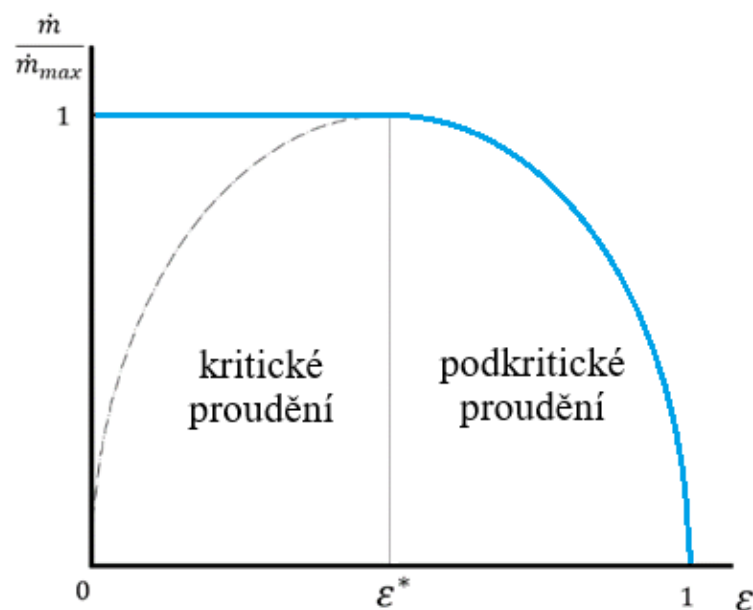
Izoentropický průtok dýzou průřezem S_1 do prostoru s tlakem p_1 se stanoví pomocí rovnice kontinuity

$$\dot{m} = S_1 \cdot c_1 \cdot \frac{1}{v_1}. \quad (4)$$

Při uvažování počátečních klidových podmínek se dosadí rychlost c_1 z rovnice (3) a převrácená hodnota měrného objemu vytékajícího plynu v_1 , tj. $\frac{1}{v_1} = \frac{1}{v_0} \cdot \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$. Po úpravách se získá rovnice hmotnostního průtoku

$$\dot{m} = S_1 \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_0}{v_0}}. \quad (5)$$

Při snižování protitlaku p_1 z hodnoty $p_1 = p_0$, resp. tlakového poměru z hodnoty $\varepsilon = 1$, se zvyšuje průtok dýzou, který dosáhne své maximální hodnoty při **kritickém tlakovém poměru**, dále označovaném ε^* . Průtok se od kritického tlakového poměru ε^* až do expanze do vakua ($\varepsilon = 0$) nesnižuje, ale zůstává konstantní. Tudiž tlak expandujícího plynu v zužující se dýze nemůže klesnout pod kritický tlak, který závisí na vstupním tlaku p_0 a levá větev tzv. Bendemannovy elipsy tak nemá pro zúženou dýzu fyzikální význam. [10]



Obr. 9 Poměrný průtok zúženou dýzou

Z Obr. 9 můžeme vidět závislost poměrného průtoku na tlakovém poměru v konvergentní dýze (modrá křivka) a oblasti kritického a podkritického proudění, které rozděluje kritický tlakový poměr ε^* .

Průtoky pro kritické a podkritické proudění se vypočítají dle následujících vztahů.

| Kritické proudění | Podkritické proudění |
|---|--|
| $\frac{p_1}{p_0} \leq \frac{p^*}{p_0}$ | $\frac{p_1}{p_0} > \frac{p^*}{p_0}$ |
| $\dot{m} = S_1 \cdot \sqrt{\frac{\kappa \cdot p_0}{v_0} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$ | $\dot{m} = S_1 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_0}{v_0} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}$ |

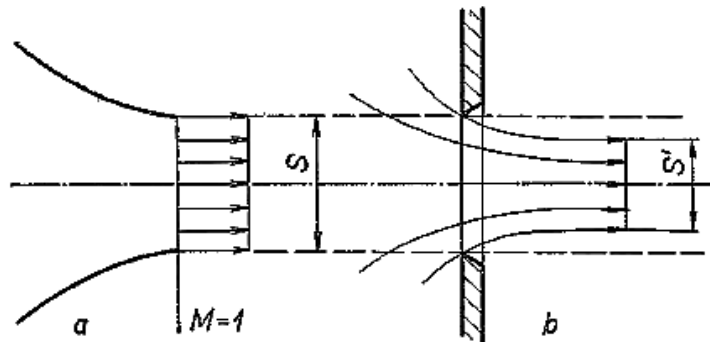
Pro numerický výpočet v programu MATLAB budou použity parametry pro přehřátou páru z Tab. 1.

Tab. 1 Kritický tlakový poměr ε^*

| Pára | κ | $\varepsilon^* = \frac{p^*}{p_0}$ |
|----------|----------|-----------------------------------|
| Přehřátá | 1,33 | 0,540 |
| Sytá | 1,135 | 0,577 |

3.2 Výtok otvorem ve stěně

V předchozí kapitole byla vysvětlena změna průtoku v dýze v závislosti na tlakovém poměru ε . Pro výtok otvorem ve stěně, viz Obr. 10, se předpokládá stejné proudění jako pro konvergentní dýzu. Transformace konvergentní dýzy na otvor ve stěně se použije pro výpočet tehdy, je-li kritický průřez S shodný s rovinným výtokovým průřezem. To platí však jen pro nátrubek. Rychlost proudění je v oblasti obvodu otvoru nejnižší a směrem ke středu roste.



Obr. 10 Výtok dýzou a clonkou [10]

Plocha proudu za clonkou se zužuje. Toto zúžení se vyjadřuje pomocí *součinitele kontrakce* α

$$\alpha = \frac{S'}{S}, \quad (6)$$

kde S' je plocha proudu za otvorem a S je plocha otvoru.

Skutečný průtok je pak

$$\dot{m}' = \alpha \cdot \dot{m}. \quad [10] \quad (7)$$

Aby součinitel kontrakce zahrnoval ztráty, je jeho hodnota násobená rychlostním součinitelem φ . Výsledný součin uvedených součinitelů se označuje jako průtokový součinitel μ a koriguje výsledný průtok, viz rovnice (8).

$$\dot{m}'' = \mu \cdot \dot{m} \quad (8)$$

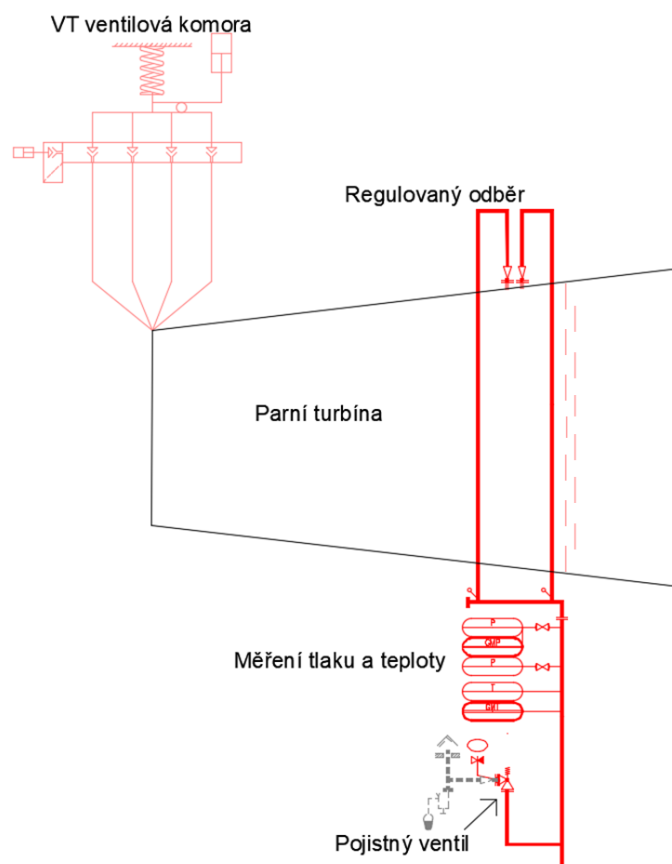
Pro zjednodušení a řešení výpočtu v numerickém programu bude proudění stupněm turbíny počítáno jako proudění skrz clonku. Součinitel μ bude poměrem průtoku pro řešený stav (převzatý z výpočtového listu DSPW) a průtoku vypočteného na základě tlakového poměru ε , a bude tak představovat náhradu za ztráty ve stupni.

4 ROZBOR ÚLOHY

4.1 Formulace problému a zvolený přístup k řešení

Tlak a teplota v odběrech parní turbíny jsou během provozu závislé na zatížení parní turbíny, na parametrech admisní a emisní páry, na rozmístění ostatních odběrů turbíny aj. Je-li požadavek na dodržení tlaku, popřípadě teploty odběrové páry, jsou turbíny vybaveny regulovaným odběrem. Regulace tlaku se provádí buď mezistěnou turbíny, umístěnou v turbíně v místě odběrového potrubí, nebo přepouštěcími regulačními ventily. Výjimečně je na regulovaném odběru umístěna ještě regulační klapka zajišťující doregulování tlaku na požadovanou hodnotu. Teplota v odběru je regulována svlažovačem. Na parovodech odběru, které musí být řádně odvodněny, jsou umístěna čidla tlaku a teploty.

Na Obr. 11 je schematicky zobrazena parní turbína s regulovaným odběrem. Dvojitou přerušovanou čarou (růžová) v turbíně je naznačena regulační mezistěna. Červenou čarou je vyznačeno potrubí regulovaného odběru, na kterém jsou umístěna měření tlaku a teploty a pojistný ventil.



Obr. 11 Regulovaný odběr

Nastane-li situace, kdy by mohlo dojít k nárůstu tlaku nad dovolené hodnoty spotřebiče nebo odběru, je v odběrovém potrubí v neoddělitelné části spotřebiče umístěn pojistný ventil. V případě, že dojde k poruše svlažovače a navazující potrubí, popřípadě spotřebič nejsou navrženy na teplotu v odběru, je nutné odběr neprodleně odstavit uzavíracími klapkami umístěnými na trase odběru.

Časová prodleva uzavření vstupních ventilů turbíny je způsobena dobou mezi vysláním signálu od měření tlaku na odstavení turbíny a přijetím signálu na pohonech rychlozávěrných ventilů. Dále je zpoždění způsobeno přestavnou dobou z polohy otevřeno do polohy zavřeno. Z tohoto důvodu je regulovaný odběr na odběrovém potrubí vybaven dle požadavku provozovatele bezpečnostním pojistným ventilem.

Tlakové hladiny PV:

V tabulce Tab. 2 jsou vypsány tlakové hladiny, na kterých se dějí jednotlivé úkony. První tlakovou hladinou je hladina označená H-reg, která představuje hodnotu jmenovitého tlaku. Druhá tlaková hladina H-max odpovídá maximálnímu provoznímu tlaku. V těchto dvou tlakových hladinách zůstává pojistný ventil nečinný.

Pokud dojde k nárůstu tlaku nad maximální tlak, resp. hladinu H-max, zaktivuje se tlakový snímač a hladina H-max přechází v hladinu alarmu H1. Dalším růstem tlaku, a tedy překročením hladiny H2, dojde k omezovací regulaci turbíny regulačními ventily a postupně až k přechodu na hladinu H3, která představuje hodnotu tlaku pro odstavení turbogenerátoru.

Při odstavení turbíny může dojít k přechodu na vyšší tlakové hladiny, kdy se pojistný ventil stává aktivním a začíná postupně otevírat až do plného otevření.

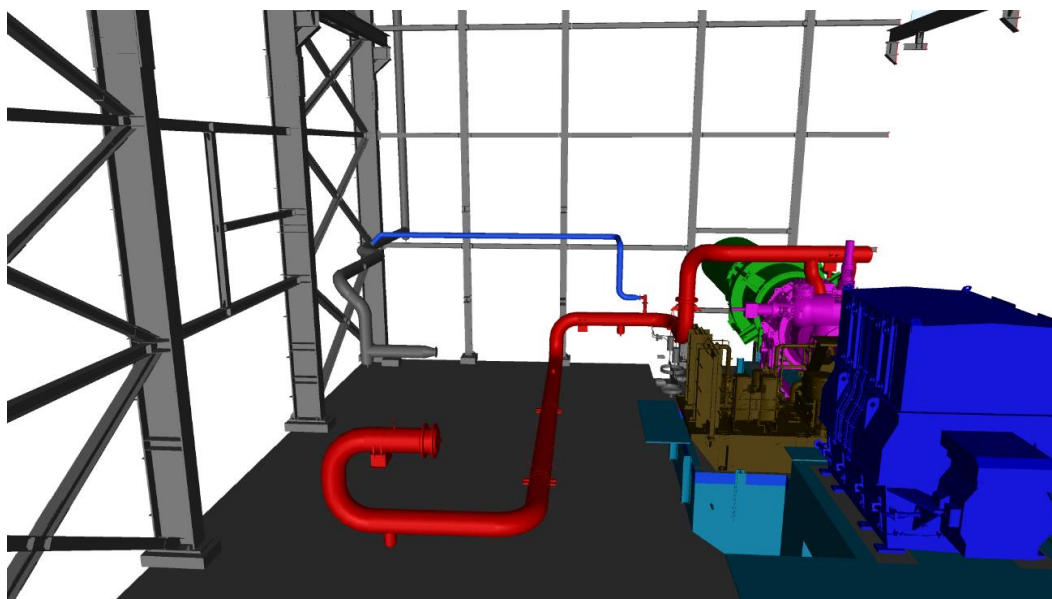
Tab. 2 Tlakové hladiny pojistného ventilu

| Tlaková hladina | Úkon |
|------------------------|--|
| H-reg | Hodnota jmenovitého tlaku |
| H-max | Maximální hodnota tlaku |
| H1 | Tlakový snímač - signalizace, aktivace konektoru tlaku |
| H2 | Tlakový snímač - signalizace, omezovací regulace RV TG |
| H3 | Tlakový snímač - odstavení TG |
| | Pojistný ventil otevírá |
| | Plné otevření pojistného ventilu |

Při dosažení tlakové hladiny H3 nastavené na čidle tlaku dochází k odstavování turbíny, kdy se zavírají RV a RZ ventil, a tím se snižuje průtok páry do turbíny.

Na základě rad konzultanta diplomové práce byly vybrány turbíny, u kterých je potenciál neinstalovat pojistné ventily. Jedná se zejména o turbíny:

- S odběry na nízkých tlacích s vydatným odběrem, kdy je odběrové potrubí o velké dimenzi s co nejdelší možnou trasou a uzavírací armaturou situovanou co nejdále od TG. Odběrové potrubí představuje objem, do kterého se může hromadit značné množství páry, a proto by nárůst tlaku před mezistěnou neměl být tak výrazný.
- Turbíny bubnového typu, kdy vnitřní objemy v TG především na vyšších tlacích jsou co nejmenší a mohou se řádově lišit od objemu odběrového potrubí a objemu před mezistěnou.
- Turbíny bez převáděcího potrubí mezi ventilovou komorou a TG (zejména ST potrubí, kdy může mít potrubí vyšší objemy). Převáděcí potrubí může sloužit jako zdroj, a i po uzavření ventilů tlakově dotuje TG.
- Turbíny s krátkými reakčními časy a rychlým uzavíráním, a naopak dlouhým časem uzavírání mezistěny.
- Turbíny s tripovací hodnotou blízkou maximálnímu provoznímu tlaku.



Obr. 12 Dispozice – 3D model

Na Obr. 12 je zobrazena dispozice řešeného vybraného projektu ve 3D modelu, který byl pro přehlednost značně zjednodušen. V pravém dolním rohu je vidět generátor (tmavě modrá), za ním navazuje převodovka (tmavě hnědá), turbína (růžová) a výstup do kondenzátoru (zelená). Na obrázku je dále vidět odběrové potrubí (I. odběr) vedoucí z turbíny až po uzavírací klapku (červená barva) a na něj navazující část výfukového potrubí (modrá) přes pojistný ventil. Pára z I. odběru je vedena do parní sběrný. Pomocí regulačního ventilu je pára seškrcena na $0,45 \text{ MPa}$ a svlažovačem chlazena na $145 \text{ }^\circ\text{C}$. Z této sběrný je následně pára vedena do zákaznickových technologií. Při nižších výkonech, kdy tlak v I. odběru nedosahuje $0,45 \text{ MPa}$, je sběrný zásobována přes regulační ventil ze sběrný $0,7 \text{ MPa}$, která je zásobována buď z II. odběru nebo z externího zdroje.

Cílem úlohy je vypočítat maximální možné tlaky, které se mohou v odběrech a průtočné části turbíny objevit během havarijního odstavení turbíny způsobeného nárůstem tlaku v odběrovém místě. Nárůst tlaku je primárně způsoben nesprávnou polohou mezistěny, která může nastat důsledkem chybného naprogramování nebo její poruchy. V případě, že tlak v odběru nevzroste nad limitní hodnotu tlaku, která rozhoduje o vybavení odběrového potrubí pojistným ventilem, je možné navrhnout odběrové potrubí bez pojistného ventilu. Motivací práce tedy je možnost úspory materiálu a snížení nákladů na projekt odstraněním části bezpečnostní výstroje, tj. pojistný ventil na odběrovém potrubí a tři měření tlaků. Kromě těchto komponent je možné ušetřit i za pomocné ocelové konstrukce, výfukové potrubí o velké dimenzi včetně závěsů a podpěr a pochozí plošiny.

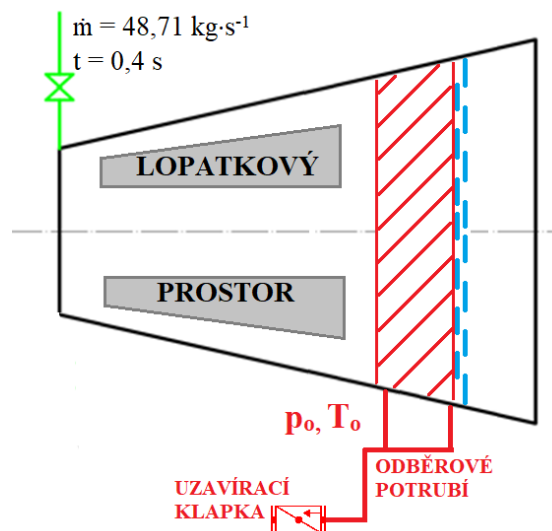
4.2 Zjednodušený výpočet

V této kapitole bude ukázán zjednodušený návrh výpočtu nárůstu tlaku před mezistěnou umístěnou ve stupňové části turbíny před NT částí jednotělesové turbíny. Turbína je vybavena dvěma odběry, kde I. odběr je umístěn za 11. stupněm před mezistěnou a II. odběr za 8. stupněm (II. odběr se při výpočtu uvažuje zavřený). Výpočet bude proveden pro provozní stav turbíny s maximálním průtokem páry a následujícími okrajovými podmínkami.

- Objem odběrového potrubí (DN500) a objem v turbíně mezi 11. lopatkovým stupněm a mezistěnou: $V_o = 7,3 \text{ m}^3$
- Tlak před mezistěnou: $p_o = 0,705 \text{ MPa}$
- Průtok do TG: $\dot{m} = 48,71 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- Teplota v odběru: $T_o = 438,35 \text{ K}$
- Teplota před TG: $T_{TG} = 673,15 \text{ K}$
- Čas úplného zavření RV a RZ ventilu: $t = 0,4 \text{ s}$
 - Doba reakce $t_r = 0,1 \text{ s}$
 - Doba zavírání $t_z = 0,3 \text{ s}$
- „Umělá“ netěsnost mezistěny: $S_m = 0,00278 \text{ m}^2$

Regulační mezistěna má v zavřené poloze „umělou“ netěsnost, která je dána vůli mezi otočnou a pevnou částí mezistěny.

Pozn. Uvažuje se kritický hmotnostní průtok netěsností mezistěny.



Obr. 13 Zjednodušené schéma turbíny

Na Obr. 13 je zobrazeno zjednodušené schéma turbíny pro danou úlohu. Přívodní potrubí, kterým proudí $48,71 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ páry, je vyznačeno zelenou barvou. Černý lichoběžník symbolizuje turbínu, modře je pak vyznačena mezistěna. Uvažovaný objem, do kterého pára proudí, je součtem objemu před mezistěnou (červeně vyšrafovaný) a odběrového potrubí (červená barva). Výsledný objem je roven objemu $V_o = 7,3 \text{ m}^3$. Objemy v lopatkovém prostoru se ve výpočtu zanedbávají.

Zjednodušující předpoklady

- Uvažuje se, že v počátečním čase t_0 je mezistěna plně zavřena. Ve skutečnosti bude pravděpodobně zavírat, takže proteče větší množství do kondenzátoru. Tripovací hodnota tlaku bude blízko hodnotě tlaku při maximálnímu výkonu. Pokud se tedy nepatrně přivře mezistěna, je dosaženo tripovacích hodnot tlaku a současně s uzavíráním mezistěny dochází k zavírání RV a RZ ventilu.
- Předpokládá se, že ostatní odběry z turbíny před regulovaným odběrem jsou mimo provoz. Ve většině provozních režimů bude alespoň jeden odběr aktivní a tím získáme další přidaný a nezanedbatelný objem, který lze „tlakovat“.
- Nepočítá se s vlivem ucpávek.
- Zanedbává se možnost otevření odvodnění.
- Neuvažuje se detailní konstrukční řešení celé průtočné části turbíny. Ostatní objemy, jako např. objemy stupňů před mezistěnou, se ve výpočtu zanedbávají.
- Neuvažují se třecí součinitele snižující průtok.
- Ve výpočtu je použita stavová rovnice pro ideální plyn.
- Neuvažuje se vliv teplot a tlaků v těchto stupních.
- Neuvažuje se odvod práce na rotoru.

1) První výpočet bude proveden následujícím způsobem. Z provozních parametrů si spočteme množství páry, které je v odběru při ustáleném provozu. Dále si na základě hmotnostního toku do TG spočteme množství, které přiteče za čas 0,4 s. Tento přírůstek přičteme a ze stavové rovnice získáme tlak v odběru.

Hmotnost páry v objemu V_o :

$$p_o \cdot V_o = m_o \cdot r \cdot T_o \rightarrow m_o = \frac{p_o \cdot V_o}{r \cdot T} = \frac{705000 \cdot 7,3}{461,5 \cdot 438,35} = 25,44 \text{ kg},$$

hmotnost páry přitekly za 0,4 s:

$$\Delta m_o = \dot{m} \cdot t = 48,71 \cdot 0,4 = 19,48 \text{ kg},$$

ze soustavy stavových rovnic

$$p_o \cdot V_o = m_o \cdot r \cdot T_o$$

$$p_{o'} \cdot V_o = m_{o'} \cdot r \cdot T_o$$

$$p_{o'} = p_o \cdot \frac{m_{o'}}{m_o} = p_o \cdot \left(1 + \frac{\Delta m_o}{m_o}\right) = 0,705 \text{ [MPa]} \cdot \left(1 + \frac{19,48}{25,44}\right) = 1,245 \text{ MPa}.$$

Pokud bychom uvažovali výtok přes mezistěnu do kondenzátoru, bude hmotnost vytekly páry

$$\Delta m_m = \rho \cdot S_m \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa \cdot r \cdot T_{sat}}{\kappa + 1}} \cdot t = 5,02 \cdot 0,00278 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,135 \cdot 461,5 \cdot 451,94}{1,135 + 1}} \cdot 0,4 = 2,56 \text{ kg},$$

kde hustota $\rho = 5,02 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ je hustota syté páry, tedy při suchosti $x = 1$, při tlaku $p = 0,975 \text{ MPa}$ který je střední hodnotou tlaku v odběru $0,705 \text{ MPa}$ a zvýšeného tlaku $1,245 \text{ MPa}$. V této fázi není řešen průběh teploty v odběru, proto se uvažuje teplota syté páry T_{sat} při daném tlaku $p = 0,975 \text{ MPa}$.

Pokud bychom teplotu odhadovali pro stav páry v oblasti přehřáté páry, tedy vyšší než při suchosti $x = 1$, zmenšovala by se hustota páry, ale neměla by výrazný vliv na konečný výpočet tlaku $p_{o'}$ (lišil by se pouze v tisícinách MPa).

$$T_{sat} = 451,94 \text{ K} \quad \rho = 5,02 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$T = 458,15 \text{ K} \quad \rho = 4,93 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$T = 473,15 \text{ K} \quad \rho = 4,73 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Znovu vypočteme tlak v odběru

$$p_{o''} = p_o \cdot \left(1 + \frac{\Delta m_o - \Delta m_m}{m_o}\right) = 0,705 \text{ [MPa]} \cdot \left(1 + \frac{19,48 - 2,56}{25,44}\right) = 1,174 \text{ MPa.}$$

Na základě tohoto výpočtu by hodnota tlaku před regulační mezistěnou vzrostla ze 0,705 MPa na 1,174 MPa. Tento výpočet je na straně vyšší bezpečnosti, protože se uvažuje konstantní průtok do turbíny. Ve skutečnosti se bude průtok snižovat z důvodu zavírání vstupních ventilů.

2) Druhý (přesnější) výpočet je tedy rozdělen do dvou základních částí.

a) *První část* se snaží popsat nárůst tlaku během „doby reakce“ t_r . Je to časový úsek, který odpovídá době chodu signálu od měření tlaku na odběrovém potrubí k RZ ventilům na vstupu do turbíny (regulační mezistěna/přepouštěcí ventily jsou plně uzavřeny – bere se v úvahu pouze konstrukční netěsnost těchto komponent), avšak prodlevou v systému apod. nedochází k aktivnímu uzavírání turbínových ventilů. Tato doba chodu signálu ($t_r = 0,1 \text{ s}$) byla zjištěna v oddělení projekce v DSPW.

Pozn.: Index r se vztahuje k době reakce

Hmotnost přitekuté páry za reakční dobu 0,1 s

$$\Delta m_r = \dot{m} \cdot t_r = 48,71 \cdot 0,1 = 4,87 \text{ kg}$$

způsobí nárůst tlaku p_o na p_r

$$p_r = p_o \cdot \frac{m_r}{m_o} = p_o \cdot \left(1 + \frac{\Delta m_r}{m_o}\right) = 0,705 \text{ [MPa]} \cdot \left(1 + \frac{4,87}{25,44}\right) = 0,840 \text{ MPa.}$$

Hmotnost páry proteklé mezistěnou

$$\Delta m_m = \rho \cdot S_m \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa \cdot r \cdot T_{sat}}{\kappa + 1}} \cdot t_r = 4,03 \cdot 0,00278 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,135 \cdot 461,5 \cdot 442,12}{1,135 + 1}} \cdot 0,1 = 0,52 \text{ kg,}$$

kde hustota $\rho = 4,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ je hustota syté páry při tlaku $p = 0,772 \text{ MPa}$, který je střední hodnotou tlaku v odběru 0,705 MPa a zvýšeného tlaku 0,840 MPa, způsobí změnu nárůstu tlaku

$$p_{r'} = p_o \cdot \left(1 + \frac{\Delta m_r - \Delta m_m}{m_o}\right) = 0,705 \text{ [MPa]} \cdot \left(1 + \frac{4,87 - 0,52}{25,44}\right) = 0,826 \text{ MPa.}$$

b) **Druhá část** výpočtu se zabývá časovým úsekem, ve kterém se turbínový ventil přestavuje z polohy otevřeno do polohy zavřeno. Tento časový úsek (podle informací z DSPW) trvá $t_z = 0,3$ s.

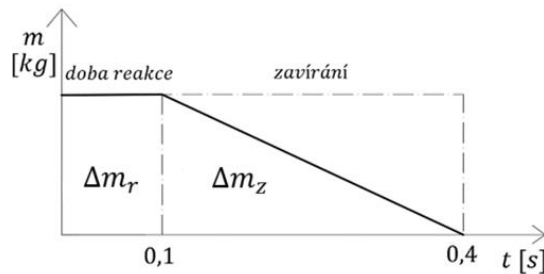
Pozn.: Index z se vztahuje k době zavírání

Hmotnost páry, co přiteče během zavírání (polovina celkové hmotnosti)

$$\Delta m_z = \dot{m} \cdot t_z \cdot \frac{1}{2} = 48,71 \cdot 0,3 \cdot \frac{1}{2} = 7,31 \text{ kg}$$

způsobí nárůst tlaku na

$$p_z = p_{r'} \cdot \left(1 + \frac{\Delta m_z}{\Delta m_r - \Delta m_m + m_o}\right) = 0,826 \text{ [MPa]} \cdot \left(1 + \frac{7,31}{29,79}\right) = 1,028 \text{ MPa} .$$



Obr. 14 Hmotnost přitékající páry

Na Obr. 14 je zobrazen časový průběh hmotnosti přitékajícího páry do turbíny. Jelikož během zavírání vstupních ventilů dochází ke snižování průtoku do turbíny, uvažuje se hmotnost páry během zavírání jako poloviční.

Množství páry proteklé mezistěnou bude

$$\Delta m_{m'} = \rho \cdot S_m \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa \cdot r \cdot T_{sat}}{\kappa + 1}} \cdot t_z = 4,79 \cdot 0,00278 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,135 \cdot 461,5 \cdot 449,76}{1,135 + 1}} \cdot 0,3 = 1,87 \text{ kg} ,$$

kde hustota $\rho = 4,79 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ je hustota syté páry při tlaku $p = 0,927 \text{ MPa}$, který je střední hodnotou tlaku $0,826 \text{ MPa}$ a zvýšeného tlaku $1,028 \text{ MPa}$.

Výsledný tlak se spočítá následovně

$$p_{z'} = p_{r'} \cdot \left(1 + \frac{\Delta m_z - \Delta m_{m'}}{\Delta m_r - \Delta m_m + m_o}\right) = 0,826 \text{ [MPa]} \cdot \left(1 + \frac{7,31 - 1,87}{29,79}\right) = 0,976 \text{ MPa} .$$

Tlak, který se nastaví před mezistěnou bude v době uzavření ventilů TG tedy cca $0,976 \text{ MPa}$, tj. 1.38-krát větší než původní tlak před zavřením, resp. dojde k nárůstu tlaku o 38 %.

V tomto případě se jeví, že by PV na odběru nebyl nutný, kdyby se potrubí a zařízení v odběru nadimenzovala na tlak $1,1 \text{ MPa}$ a vyšší (tj. výsledek $0,976 \text{ MPa}$ s více jak 10% bezpečnostním přídavkem). Tato hodnota nemá výraznější dopad na zesílení potrubí viz následující výpočet potrubí.

Kontrola dimenzování potrubí:

Podle normy ČSN EN 13480-3, Kovová průmyslová potrubí, byl proveden výpočet odběrového potrubí pro časově nezávislé dovolené namáhání na základě návrhových parametrů:

| | |
|--------------------------------------|-------------------------------|
| Návrhová teplota: | 256 °C |
| Jmenovitá světlost potrubí: | DN500 |
| Materiál potrubí: | P265GH |
| Mez kluzu pro teplotu 256 °C: | $R_{p0,2t} = 169 \text{ MPa}$ |
| Mez pevnosti v tahu: | $R_m = 410 \text{ MPa}$ |

Dovolené namáhání musí být v souladu s následujícím:

$$\sigma_D = \min \left\{ \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\}, \quad (9)$$

Výsledné dovolené namáhání σ_D

$$\sigma_D = \min \left\{ \frac{169}{1,5}; \frac{410}{2,4} \right\} = 112,64 \text{ MPa}.$$

Minimální tloušťka stěny se vypočítá podle následujícího vzorce:

$$e_{min} = \frac{p_c \cdot D_o}{2 \cdot f \cdot z + p_c} \quad (10)$$

| | |
|------------|--|
| p_c | výpočtový přetlak |
| D_o | vnější průměr potrubí |
| z | součinitel hodnoty podélného svarového spoje |
| σ_D | dovolené namáhání materiálu |

Dále se určuje analyzovaná tloušťka stěny e_a

$$e_a = e_{ord} \cdot \frac{100 - c_1}{100} - c_0 \quad (11)$$

e_{ord} navrhovaná tloušťka stěny

c_0 přídavek na korozi

c_1 záporná tolerance tloušťky stěny

Maximální přípustný tlak se vypočítá dle vzorce

$$p_{max} = \frac{2 \cdot \sigma_D \cdot z \cdot e_a}{D_o - e_a} \quad (12)$$

Výsledná bezpečnost potrubí se vyjádří jako podíl maximálního přípustného tlaku s výpočtovým tlakem

$$k = \frac{p_{max}}{p_c} \quad (13)$$

Podle vzorců (10) až (13) byly vypočteny příslušné parametry pro tři různé tlaky p_c a byly sepsány do následující Tab. 3.

Tab. 3 Kontrola potrubí pro výpočtové přetlaky

| varianta | | 1 | 2 | 3 |
|------------------------|-------|--------|-------|-------|
| p_c | [MPa] | 0,705 | 1,1 | 4,1 |
| e_{min} | [mm] | 1,585 | 2,468 | 9,080 |
| D_o | [mm] | 508 | | |
| e_{ord} | [mm] | 12,5 | | |
| c₀ | [mm] | 1 | | |
| c₁ | [%] | 12,5 | | |
| e_a | [mm] | 9,94 | | |
| z | [-] | 1 | | |
| σ_D | [MPa] | 112,64 | | |
| p_{max} | [MPa] | 4,49 | | |
| k | [-] | 6,38 | 4,09 | 1,10 |

Potrubí se jmenovitou světlostí DN500 má v základní řadě tloušťku stěny 12,5 mm, proto bylo odběrové potrubí navrženo s touto tloušťkou. Maximální přípustný tlak v potrubí vychází $p_{max} = 4,49 \text{ MPa}$. Z Tab. 3 je vidět, že by potrubí mělo vydržet až do tlaku $p_c = 4,1 \text{ MPa}$ s bezpečností $k = 1,1$.

Výpočet parního rázu v turbíně

Zjednodušeně je možné popsat i parní ráz v turbíně. V případě, že čas uzavření mezistěny $t_{closure}$ je menší než perioda běhu vlny viz rovnice (14) níže, tak lze hovořit o totálním parním rázu. V tomto případě se všechna kinetická energie přemění v deformační energii a beze změny platí Žukovského vztah popsaný rovnicí (1).

$$t_{closure} \ll \frac{2L}{a} \quad (14)$$

L délka potrubí, kde se šíří ráz

Je-li naopak uzavření mezistěny $t_{closure}$ větší než perioda běhu vlny viz rovnice (15), tak se jedná o částečný hydraulický ráz, který lze pro lineární změnu rychlosti tekutiny v místě mezistěny a v časovém úseku určit dle rovnice (16). [11]

$$t_{closure} \gg \frac{2L}{a} \quad (15)$$

kde perioda $T = 2L / a$

$$\Delta p_{skutečný} = \Delta p_m \cdot \frac{T}{t_{closure}} \quad (16)$$

Dílicí objemy průtočné části parní turbíny mají různé parametry a například tedy i jinou rychlost zvuku. Pro výpočty v takto složených úsecích jsou využity rovnice popsané v literatuře [12]. Pro výpočet periody je použita rovnice:

$$T = 2 \sum \frac{L_i}{a_i} \quad (17)$$

Průměrná postupová rychlost bude vypočtena dle vztahu:

$$a_p = \frac{\sum L_i}{\sum \frac{L_i}{a_i}} \quad (18)$$

Výpočet rázu pro daný projekt je pomyslně rozdělen na dvě části. První část se zabývá rázem v samotné průtočné části TG, kde se uvažuje čas uzavření a perioda pouze v průtočné části parní turbíny. Během zavírání turbínových ventilů však rázová vlna pokračuje dále do potrubí admisní páry a způsobuje další navyšování tlaku. Touto problematikou se zabývá druhá část.

Zjednodušený výpočet pro zadaný projekt, kdy je dáno:

$$t_{closure} = 0,4 \text{ s} \quad \dots \text{ čas zavírání}$$

$$L_{celková} = 1,2 \text{ m} \quad \dots \text{ celková délka průtočné části}$$

$$\Delta c = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \quad \dots \text{ změna rychlosti proudu páry mezistěnou způsobená změnou}$$

polohy mezistěny (z polohy otevřeno do polohy zavřeno
s umělou netěsností)

1. Výpočet natlakování průtočné části parní turbíny. Po rozdělení průtočné části na 13 úseků o délkách $L = 0,093$ lze pomocí výše uvedených rovnic dospět k výsledkům:

$$\rho = 10 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3} \quad \dots \text{ průměrná hustota v turbíně}$$

$$a_p = 509,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \quad \dots \text{ průměrná postupová rychlost podle vztahu (18)}$$

$$T = 0,00471 \text{ s} \quad \dots \text{ perioda podle vztahu (17)}$$

Porovnáním času uzavření a periody lze dospět k závěru, že výpočet bude proveden dle rovnice (16) pro částečný hydraulický ráz.

$$\Delta p_m = \rho \cdot a_p \cdot \Delta c = 10 \cdot 509,5 \cdot 80 = 407\,600 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{skutečný} = \Delta p_m \cdot \frac{T}{t_{closure}} = 407\,600 \cdot \frac{0,00471}{0,4} = 4\,799,5 \text{ Pa} = 0,005 \text{ MPa}$$

Nárůst tlaku není nijak výrazný. Je to dáno zřejmě tím, že perioda je výrazně menší než uzavírací čas mezistěny.

2. Rázová vlna vystupující přes regulační ventily postupuje směrem ke kotli a způsobuje navýšení tlaku admisní páry. Maximální hodnota je dána Žukovského vztahem, kdy pro parametry admisní páry ($\rho = 21 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, $a = 568 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) a změnu rychlosti proudu admisní páry přes ventily ($\Delta c = 40 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, uvažuje se plné zastavení proudu po uzavření ventilů) je navýšení tlaku vyčísleno rovnicí:

$$\Delta p_m = \rho \cdot a \cdot \Delta c = 21 \cdot 568 \cdot 40 = 477\,120 \text{ Pa} = 0,48 \text{ MPa}$$

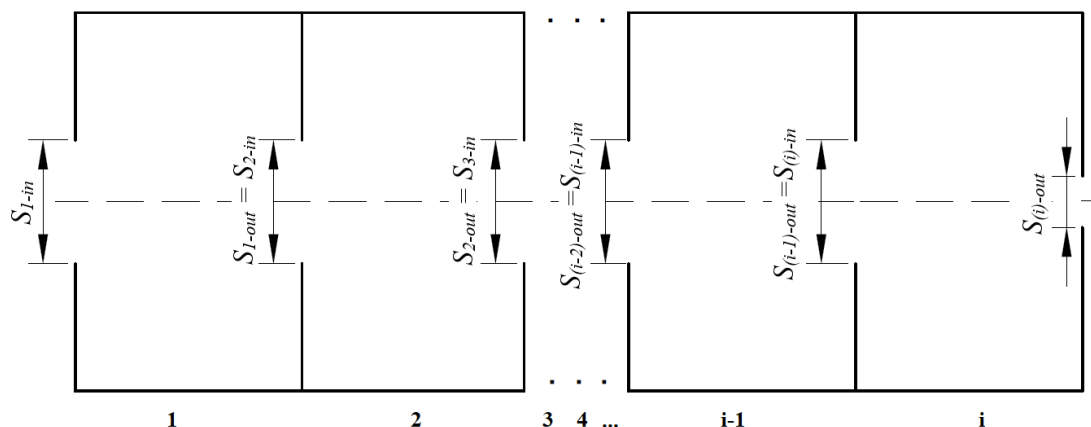
Rovnice výše uvedené zanedbávají vliv tření a rovněž považují těleso turbíny za absolutně tuhé, tj. bez rozpínání stěn tělesa turbíny. Detailnější popis jevu, nazývaný hydraulický ráz, by vyžadoval řešení diferenciálních rovnic druhého řádu (vlnové rovnice) a to buď numericky nebo graficko-početně. V numerickém výpočtu se problematika parního rázu zanedbává.

5 METODIKA VÝPOČTU

V této kapitole bude ukázán postup výpočtu v numerickém programu MATLAB. Metodika výpočtu byla zvolena následovným způsobem. Pro výpočet je potřeba provést následné úkony.

- 1) Rozdělení průtočné části parní turbíny na dílčí objemy.
- 2) Vypočítat průtočné průřezy v turbíně.
- 3) Z výpočtového listu zjistit hodnoty tlaků a teplot za jednotlivými částmi turbíny a jmenovitý průtok do turbíny pro daný provozní stav. Dále zjistit reakce daných stupňů turbíny.
- 4) Zjistit integraci řídicího signálu (ovládací časové intervaly RV a RZ ventilu)

Pro výpočet průtoku páry přes ventily, A-kolo, stupňovou část a mezistěnu, bude zjednodušeně uvažován průtok skrze clonku viz *kap. 3.2*.



Obr. 15 Soustava objemů

5.1 Postup v programu

V MATLABU byly zadány hodnoty:

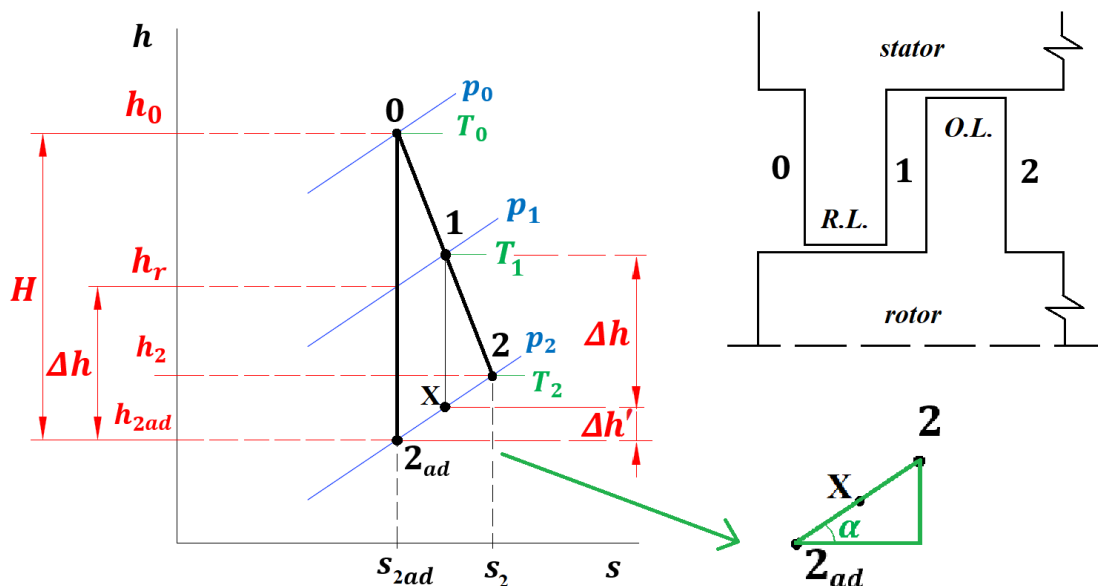
- $r = 461,5 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$... plynová konstanta páry
- $\kappa = 1,33$... Poissonova konstanta pro přehřátou páru
- t_r ... čas reakce, tj. časový interval signálu od měření tlaku v odběru k RZ ventilu a RV
- t_z ... čas zavírání RZ ventilu a RV
- i ... počet částí (ventil, stupně turbíny, volné objemy)
- $S_{(i)}$... průtočné průřezy jednotlivých částí
- $V_{(i)}$... objemy jednotlivých částí turbíny

Z výpočtového listu DSPW pro řešený projekt byly následně zadány hodnoty

- $p_{(i)}$... tlaky před a tlaky za jednotlivými částmi
- $T_{(i)}$... teploty před a teploty za jednotlivými částmi
- \dot{m}_j ... jmenovitý průtok do turbíny pro řešený provozní stav
- $R_{(i)}$... reakce stupňů turbíny

5.1.1 Princip určení tlaků a teplot ve stupních turbíny

Z výpočtového listu se zjistí tlaky a teploty před a za stupňovou částí turbíny. Jelikož výpočet přítoků a výtoků funguje na principu toku z jednoho tlakového objemu do druhého, je třeba ze známých hodnot určit tlaky a teploty, které se nachází uvnitř stupňů.



Obr. 16 Princip určení tlaku a teploty u stupně turbíny

Ze známých hodnot před stupněm, bod 0, a za stupněm, bod 2, je potřeba zjistit hodnoty mezi rozváděcí a oběžnou lopatkovou mříží, bod 1.

Princip určení tlaků a teplot uvnitř stupně je následující (zakřivení izobar se zanedbává):

- 1) Z p_0 a T_0 se určí měrná entalpie h_0 a měrná entropie s_{2ad} .
- 2) Z tlaku za stupněm p_2 a entropie s_{2ad} se určí h_{2ad} .

Adiabatický spád H odpovídá rozdílu $h_0 - h_{2ad}$.

- 3) Z reakce stupně R se zjistí $h_r = h_{2ad} + \Delta h$, kde $\Delta h = H \cdot R$.
- 4) Z h_r a s_{2ad} se určí tlak mezi rozváděcí a oběžnou lopatkovou mříží p_I .
- 5) Spočítá se vzdálenost $|2_{ad}-2|$

$$|2_{ad} - 2| = \sqrt{(s_2 - s_{2ad})^2 + (h_2 - h_{2ad})^2}. \quad (19)$$

- 6) Z podobnosti trojúhelníků $0-2_{ad}-2$ a $1-X-2$ se zjistí hodnota vzdálenosti $|X-2|$

$$|X - 2| = \frac{|2_{ad} - 2| \cdot \Delta h}{H}. \quad (20)$$

- 7) Spočítá se úhel α z Obr. 16

$$\alpha = \arctg \left(\frac{h_2 - h_{2ad}}{s_2 - s_{2ad}} \right). \quad (21)$$

- 8) Ze vzorců (19) a (20) se zjistí vzdálenost $|2_{ad}-X|$, pomocí které se spočítá $\Delta h'$

$$\Delta h' = |2_{ad} - X| \cdot \sin \alpha. \quad (22)$$

- 9) Vypočítá se měrná entalpie v bodě 1

$$h_1 = h_{2ad} + \Delta h + \Delta h'. \quad (23)$$

- 10) Z měrné entalpie h_I a tlaku p_I se určí teplota T_I .

Hodnoty tlaků a teplot v jednotlivých lopatkových stupních jsou vypočteny pomocí stavových rovnic ideálních plynů pro volné objemy rozváděcích (index RL) a oběžných (index OL) lopatkových mříží daných stupňů (A-kolo, 1. – 11. PTS). Jelikož má každý objem odlišné parametry, uvažuje se o jejich směsi:

Stavová rovnice pro volný objem rozváděcí lopatkové mříže:

$$n_{RL} = \frac{p_{RL} \cdot V_{RL}}{R \cdot T_{RL}}, \quad (24)$$

$$\text{kde } p_{RL} = \frac{p_0 + p_1}{2} \text{ a } T_{RL} = \frac{T_0 + T_1}{2}$$

R...molární plynová konstanta.

Stavová rovnice pro volný objem oběžné lopatkové mříže:

$$n_{OL} = \frac{p_{OL} \cdot V_{OL}}{R \cdot T_{OL}}, \quad (25)$$

$$\text{kde } p_{OL} = \frac{p_1 + p_2}{2} \text{ a } T_{OL} = \frac{T_1 + T_2}{2}.$$

Pro smíchání platí:

Pro volný objem rozváděcí lopatkové mříže:

$$n_{RL-s} = \frac{p_{st} \cdot V_{RL}}{R \cdot T_{RL}}. \quad (26)$$

Pro volný objem oběžné lopatkové mříže:

$$n_{OL-s} = \frac{p_{st} \cdot V_{OL}}{R \cdot T_{OL}}. \quad (27)$$

Po smíchání platí rovnost látkových množství:

$$n_{RL} + n_{OL} = n_{RL-s} + n_{OL-s}. \quad (28)$$

Tuto rovnost můžeme rozepsat pomocí předešlých vztahů:

$$\frac{p_{RL} \cdot V_{RL}}{R \cdot T_{RL}} + \frac{p_{OL} \cdot V_{OL}}{R \cdot T_{OL}} = \frac{p_{st} \cdot V_{RL}}{R \cdot T_{RL}} + \frac{p_{st} \cdot V_{OL}}{R \cdot T_{OL}}. \quad (29)$$

Při uvažování stejných objemů rozváděcích a oběžných lopatek, tedy $V_{RL} = V_{OL}$ se vztah upraví na tvar:

$$\frac{p_{RL}}{T_{RL}} + \frac{p_{OL}}{T_{OL}} = p_{st} \cdot \left(\frac{1}{T_{RL}} + \frac{1}{T_{OL}} \right). \quad (30)$$

Konečný tvar pro tlak směsi ve stupni, který je potřeba pro výpočet má tvar:

$$p_{st} = \frac{p_{RL} \cdot T_{OL} + p_{OL} \cdot T_{RL}}{T_{RL} + T_{OL}}. \quad (31)$$

Entalpie směsi ve stupni h_{st} se vypočte dle energetické bilance pro rozváděcí a oběžné lopatkové mříže:

$$h_{RL} \cdot \dot{m}_{RL} + h_{OL} \cdot \dot{m}_{OL} = h_{st} \cdot (\dot{m}_{RL} + \dot{m}_{OL}) \quad (32)$$

$$h_{st} = \frac{h_{RL} \cdot \dot{m}_{RL} + h_{OL} \cdot \dot{m}_{OL}}{\dot{m}_{RL} + \dot{m}_{OL}}. \quad (33)$$

V případě, že se uvažují stejné průtoky rozváděcí i oběžnou lopatkovou mříží, bude výsledná entalpie směsi ve stupni:

$$h_{st} = \frac{h_{RL} + h_{OL}}{2}. \quad (34)$$

Teplota směsi T_{st} je pak funkcí tlaku směsi p_{st} a entalpie směsi h_{st} .

Volné objemy, které se vyskytují v průtočné části a představují nezanedbatelný prostor, kam se může pára hromadit, se přičítají k předchozím stupňům. Výsledné hodnoty tlaků a teplot těchto objemů proto podléhají bilanci směřování plynů obdobným způsobem jako u směřování látek v rozváděcích a oběžných lopatkových mřížích.

Výsledný tlak se spočte podle vzorce

$$p_{st+vo} = \frac{\frac{p_{st} \cdot V_{st}}{T_{st}} + \frac{p_{vo} \cdot V_{vo}}{T_{vo}}}{\frac{V_{st}}{T_{st}} + \frac{V_{vo}}{T_{vo}}}, \quad (35)$$

kde p_{st} tlak směsi ve stupni

T_{st} teplota směsi ve stupni

V_{st} objem stupně

p_{vo} tlak ve volném objemu

T_{vo} teplota ve volném objemu

V_{vo} objem volného objemu

Při uvažování stejného průtoku jak stupněm, tak za ním následujícím volným objemem se vypočítá výsledná entalpie obdobným způsobem jako entalpie směsi u rozváděcích a oběžných lopatkových mříží:

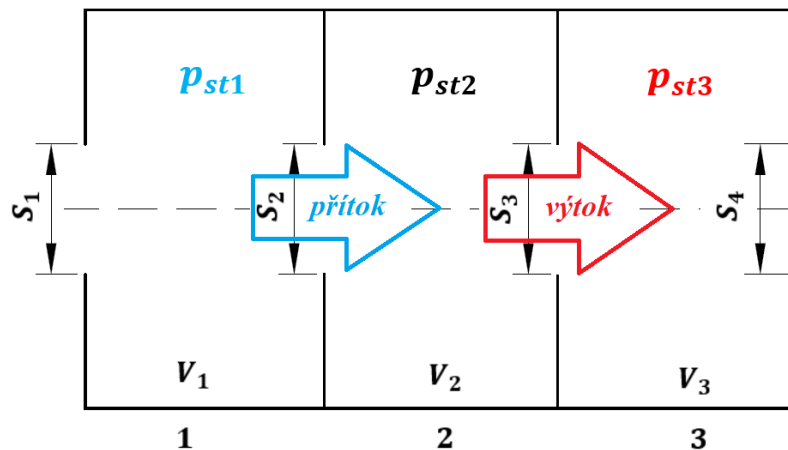
$$h_{st+vo} = \frac{h_{st} + h_{vo}}{2}, \quad (36)$$

kde h_{st} měrná entalpie směsi ve stupni

h_{vo} měrná entalpie ve volném objemu

Teplota směsi T_{st+vo} je funkcí výsledného tlaku p_{st+vo} a entalpie h_{st+vo} .

5.1.2 Princip bilancování



Obr. 17 Bilance průtoků

Princip bilancování přítoků a výtoků bude vysvětlen na objemu č. 2 z Obr. 17.

- 1) První krok slouží jako pomocný pro výpočet průtokových součinitelů μ . Spočítají se tlakové poměry $\frac{p_{st2}}{p_{st1}}$ sloužící pro přítok a $\frac{p_{st3}}{p_{st2}}$ sloužící pro výtok. Podle tlakového poměru se průtoky počítají pomocí vzorců pro kritické, nebo podkritické proudění. Následně bude určen součinitel $\mu_{přítok}$ jako poměr průtoku průřezem S_2 pro řešený provozní stav turbíny (převzatý z výpočtového listu DSPW) a vypočteného přítoku z tlakového poměru $\frac{p_{st2}}{p_{st1}}$.
Obdobně bude určen součinitel $\mu_{výtok}$ jako poměr průtoku průřezem S_3 pro řešený provozní stav turbíny a vypočteného výtoku z tlakového poměru $\frac{p_{st3}}{p_{st2}}$.

Součinitelé μ tedy slouží pro korekci průtoku do turbíny a dále je s nimi počítáno jako s konstantami nahrazující ztrátové součinitele ve stupni.

- 2) Již s uvažováním součinitelů μ se nově spočítají přítok, resp. výtok pro objem V_2 z tlakových poměrů $\frac{p_{st2}}{p_{st1}}$, resp. $\frac{p_{st3}}{p_{st2}}$, které tak odpovídají průtoku pro vybraný provozní stav.

Přítok způsobí nárůst tlaku p_{st2} o přírůstek tlaku $+dp_2$, kde $p_{st2'} = p_{st2} + dp_2$.

Výtok naopak způsobí snížení tlaku p_{st2} o úbytek tlaku $-dp_2'$ na hodnotu tlaku $p_{st2''} = p_{st2} - dp_2'$. Výsledný tlak je střední hodnotou tlaků $p_{st2'}$ a $p_{st2''}$.

Tímto způsobem se počítají všechny tlaky v jednotlivých částech turbíny.

Zjednodušující předpoklady numerického výpočtu

- Zavřená regulační mezistěna s netěsností. Není známá poloha mezistěny, při které dojde k nárůstu tlaku na tripovací hodnotu.
- Zavřený II. odběr.
- Zanedbává se možnost otevření odvodnění.
- Zanedbává se parní ráz na mezistěně, neboť zavřená mezistěna je pouze zjednodušující předpoklad. Je možné, že ve skutečnosti bude mezistěna postupně zavírat. Nicméně lze parní ráz ve výpočtu uvažovat změnou okrajových podmínek před zahájením numerického výpočtu dle postupu popsání v kapitole 4.2.
- Nepočítá se vliv průtoku ucpávkami a jinými netěsnostmi.
- Uvažuje se průtokový součinitel μ nahrazující ztrátové součinitele snižující průtok.
- Neuvažuje se odvod práce na rotoru.

5.2 Aplikace na konkrétní turbíně

Program je aplikován na stejné turbíně jako v kapitole 4.2 *Zjednodušený výpočet*. V turbíně je třeba zjistit objemy jednotlivých částí a vypočítat jejich průtočné průřezy.

5.2.1 Stanovení objemů v turbíně

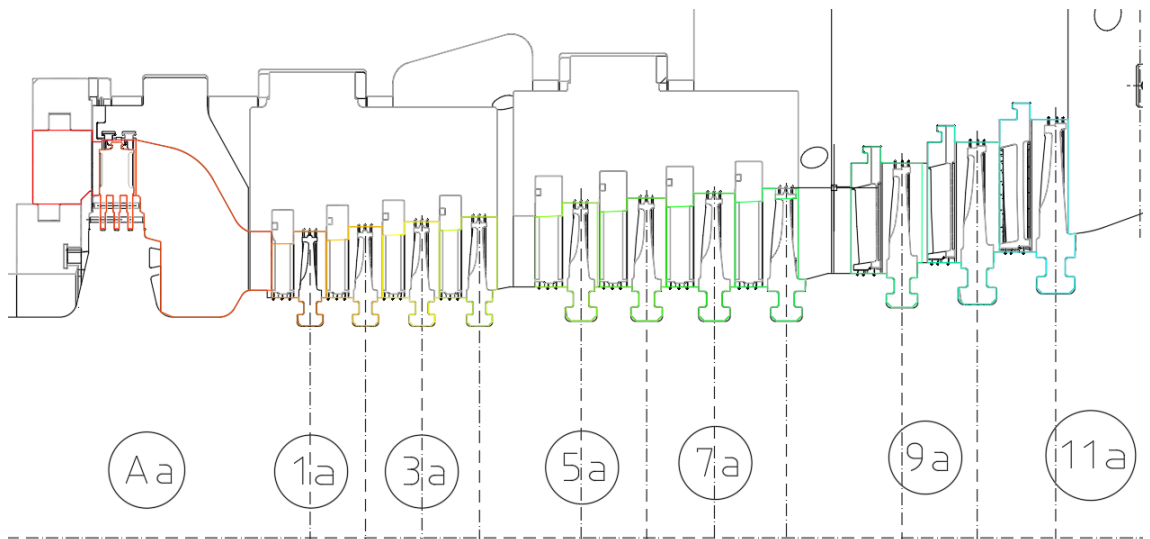
Pro stanovení objemů uvnitř dané turbíny byla potřeba z výkresu turbíny odečíst objemy jednotlivých stupňů (regulační A-kolo a 11 přetlakových stupňů) a volných objemů mezi stupni dané turbíny v programu Autodesk AutoCAD.

Volné objemy se v turbíně nachází mezi

- regulačním A-kolem a 1. PTS
- 4. a 5. PTS
- 8. a 9. PTS
- 11. PTS a mezistěnou

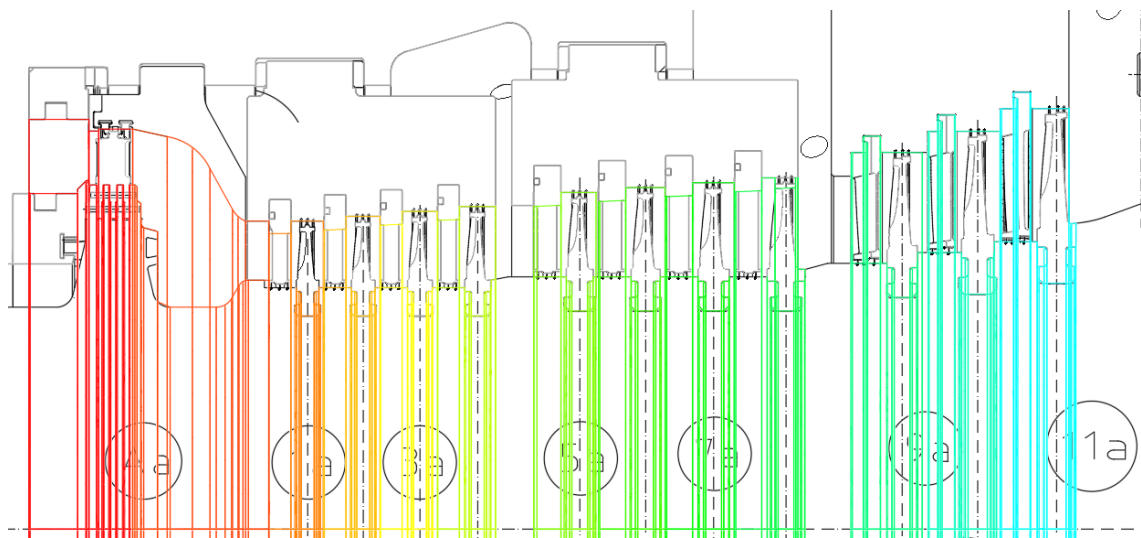
Jelikož je výkres turbíny ve 2D řezu, prvním krokem je výběr křivek reprezentujících jednotlivé stupně a volné objemy uvnitř turbíny.

Na Obr. 18 je možné vidět vybrané křivky daných stupňů a jednoho volného objemu, který se nachází mezi A-kolem a 1.PTS, resp. *Aa* a *1a*.



Obr. 18 Části turbíny v řezu

Následně se tyto křivky rotují kolem osy a pomocí příkazu „HMOTV“ se zjistí objem daných částí.



Obr. 19 Rotované části turbíny v řezu

Od zjištěných rotovaných objemů z programu Autocad se následně odečtou objemy rozváděcích a oběžných lopatek, které byly zjištěny z 3D modelu z CAD programu. Výsledný objem poté představuje prostor, kterým pára proudí.

Již uvedené volné objemy se připočítávají k předchozím stupňům, tedy k A-kolu, 4., 8. a 11. stupni.

Po zjištění objemu v odběru, tj. objem před mezistěnou a objemu za ventilovou komorou, tj. objem před A-kolem, jsou známy všechny objemy v turbíně uvažované pro výpočet. Ostatní objemy a netěsnosti v turbíně se pro výpočet zanedbávají.

Poslední objem potřebný a zcela nezanedbatelný pro výpočet je objem odběrového potrubí. Pro zjištění objemu odběrového potrubí s jmenovitou světlostí DN500 byla potřeba odměřit jeho délku od turbíny po uzavírací klapku ve 3D dispozičním modelu pro daný projekt. Tento objem byl přičten k objemu před mezistěnou, resp. k 11. stupni. Výsledný objem $V = 7,3 \text{ m}^3$ představuje 1000 - 2000krát větší objem oproti všem objemům stupňů v turbíně, a tedy je významným prostorem, kam se pára může při odstavování turbíny akumulovat.

5.2.2 Stanovení průtočných průřezů

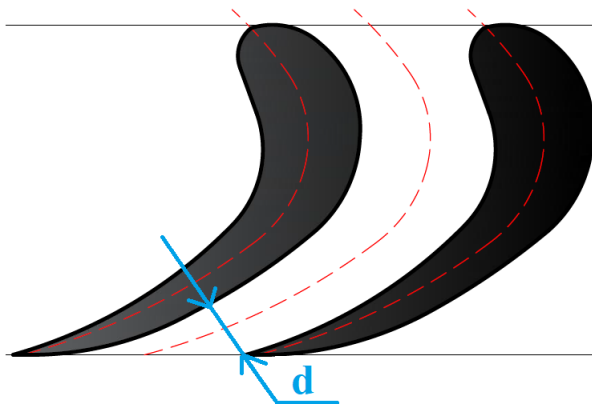
Další veličina potřebná k výpočtu jsou průtočné plochy jednotlivých stupňů, které se spočítají pomocí následujícího vzorce (37).

$$S = n \cdot d \cdot l \quad (37)$$

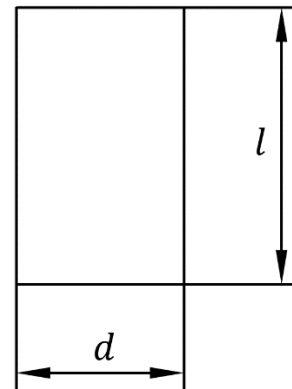
kde n ... počet lopatek [-]

d ... průměr mezilopátkového kanálu [mm]

l ... délka lopatky [mm]



Obr. 20 Profilová mříž



Obr. 21 Zjednodušený průřez hrdla

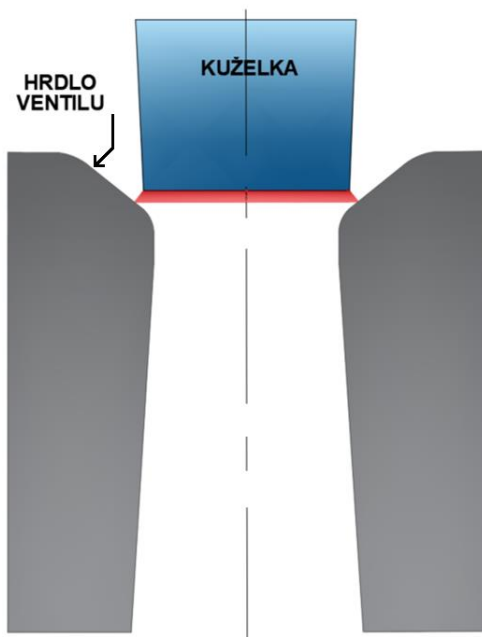
Jednotlivé průřezy A-kola a stupňů byly spočteny a pro přehlednost sepsány do následující Tab. 4. Hodnoty n , d a l byly odečteny z výpočtového listu.

Tab. 4 Průtočné průřezy jednotlivých stupňů

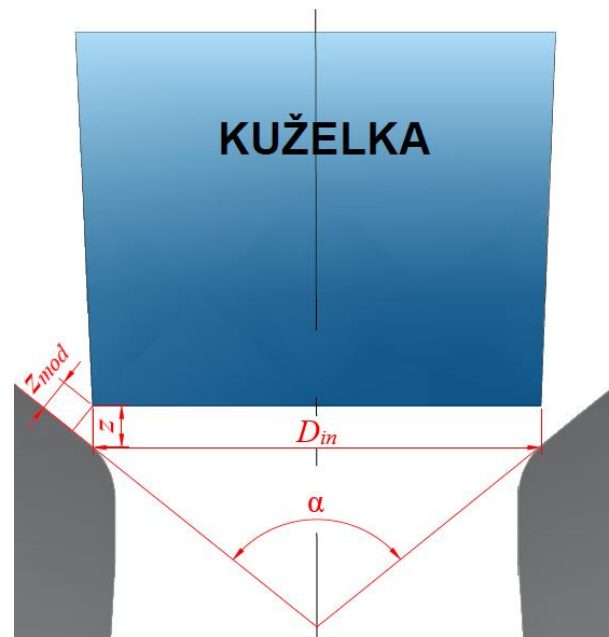
| stupeň | n [-] | d [mm] | l [mm] | S [m ²] |
|---------------|---------|----------|----------|-----------------------|
| A kolo | 47 | 5,775 | 30,5 | 0,008278 |
| 1 | 98 | 3,871 | 43,0 | 0,016312 |
| 2 | 98 | 3,909 | 47,0 | 0,018005 |
| 3 | 100 | 3,844 | 51,5 | 0,019797 |
| 4 | 102 | 3,858 | 56,0 | 0,022037 |
| 5 | 90 | 4,438 | 59,0 | 0,023566 |
| 6 | 88 | 4,759 | 63,5 | 0,026593 |
| 7 | 88 | 5,044 | 68,0 | 0,030183 |
| 8 | 88 | 5,452 | 72,5 | 0,034784 |
| 9 | 88 | 5,897 | 73,0 | 0,037882 |
| 10 | 90 | 5,907 | 82,0 | 0,043594 |
| 11 | 82 | 7,076 | 91,5 | 0,053091 |

Kromě průtočných průřezů stupňů musíme znát i průtočné průřezy regulačních ventilů na vstupu do turbíny. Čas zavírání regulačních ventilů je stejný jako čas zavírání RZ ventilu. Jak regulační ventily, tak RZ ventil jsou zapojeny na smyčku vysokotlaké hydrauliky. Z hlediska nebezpečí a provozuschopnosti jsou regulační ventily armaturami, které zajišťují bezpečné odstavení TG.

Průřezy mezi kuželkou a hrdlem ventilu odpovídají tvaru pláště komolého kužele.



Obr. 22 Řez ventilem



Obr. 23 Geometrie ventilu

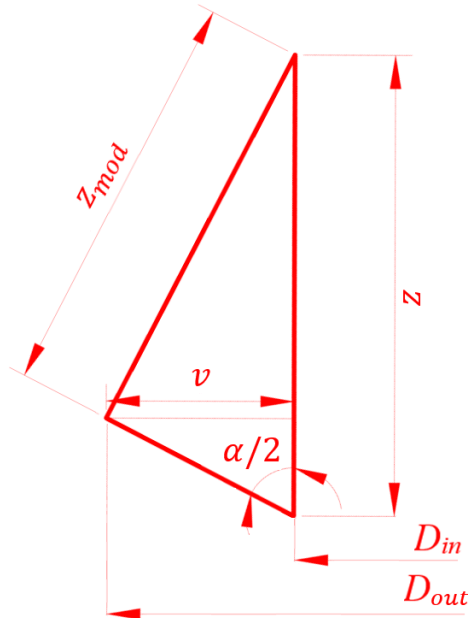
Na Obr. 22 je schematicky znázorněn regulační ventil v řezu. Červenou barvou je vyznačen průtočný průřez ventilu.

Průřezy ventilů byly spočteny z charakteristických hodnot ventilu:

- úhel rozvěření α
- zdvih z
- vnitřní průměr kuželky D_{in}

Na Obr. 23 je zobrazena geometrie ventilu. Tvar kuželky je schématický a slouží pouze jako ilustrační. Skutečný tvar kuželky nemá ostrou spodní hranu, ale má vhodně tvarované dosedací plochy, aby byla zajištěna těsnost ventilu.

Pro výpočet průtočného průřezu je potřeba znát délku povrchové přímky z_{mod} a průměr pomyslné podstavy komolého kužele D_{out} , které se spočítají z pravoúhlého trojúhelníku, viz Obr. 24 pomocí rovnic (38), (39) a (40).



Obr. 24 Pravoúhlý trojúhelník mezi hrdlem a kuželkou ventilu

$$z_{mod} = z \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (38)$$

$$v = z_{mod} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (39)$$

$$D_{out} = D_{in} + 2 \cdot v \quad (40)$$

Z vypočtených hodnot z_{mod} a D_{out} , se spočítá průtočný průřez ventilů podle vzorce (41) pro plášť komolého kužele:

$$S = \pi \cdot z_{mod} \cdot \left(\frac{D_{out}}{2} + \frac{D_{in}}{2}\right). \quad (41)$$

Při zavírání ventilu se zmenšuje zdvih z , a tím i průtočný průřez S . V programu MATLAB byl sepsán skript pro zavírání ventilů, kde je uvažováno jejich společné zavírání. Ve skutečnosti je možné, že nebude zavírání všech ventilů probíhat identicky, ale každý ventil se zavře v jiný okamžik. Pro zjednodušení byly průřezy ventilů nahrazeny jedním průřezem „náhradního“ ventilu.

Výpočet je aplikován pro turbínu s trámcovou regulací. Koncepce trámcové regulace se používá pro minimálně čtyři ventily s různými zdvihy z . Ventily se otevírají, resp. zavírají postupně se zvyšováním, resp. snižováním zatížení.

Tab. 5 Průřezy regulačních ventilů

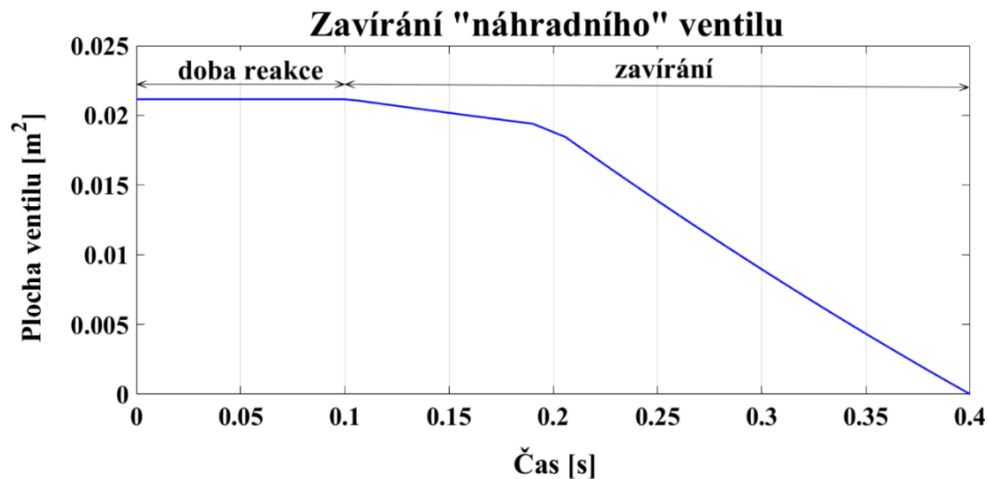
| Geometrie ventilů | | | | | |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|---------------|
| Ventil | 1 | 2 | 3 | 4 | náhradní |
| D_{in} [mm] | 100 | 100 | 75 | 44 | - |
| z [mm] | 46 | 42 | 21 | 14 | - |
| α [°] | 94 | 96 | 88 | 88 | - |
| Z_{mod} [mm] | 33,64 | 31,21 | 14,59 | 9,73 | - |
| D_{out} [mm] | 145,89 | 141,77 | 95,99 | 57,99 | - |
| S [m ²] | 0,0130 | 0,0119 | 0,0039 | 0,0016 | 0,0303 |

V tabulce Tab. 5 byly sepsány charakteristické rozměry regulačních ventilů. Z těchto hodnot byly vypočteny průtočné průřezy jednotlivých ventilů při maximálních zdvích „ z “ a nahrazeny jedním průřezem ventilu, nazvaným „náhradní“.

V programu je nastavena podmínka pro kritický průřez, která řeší porovnání průřezu mezi kuželkou a dosedací plochou kuželky při daném zdvihu ventilů s průřezem na minimálním průměru hrdla ventilu.

Po porovnání kritických průřezů proto nebude hodnota vstupního průřezu do turbíny odpovídat průřezu „náhradního“ ventilu při maximálních zdvích z Tab. 5, $S = 0,0303 \text{ m}^2$, ale kritický průřez bude odpovídat ploše $S = 0,0212 \text{ m}^2$, který setrvá po dobu reakce, tedy v časovém intervalu $t = 0 \text{ s} \div 0,1 \text{ s}$. Mezi časy $t = 0,1 \text{ s} \div 0,4 \text{ s}$ dochází k zavírání „náhradního“ ventilu, což má za důsledek zmenšení průtoku páry do turbíny.

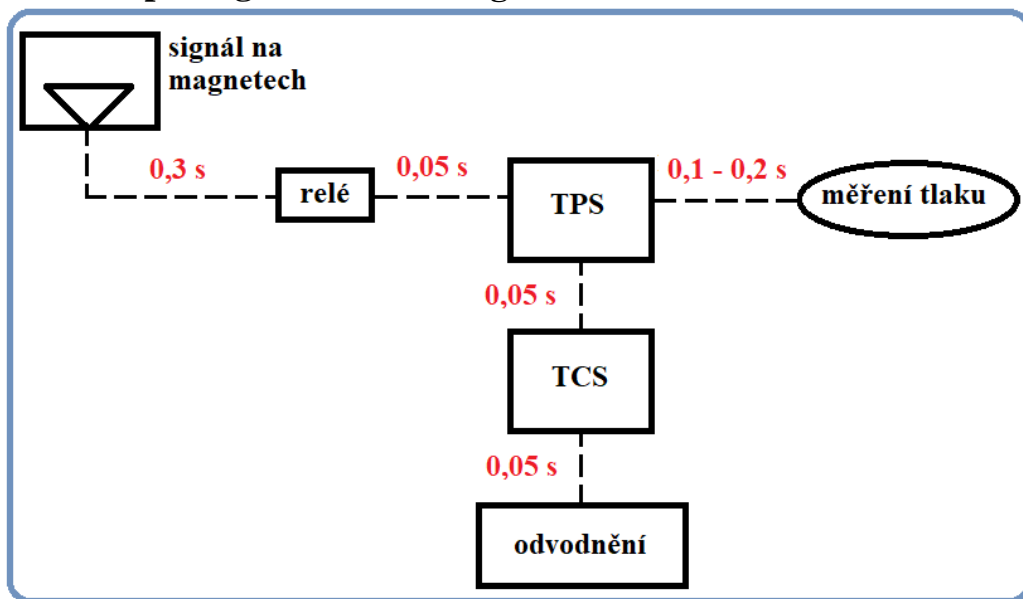
Na Obr. 25 je vykreslena časová změna průřezu „náhradního“ ventilu, kde je zobrazena časová osa s časovými úseky (doba reakce: 0,1 s, doba zavírání: 0,3 s). Z grafu je vidět, že hodnota $S = 0,0212 \text{ m}^2$ setrvává po dobu reakce. Po uplynutí reakční doby se začne průřez zmenšovat, až do $S = 0 \text{ m}^2$.



Obr. 25 Zavírání „náhradního“ ventilu

Poslední průřez potřebný k výpočtu je průřez mezistěny. Jelikož není známa poloha mezistěny, při které dochází k havarijnímu odstavení turbíny, je v programu uvažována uzavřená mezistěna. V poloze „zavřeno“ má však mezistěna „umělou“ netěsnost, kterou pára uniká do NT části za mezistěnou. Netěsnost mezistěny představuje velmi malý průřez, tudíž výtok skrz mezistěnu bude menší než přítok do prostoru před mezistěnou a turbína se bude tlakovat odzadu. Ve skutečnosti bude mezistěna zavírat z určité polohy až do polohy „zavřeno“ a výpočet je tedy na straně vyšší bezpečnosti.

5.2.3 Princip integrace řídicího signálu



Obr. 26 Schéma signálového toku

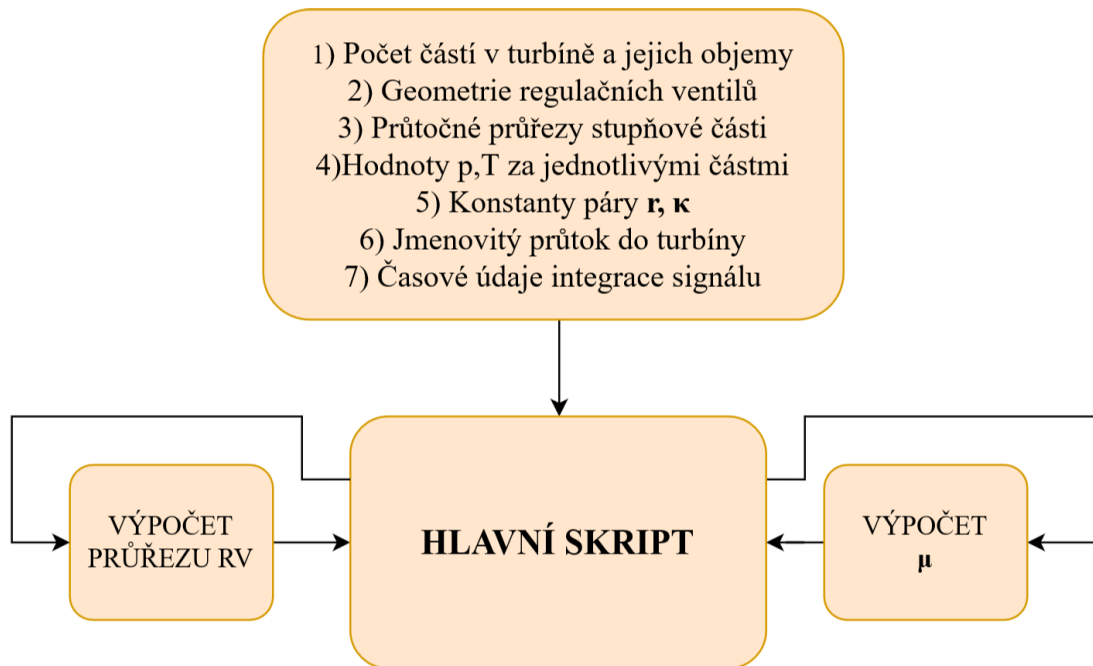
Na Obr. 26 je schématický náčrt principu signálového toku při řízení regulačních ventilů při odstavování turbíny.

Nárůst tlaku je zaznamenán systémem měření tlaku na odběrovém potrubí, který vyše signál do ochranného systému turbíny TPS (Turbine Protection System). Prací TPS je detekovat nežádoucí provozní podmínky a předávat signál přes relé do VT hydraulického pohonu regulačních ventilů, aby nedošlo k poškození turbíny. Mimo jiné je TPS propojen s řídicím systémem turbíny TCS (Turbine Control System), který slouží k řízení a regulaci turbíny a její ochrany.

Přes TCS je možné otevřít odvodnění, kam se následně přepouští pára mimo turbínu, a tak dojde ke snížení hodnoty narůstajícího tlaku. Varianta s otevřeným odvodněním se však v programu neuvažuje.

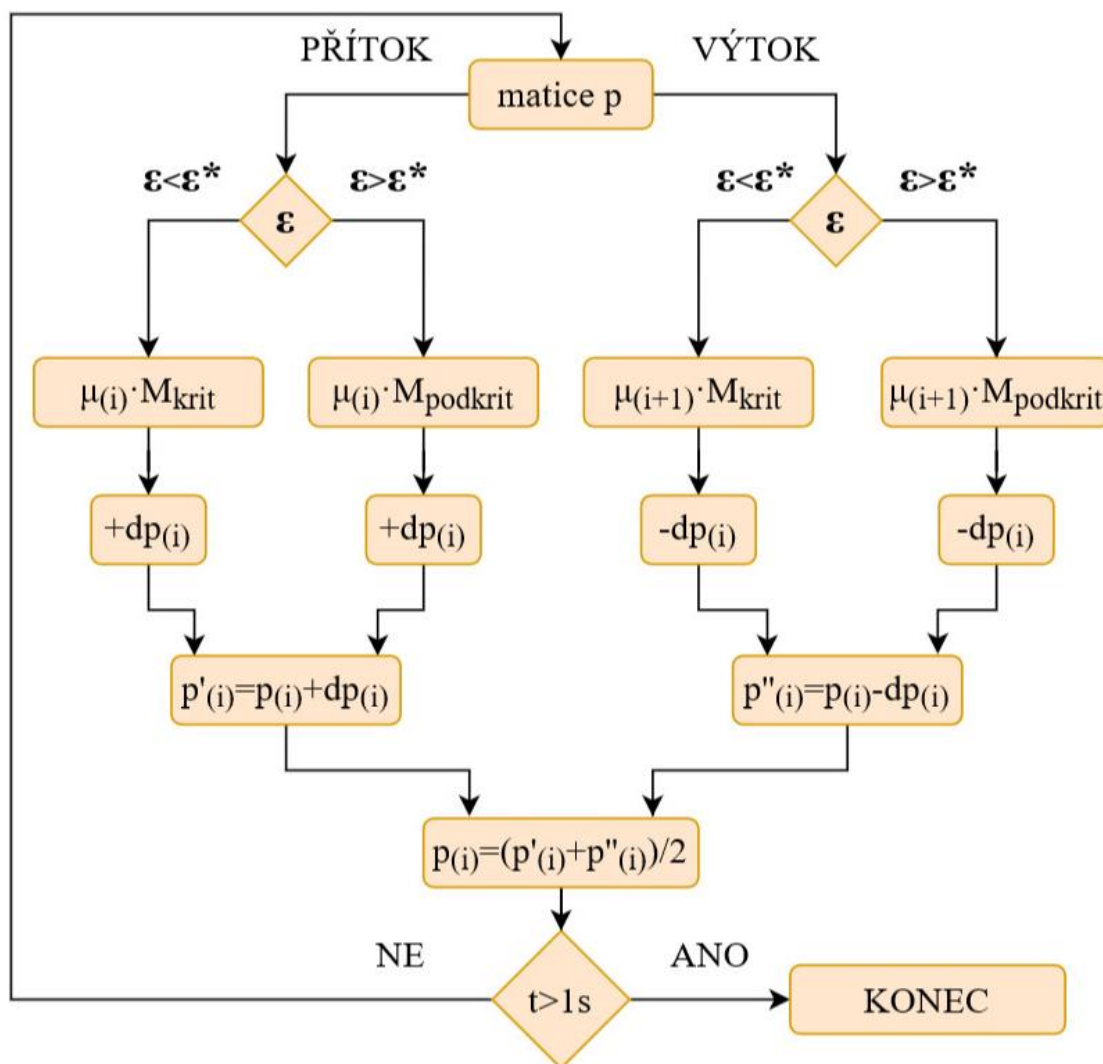
5.3 Vývojový diagram

Postupné kroky byly pro přehlednost sepsány do schématu, viz. Obr. 27. Pro výpočet je nutné zadat velké množství dat do hlavního skriptu, který pracuje s dvěma vedlejšími skripty pro výpočet průtokového součinitele μ viz *kap. 5.1.2* a pro výpočet vstupního průřezu do turbíny viz *kap. 5.2.2*.



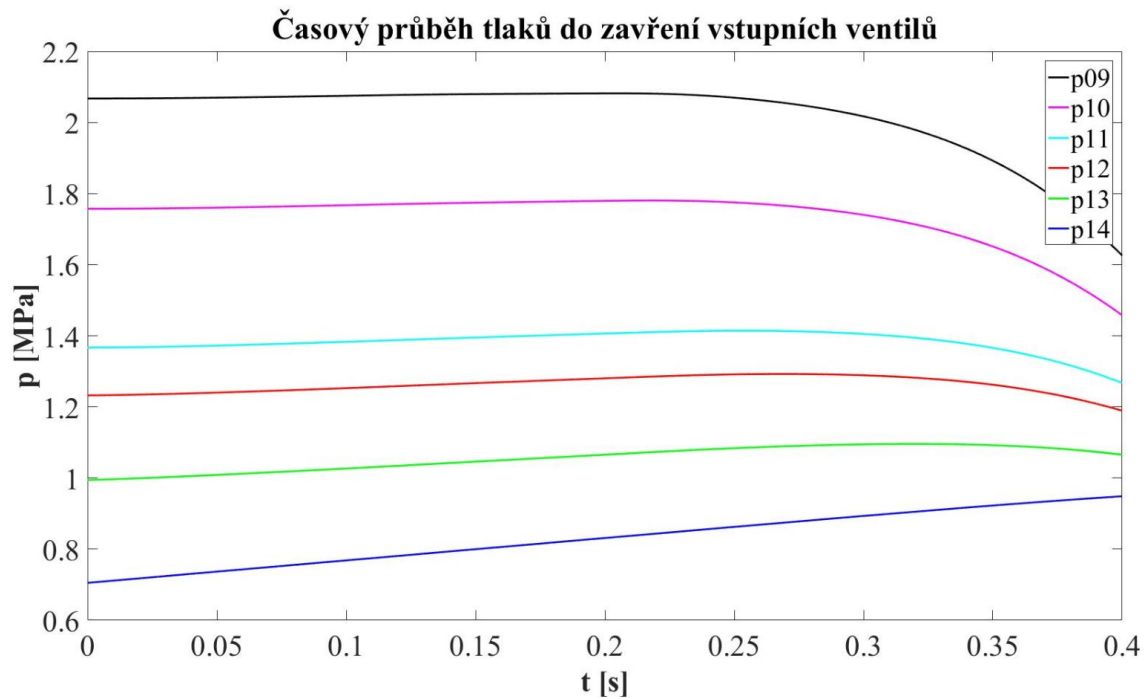
Obr. 27 Princip numerického výpočtu – schéma

Pro určení parametrů páry poslouží soubor „XSteam“ obsahující termodynamické vlastnosti páry a vody. V hlavním skriptu je potřeba určit tlaky uvnitř stupňů a tlaky v částech turbíny, kde je volný objem přičten k předchozímu stupni podle *kap. 5.1.1*. Následně jsou poměry tlaků ϵ porovnávány s kritickým tlakovým poměrem ϵ^* , který rozděluje proudění na kritické a podkritické. Program postupuje po velmi malých časových krocích dt a je odlazen tak, aby nedocházelo ve výpočtu k selhání, např. korekce parametrů v případě podkročení meze sytosti. Přítok do objemu způsobí nárůst tlaku o $+dp_{(i)}$, výtok naopak úbytek tlaku o $-dp_{(i)}$. Výsledný tlak je pak střední hodnotou tlaku po přítoku $p'_{(i)}$ a tlaku po výtoku $p''_{(i)}$. Dojde k přidání časového kroku a výpočet se opakuje až do času $t = 1$ s. Tento princip je zobrazen na následujícím Obr. 28.



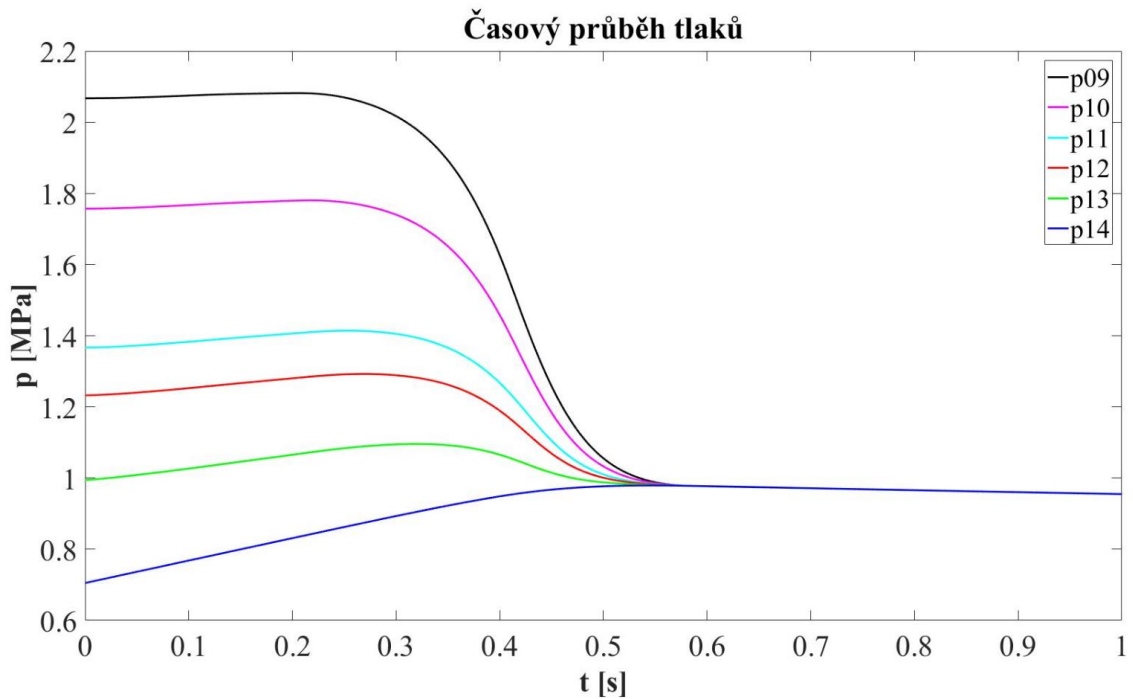
Obr. 28 Vývojový diagram - hlavní skript

5.4 Průběhy tlaků v posledních částech turbíny



Obr. 29 Časový průběh tlaků v posledních částech turbíny

Na Obr. 29 je zobrazen časový průběh tlaků v posledních částech turbíny před mezistěnou. Tlak p_{14} reprezentuje tlak před mezistěnou, resp. za 11. stupněm, tlak p_{13} reprezentuje tlak v 10. stupni, p_{12} tlak v 9. stupni atd. Z obrázku je zřejmý nárůst tlaku v objemu před mezistěnou, což je důsledkem většího přítoku páry do tohoto prostoru oproti výtoku skrz netěsnost mezistěny. Z obrázku je patrný i mírný nárůst tlaků v předešlých stupních. S uzavíráním vstupních ventilů dochází k poklesu tlaků v předešlých stupních, který je důsledkem snižování průtoku do turbíny, tlakového gradientu a malého objemu stupňů. Pokles tlaku v takto malých objemech má velmi rychlý průběh, který je možno vidět na následujícím obrázku.

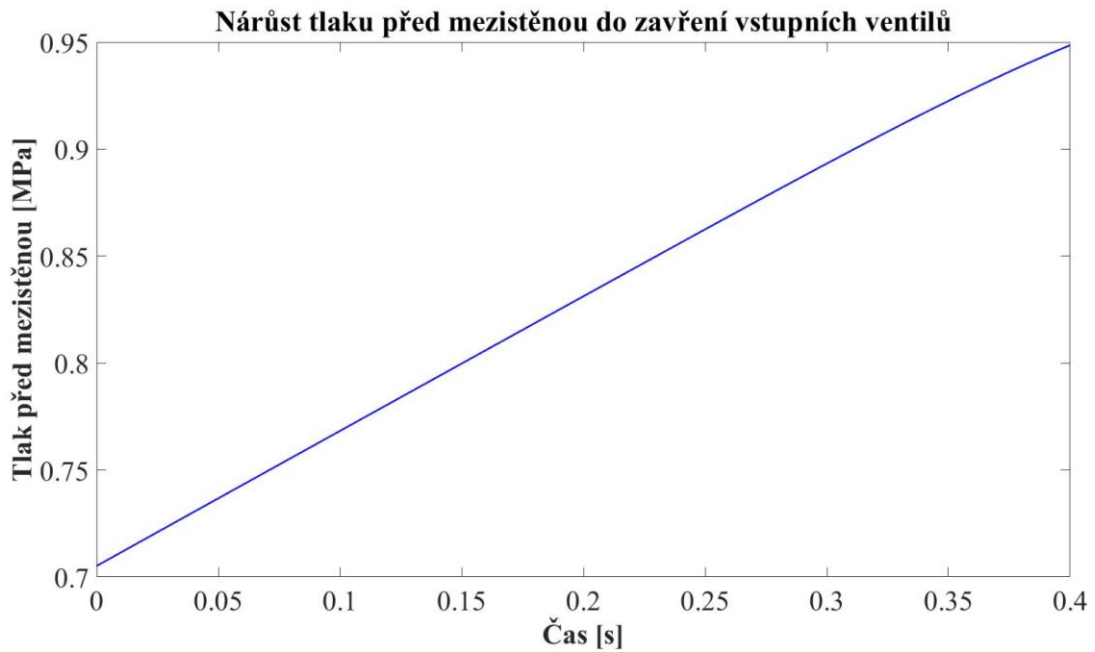


Obr. 30 Časový průběh tlaků

Na Obr. 30 je zobrazen časový průběh tlaků v posledních částech turbíny před mezistěnou do času $t = 1$ s. Z obrázku je zřejmé, že hodnota tlaku před mezistěnou oproti předchozím stupňům roste rychleji. Po zavření regulačních ventilů, tj. $t = 0,4$ s, začínají tlaky z předchozích stupňů výrazněji klesat. Tlaky v turbíně se po čase cca $t = 0,55$ s ustálí na hodnotě $p = 0,979$ MPa. Po čase vyrovnání dochází důsledkem výtoku skrz netěsnost mezistěny ke snížení hodnoty tlaku.

Vliv parního rázu vypočteného v kapitole 4.2 je pro numerický výpočet zanedbatelný, jelikož při jeho uvažování se výsledný tlak liší pouze v řádu tisícín MPa.

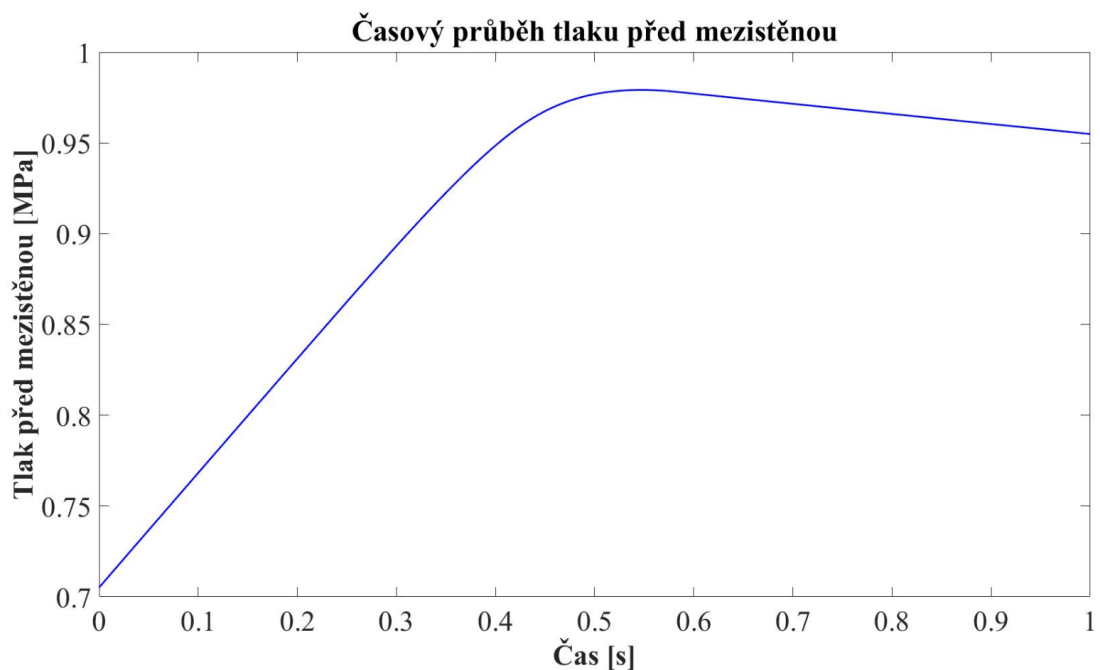
5.5 Tlak před mezistěnou



Obr. 31 Časový průběh tlaku před mezistěnou

Na Obr. 31 je vykreslen průběh tlaku před mezistěnou. Tlak by narostl během času $t = 0,4 \text{ s}$ ze $0,705 \text{ MPa}$ na $0,949 \text{ MPa}$.

Na následujícím Obr. 32 je vykreslen průběh tlaku před mezistěnou až do času $t = 1 \text{ s}$. Tlak by narostl během času $t = 0,55 \text{ s}$ z $0,705 \text{ MPa}$ na tlak $0,979 \text{ MPa}$ a následně výtokem skrz netěsnost mezistěny by klesal.



Obr. 32 Časový průběh tlaku před mezistěnou do času vyrovnání tlaků

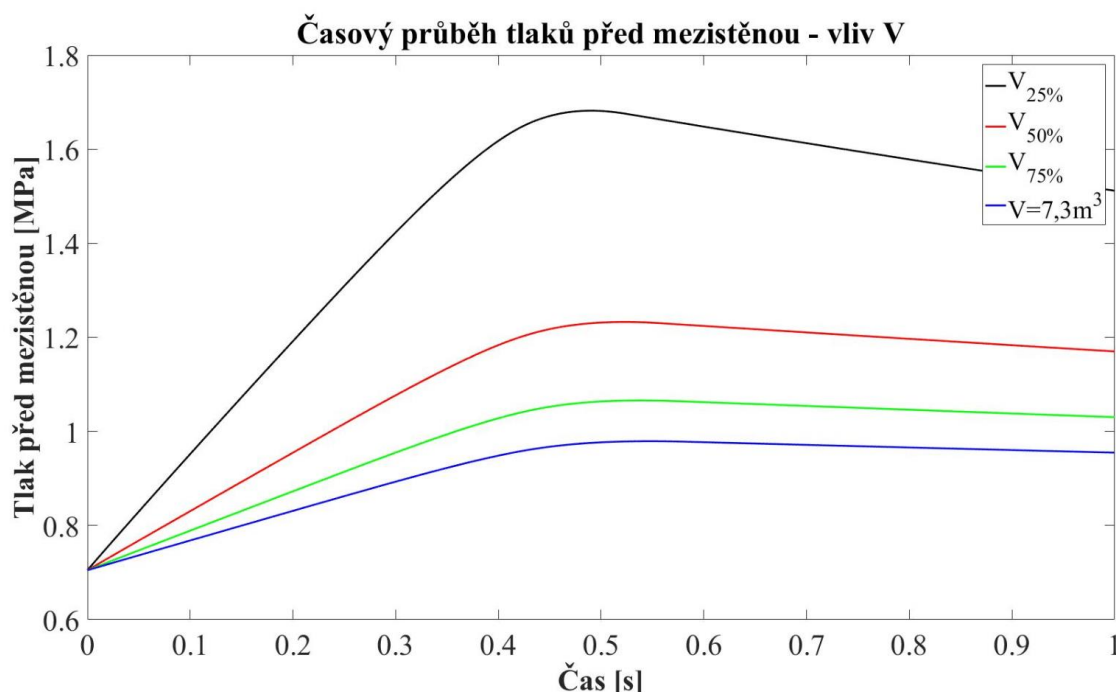
6 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA

Tato kapitola diplomové práce zkoumá vliv změny okrajových podmínek na vývoj tlaku před mezistěnou a ve vybraných stupních před mezistěnou. Výsledky jsou graficky prezentovány níže.

Změněnými parametry jsou:

- 1) Velikost objemu odběru (objem před mezistěnou + objem odběrového potrubí)
- 2) Netěsnost mezistěny
- 3) Čas reakce a čas zavírání regulačních ventilů

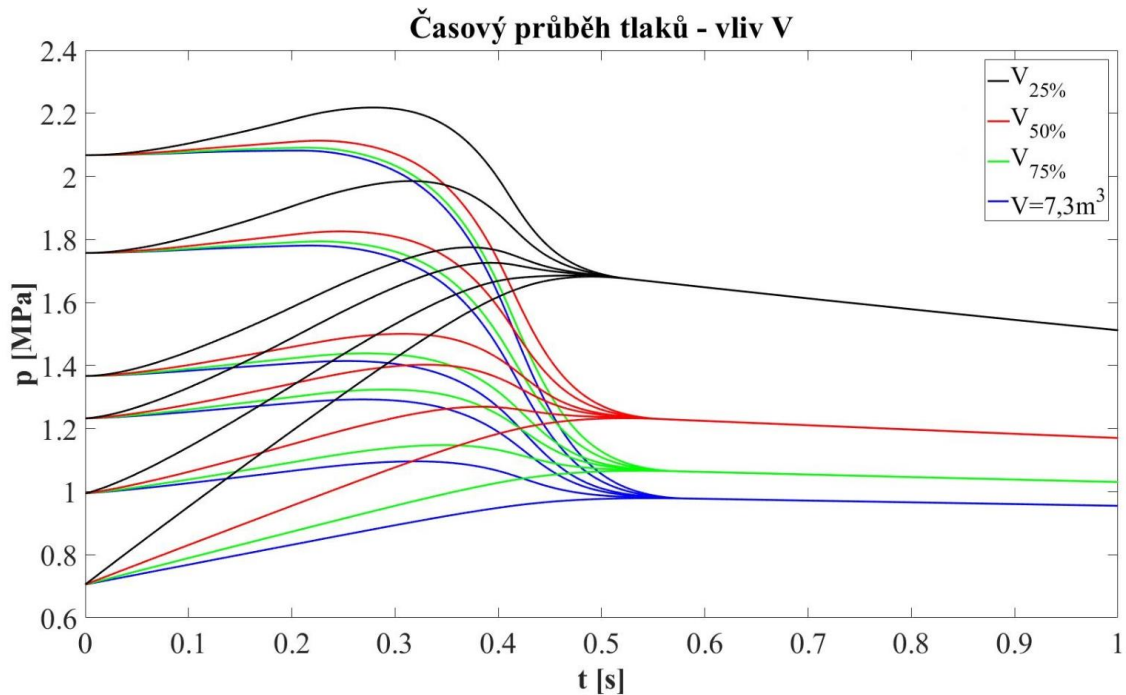
6.1 Změna velikosti objemu odběru



Obr. 33 Vliv velikosti objemu na tlak v odběru před mezistěnou

Na Obr. 33 je zobrazen průběh tlaků pro různé objemy odběru. Modře je zobrazen průběh tlaku pro objem odběru $V = 7,3 \text{ m}^3$, zeleně průběh tlaku při objemu zmenšeném o čtvrtinu ($V_{75\%}$), červeně průběh tlaku při polovičním objemu ($V_{50\%}$) a černě při čtvrtinovém objemu ($V_{25\%}$). Z grafu je vidět, že tlak v odběru roste rychleji pro menší objemy a jeho průběh je do zavření vstupních ventilů ($t = 0,4 \text{ s}$) lineární. Po zavření vstupu páry do turbíny se růst tlaku zpomaluje a dochází k postupnému vyrovnání tlaků v turbíně. V případě, že objem $7,3 \text{ m}^3$ je zachován, dojde k nárůstu tlaku na hodnotu $0,979 \text{ MPa}$.

U objemu $V_{75\%}$ dosáhne tlak svého maxima $p = 1,066 \text{ MPa}$, u objemu $V_{50\%}$ je maximální tlak $p = 1,233 \text{ MPa}$, pro objem $V_{25\%}$ je maximální hodnota tlaku $1,682 \text{ MPa}$.



Obr. 34 Průběh tlaků před mezistěnou pro čtyři různé objemy

Vykreslení průběhů tlaků bylo provedeno pro čtyři různé objemy, $V = 7,3 \text{ m}^3$ (modrá), $V_{75\%}$ (zelená), $V_{50\%}$ (červená) a $V_{25\%}$ (černá), na Obr. 34 stejně jako pro tlak před mezistěnou na Obr. 33. Zmenšení objemu odběru má za důsledek nárůst tlaku jak před mezistěnou, tak nárůst tlaku ve stupních turbíny umístěných před mezistěnou. Je evidentní, že se zmenšováním objemu před mezistěnou výrazně roste hodnota tlaku po vyrovnání tlakového spádu v průtočné části. Tato maximální hodnota tlaku před mezistěnou je u objemu $V_{75\%}$ vyšší o 8,9 % než u objemu $V = 7,3 \text{ m}^3$, u $V_{50\%}$ je vyšší o 25,9 % a u $V_{25\%}$ dokonce o 71,8 %. Velikost objemu před mezistěnou má tedy velký vliv na konečnou hodnotu tlaku v turbíně.

V Tab. 6 jsou vypsány maximální hodnoty tlaků před mezistěnou p_{max} v závislosti na zmenšení objemu odběru před mezistěnou. Z tabulky byl následně vytvořen graf pro zobrazení výsledných maximálních hodnot tlaku před mezistěnou viz Obr. 35. Závislost maximálních hodnot tlaků na velikosti objemu odběru je nepřímo úměrná.

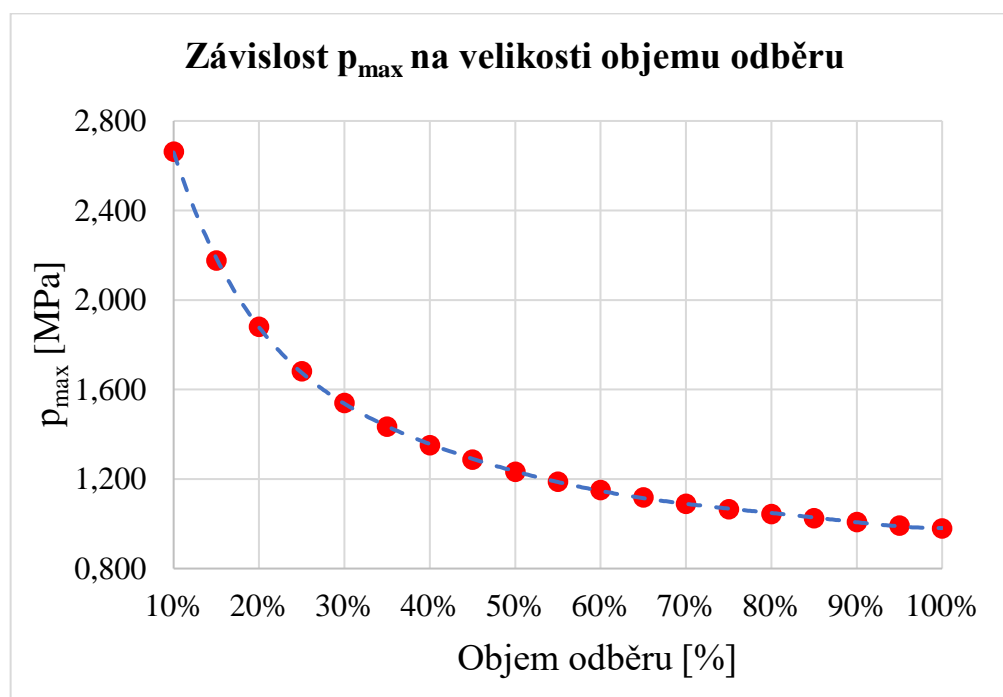
Pro případ, kdy by objem odběru odpovídal pouze vnitřnímu objemu v turbíně před mezistěnou ($V_{15\%}$), respektive by bylo zanedbáno odběrové potrubí, byl by nárůst tlaku ještě výraznější. Konečná hodnota tlaku by byla $2,177 \text{ MPa}$.

Tab. 6 Závislost tlaku před mezistěnou na změně objemu odběru

| V [%] | V[m ³] | p _{max} [MPa] | t _{max} [s] |
|-------|--------------------|------------------------|----------------------|
| 10 % | 0,73 | 2,664 | 0,443 |
| 15 % | 1,10 | 2,177 | 0,463 |
| 20 % | 1,46 | 1,880 | 0,478 |
| 25 % | 1,83 | 1,682 | 0,490 |
| 30 % | 2,19 | 1,540 | 0,499 |
| 35 % | 2,56 | 1,434 | 0,507 |
| 40 % | 2,92 | 1,352 | 0,513 |
| 45 % | 3,29 | 1,286 | 0,518 |
| 50 % | 3,65 | 1,233 | 0,523 |
| 55 % | 4,02 | 1,188 | 0,527 |
| 60 % | 4,38 | 1,150 | 0,530 |
| 65 % | 4,75 | 1,118 | 0,533 |
| 70 % | 5,11 | 1,090 | 0,536 |
| 75 % | 5,48 | 1,066 | 0,538 |
| 80 % | 5,84 | 1,044 | 0,540 |
| 85 % | 6,21 | 1,025 | 0,542 |
| 90 % | 6,57 | 1,008 | 0,544 |
| 95 % | 6,94 | 0,993 | 0,546 |
| 100 % | 7,30 | 0,979 | 0,547 |

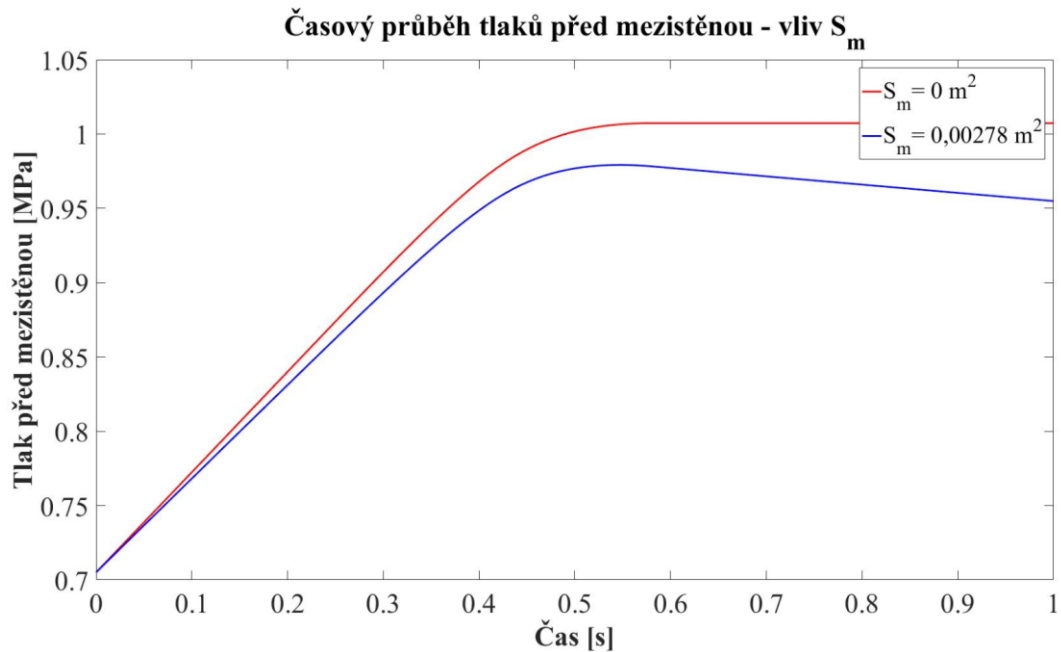
Pozn. t_{max} ... čas odpovídající maximální hodnotě tlaku

V_{100%} ... objem odběru odpovídající 7,3 m³



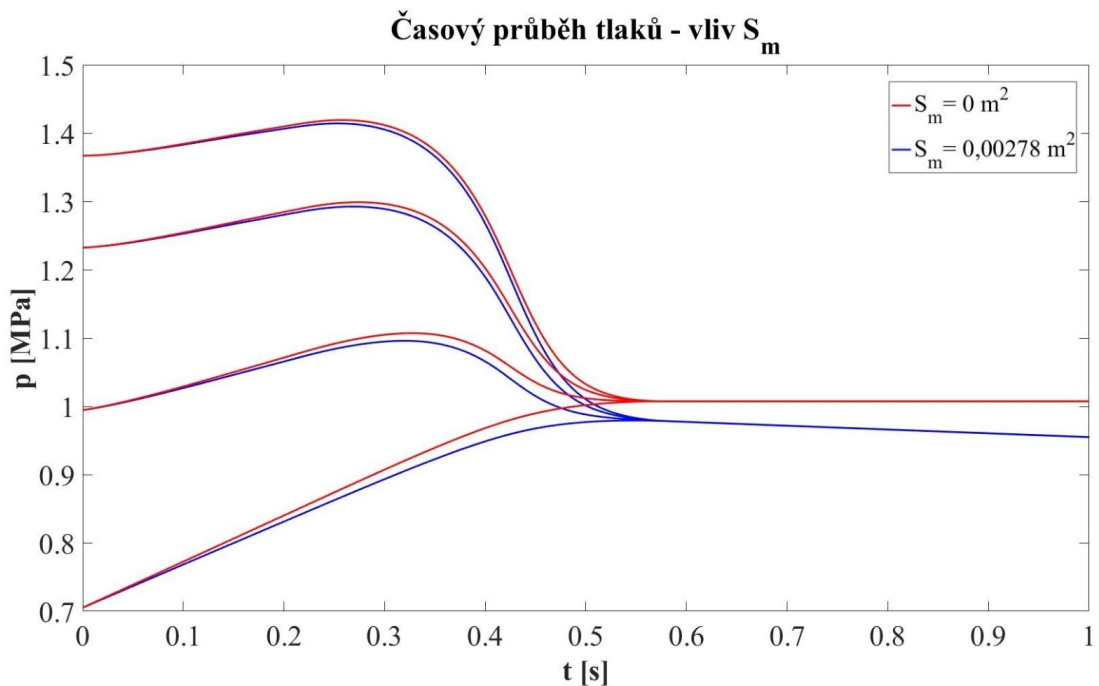
Obr. 35 Závislost tlaku před mezistěnou na velikosti objemu odběru

6.2 Ovlivnění umělé netěsnosti mezistěny



Obr. 36 Vliv netěsnosti mezistěny na tlak v odběru před mezistěnou

Na Obr. 36 je zobrazen vliv umělé netěsnosti mezistěny na tlak v odběru. Pro případ nulového výtoku mezistěnou, resp. netěsnost mezistěny $S_m = 0 \text{ m}^2$, došlo ke zvýšení hodnoty tlaku na $p = 1,007 \text{ MPa}$. Změna netěsnosti mezistěny ovlivňuje tlaky v turbíně nepatrně, proto byly pro porovnání výsledných tlaků vybrány pouze poslední čtyři části v turbíně, viz Obr. 37. Pro toto řešení se neuvažuje namáhání mezistěny parním rázem.



Obr. 37 Vliv netěsnosti mezistěny na tlaky v turbíně

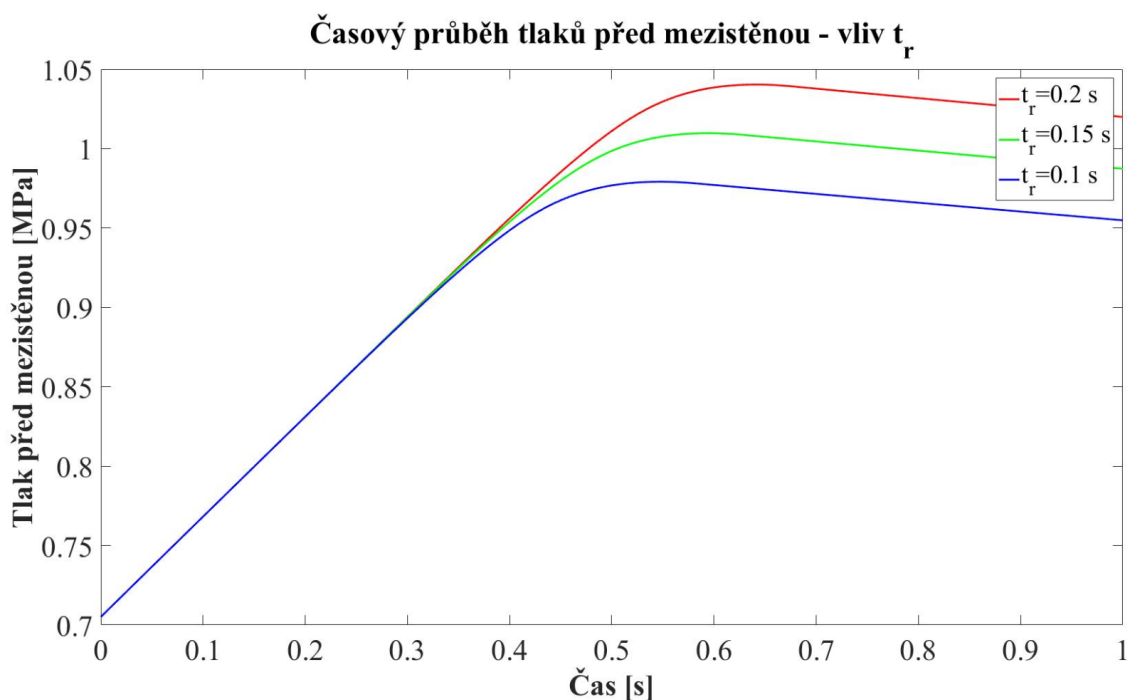
6.3 Změna časových intervalů

Posledním měněným parametrem jsou časové intervaly při řízení regulačních ventilů. Konkrétně budou modifikovány čas reakce t_r a čas zavírání t_z . Vliv jejich změn na výsledný tlak před mezistěnou a na vybrané tlaky v posledních částech turbíny je graficky zobrazen v následujících podkapitolách.

6.3.1 Změna času reakce RV

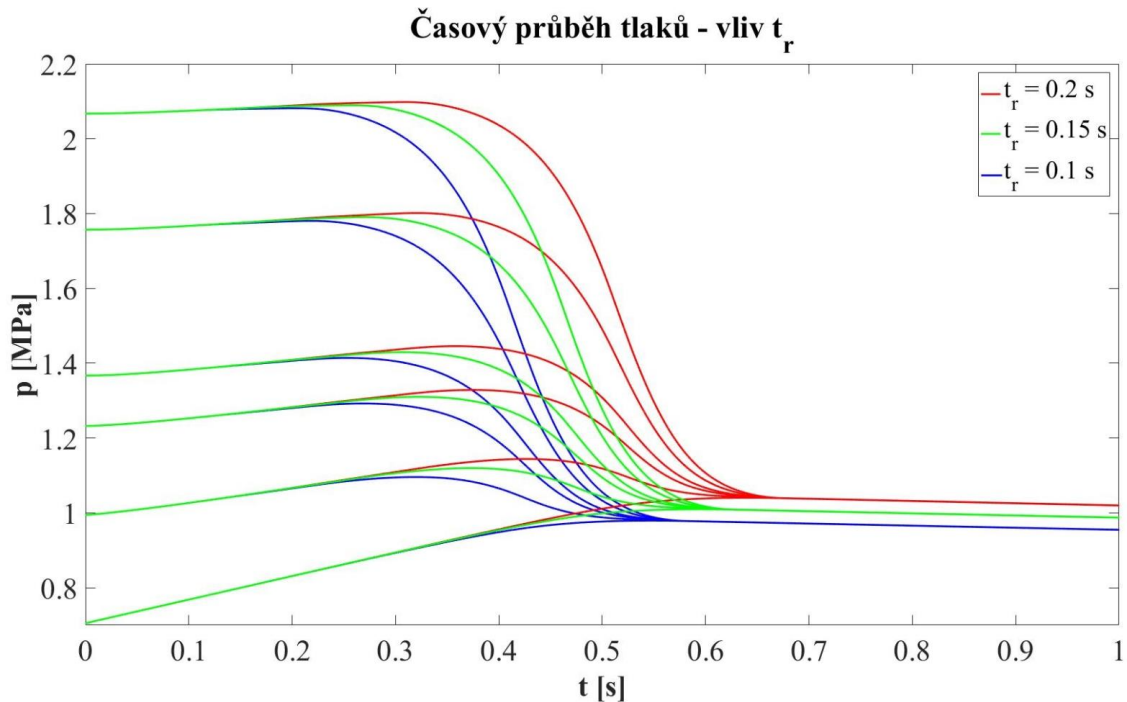
Z Obr. 38 je vidět vliv reakce na tlak před mezistěnou. Modře je zobrazen průběh tlaku v odběru ze základního výpočtu, tj. čas reakce RV $t_r = 0,1$ s. Zeleně je zobrazen tlak v odběru pro pomalejší dobu reakce, $t_r = 0,15$ s, červeně pro $t_r = 0,2$ s. Z obrázku je zřejmé, že s rostoucí dobou reakce roste hodnota výsledného tlaku před mezistěnou. Pro vybrané tři časy reakce t_r byly výsledné hodnoty tlaku před mezistěnou p_{max} následující:

- 1) $t_r = 0,1$ s $p_{max} = 0,979$ MPa $t_{max} = 0,55$ s
- 2) $t_r = 0,15$ s $p_{max} = 1,010$ MPa $t_{max} = 0,59$ s
- 3) $t_r = 0,2$ s $p_{max} = 1,040$ MPa $t_{max} = 0,64$ s



Obr. 38 Vliv změny času reakce RV na tlak před mezistěnou

Na Obr. 39 jsou graficky zobrazeny tlaky v posledních částech turbíny. Barevné označení je stejné jako na Obr. 38. Z obrázku je vidět vliv změny času reakce na pokles tlaků v turbíně a na konečnou hodnotu tlaků. S delší dobou reakce dochází k pozdějšímu poklesu tlaků a k jejich vyrovnání dojde za delší dobu na vyšší hodnotě.



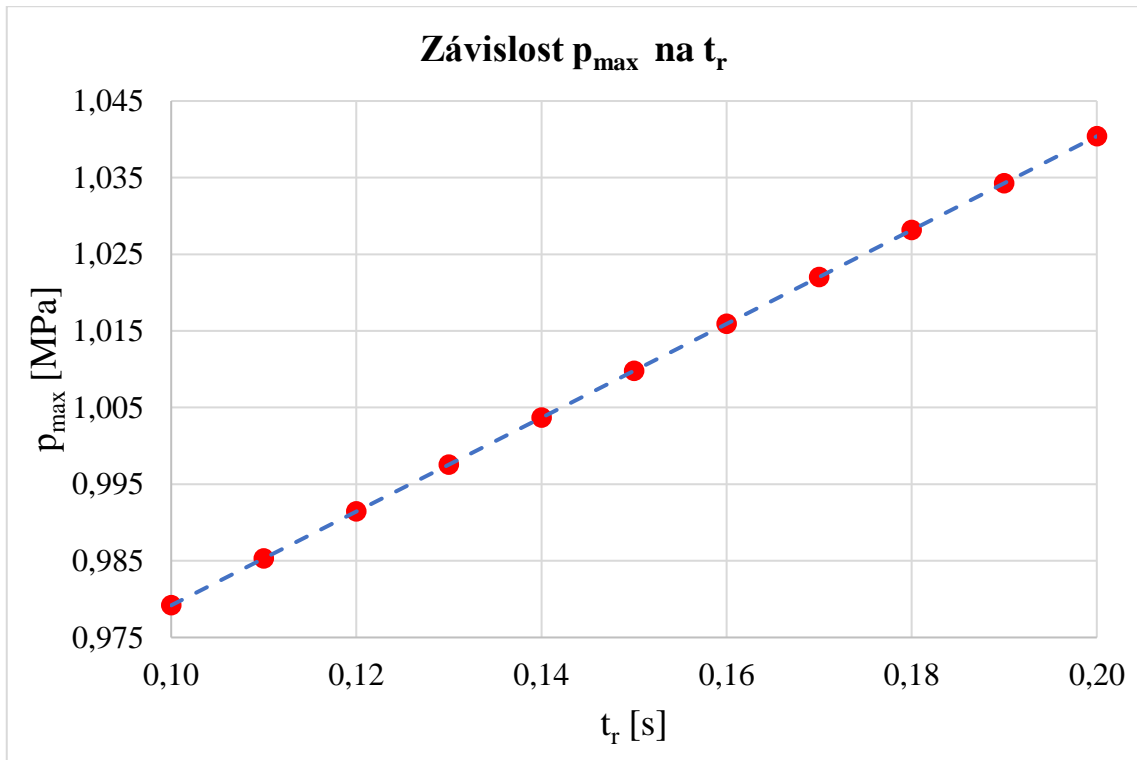
Obr. 39 Vliv změny času reakce RV na tlaky v turbíně

V Tab. 7 jsou vypsány výsledné maximální hodnoty tlaků pro různé časy reakcí regulačních ventilů, od $0,1$ s do $0,2$ s, s časovým krokem $0,01$ s. Z této tabulky byl vytvořen graf závislosti tlaku před mezistěnou na změně doby reakce t_r viz Obr. 40.

Tab. 7 Hodnoty tlaků před mezistěnou pro různé časy reakce RV

| t_r [s] | t_{max} [s] | p_{max} [MPa] |
|-----------|---------------|-----------------|
| 0,10 | 0,55 | 0,979 |
| 0,11 | 0,56 | 0,985 |
| 0,12 | 0,57 | 0,991 |
| 0,13 | 0,58 | 0,998 |
| 0,14 | 0,59 | 1,004 |
| 0,15 | 0,59 | 1,010 |
| 0,16 | 0,60 | 1,016 |
| 0,17 | 0,61 | 1,022 |
| 0,18 | 0,62 | 1,028 |
| 0,19 | 0,63 | 1,034 |
| 0,20 | 0,64 | 1,040 |

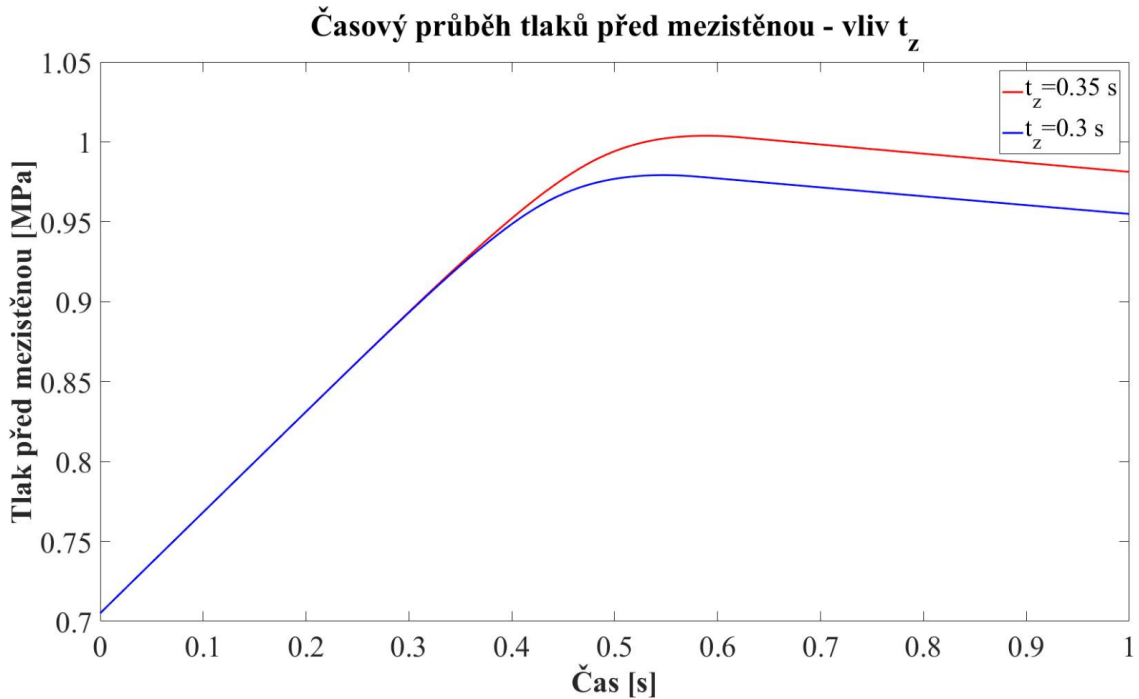
Na následujícím obrázku je graficky zobrazena závislost tlaku před mezistěnou na změně času reakce regulačních ventilů. Závislost je se zanedbáním minimálních odchylek lineární.



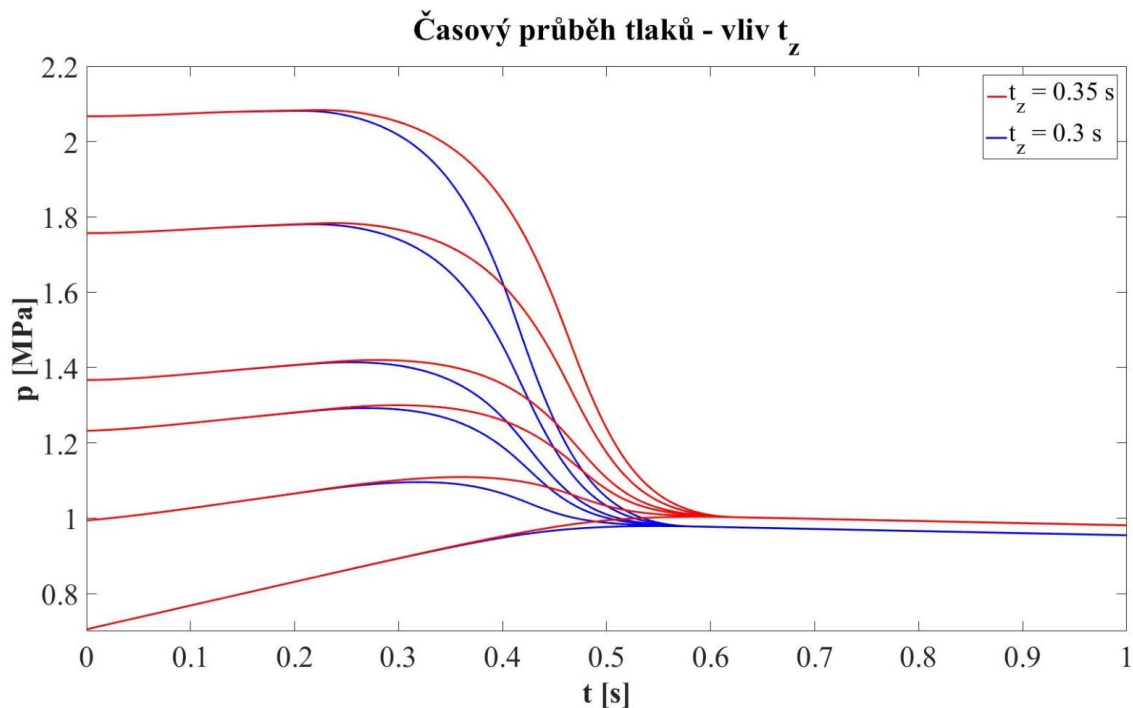
Obr. 40 Závislost tlaku před mezistěnou na času reakce RV

6.3.2 Změna času zavírání RV

Pro případ časově delšího zavírání regulačních ventilů $t_z = 0,35$ s (červená křivka) oproti standartnímu času zavírání $t_z = 0,3$ s (modrá křivka), je graficky vykreslen průběh tlaku před mezistěnou na Obr. 41. Na Obr. 42 jsou zobrazeny průběhy tlaků v posledních částech turbíny.



Obr. 41 Vliv změny času zavírání RV na tlak před mezistěnou



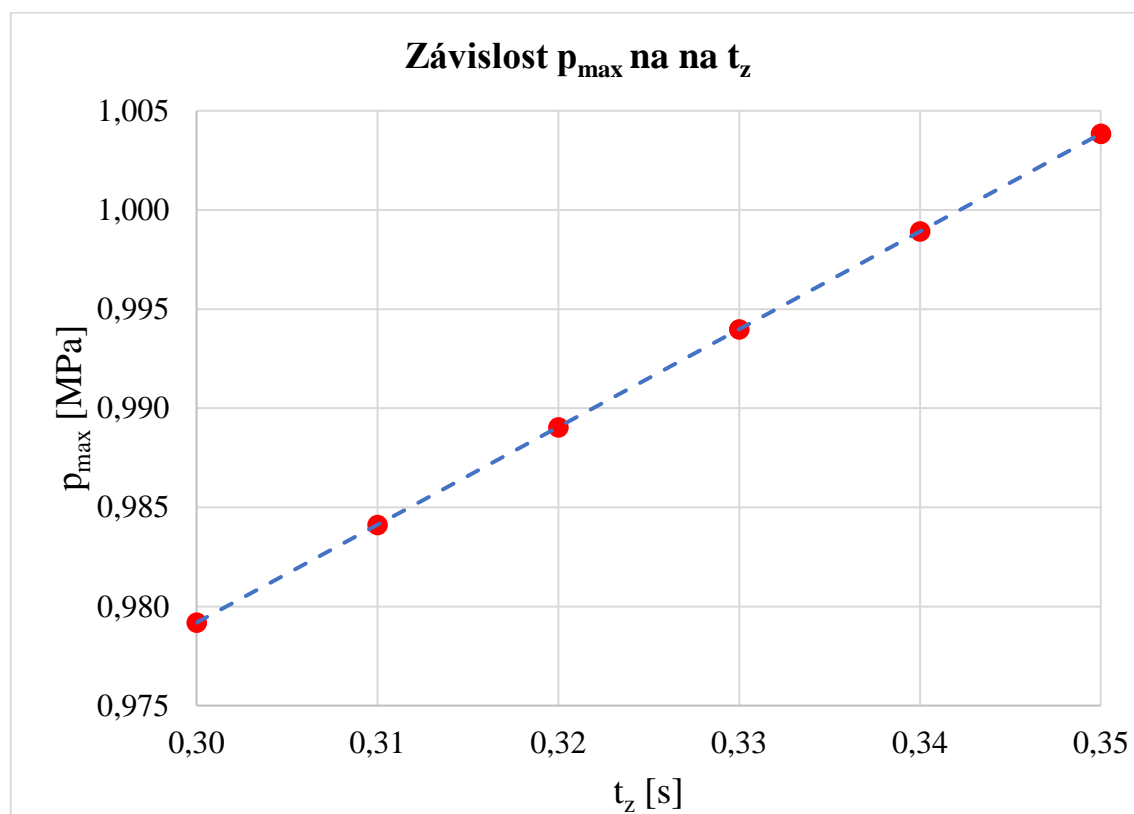
Obr. 42 Vliv změny času zavírání RV na tlaky v turbíně

Z Obr. 42 je vidět pozdější vyrovnání tlaků pro případ delšího zavírání regulačních ventilů. V případě času zavírání $t_z = 0,3$ s byla maximální hodnota tlaku $0,979$ MPa, kterého dosáhla v čase $0,55$ s. Delší čas zavírání $t_z = 0,35$ s způsobil nárůst tlaku před mezistěnou na vyšší hodnotu $1,004$ MPa v čase $0,59$ s.

V následující tabulce jsou vypsány hodnoty tlaků pro různé časy zavírání regulačních ventilů od $0,3$ s do $0,35$ s. Z těchto hodnot je graficky zobrazena závislost změny tlaku před mezistěnou na čase zavírání RV na Obr. 43, kterou lze prohlásit jako lineární pro zadaný rozsah počítaných parametrů.

Tab. 8 Hodnoty tlaků před mezistěnou pro různé časy zavírání RV

| t_z [s] | t_{max} [s] | p_{max} [MPa] |
|-----------|---------------|-----------------|
| 0,30 | 0,55 | 0,979 |
| 0,31 | 0,56 | 0,984 |
| 0,32 | 0,56 | 0,989 |
| 0,33 | 0,57 | 0,994 |
| 0,34 | 0,58 | 0,999 |
| 0,35 | 0,59 | 1,004 |



Obr. 43 Závislost tlaku před mezistěnou na čase zavírání RV

ZÁVĚR

V této diplomové práci byl řešen nárůst tlaku před regulovaným odběrem parní turbíny. Téma diplomové práce bylo zadáno firmou Doosan Škoda Power s.r.o.

V první části byla sepsána teorie související s regulovanými odběry včetně popisu pojistných a regulačních zařízení. Dále bylo popsáno proudění lopatkovým stupněm turbíny a regulačním ventilem jako proudění dýzou a proudění clonkou, čehož bylo využito v numerickém programu.

V druhé části je proveden rozbor úlohy pro seznámení se s problematikou. V rozboru úlohy byl ukázán zjednodušený výpočet nárůstu tlaku před regulovaným odběrem spolu s kontrolou dimenzování odběrového potrubí, které by podle výpočtu mělo vydržet do tlaku $4,1 \text{ MPa}$ s bezpečností $k = 1,1$. Dále byl zjednodušeně popsán parní ráz v turbíně podle rovnic hydraulického rázu v potrubí.

Následně byla vysvětlena metodika numerického výpočtu včetně pomocných kroků, jako stanovení objemů v turbíně, výpočet průtočných průřezů a určení tlaků a teplot v jednotlivých částech turbíny. Nakonec byl vytvořen vývojový diagram vysvětlující metodiku výpočtu v programovacím prostředí.

Numerický výpočet byl proveden pro parní turbínu s výkonem 32 MW pro provozní stav s maximálním průtokem páry $48,71 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, stejně jako v případě zjednodušeného výpočtu. Oba výpočty pracují s celou řadou předpokladů na straně vyšší bezpečnosti, jako např. uzavřená mezistěna s netěsností, neuvažují se průtoky ucpávkami a jinými netěsnostmi turbíny, aj.

Hodnota tlaku před mezistěnou $0,705 \text{ MPa}$ po uzavření vstupních ventilů do turbíny, tj. v čase $0,4 \text{ s}$, vzrostla na $0,949 \text{ MPa}$. V čase $0,55 \text{ s}$ dosáhla hodnota tlaku před mezistěnou svého maxima $0,979 \text{ MPa}$. Na této hodnotě došlo k vyrovnání všech tlaků v turbíně před mezistěnou. Výsledek numerického výpočtu je v porovnání s výsledkem zjednodušeného výpočtu srovnatelný. Při zjednodušeném výpočtu byla hodnota tlaku před mezistěnou v čase $0,4 \text{ s}$ rovna $0,976 \text{ MPa}$.

Jako poslední byla provedena citlivostní analýza pro vybrané parametry, kterými byly zvoleny objem odběru před mezistěnou, netěsnost mezistěny a časy reakce a zavírání regulačních ventilů. Největší vliv na nárůst tlaku měla změna objemu odběru. Nárůst tlaku před mezistěnou je nepřímo úměrný objemu odběru před mezistěnou.

Vliv změny časových intervalů není tak výrazný, jako změna objemu odběru. Závislost změny tlaku před mezistěnou jak pro čas reakce, tak pro čas zavírání měla lineární průběh.

Výpočet potvrzuje původní předpoklad z DSPW, tedy možnost vynechání pojistných ventilů přichází u turbín s velkým objemem odběrového potrubí. V případě malých objemů odběru může být nárůst tlaku velmi výrazný a může ovlivňovat rozhodnutí provozovatele o aplikování pojistného ventilu.

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

| | |
|---|----|
| Obr. 1 Turbína s neregulovaným odběrem [1] | 11 |
| Obr. 2 Turbína s regulovaným odběrem [1] | 12 |
| Obr. 3 Vnitřní regulační ventil [3] | 13 |
| Obr. 4 Regulační mezistěna a její princip [3] | 14 |
| Obr. 5 VT bypass | 17 |
| Obr. 6 Kuželka a hrdlo difuzoru | 20 |
| Obr. 7 Lopatková mříž jako zúžená tryska | 20 |
| Obr. 8 Konvergentní dýza..... | 20 |
| Obr. 9 Poměrný průtok zúženou dýzou | 21 |
| Obr. 10 Výtok dýzou a clonkou [10] | 23 |
| Obr. 11 Regulovaný odběr..... | 24 |
| Obr. 12 Dispozice – 3D model | 27 |
| Obr. 13 Zjednodušené schéma turbíny | 28 |
| Obr. 14 Hmotnost přitékající páry | 32 |
| Obr. 15 Soustava objemů..... | 37 |
| Obr. 16 Princip určení tlaku a teploty u stupně turbíny..... | 38 |
| Obr. 17 Bilance průtoků..... | 42 |
| Obr. 18 Části turbíny v řezu..... | 44 |
| Obr. 19 Rotované části turbíny v řezu | 45 |
| Obr. 20 Profilová mříž | 46 |
| Obr. 21 Zjednodušený průřez hrdla | 46 |
| Obr. 22 Řez ventilem | 47 |
| Obr. 23 Geometrie ventilu | 47 |
| Obr. 24 Pravoúhlý trojúhelník mezi hrdlem a kuželkou ventilu..... | 48 |
| Obr. 25 Zavírání „náhradního“ ventilu | 50 |
| Obr. 26 Schéma signálového toku | 51 |
| Obr. 27 Princip numerického výpočtu – schéma | 52 |
| Obr. 28 Vývojový diagram - hlavní skript..... | 53 |
| Obr. 29 Časový průběh tlaků v posledních částech turbíny | 54 |
| Obr. 30 Časový průběh tlaků | 55 |
| Obr. 31 Časový průběh tlaku před mezistěnou..... | 56 |
| Obr. 32 Časový průběh tlaku před mezistěnou do času vyrovnání tlaků | 56 |
| Obr. 33 Vliv velikosti objemu na tlak v odběru před mezistěnou | 57 |
| Obr. 34 Průběh tlaků před mezistěnou pro čtyři různé objemy | 58 |
| Obr. 35 Závislost tlaku před mezistěnou na velikosti objemu odběru..... | 59 |
| Obr. 36 Vliv netěsnosti mezistěny na tlak v odběru před mezistěnou..... | 60 |
| Obr. 37 Vliv netěsnosti mezistěny na tlaky v turbíně..... | 60 |
| Obr. 38 Vliv změny času reakce RV na tlak před mezistěnou | 61 |
| Obr. 39 Vliv změny času reakce RV na tlaky v turbíně | 62 |
| Obr. 40 Závislost tlaku před mezistěnou na času reakce RV | 63 |
| Obr. 41 Vliv změny času zavírání RV na tlak před mezistěnou..... | 64 |
| Obr. 42 Vliv změny času zavírání RV na tlaky v turbíně..... | 64 |
| Obr. 43 Závislost tlaku před mezistěnou na času zavírání RV | 65 |

SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

| | |
|---|----|
| Tab. 1 Kritický tlakový poměr ε^* | 22 |
| Tab. 2 Tlakové hladiny pojistného ventilu | 25 |
| Tab. 3 Kontrola potrubí pro výpočtové přetlaky | 34 |
| Tab. 4 Průtočné průřezy jednotlivých stupňů | 46 |
| Tab. 5 Průřezy regulačních ventilů | 49 |
| Tab. 6 Závislost tlaku před mezistěnou na změně objemu odběru | 59 |
| Tab. 7 Hodnoty tlaků před mezistěnou pro různé časy reakce RV | 62 |
| Tab. 8 Hodnoty tlaků před mezistěnou pro různé časy zavírání RV | 65 |

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Jiří Kučera, Pokročilé termodynamické cykly -KKE/ATC, Plzeň, ZČU, FST, 2016
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Škracení plynů a par, *Transformační technologie*, 2006-01, [last updated 2020-02-11]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/37.html>.
- [3] Jiří Kučera, Parní turbíny a kondenzátory - KKE/PTK, Plzeň, ZČU, FST, 2016
- [4] BEČVÁŘ, Josef. *Teplné turbíny*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1968. Řada strojírenské literatury.
- [5] SARKAR, Dipak K. Steam Turbines. *Thermal Power Plant* [online]. Elsevier, 2015, 2015, s. 189-237 [cit. 2020-04-27]. DOI: 10.1016/B978-0-12-801575-9.00006-8. ISBN 9780128015759. Dostupné z:
<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780128015759000068>
- [6] Safety Valves | Spirax Sarco [online]. [cit. 2020-04-27]. Dostupné z:
https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/safety-valves/safety-valves?fbclid=IwAR2KE6_N1gQz4xUBr59J6Jbno-Aodxx566K2qZlODoF6gNLg1wCSvufCdw#article-top
- [7] PROVALVE - Průtržné membrány [online]. [cit. 2020-04-27]. Dostupné z: <http://www.provalve.cz/cs/stranka/dodavatelsky-program/prutrzne-membrany/16/?fbclid=IwAR1oCnm3Wds5c5MER9RWxZCLaRGsANIWTA6I74WTOJvwjMRuVrrpokjYZWw>
- [8] PAPADOPOULOS, Anestis, Mohamed ISMAIL a Ahmed H. BAYOUMY. Dynamic Amplification Factor for Rigid and Flexible Piping System due to Steam Hammer Transient Load. In: *Volume 4A: Dynamics, Vibration, and Control* [online]. American Society of Mechanical Engineers, 2015, 2015-11-13, s. - [cit. 2020-04-27]. DOI: 10.1115/IMECE2015-51426. ISBN 978-0-7918-5739-7. Dostupné z:
<https://asmedigitalcollection.asme.org/IMECE/proceedings/IMECE2015/57397/Houston,%20Texas,%20USA/290004>

- [9] ŠKORPÍK, Jiří. Proudění plynů a par tryskami, *Transformační technologie*, 2006-02, [last updated 2018-04-10]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/40.html>.
- [10] KALČÍK, Josef a Karel SÝKORA. *Technická termomechanika*. Praha: Academia, 1973.
- [11] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, [2008] [cit. 2020-05-31]. ISBN isbn978-80-248-1508-4.
- [12] HAINDL, Karel. *Hydraulický ráz ve vodovodních a průmyslových potrubích*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963. Řada stavební literatury.