FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Provozní uzávěr turbíny malé vodní elektrárny

Operating butterfly valve of turbine small hydro-power plant

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2024

Bc. Vladimír Korec

Studijní program: NDTT DOPRAVNÍ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA

Studijní obor: N071TTTE Transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jan Flek

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Korec** Jméno: **Vladimír** Osobní číslo: **491274**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**

Studijní program: **Dopravní a transportní technika**

Specializace: **Transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Provozní uzávěr turbíny malé vodní elektrárny

Název diplomové práce anglicky:

Operating butterfly valve of turbine small hydro-power plant

Pokyny pro vypracování:

V rámci diplomové práce vypracujte:
- přehled používaných typů provozních uzávěrů - funkce, charakteristiky, porovnání
- návrh koncepce klapkového uzávěru a ovládání
- výpočet proudění CFD - tvorba numerického modelu (síť, volba a nastavení numerického řešiče, volba turbulentních modelů)
- stanovení charakteristiky uzávěru na základě numerického výpočtu, přepočet modelu na univerzální charakteristiku, výpočet místních ztrát, výpočet ovládacích momentů
- konstrukce klapkového uzávěru a ovládání
- pevnostní výpočty (analytické výpočty, případně MKP)

Seznam doporučené literatury:

Kolář, V., Vinopal, S.: Hydraulika průmyslových armatur. SNTL - SVTL, Praha, 1963
Kolář, V., Patočka, C., Bém, J.: Hydraulika. SNTL/ALFA, Praha, 1983

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jan Flek ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání diplomové práce: **03.04.2024** Termín odevzdání diplomové práce: **02.08.2024**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Jan Flek	Ing. František Lopot, Ph.D.	doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	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.

. _____ _____

Datum převzetí zadání Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Provozní uzávěr turbíny malé vodní elektrárny“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Fleka, s použitím literatury a zdrojů uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne ……. …….

VLADIMÍR KOREC

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Flekovi za vstřícné konzultace a veškeré věcné poznatky a rady, které mi předal při vedení této diplomové práce. Dále bych chtěl také poděkovat konzultantovi diplomové práce Ing. Mikuláši Tůmovi za jeho odborné rady, cenné poznatky a připomínky.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Bc. Vladimír Korec	
Název DP:	Provozní uzávěr turbíny malé vodní elektrárny	
Anglický název:	Operating butterfly valve of turbine small hydro-power plant	
Rok:	2024	
Studijní program:	NDTT Dopravní a transportní technika	
Obor studia:	N071TTTE Transportní technika	
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů	
Vedoucí DP:	Ing. Jan Flek	
Konzultant DP:	Ing. Mikuláš Tůma	
Bibliografické údaje:	počet stran:	69
	počet obrázků:	62
	počet tabulek:	9
	počet grafů:	8
Klíčová slova:	Provozní uzávěr, motýlová klapka, CFD simulace, malá vodní elektrárna	
Keywords:	Operating valve, butterfly valve, CFD simulation, small hydropower plant	

Anotace:

Tato diplomová práce se věnuje návrhu konstrukce provozního uzávěru turbíny malé vodní elektrárny. Provozní uzávěr je armatura, kterou se uzavře vodní tok, který teče do turbíny. Provozní uzávěr se skládá z motýlové klapky a ovládacího mechanismu. V první části práce jsou uvedeny jednotlivé typy provozních uzávěrů a teorie k výpočtu ovládacích momentů. V praktické části je popsána simulace proudění k návrhu disku klapky, dále je popsán návrh konstrukce jednotlivých konstrukčních uzlů spojené s návrhovými a kontrolními výpočty. V poslední části praktické části je aplikována metoda konečných prvků na motýlovou klapku pro ověření pevnosti celé konstrukce.

Abstract:

This thesis describes the design of the turbine operating butterfly valve of a small hydropower plant. The operating valve is a fitting that closes the water flow into the turbine. The valve consists of a butterfly valve and a regulating mechanism. The first part of the thesis presents different types of operating valves and the theory for the calculation of the operating moments. The practical part describes the flow simulation used to design the valve disc, followed by the description of the design of individual structural nodes associated with the design and control calculations. In the last part of the practical part, the finite element method is applied to the butterfly valve to verify the strength of the whole structure.

Obsah

1. Úvod 1
2. Popis a funkce provozního uzávěru 3
2.1 Popis disku 4
2.2 Popis těla 5
2.3 Popis pohonu ovládání 5
2.4 Používané typy provozních uzávěrů turbín (klapek) 6
2.4.1 Uzavírací klapka s jednou excentricitou 6
2.4.2 Uzavírací klapka s dvojí excentricitou 7
2.4.3 Uzavírací klapka s trojí excentricitou 8
2.4.4 Výběr vhodné konstrukce 9
2.5 Koncepce konstrukce klapkového uzávěru 10
2.5.1 Návrh základních parametrů klapky 10
2.5.2 Konstrukce klapky s dvojí excentricitou 11
3. Gravitační mechanismus uzavírání klapky a ovládací momenty 14
3.1 Zavírací a otevírací moment 15
3.2 Momentová charakteristika 19
3.3 Poměrná průtočná charakteristika 20
3.3.1 Průtokový součinitel Kv 21
3.4 Ztrátový součinitel ξ 22
3.5 Numerická simulace proudění v klapce 24
3.5.1 CFD simulace 24
3.5.2 Síťování 25
3.5.3 Turbulentní modely 26
3.5.4 Okrajové podmínky 27
4. Výběr numerického řešiče pro CFD simulaci 29
4.1 Nastavení numerického řešiče 30
4.1.1 Nastavení geometrie 30

4.1.2 Síťování 32
4.1.3 Volba okrajových podmínek 33
4.1.4 Výsledky simulace 35
4.2 Zpracování dat 40
5. Konstrukce 44
5.1 Klapka 45
5.2 Zavírací mechanismus 49
5.2.1 Kontrolní výpočty 51
5.3 Hydraulický válec 54
5.4 MKP analýza 57
6. Závěr 64

Seznam zkratek a symbolů

Zkratka	Význam
MVE	Malá vodní elektrárna
CFD	Computational fluid dynamics
MKP	Metoda konečných prvků
FEM	Finite element method
DN	Diameter nominal
PN	Pressure nominal
CAD	Computer aided design
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes equations
ČSN	Česká státní norma
RAM	Random access memory
PTFE	Polytetrafluorethylen
ISO	International organization for standardization

Symbol	Význam	Jednotka
φ	Úhel otáčení uzavíracího mechanismu	$[°]$
α	Úhel natočení hydraulického válce	$[°]$
β	Úhel otáčení ramene závaží	$[°]$
δ	Návrhový úhel uzavíracího mechanismu	$[°]$
γ	Úhel třetí excentricity	$[°]$
θ	Úhel otevření klapky	$[°]$
e	Excentricita	$[m]$
e_1	První excentricita	$[m]$
e_2	Druhá excentricita	$[m]$
r	Rameno závaží	$[m]$
r_1	Rameno závaží 1	$[m]$
r_2	Rameno závaží 2	$[m]$
D	Průměr disku	$[m]$
d_H	Průměr hřídele disku	$[m]$
d_{HYD}	Hydraulický průměr	$[m]$
$d'_{potrubi}$	Minimální světlý průměr potrubí	$[m]$
$\text{ø}D'_{valce}$	Minimální průměr hydraulického válce	$[m]$
$\text{ø}D$	Průměr hřídele v místě uložení kolíků	$[mm]$
$\text{ø}d_{kolik}$	Průměr kolíku	$[mm]$
ΔH	Výškový spád lokality elektrárny	$[m]$
A	Plocha	$[m^2]$
A_{kolik}	Střižná plocha kolíku	$[mm^2]$
V	Objem	$[m^3]$
h	Výška vodního sloupce	$[m]$
i	Rozměr ramene uzavíracího mechanismu	$[m]$
j	Rozměr ramene uzavíracího mechanismu	$[m]$
l	Délka potrubí	$[m]$
t	Šířka záběru těsnění disku	$[m]$
x	Vzdálenost působiště síly	$[m]$
l_{per}	Délka per	$[mm]$
h	Výška pera	$[mm]$
$\vec{x}$	Vektor x	$[1]$
$\vec{y}$	Vektor y	$[1]$

μ	Dynamická viskozita	$[Pa \cdot s]$
F	Požadovaná síla	$[N]$
F_G	Gravitační síla	$[N]$
F_V	Síla hydraulického válce	$[N]$
F_x	Síla v ose x	$[N]$
F_y	Síla v ose y	$[N]$
F'	Výpočetní síla pro kontrolu kolíků	$[N]$
C_t	Hydrodynamický kroutící koeficient	$[1]$
ϵ	Turbulentní disipace	$[m^2/s^3]$
$\frac{\epsilon}{d}$	Relativní drsnost potrubí	$[1]$
f	Koeficient tření	$[1]$
k_{zav}	Bezpečnost závaží	$[1]$
k_{svar}	Bezpečnost svaru	$[1]$
ξ	Součinitel místní ztráty	$[1]$
λ	Součinitel třecích ztrát	$[1]$
n	Počet závaží	$[1]$
ω	Specifická ztráta	$[1/s]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[1]$
$y+$	Stěnová funkce	$[1]$
μ_S	Koeficient stlačení těsnění	$[1]$
α_τ	Součinitel anizotropie	$[1]$
n_{per}	Počet per	$[1]$
κ	Koeficient rozložení zatížení	$[1]$
c	Rychlost proudění tekutiny	$[m/s]$
C_v	Průtokový součinitel	$[gall/min]$
K_v	Průtokový součinitel	$[m^3/h]$
K_{vs}	Průtokový součinitel při otevřené armatuře	$[m^3/h]$
g	Gravitační zrychlení	$[m/s^2]$
Q	Objemový průtok	$[m^3/s]$
ρ	Hustota	$[kg/m^3]$
M_K	Kroutící moment	$[Nmm]$
M_E	Moment od excentricity	$[Nm]$
M_g	Moment gravitačního závaží	$[Nm]$
M_G	Moment těžiště	$[Nm]$
M_H	Hydrodynamický moment	$[Nm]$
M_L	Moment v ložisku	$[Nm]$
M_{OTV}	Otevírací moment	$[Nm]$
M_{ZAV}	Zavírací moment	$[Nm]$
M_S	Dosedací moment	$[Nm]$
M_T	Moment ve styku hřídele s těsněním	$[Nm]$
M_V	Moment od hydraulického válce	$[Nm]$
M_Z	Zlomový moment	$[Nm]$
p	Tlak	$[Pa]$
p_{celk}	Celkový tlak	$[Pa]$
p_{dyn}	Dynamický tlak	$[Pa]$
p_{kin}	Kinematický tlak	$[Pa]$
p_{stat}	Statický tlak	$[Pa]$
p_{MAX}	Maximální tlak	$[Pa]$
Δp	Tlaková ztráta	$[Pa]$
Δp_v	Tlaková ztráta armatury	$[bar]$

Δp_{v+t}	Tlaková ztráta zkušebních trubek	$[Pa]$
Δp_t	Tlaková ztráta zkušebních trubek bez armatury	$[Pa]$
p_D	Dovolená hodnota otlačení	$[MPa]$
p_{hridel}	Tlak na hřídeli	$[MPa]$
p_{kont}	Kontaktní tlak	$[MPa]$
e_z	Ztrátová tlaková energie	$[Pa]$
k	Kinetická energie	$[m^2/s^2]$
σ_{kt}	Mez kluzu	$[MPa]$
σ_D	Dovolené napětí	$[MPa]$
$\bar{\tau}$	Průměrná hodnota smykového napětí	$[MPa]$
τ_{DOV}	Dovolené smykové napětí	$[MPa]$
τ_{kolik}	Smykové napětí v kolíku	$[MPa]$
$\vec{f}$	Součet intenzivních objemových sil	$[m/s^2]$

1. Úvod

Tato diplomová práce byla vypracována ve spolupráci s firmou **TURBOMA s.r.o.**, která vyrábí zařízení pro malé vodní elektrárny s výkonem do $10\ MW$. Zabývá se také dodávkami kompletních elektromechanických zařízení vyráběných na klíč, a to od návrhu přes výrobu až po uvedení do provozu a servisní činnost. Mezi její sortiment patří turbíny Kaplan, Pelton, Francis a příslušenství k MVE (malým vodním elektrárnám), například: česle, čisticí stroje česlí, stavidlové uzávěrky, jezové klapky a jiné.

V době 21. století, kdy se ve velkém řeší ekologie, je snaha snížit uhlíkovou stopu a zpomalit globální oteplování. To jde ruku v ruce s omezováním těžby uhlí, které je v ČR hlavním zdrojem elektrické energie. Proto je nutné věnovat větší pozornost obnovitelným zdrojům energie. Jedním z možných řešení je elektrifikovat menší vodní toky, které jsou schopny po malých částech přispívat k nezávislosti České republiky na fosilních zdrojích energie.

Cílem této práce je zkonstruovat provozní uzávěr turbíny MVE, zhotovit kompletní 3D model včetně zavíracího mechanismu s hydraulickým válcem. Dále pro daný 3D model disku zhotovit CFD simulaci (Computational Fluid Dynamics, česky výpočetní dynamika tekutin) a vytvořit univerzální poměrnou průtočnou charakteristiku, na jejímž základě bude možné měnit světlý průměr uzávěru. Následně analyticky nebo ve výpočetním FEM programu ověřit pevnostní vlastnosti zvolené konstrukce a její bezpečnost vůči mezi kluzu.

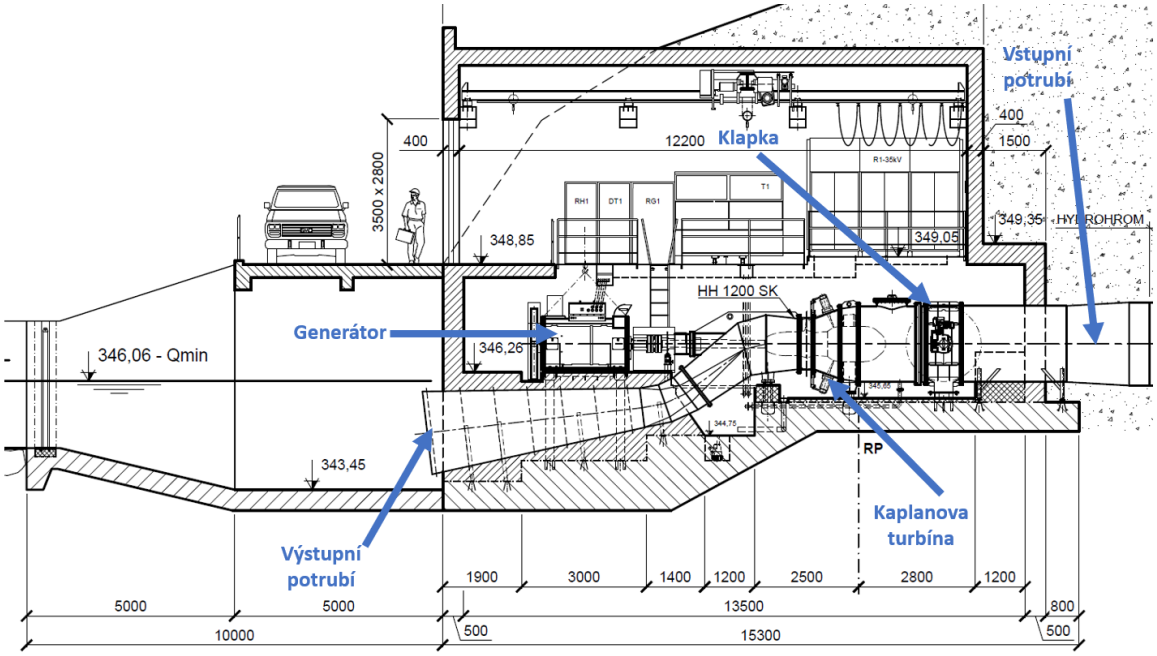
V úvodní části práce je uveden popis a funkce provozního uzávěru, dále jsou diskutovány používané typy konstrukcí uzávěrů. V další části je uveden teoretický popis výpočtu potřebných hodnot pro získání ovládacích momentů a poměrné průtočné charakteristiky.

Praktická část se věnuje numerické CFD simulaci proudění a následně samotné konstrukci. Jsou zde uvedeny konstrukční a funkční prvky, které jsou doplněné obrázky. Dále jsou zde diskutovány důvody voleb jednotlivých funkčních prvků, jejich dimenzování a jejich kontrola. Poslední část praktické části se věnuje MKP analýze a analytickým výpočtům nejdůležitějších prvků konstrukce a jejímu vyhodnocení.

TEORETICKÁ ČÁST

Úvod do teoretické části

Tato část práce se zaměřuje na popis jednotlivých druhů provozních uzávěrů. Je zde popsána typická konstrukce a jsou zde uvedeny normalizované části těchto provozních uzávěrů. Následuje pojednání o momentech, které působí na disk klapky. Dále je popsán postup výpočtu jednotlivých momentů a získání momentu celkového. Poté jsou uvedeny rovnice pro výpočet průtokových charakteristik a získání koeficientu místní ztráty. Závěr teoretické části obsahuje potřebnou teorii k CFD simulaci, popis jednotlivých turbulentních modelů, způsobu síťování a druhy okrajových podmínek.



Obr. 1: Schéma MVE

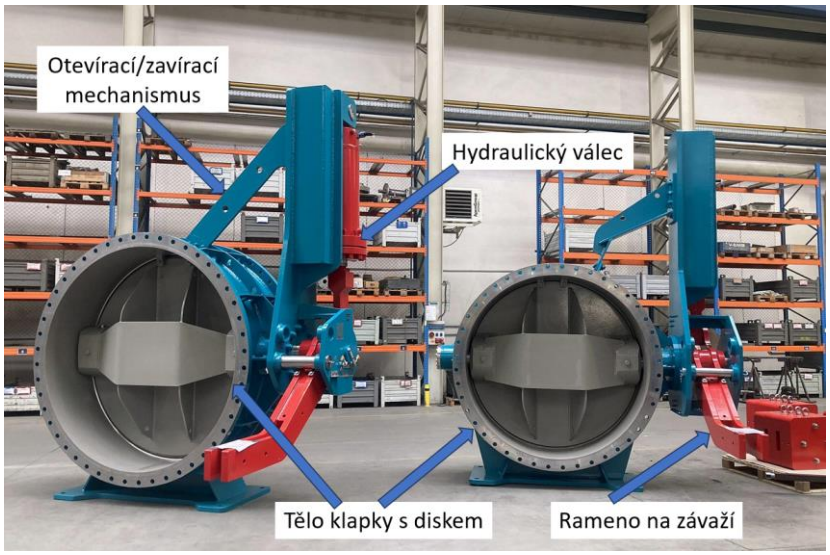
Na Obr. 1 je řez strojovnou malé vodní elektrárny, kde je použit provozní uzávěr (klapka). Tento provozní uzávěr se umisťuje zpravidla před turbínu (v tomto případě Kaplanovu) a slouží k uzavření průtoku.

2. Popis a funkce provozního uzávěru

Provozní uzávěr (tzv. **klapka**) je průmyslová armatura, která slouží k regulaci průtoku v potrubí (škrcení) nebo může být použit jako provozní uzávěr při odstávce. Pojem klapka je zavedený výraz pro pojmenování této armatury, a proto bude v dalších částech práce používán tento název. Pojmem armatura se rozumí tzv. pomocný prvek potrubí jiný než trubka – jde např. o spojky, kolena, ventily, kohouty, šoupátka, záslepky apod. [1]

Klapkou protéká pracovní medium, může to být jakákoliv tekutina (ať už plynná nebo kapalná). Tuto armaturu lze použít pro přenos a regulaci pitné vody, užitkové/odpadní vody, horké vody, vodní páry či neagresivních kapalin a plynů (např. zemní plyn, koksárenský plyn, ropné produkty aj.).

Klapka se zpravidla skládá z uzavíracího disku, který je umístěn na hřídeli. Ten umožňuje natáčení disku v rozmezí $(0° \div 90°)$, kdy při 0° je klapka plně **zavřena** a při 90° je naopak plně **otevřena**. Disk s hřídelem jsou umístěny v těle klapky. Z vnějšku je tělo klapky osazeno ovládáním. Ovládání se skládá z ramene, na kterém jsou umístěna závaží, samotného těla zavíracího mechanismu a ovládacího hydraulického válce. (Obr. 2) [1]



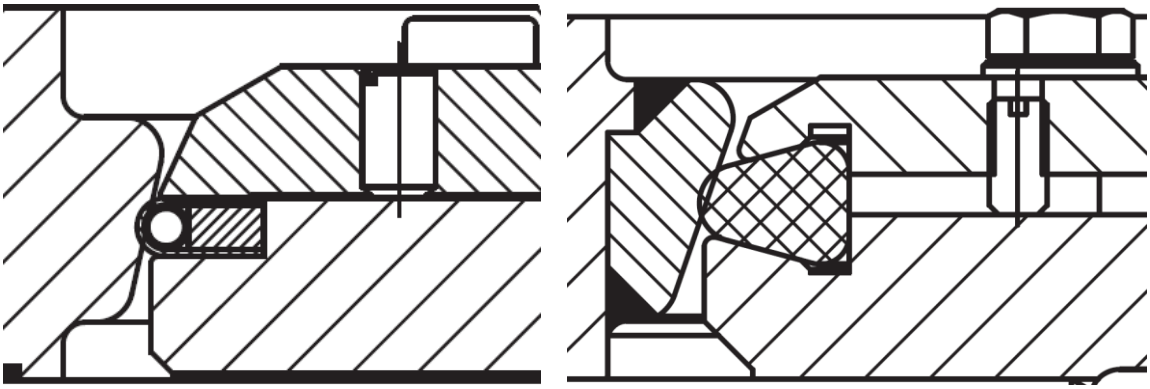
Obr. 2: Sestava klapky [2]

Aby byla výroba jednoduchá a bylo možné vyrobit větší množství variant (myšleno rozměrů), je volena kompletně svařovaná konstrukce. Svařenec je také ekonomicky výhodnější pro kusovou výrobu oproti odlitkům. V následujících podkapitolách jsou podrobněji popsány jednotlivé komponenty klapek.

2.1 Popis disku

Disk (viz Obr. 3) je regulační/uzavírací prvek. V otevřeném stavu je vystaven neustálému proudění tekutiny. S tím je spojen významný požadavek na vhodnou geometrii disku, jelikož je třeba zamezit tvorbě případných vírů. Disk je osazený těsněními (Obr. 4), a to jak po obvodu, tak u hřídele, na který je nasazen. Těsnění se volí podle typu převáděného media a provozní teploty. [2]

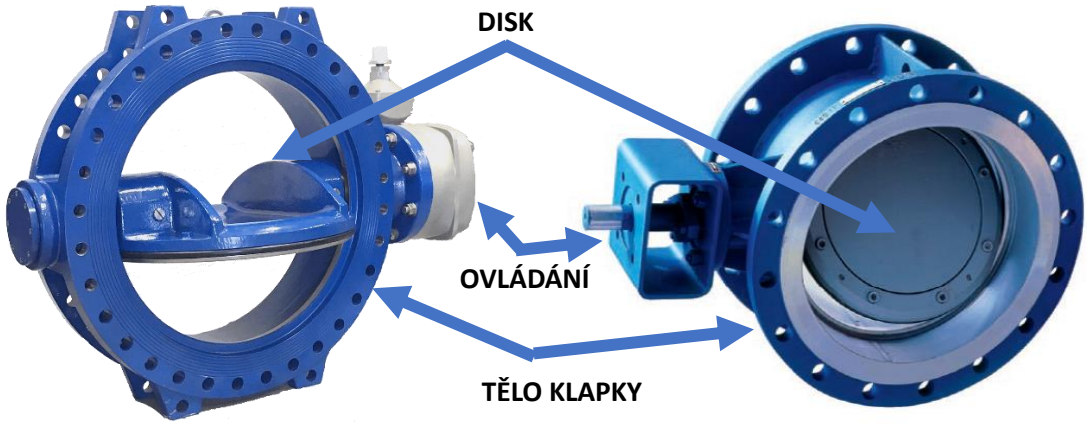
Obr. 3: Disk klapky [3]



Obr. 4: Těsnění disku [2]

2.2 Popis těla

Tělo je buď odlévaná nebo svařovaná konstrukce, která je na vstupu a výstupu osazena zpravidla přírubou pro spojení s potrubím pomocí šroubového pole. V těle jsou navíc umístěny otvory pro uložení čepů disku a na jedné straně je prostor pro různé druhy pohonů ovládání. To lze vidět na Obr. 5. Výhodou odlévaných konstrukcí je, že jsou při sériové výrobě levnější. Další výhoda je, že pokud je zhotovený odlévací model, tak je i kratší výrobní čas. Nevýhodou je vysoká cena pro kusovou výrobu. Je nutno zhotovit model, odladit technologický postup lití, nutnost skladovacích prostor pro model a další nevýhody z toho plynoucí. Další nevýhodou je vysoká zmetkovitost odlitků, které vzniknou při kusové výrobě. S rostoucí velikostí odlitků taktéž roste pravděpodobnost vad, které vzniknou odléváním (např. vměstky, staženiny, porozita, deformace atd.). [4]

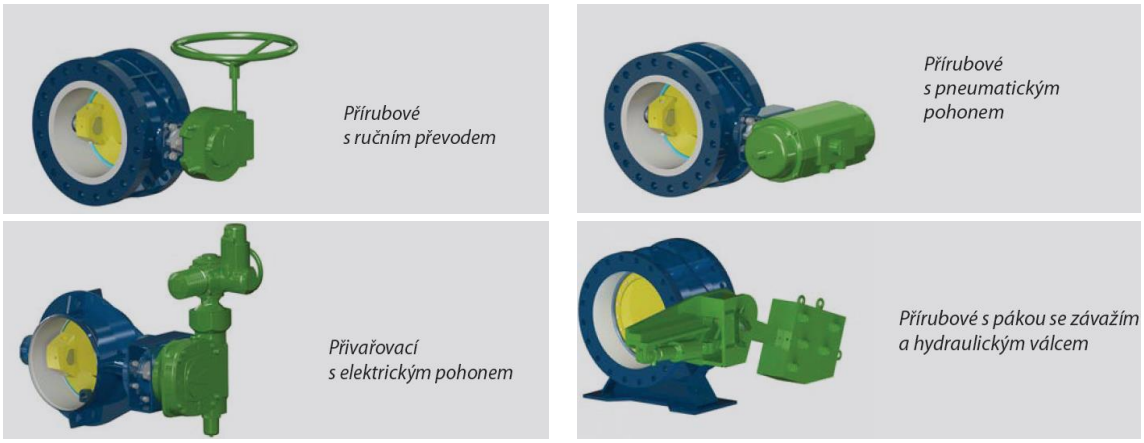


Obr. 5: Lité tělo klapky (vlevo) [2], Svařované tělo klapky (vpravo)

2.3 Popis pohonu ovládání

Ovládání klapky může být realizováno několika způsoby (Obr. 6). Způsoby lze rozdělit na manuální a automatické. Manuální ovládání se skládá z mechanického převodu umístěného na hřídeli vně armatury. Pro mechanický převod se pro své optimální vlastnosti obvykle užívá šneková převodovka. Ta díky velkému převodovému poměru zredukuje

potřebný uzavírací moment na hodnotu, kterou dokáže vyvinout člověk. Další výhodnou vlastností šnekového převodu je možnost dosažení samosvornosti, což umožňuje pohodlnou regulaci na určitý úhel bez nutnosti použití brzdy. Nevýhodou je nutnost lidské obsluhy. Ovládání lze automatizovat elektrickým servopohonem, který se spojí se šnekovým převodem. Místo elektrického servopohonu lze díky velké síle použít hydraulický válec. V případě této diplomové práce se bude však pracovat s variantou, kde bude uvažovaná kombinace hydraulického válce a gravitačního protizávaží. Výhoda této kombinace tkví v tom, že při nouzovém odstavení turbíny, kdy není k dispozici elektřina ze sítě, se díky gravitačnímu protizávaží klapka sama uzavře.



Obr. 6 Možnosti zavírání klapky [2]

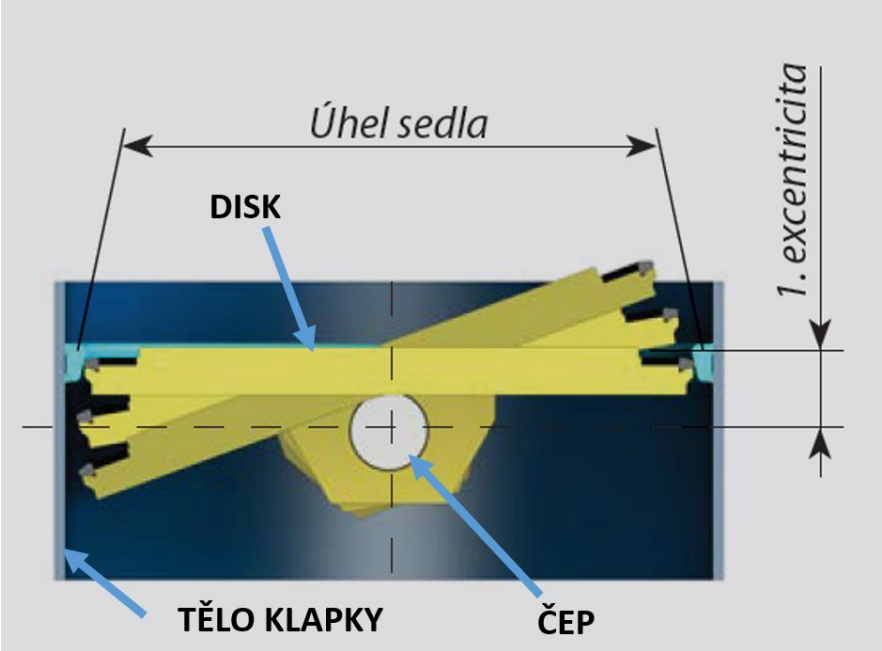
2.4 Používané typy provozních uzávěrů turbín (klapek)

V technické praxi se standardně používají tři druhy těchto uzavíracích klapek, které se dělí podle excentricity, a to na klapky s jednou, dvěma nebo třemi excentricitami. Tyto jednotlivé typy jsou podrobněji rozepsány v následujících podkapitolách. Rozdíly mezi nimi jsou v konstrukci. Obecně platí, že čím víc excentricit, tím vyšší těsnost, ovšem složitější konstrukce. [2]

2.4.1 Uzavírací klapka s jednou excentricitou

Uzavírací klapky s jednou excentricitou jsou průmyslové armatury určené k úplnému otevření nebo uzavření průtoku. Lze je použít i pro regulaci průtoku. Při dlouhodobém používání v regulačním režimu nelze zaručit 100% těsnost.

Jednou excentricitou je míněno to, že osa ovládacího hřídele je mimo osu těsnění, viz Obr. 7. Benefity této konstrukce jsou hlavně v **jednoduché výměně těsnění** – to je po obvodu přerušeno hřídelem. **Disk** je uchycen na ovládacím hřídeli a čepu, které jsou otočně uloženy v samomazných kluzných ložiskách. **Hřídel** je utěsněn pomocí O-kroužků. **Čep** je utěsněn plochým těsněním. **Těsnění dosedá na kuželovou plochu sedla** a je společně s diskem dotlačováno tlakem média do sedla, a tím je zajištěna absolutní těsnost v tomto směru. V opačném směru je nutno počítat s příležitostnými netěsnostmi.



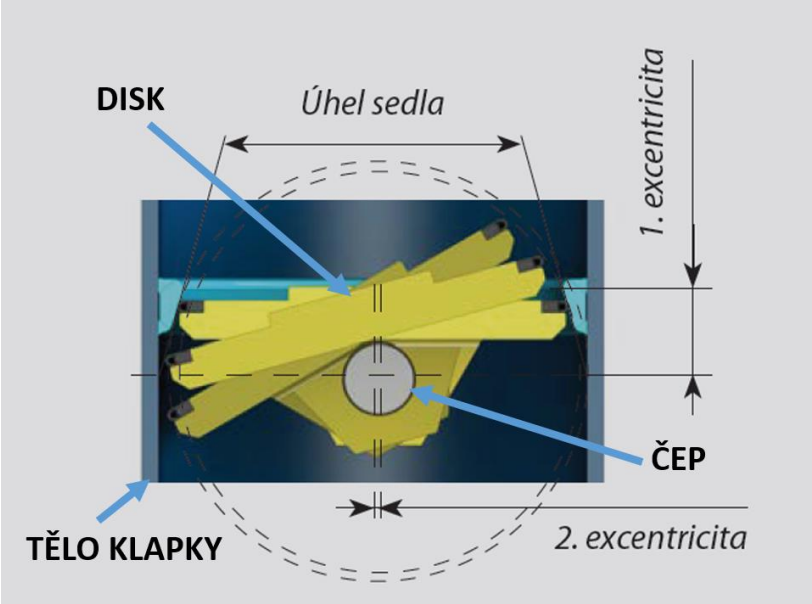
Obr. 7: Uzavírací klapka s jednou excentricitou

V nabídce od společnosti ARMATURY Group [2] jsou tyto klapky vyráběny pro nominální tlaky **PN** $(2{,}5 \div 25)\ bar$ a nominální průměry **DN** $(150 \div 2400)\ mm$. Zkratkou **PN se rozumí pressure nominal** (nominální tlak) společně s **DN diameter nominal** (nominální průměr) jsou to dvě základní hodnoty, které jsou v potrubářském průmyslu pro konstrukce armatur určující.

2.4.2 Uzavírací klapka s dvojí excentricitou

Uzavírací klapky s dvojí excentricitou mají stejné užití jako klapky s jednou excentricitou, viz výše. Jejich výhoda vychází z geometrie jejich provedení.

Dvojí excentricitou je míněno to, že jedna osa – osa ovládacího hřídele je mimo osu těsnění talíře a druhá osa – osa ovládacího hřídele je mimo osu průtoku, viz Obr. 8. Talíř je uchycen na ovládacím hřídeli a čepu, které jsou otočně uloženy v samomazných kluzných ložiskách. Hřídel je utěsněn pomocí ucpávkového těsnění. Čep je utěsněn plochým těsněním. **Těsnění dosedá na kuželovou plochu sedla** a je společně s diskem dotlačováno tlakem média do sedla, a tím je zajištěna absolutní těsnost v tomto směru. V opačném směru je nutno počítat s příležitostnými netěsnostmi. O nich se objednavatel musí informovat u prodejce. U světlostí **DN** $(\mathbf{80 \div 125})\ \boldsymbol{mm}$ je hlavní těsnicí kroužek uchycen pomocí přítlačného kruhu v tělese. Talíř je v zavřeném stavu dotlačován tlakem média svou kuželovou plochou do těsnění, a tím je zajišťována absolutní těsnost v tomto směru. Těsnost této armatury udává a garantuje výrobce.



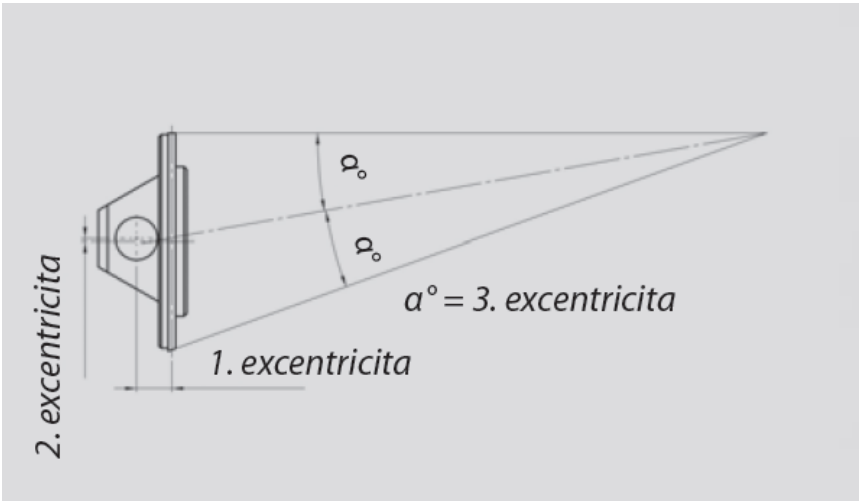
Obr. 8: Uzavírací klapka s dvojitou excentricitou [2]

2.4.3 Uzavírací klapka s trojí excentricitou

Uzavírací klapky s trojí excentricitou mají stejné užití jako klapky s jednou excentricitou, viz výše. Jejich výhoda vychází z geometrie jejich provedení.

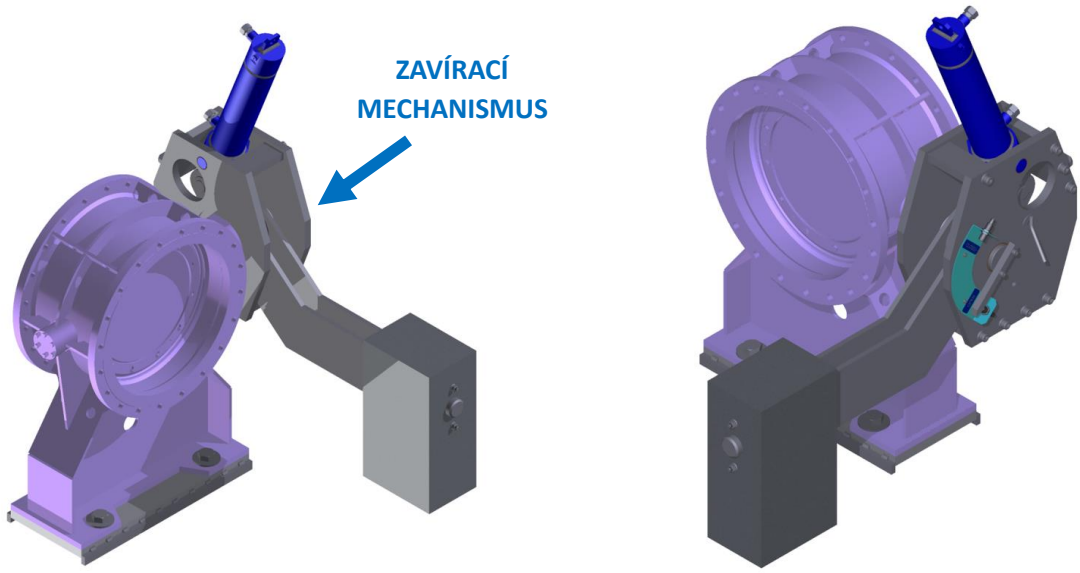
Trojí excentricitou je míněno to, že jedna osa – osa ovládacího hřídele je mimo osu těsnění talíře, druhá osa – osa ovládacího hřídele je mimo osu průtoku a třetí osa – osa kužele sedla je úhlově mimo osu průtoku, viz Obr. 9.

Konstrukce s trojí excentricitou zajišťuje, že těsnění zůstává mimo těsnicí plochu talíře s výjimkou uzavřené plochy, což vede k dlouhé životnosti těsnění a počtu ovládacích cyklů. Konstrukce s trojí excentricitou při pootevírání okamžitě oddělí talíř od těsnicí plochy a při uzavírání klapky se talíř dotkne těsnicí plochy až bezprostředně před uzavřením. Tím se zmenšuje otevírací i uzavírací moment a otevírání a zavírání armatury probíhá s nejmenším třením, čímž se prodlužuje její životnost.



Obr. 9: Uzavírací klapka s trojitou excentricitou [2]

Když se na danou lokalitu navrhne provozní uzávěr, tak se externímu dodavateli zadají rozměry PN a DN a ten na míru zhotoví požadovanou klapku. Ke klapce výrobce zasílá model obalových ploch klapky a jsou dány i hodnoty zavíracího momentu. Výrobci nabízejí klapky i s ovládáním, ale lze poptat jen samotnou klapku. Na ni si pak může zákazník navrhnout a zhotovit vlastní uzavírací mechanismus. Konkrétní model s gravitačně-hydraulickým ovládáním je vidět na Obr. 10.



Obr. 10: Klasická sestava klapky s uzávěrem

2.4.4 Výběr vhodné konstrukce

Z kapitol 2.4.1, 2.4.2 a 2.4.3, kde jsou popsány základní rozdíly v konstrukci, vyplývá, že v našem případě je nejlepší typ pro použití konstrukce s dvojí excentricitou. Historicky se ve firmě TURBOMA s.r.o. poptávali klapky s jednou excentricitou a klapky s dvěma excentricitami – ty se více osvědčily. Hlavní důvody pro výběr této konstrukce jsou:

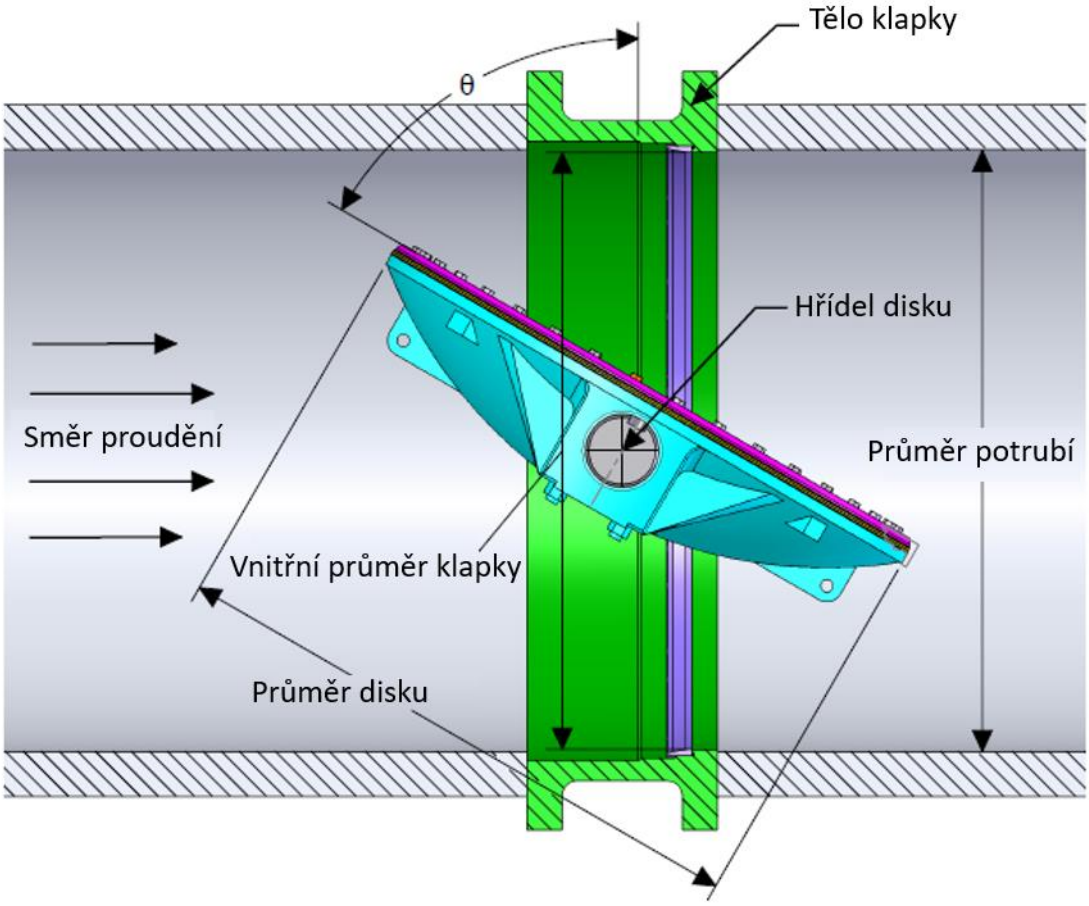
1) Lepší těsnost v porovnání s klapkou s jednou excentricitou, to zaručuje menší úniky a vyšší účinnost.
2) Menší ovládací moment. Díky vyosení hřídele od osy potrubí pomáhá při zavírání tlaková energie vody. To zmenšuje ovládací moment a tím i požadavek na velikost závaží.
3) Prodlužuje životnost. Sloučením výhod 1) a 2) vyplývá, že klapka je méně namáhaná, díky dvojí excentricitě se méně opotřebovávají těsnění, a to znatelně zvyšuje životnost.

Klapka s trojí excentricitou by v malých vodních elektrárnách už nenašla velké uplatnění pro použití. Její výhody jsou spojené hlavně s dlouhou životností a při dlouhodobém používání ve škrtícím stavu nejsou u používání v MVE tak časté. Mnohem častější je provoz buď při úplném otevření, resp. při úplném zavření.

2.5 Koncepce konstrukce klapkového uzávěru

Tato kapitola je věnována konstrukci klapkového uzávěru s dvěma excentricitami. Tato koncepce je zvolena na základě odstavce 2.4.4. Pro klapku s dvěma excentricitami je zvoleno gravitačně-hydraulické ovládání, které je z důvodu bezpečnosti nejvhodnějším řešením pro ovládání disku klapky. Konstrukce ovládání je popsána dále v kapitole 3.

Jelikož je klapka armatura a je součástí potrubí, tak některé části její konstrukce jsou normalizovány (ČSN EN 558 [5]; ISO 5211 [6]; EN 1092-1 [7]). Díky normám se usnadní nejen konstruování, ale i univerzálnost konstrukce a s tím spojené repasování či výměna. Mezi části klapky, které podléhají normám, patří: světlý průměr DN, nominální tlak PN, zástavbový rozměr – tj. šířka, připojovací rozměry (příruby), síla stěny potrubí.



Obr. 11: Schéma uzávěru – převzato, upraveno z [8]

2.5.1 Návrh základních parametrů klapky

Z informací o lokalitě, kde bude postavena MVE, se dle množství protékající vody v řece $Q\ [m^3/s]$ určí průměr potrubí DN a z dostupného spádu se určí tlak PN.

Výpočet DN se provádí tak, že se zvolí maximální rychlost v potrubí, resp. armatuře. Ta se u klapek volí jako $3\ m/s$. [9] Vyjde se z rovnice pro výpočet průtoku Q a vyjádří se neznámý návrhový průměr.

$$Q = c \cdot A = c \cdot \frac{\pi \cdot d'^{2}_{potrubi}}{4} \rightarrow d'_{potrubi} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot c}}\ [m] \tag{2.1}$$

Dle normy ČSN EN ISO 6708 [10], která udává normalizované průměry DN, viz Tab. 1, se zvolí nejbližší vyšší hodnota a na tento rozměr se konstruují i další armatury, které jsou součástí potrubí.

Tab. 1: Normalizované světlé průměry

Řada jmenovitých světlostí DN dle ČSN EN ISO 6708 [10]		
DN 10	DN 250	DN 1 500
DN 15	DN 300	DN 1 600
DN 20	DN 350	DN 1 800
DN 25	DN 400	DN 2 000
DN 32	DN 450	DN 2 200
DN40	DN 500	DN 2 400
DN 50	DN 600	DN 2 600
DN 60	DN 700	DN 2 800
DN 65	DN 800	DN 3 000
DN 80	DN 900	DN 3 200
DN 100	DN 1 000	DN 3 400
DN 125	DN 1 100	DN 3 600
DN 150	DN 1 200	DN 3 800
DN 200	DN 1 400	DN 4 000

Velikost nominálního tlaku se určí z dostupného spádu, jaký je na dané lokalitě k dispozici. Lze jej jednoduše určit ze vzorce (2.2).

$$p = \frac{F_G}{A} = \frac{m \cdot g}{A} = \frac{\rho \cdot g \cdot V}{A} = \frac{\rho \cdot g \cdot h \cdot A}{A} = \rho \cdot g \cdot h\ [Pa] \tag{2.2}$$

Následně se zvolí nejbližší vyšší tabulková hodnota tlaku.

2.5.2 Konstrukce klapky s dvojí excentricitou

Klapka s dvojí excentricitou je vcelku jednoduchý mechanismus, který se skládá z několika hlavních částí, a to: těla, disku, hřídele, ložisek, těsnění a spojovacího materiálu.

Provedení těla klapky, jak je již psáno v úvodu, je buď litá nebo svařovaná konstrukce. V této práci se bude vytvářet konstrukce svařovaná. Konstrukce těla musí zahrnout i způsob připojení klapky k dalšímu potrubí či jiným armaturám. Zde jsou možná tři řešení.

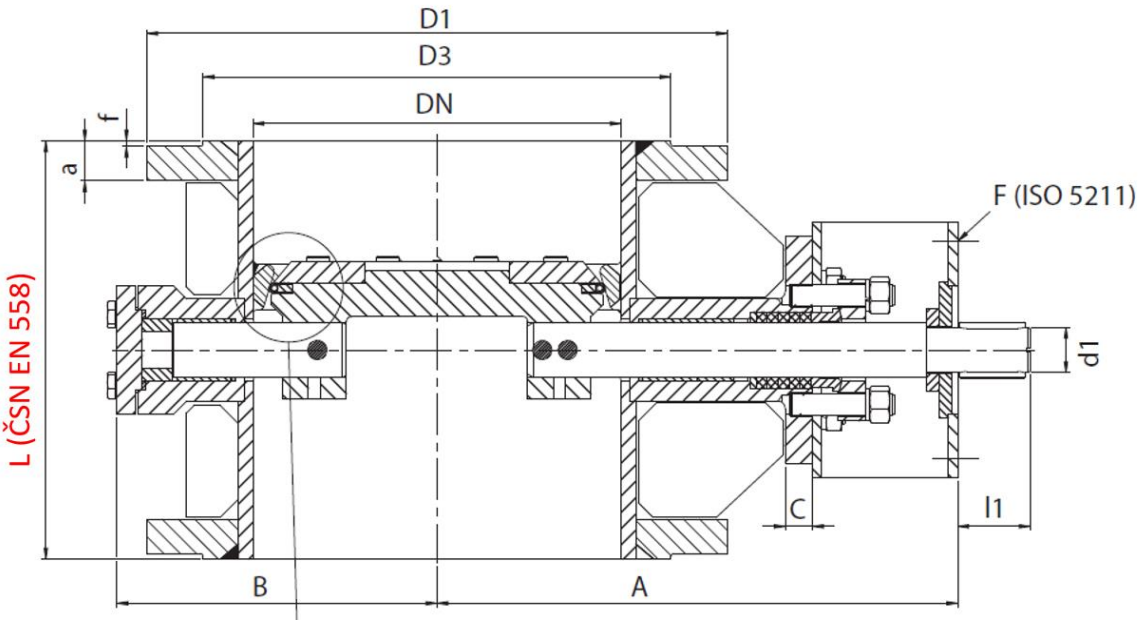
1) **Bezpřírubové** dle EN 1092-1 [7]– Princip bezpřírubového připojení je, že armatura (v tomto případě klapka) je vložena mezi potrubí. Konce potrubí jak na vstupu, tak na výstupu musí ovšem být zakončeny přírubou. Mezi potrubí se vloží klapka a za pomoci dlouhých šroubů nebo závitových tyčí se spojí příruby potrubí a vložená armatura se sevře a utěsní.
2) **Přírubové** dle EN 1092-1 [7] – Princip přírubového spojení je, že armatura je spojena s potrubím za pomocí pole spojovacích šroubů. Pole je dimenzováno na to, aby zvládlo daný tlak PN v potrubí a dále zaručilo těsnost v místě spoje. Tento způsob je nejčastěji používaný způsob spojení.
3) **Přivařovací** dle EN 12627 [11] – Princip přivařovacího připojení je, že armatura je spojena s potrubím za pomocí svaru. Výhodou je vcelku snadná realizace, kdy nemusí být obráběná příruba, ale stačí jen drážka pro tupý svar. Další výhodou je vysoká pevnost ve spoji. Velkými nevýhodami jsou nemožnost snadné demontáže a s tím spojená těžká údržba a případné opravy.

Jako nejvhodnější se jeví konstrukce přírubová. Tato konstrukce je nejvíce univerzální ze všech možností – lze ji snadno smontovat a demontovat. Je zaručena těsnost a pevnost dle normy EN 1092–1 [7] pro dané DN a PN. Tato konstrukce se taktéž volí vzhledem ke klasickému konceptu, který se konstruuje. Šířka kapky je normalizovaná normou **ČSN EN 558** [5]. Je to kvůli tomu, aby bylo možné zaměnit výrobce při případné výměně armatury. Normalizované rozměry jsou v Tab. 2.

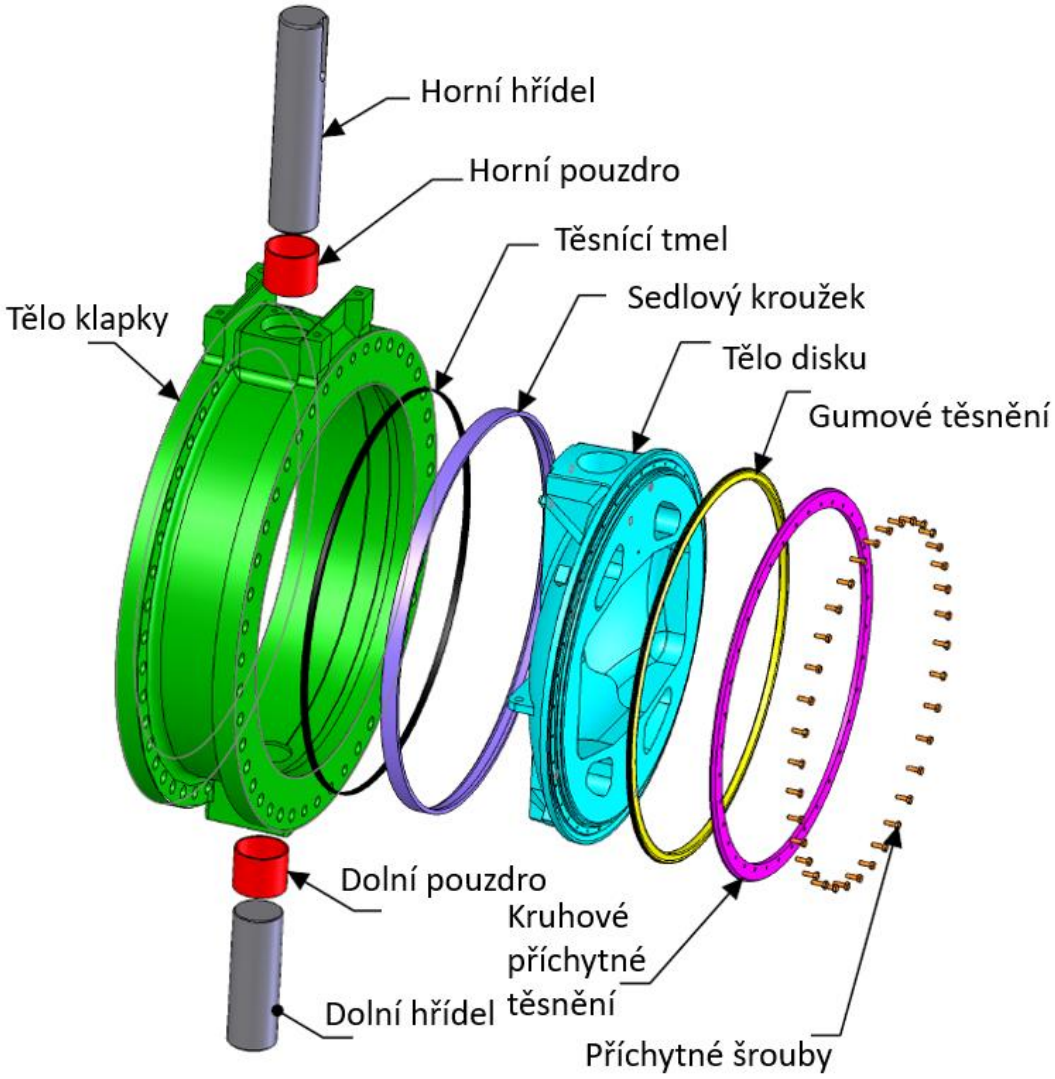
Tab. 2: Zástavbové délky klapky dle ČSN EN 558 [5]

Vybrané normalizované zástavbové rozměry klapky dle ČSN EN 558		
DN	PN 2,5 – 6 – 10 – 16 – 25 - 40	
	Řada 13 [mm]	Řada 14 [mm]
100	127	190
200	152	230
400	216	310
1000	410	550
1400	530	710
1800	670	870

Volba tloušťky stěny potrubí se vyčte z normy ČSN EN 1092-1 [7] a odpovídá hodnotám pro tloušťky stěn z norem EN 10220 a EN ISO 1127.



Obr. 12: Normalizovaná šíře klapky – převzato, upraveno z [2]



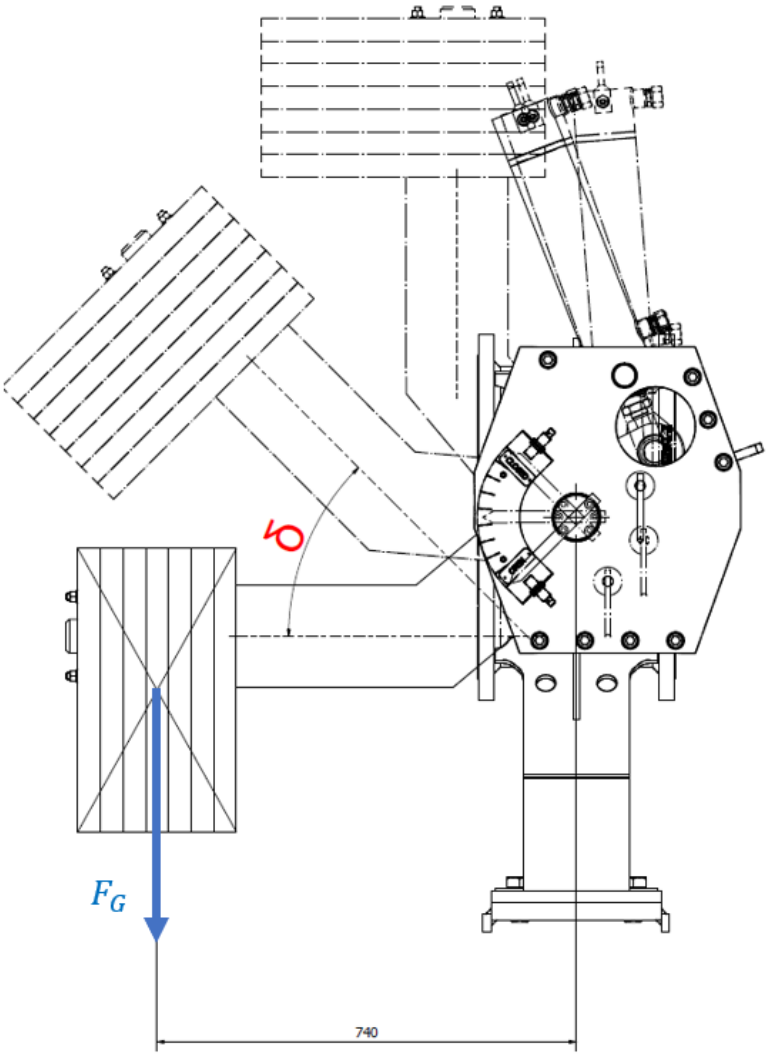
Obr. 13: 3D obraz klapky – převzato, upraveno z [8]

3. Gravitační mechanismus uzavírání klapky a ovládací momenty

Tradiční konstrukce zavíracího mechanismu je vidět na Obr. 10. Mechanismus je zavírán gravitačně za pomocí protizávaží. To se vyrábí na míru pro daný uzavírací moment. Mechanismus se otevírá zpravidla za pomocí hydraulického válce, který dokáže vyvinout dostatečnou sílu k přetlačení jak závaží, tak klapky.

Pro návrh gravitačního zavíracího mechanismu je nutno znát hodnoty momentů, které musí být tímto závažím překonány. Dále je potřebná znalost rozmístění jednotlivých komponent elektrárny, aby sestava klapky s gravitačním mechanismem nekolidovala s jinými prvky v elektrárně.

Díky znalosti hodnot potřebného zavíracího momentu, je možno rovnicí (3.1) vyjádřit zavírací moment gravitačního závaží. Schéma výpočtu závaží je na Obr. 14.



Obr. 14: Výpočet závaží

$$M_{ZAVIRACI} = F_G \cdot r \cdot \cos(\delta) = m \cdot n \cdot g \cdot r \cdot \cos(\delta) \ [Nm] \tag{3.1}$$

3.1 Zavírací a otevírací moment

Celkový otevírací a zavírací moment může být definován jako součet následujících momentů, které jsou vidět v následující rovnici (3.2) a (3.3).

$$M_{OTV} = M_H + M_L + M_G + M_T \; [Nm] \tag{3.2}$$

$$M_{ZAV} = M_H - M_L - M_G - M_T \; [Nm] \tag{3.3}$$

Hydrodynamický kroutící moment M_H

Hydrodynamický kroutící moment je dán vnitřním účinkem média (v tomto případě voda) nebo působením gravitace na klapku v jakémkoliv úhlu nastavení při otevření/zavření. Hydrodynamický kroutící moment je nutné vypočítat pro průtočnou charakteristiku a koeficient kroutícího momentu pro klapku. Tyto hodnoty jsou důležité pro dimenzování pohonu pro ovládání klapky.

$$M_H = \frac{M_{OTV} + M_{ZAV}}{2} \; [Nm] \tag{3.4}$$

$$M_H = C_t \cdot D^3 \cdot \Delta p \; [Nm] \tag{3.5}$$

Resp.

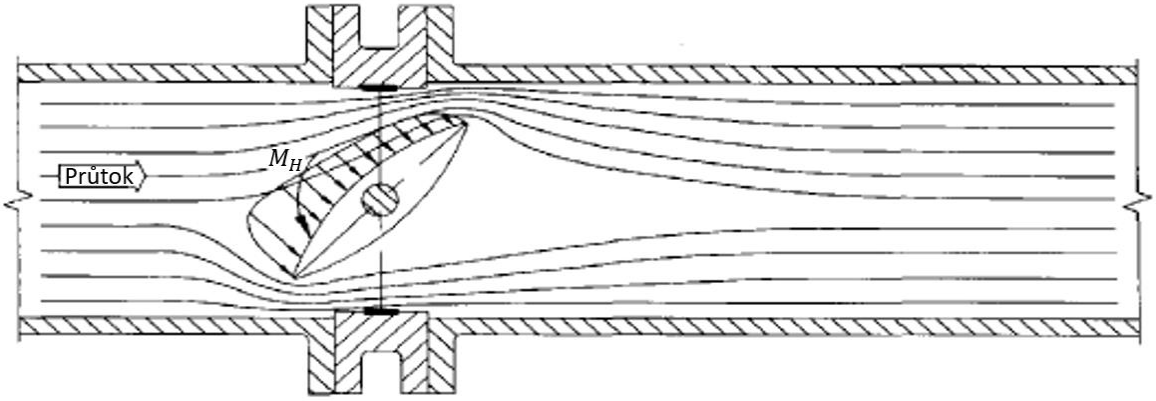
$$C_t = \frac{M_H}{D^3 \cdot \Delta p} = \frac{M_H}{\rho \cdot c^2 \cdot D^3} \; [1] \tag{3.6}$$

Hydrodynamický kroutící koeficient C_t

Hydrodynamický kroutící koeficient C_t je bezrozměrná veličina, která je používaná výrobci a uživateli k určení kroutícího momentu a určení pohonu pro ovládání. [8] [12]

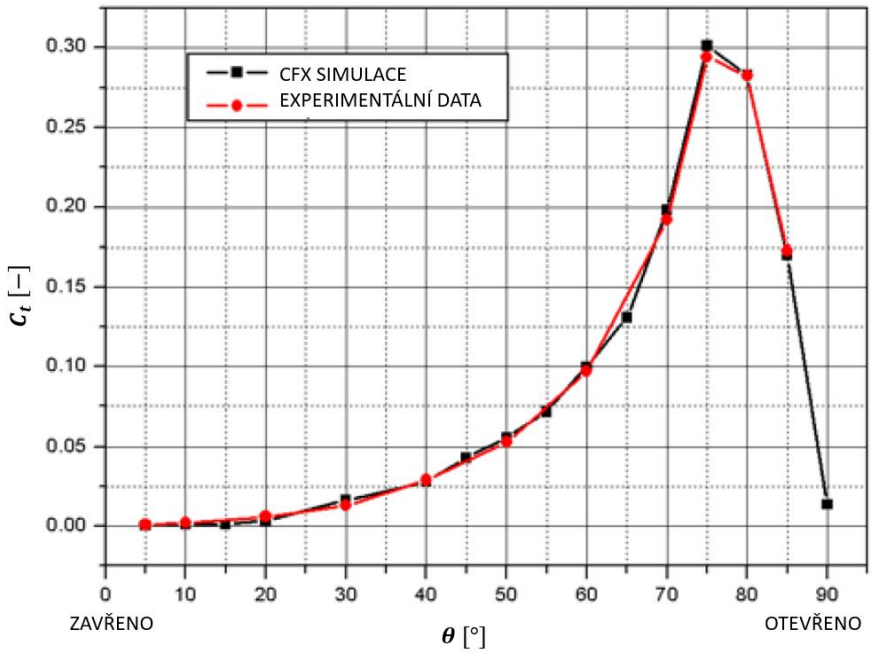
Tato veličina, jak je vidět z rovnice (3.6), je funkcí hydrodynamického momentu $\boldsymbol{M_H}$ a tlakové ztráty $\boldsymbol{\Delta p}$, resp. jiným vyjádřením přes rychlost c a hustotu media ρ. Výhodou je, že není závislá na velikosti disku klapky. Díky průběhu této veličiny se dá parametrizovat průběh dynamického kroutícího koeficientu pro daný tvar (profil) disku. Pro výpočet je důležité to, že z CFD simulace se musí určit tyto hodnoty pro získání této veličiny a následně přepočítat pro provozní parametry. Přepočet se následně provádí ze vzorce (3.5), a to pro určité úhly otevření/zavření θ (3.7). Průběh hydrodynamického momentu je vidět na Obr. 15. Obecně je však jeho průběh závislý na natočení θ.[13]

$$M_H(\theta) = C_t(\theta) \cdot D^3 \cdot \Delta p(\theta) \; [Nm] \tag{3.7}$$



Obr. 15: Průběh hydrodynamického momentu – převzato, upraveno z [12]

Typický průběh hydrodynamického kroutícího koeficientu lze vidět na Obr. 15. Pro tuto závislost hydrodynamického kroutícího momentu C_t na úhlu otevření θ je typické, že maximální hodnoty nabývá při úhlu otevření $(70° \div 80°)$ a při malých úhlech je takřka nulový a když je klapka zavřena, tak je roven nule.



Obr. 16: Typický průběh hydrodynamického kroutícího koeficientu C_t – převzato, upraveno z [13]

Moment v ložisku M_L

Moment v ložisku M_L v uzavírací klapce je třecím odporem rotace ve styku ložiska s hřídelem disku klapky. Jeho hodnota je vyšší ve skoro zavřené pozici, to je způsobeno větším rozdílem tlaků, když je klapka téměř uzavřena. Moment v ložisku se blíží nule v pozici, kdy je klapka skoro plně otevřena, a vždy působí opačným směrem, než je směr otáčení disku klapky. Jeho velikost se dá vyjádřit následujícím vzorcem (3.8).

$$M_L = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \Delta p \cdot d_H \cdot f}{8} \; [Nm] \tag{3.8}$$

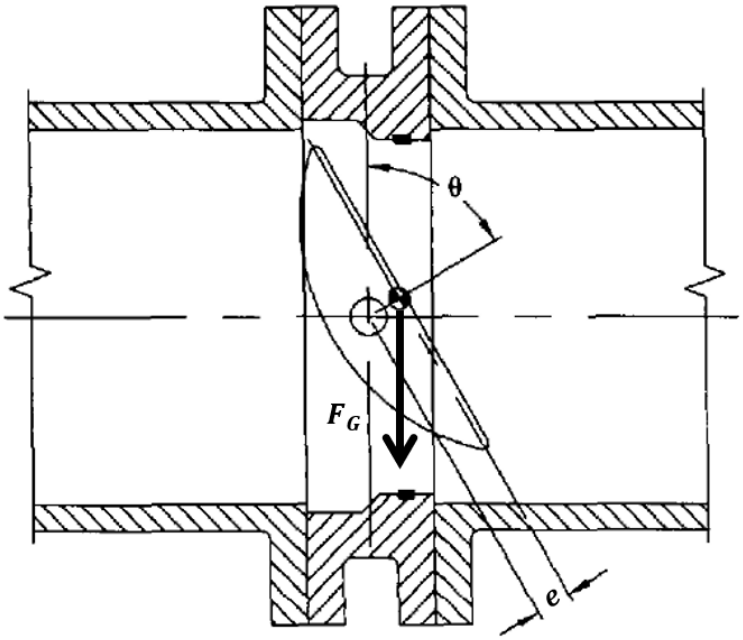
Moment těžiště M_G

Moment od těžiště (od centra gravitace) je způsoben odsazením těžiště a vzniká, když je hřídel disku blízko horizontální polohy. Tento moment je u bezexcentrických klapek rovný nule. Moment od gravitace je roste s rostoucími rozměry klapky. Velikost tohoto momentu se dá určit následujícím vztahem (3.9), resp. (3.10). Moment těžiště M_G je graficky znázorněn na Obr. 17. [12]

$$M_G = F_G \cdot e \cdot \cos(\theta + \gamma)\ [Nm] \tag{3.9}$$

Resp.

$$M_G = m \cdot g \cdot e \cdot \cos(\theta + \gamma)\ [Nm] \tag{3.10}$$



Obr. 17: Moment těžiště – převzato, upraveno z [12]

Moment ve styku hřídele s těsněním M_T

Moment ve styku hřídele s těsněním je způsoben třením mezi hřídelovými těsněními a hřídelem klapky a třením mezi diskem a tělem klapky a těsněním náboje tělesa, kde disk musí překonat tlakovou hranici. Kroutící moment náboje vždy působí proti směru otáčení klapky. Tento moment je často považován za nevýznamný, protože jeho velikost je zanedbatelná. Tento moment lze určit následujícím vztahem (3.11). [8]

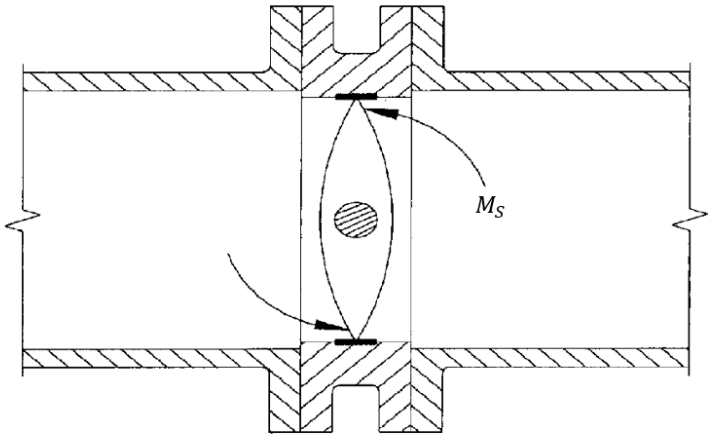
$$M_T = f \cdot D\ [Nm] \tag{3.11}$$

Dosedací moment M_S

Dosedací moment je způsoben třením a vzájemným přesahem mezi pryžovým těsněním a dosedací plochou klapky, jak je vidět na Obr. 18. Dosedací moment je funkcí mnoha faktorů, které zahrnují typ těsnění, jeho materiál, průměr klapky, teplotu media a

tlakový spád skrz klapku. Celkový moment musí být stanoven zkouškami. Díky faktu, že všechny ostatní faktory jsou totožné, je dosedací moment úměrný druhé mocnině průměru disku a lze to určit následujícím vztahem (3.12). [8]

$$M_S = C_f \cdot D^2 \; [Nm] \tag{3.12}$$



Obr. 18: Dosedací moment – převzato, upraveno z [12]

To neplatí pro klapky s více excentricitami. Vyplývá to z nesymetričnosti uložení středu otáčení disku vůči potrubí. V tomto případě má vliv na velikost momentu i tlaková ztráta Δp. Pro získání tohoto momentu platí vztah (3.13). [14]

$$M_S = \mu_S \cdot D^2 \cdot t \cdot \Delta p \; [Nm] \; [14] \tag{3.13}$$

Zlomový moment M_Z

Zlomový moment je moment, který je potřebný k úplnému zavření nebo k otevření klapky. Jak je vidět z Obr. 16, tak v úplně zavřené fázi nepůsobí již hydrodynamický moment M_H (díky nulovému hydrodynamickému kroutícímu koeficientu C_t). Celkový zlomový moment je dán součtem (3.14).

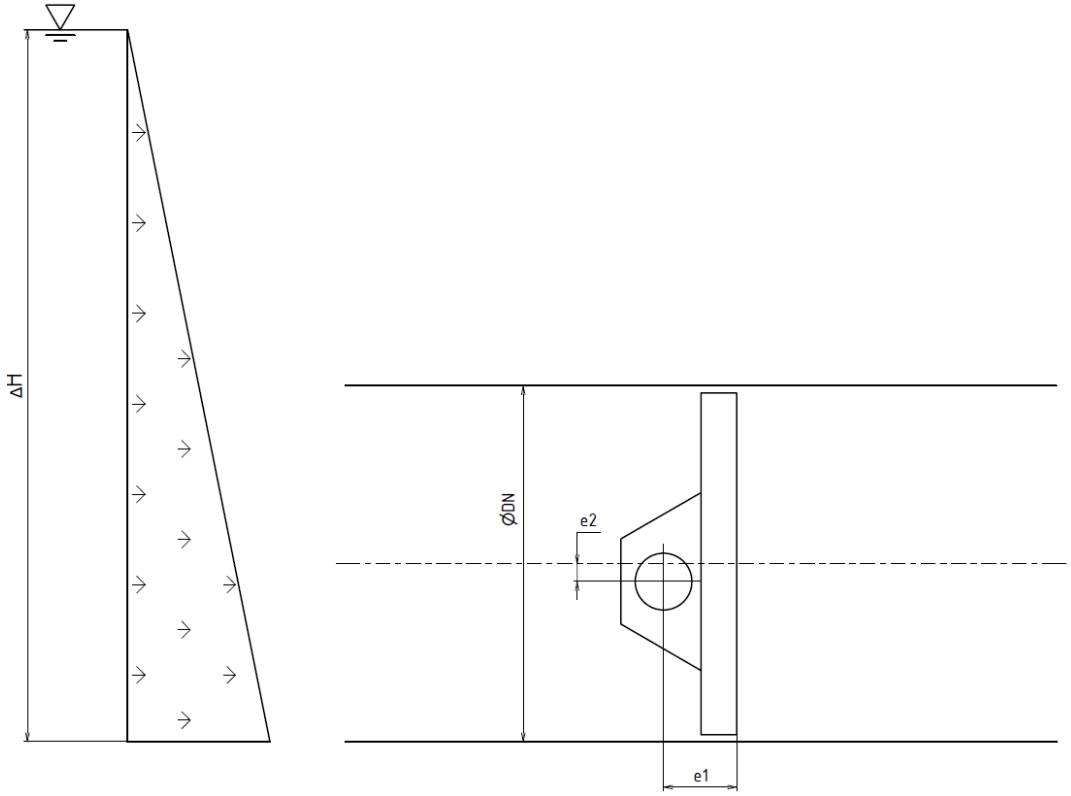
$$M_Z = M_L + M_G + M_T + M_S + M_E \; [Nm] \tag{3.14}$$

Moment od excentricity M_E

Moment od excentricity lze v případě klapky se dvěma excentricitami vyjádřit jako kombinaci síly hydrostatického tlaku spádu (ta má působiště v ose potrubí) a hydrostatického tlaku na rameni s druhou excentricitou. Jak je vidět na Obr. 19, tlak v dolní části vodního sloupce je dán vztahem (2.2). Pro **velké hodnoty výšky vodního sloupce ΔH** se dá tlakové pole, které působí na disk, brát jako spojité zatížení s **výslednicí v ose potrubí**. Ovšem při menších hodnotách výšky vodního sloupce ΔH je nutno počítat s tím, že tlak v samotném potrubí bude mít typický trojúhelníkový průběh zatížení a výsledná síla daná tímto polem se **nachází ve třetině výšky DN od spodní části potrubí**. Pro úplný výpočet je nutno najít výslednici sil od ΔH, která je v ose potrubí, a síly v potrubí, která je ve třetině

průměru DN, a odečíst od velikosti druhé excentricity e_2. Tento moment lze vyjádřit rovnicí (3.15). Náčrt působení tlaku je zobrazen na Obr. 19.

$$M_E = \Delta p \cdot A \cdot (e_2 - x)\ [Nm] \tag{3.15}$$



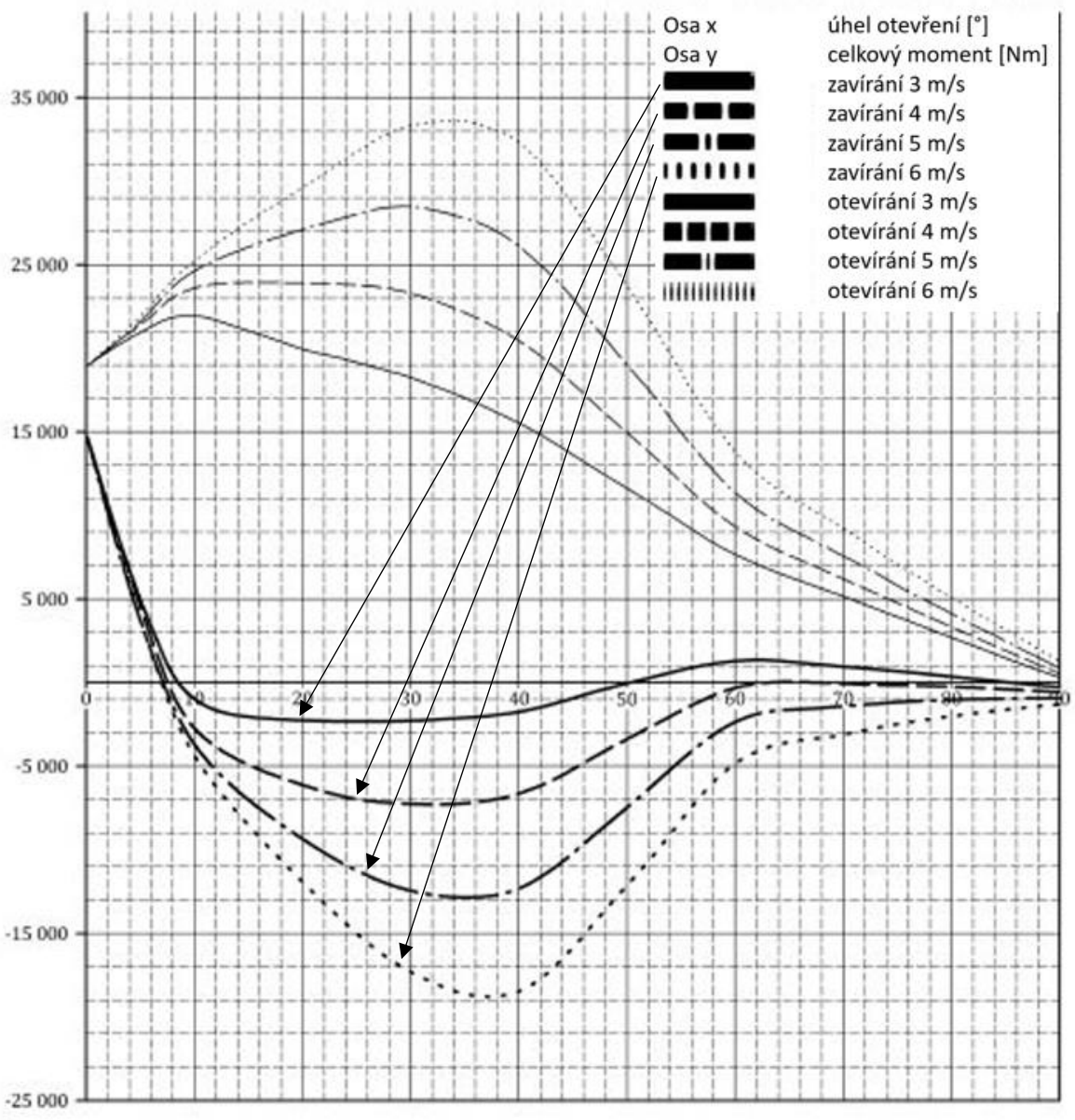
Obr. 19: Moment od excentricity

3.2 Momentová charakteristika

Ve chvíli, kdy jsou známy hodnoty všech momentů, lze sestavit graf závislosti momentu zavíracího, resp. otevíracího na úhlu otevření, resp. uzavření disku klapky. Norma **ČSN EN 593** [15] ukazuje obvyklý tvar této charakteristiky a je vidět na Obr. 20. Tato charakteristika platí pro klapku s dvojí excentricitou o průměru DN 1200 a nominálním tlaku PN 10. Graf na Obr. 20 zobrazuje v horní části křivky, které popisují otevírací moment pro různé rychlosti proudění, a ve spodní části křivky znázorňující uzavírací moment.

Z grafu vyplývá, že průběh **zavíracího momentu** pro klapku s dvojí excentricitou dosahuje záporné hodnoty. To je dáno konstrukcí dvojí excentricity, kde díky vyosení disku z osy potrubí při zavírání pomáhá proud tekutiny a vyvolává na disku tlakové pole, které vyvolává záporný moment pomáhající při otevírání. Poslední hodnota při zavírání je dána překonáním zlomového momentu M_Z (3.14).

Otevírací moment, jak je vidět na Obr. 20, je vždy kladný a jeho velikost je dána rychlostí proudění tekutiny. U vodních klapek jsou hodnoty rychlosti proudění vody doporučené na základě spádu a s ním spojeném nominálním tlaku PN.



Obr. 20: Typická momentová charakteristika při různých rychlostech – převzato, upraveno z ČSN EN 593 [15]

3.3 Poměrná průtočná charakteristika

Poměrná průtočná charakteristika je typická závislost, která je jednou z hlavních vlastností klapky. Tato charakteristika je závislost poměrného průtokového součinitele, který je definován jako poměr $\boldsymbol{K_v}$ $[\boldsymbol{m^3/h}]$ **/** $\boldsymbol{K_{vs}}$ $[\boldsymbol{m^3/h}]$ na úhlu otevření klapky $\boldsymbol{\theta}$ [°]. (3.16) Tato charakteristika se stanovuje pro tlakovou ztrátu $\boldsymbol{\Delta p = 0,1\ MPa}$.

$$\frac{K_v}{K_{vs}} = f(\theta) \tag{3.16}$$

Tato charakteristika se bude řešit pro klapku o průměru DN 1000 mm a tato charakteristika se bude univerzálně používat v daném fyzikálním poměru i pro jiné průměry. [1]

3.3.1 Průtokový součinitel K_v

Je to součinitel, který je **charakteristický pro daný potrubní prvek**. Jednoznačně určuje jeho průtokové vlastnosti v m^3/h v určitém stavu (např. v závislosti na otevření). Čím je hodnota průtokového součinitele **vyšší, tím větší množství tekutiny proteče daným prvkem** (v tomto případě klapkou). Tento součinitel se stanovuje za referenčních podmínek průtoku při daném zdvihu (tlakový rozdíl před a za armaturou 1 bar, teplota vody 15 °C, rozvinuté turbulentní proudění, dostatečný statický tlak vylučující za uvedených podmínek možnost vzniku kavitace).

Definiční vztah pro určení součinitele K_v je vidět v rovnici (3.17).

$$K_v = \frac{Q}{100} \cdot \sqrt{\frac{\rho_1}{\Delta p}} \; [m^3/h] \tag{3.17}$$

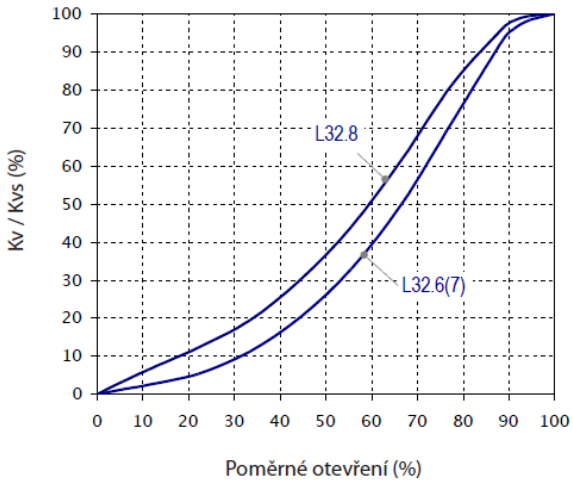
Díky snadné fyzikální interpretaci tohoto vzorce pro průtokový součinitel lze pro většinu aplikací, kde přenášené medium je voda o hustotě $\rho = 1000 \; kg/m^3$, tento vzorec zjednodušit na (3.18).

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} \; [m^3/h] \tag{3.18}$$

Součinitel K_{vs} je hodnota, která udává kolik tekutiny proteče klapkou při jejím maximálním otevření.

V cizojazyčné literatuře se průtokový součinitel označuje C_v, a to především tam, kde není používaná soustava jednotek SI. Je to rovnocenný ekvivalent hodnot K_v nebo A_v a vyjadřuje množství galonů vody o teplotě 40–100 °F, které proteče armaturou za 1 minutu při tlakovém spádu 1 psi. Pro použití v evropských zemích je nejpraktičtější převést hodnotu C_v na hodnotu K_v a následně provést výpočet průtočného množství či Δp. Vztah pro přepočet hodnoty C_v na K_v je vidět v rovnici (3.19).[1]

$$K_v = 0{,}865 \cdot C_v \; [m^3/h] \tag{3.19}$$



Obr. 21: Typická průtočná charakteristika (DN 300 PN 25) – převzato, upraveno z [2]

3.4 Ztrátový součinitel ξ

Ztrátový součinitel $\boldsymbol{\xi}$ je bezrozměrná veličina běžně používaná pro stanovení místní ztráty v potrubí. Obecně se hydraulické ztráty v potrubí dělí na místní a třecí. **Třecí ztráty** se uplatňují zpravidla jen v potrubí, protože zde hraje roli délka, a ta je u krátkých armatur ve srovnání se zbytkem potrubí zanedbatelná, jak je vidět na následujícím vzorci:

$$e_z = \lambda \cdot \frac{l}{DN} \cdot \frac{c^2 \cdot \rho}{2} \; [Pa] \tag{3.20}$$

Potrubí většinou nebývá přímočaré, ale je tvořeno potrubními prvky, jako jsou odbočky různých tvarů, oblouky, redukce, nebo taktéž armaturami, filtry, měřidly a jinými prvky. Všechny tyto prvky způsobují **místní ztráty**, které nemalou měrou ovlivňují výsledné proudění. V těchto prvcích vznikají místní tlakové ztráty, ze kterých lze následně dopočítat ztrátový součinitel ξ.

Pro případ klapkového uzávěru se podle normy **ČSN EN 1267** [16] nejprve stanoví tlaková ztráta v armatuře, ta se určí rovnicí (3.21).

$$\Delta p_v = \Delta p_{v+t} - \Delta p_t \; [bar] \tag{3.21}$$

Následně se určí hodnota ztrátového součinitele následující rovnicí (3.22).

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta p_v}{\rho \cdot c^2} \; [1] \tag{3.22}$$

Při znalosti tlakové ztráty lze taktéž určit průtokový součinitel $\boldsymbol{K_v}$ viz 3.3.1.

Pro přepočet ztrátového součinitele ξ na průtokový součinitel K_v a obráceně lze u potrubního prvku světlosti DN použít následujících vztahů:

$$K_v = 0{,}009 \cdot \pi \cdot DN^2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\xi}} \; [m^3/h] \tag{3.23}$$

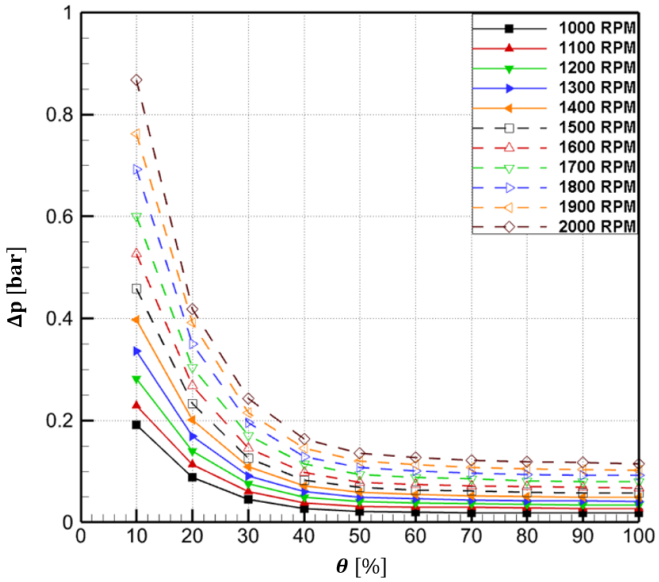
Resp.

$$\xi = 2 \cdot \left(\frac{0{,}009 \cdot \pi \cdot DN^2}{K_v} \right)^2 \; [1] \tag{3.24}$$

Hodnoty pro ztrátový součinitel v klapce pak lze dosadit do **Bernoulliovy rovnice**, která vyjadřuje zákon zachování mechanické energie, a lze dopočítat potřebné veličiny.

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{\rho \cdot c_1^2}{2} = p_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{\rho \cdot c_2^2}{2} + \boldsymbol{\xi} \cdot \frac{\boldsymbol{\rho \cdot c_2^2}}{\mathbf{2}} + \sum e_z \tag{3.25}$$

Průběh ztrátového součinitele ξ pro jakoukoliv uzavírací armaturu má předpokládaný tvar. Ze vzorce (3.22) vyplývá, že při vyšších hodnotách tlakové ztráty $\Delta p \; [Pa]$ a nižších hodnotách rychlosti proudění $c \; [m/s]$ roste hodnota ztrátového součinitele a při rychlostech proudění c se jeho hodnota blíží ∞. Na Obr. 22 je vidět typický průběh tlakové ztráty Δp na úhlu otevření pro různé rychlosti proudění. Obr. 22 znázorňuje sice tlakovou ztrátu, ale průběhem odpovídá i ztrátovému součiniteli ξ, jelikož tyto dvě veličiny jsou na sobě přímo závislé, jak je vidět v rovnici (3.22). [14; 17]

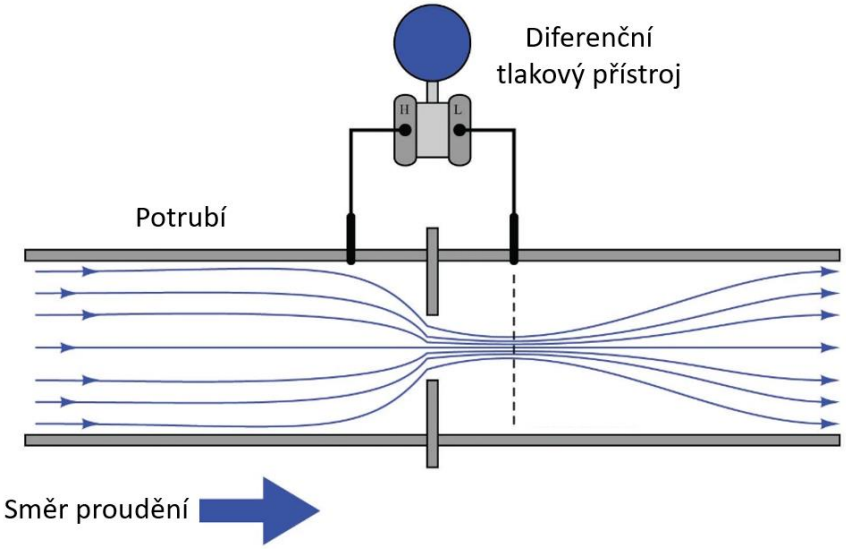


Obr. 22: Typický průběh tlakové ztráty – převzato, upraveno z [14]

Pro získání celkové hodnoty ztrátového součinitele ξ se musí kombinovat rovnice (3.20) a (3.22), jelikož při provozu nebo i při simulaci je nějaké potrubí před a za klapkou. Proto se vyjádří ztrátový součinitel ξ vzorcem (3.26).

$$\xi_{celk} = \frac{\left(\Delta p_v - \lambda \cdot \rho \cdot \frac{l}{DN} \cdot \frac{c^2}{2}\right) \cdot 2}{\rho \cdot c^2} \; [1] \tag{3.26}$$

Potřebné hodnoty tlakové ztráty Δp_v se získají buď měřením na zkušební armatuře nebo se odečtou z CFD simulace. Měření je schematicky naznačeno na Obr. 23. Lze měřit za pomocí diferenčního tlakového přístroje nebo za pomoci Venturiho trubice, kdy se měří výška hladiny před a za armaturou, a z Bernoulliovy rovnice (3.25) lze přepočítat na tlakovou ztrátu.[18][2]

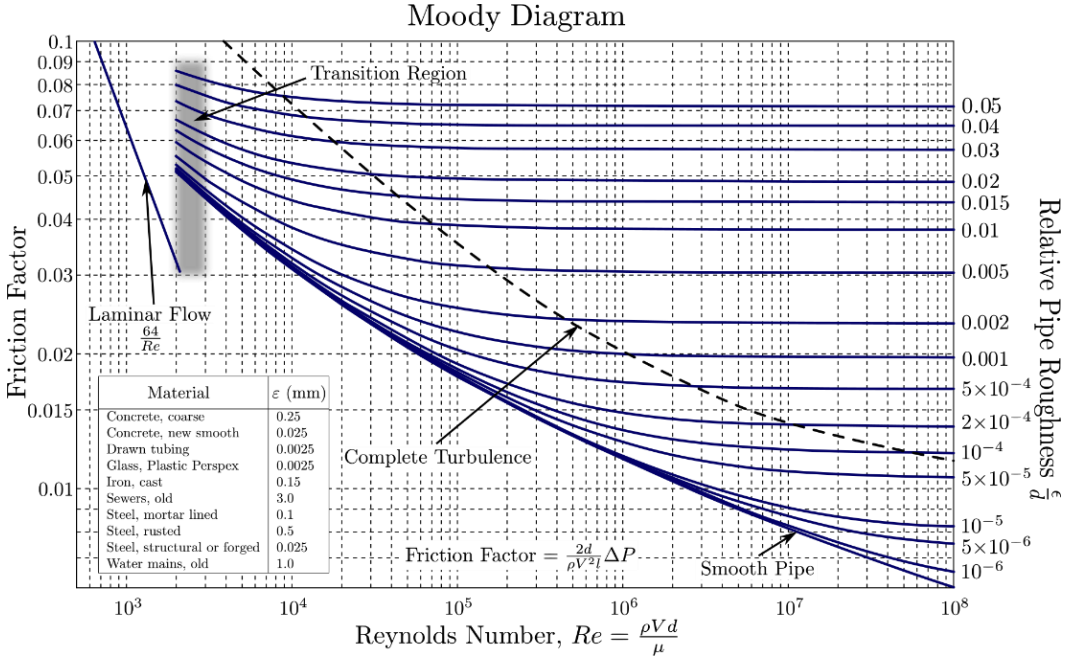


Obr. 23: Schéma měření místní tlakové ztráty – převzato, upraveno z [18]

Hodnota součinitele třecích ztrát λ se odhadne, resp. dopočítá z Moodyho diagramu (Obr. 24). Ten dává do souvislosti součinitele třecích ztrát λ, Reynoldsovo číslo Re a relativní drsnost potrubí $\frac{\epsilon}{d}$. Pro získání hodnoty Reynoldsova čísla je nutné použít rovnici (3.27). Pro drsnost je v diagramu (Obr. 24) uvedena tabulka pro obvykle používané materiály.

$$Re = \frac{\rho \cdot c \cdot d_H}{\mu} \; [1] \tag{3.27}$$

Pro získání součinitele třecích ztrát následně slouží různé, mnohdy empirické vzorce, které platí pro určité oblasti Moodyho diagramu. Tyto vzorce se volí podle toho, v jaké oblasti se bude dané proudění nacházet, proto zde nebudou zmíněny, avšak některé z nich lze vidět přímo na Obr. 24. [19]



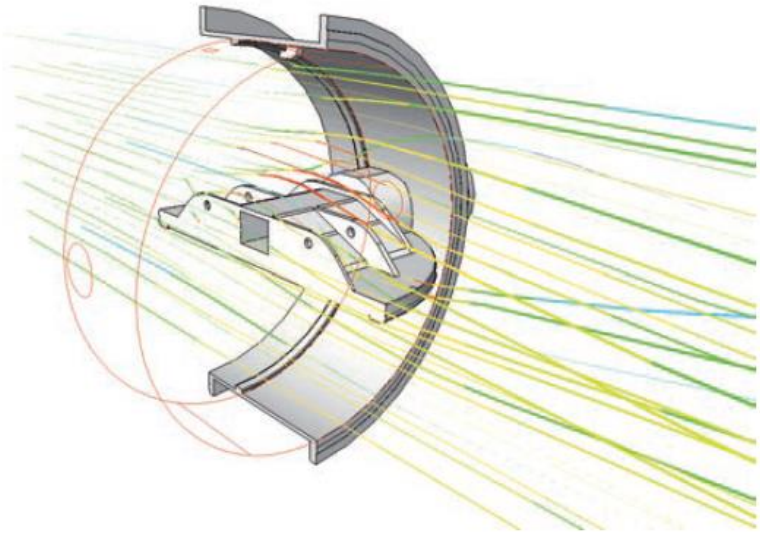
Obr. 24: Moodyho diagram [19]

3.5 Numerická simulace proudění v klapce

3.5.1 CFD simulace

Numerická simulace CFD (Computational Fluid Dynamics) je proces matematického předpovídání fyziky tekutin, jako jsou kapaliny, plazma a plyny (Obr. 25). CFD je založeno na **řešení Navier–Stokesovy rovnice**. Ta dává do souvislosti tlak, rychlost, hustotu a teplotu pohybující se tekutiny. Simulace řeší a analyzuje problémy spojené s prouděním tekutiny za použití numerických metod, matematického modelování a softwarových nástrojů. Simuluje a modeluje se interakce kapalin a plynů v prostředí, které je definované **okrajovými podmínkami** za pomoci počítačového hardwaru. Simulace poskytuje pohled na proudění, které je obtížné, nákladné nebo nemožné řešit tradičními analytickými metodami. Pro řešení problematiky této práce postačí řešení zkrácené Navier–Stokesovy rovnice pro nestlačitelné tekutiny. [20]

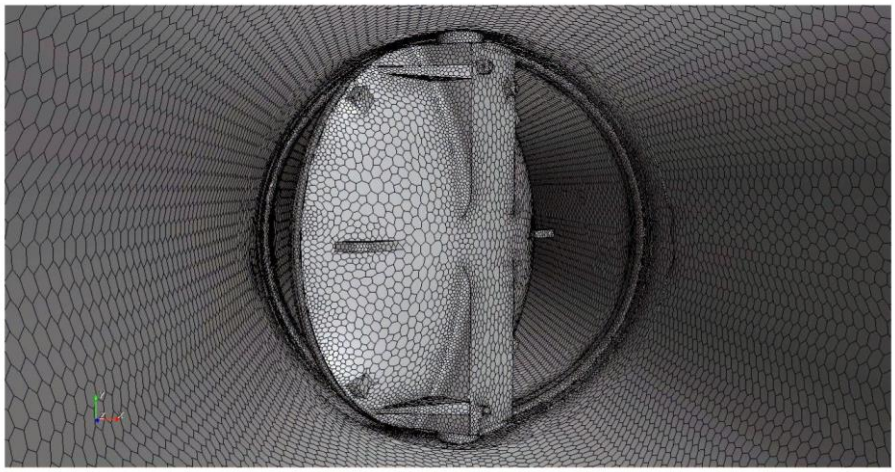
$$\rho\left\{\frac{\partial\vec{c}}{\partial t}+(\vec{c}\cdot\nabla)\vec{c}\right\}=-\nabla p+\mu\nabla^2\vec{c}+\rho\vec{f} \tag{3.28}$$



Obr. 25: Simulace proudění v uzavírací klapce [1]

3.5.2 Síťování

Aby bylo možné numericky řešit RANS, v překladu Navier–Stokesovy rovnice pro průněrné Reynoldsovo číslo, je nutné diskretizovat normálně spojité médium na diskrétní objemové buňky, které se skládají z vrcholů a ploch. Všechny objemové buňky dohromady reprezentují objemovou síť (Obr. 26). V simulaci představuje objemová síť matematický popis prostoru nebo geometrie řešeného problému. Řešením rovnic RANS pomocí CFD jsou vlastnosti proudění, které jsou diskretizovány v objemových buňkách, jako je rychlost, tlak, turbulence atd. Pro zpřesňování výsledků se v simulaci používá zjemnění sítě v důležitých uzlech, které jsou zásadní pro funkci. Avšak zjemňování sítě vede k delším výpočetním časům a hardwarové náročnosti. [8]



Obr. 26: Vysíťovaný model klapky [8]

3.5.3 Turbulentní modely

Základem každého numerického řešení turbulentního proudění je matematický a fyzikální model proudění. Tyto modely vycházejí ze zákonů zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Rovnice, jež popisují pohyb tekutiny, lze použít jak pro laminární, tak turbulentní proudění. Laminární proudění lze řešit se znalostí pohybové rovnice, doplněnou konstitučními vztahy. Oproti tomu proudění turbulentní je mnohem obtížnější, neboť jednotlivé proměnné – složky rychlosti U_i, tlak p, teplota T a hustota ρ představují okamžité hodnoty náhodných nestacionárních veličin. Při současných znalostech o turbulenci je každé řešení turbulentního proudění pouze jistou aproximací.

Dnes je řešení turbulentního proudění založeno na numerickém řešení pohybových rovnic, které jsou tvořeny zákony zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Pro popis turbulentního proudění jsou důležité střední parametry proudění. [21]

$k-\epsilon$ turbulentní model

Turbulentní model $\boldsymbol{k-\epsilon}$ je jedním z nejpoužívanějších modelů turbulence. Jedná se o dvourovnicový model. To znamená, že obsahuje další dvě transportní rovnice, které reprezentují turbulentní vlastnosti proudění.

První transportovanou veličinou v názvu je **kinetická energie $\boldsymbol{k}$**. Druhou veličinou je **turbulentní disipace $\boldsymbol{\epsilon}$**. Turbulentní disipace je proměnná, jež určuje rozsah turbulence, zatímco první proměnná k určuje energii v turbulenci.

Tento model se ukázal užitečným pro tok vrstvy s volným smykem s relativně malými gradienty tlaku. Model poskytuje dobré výsledky jak pro proudění u stěny, tak i pro vnitřní proudění. Ovšem za podmínky, že tlakové gradienty jsou malé.

Nevýhodou tohoto modelu je, že v případech velkých nepříznivých tlakových gradientů nefunguje dobře. To znamená, že tento model není vhodný např. pro kompresory. [21]

$k-\omega$ turbulentní model

Turbulentní model $k-\omega$ je taktéž jedním z nejpoužívanějších modelů turbulence. Jedná se opět o dvourovnicový model, obsahuje tedy další dvě transportní rovnice, které reprezentují turbulentní vlastnosti proudění.

První transportovanou veličinou v názvu je stejně jako v předchozím modelu $k-\epsilon$ **kinetická energie $\boldsymbol{k}$**. Druhou veličinou je **specifická ztráta $\boldsymbol{\omega}$**. Specifická ztráta je proměnná, jež určuje rozsah turbulence, zatímco první proměnná k určuje energii v turbulenci.

Tento model se požívá pro toky s nízkými hodnotami Reynoldsova čísla Re (3.27), kde je mezní vrstva relativně silná a viskózní podvrstva tím pádem může být vyřešena.

Nevýhodou tohoto modelu je, že je závislý na hodnotách volného proudu neboli podmínkách vstupů pro turbulenci.

3.5.4 Okrajové podmínky

Aby mohl numerický řešič vyřešit RANS, je nutno zadat okrajové podmínky. Okrajové podmínky se definují v místech, kde jsou známy hodnoty dané proměnné, které jsou dány povahou okolí (atmosférický tlak) nebo samotnou konstrukcí (vstup, výstup). Pro tuto úlohu se volí okrajové podmínky pro vstup, výstup, zeď a popř. symetrii.

Okrajové podmínky vstupu a výstupu lze zvolit buď tlakové nebo rychlostní. Tlaková okrajová podmínka může být nadefinována statickým nebo celkovým tlakem. Rychlostní okrajová podmínka může být nadefinována střední rychlostí nebo hmotnostním průtokem.

Okrajová podmínka zdi definuje okraj prostoru, ve kterém proudí tekutina, popř. může definovat obalovou plochu obtékaného tělesa. U této okrajové podmínky lze nastavit druh stěny (resp. zdi), se kterou bude řešič počítat. Může se zadat relativní drsnost potrubí nebo nadefinovat, že nebudou působit třecí ztráty.

Okrajová podmínka symetrie je pro tuto úlohu taktéž důležitá. Lze tak zjednodušit úlohu, kdy bude zapotřebí jen poloviční počet elementů.

Konkrétní volba jednotlivých okrajových podmínek a jejich hodnot je zmíněna v praktické části této diplomové práce.

PRAKTICKÁ ČÁST

Úvod do praktické části

Analytická (praktická) část se zabývá výběrem vhodného softwaru pro výpočet proudění, nastavení modelu, vysíťování a volbu okrajových podmínek, volbu turbulentního modelu pro výpočet a následné zpracování výsledků simulace. Dále se zabývá finální konstrukcí samotné klapky, včetně gravitačně-hydraulického ovládání. Jsou zde zdůvodněny volby jednotlivých konstrukčních uzlů a dimenzování ovládacích komponent konstrukce. V následující části jsou pak zhotoveny analytické výpočty důležitých konstrukčních prvků. Tyto prvky jsou pro verifikaci spočítány i softwarově. Po kontrolních výpočtech je zhotovena MKP simulace klapkového uzávěru a jsou zde diskutovány získané výsledky.

4. Výběr numerického řešiče pro CFD simulaci

K simulaci proudění CFD se v této práci bude využívat program **ANSYS CFX**. K simulaci by bylo možno použít taktéž ANSYS FLUENT. Tato volba se nejprve zdála být vhodnější, avšak intuitivnější prostředí softwaru CFX a dostačující výsledky ukázaly jako vhodnou volbu ANSYS CFX.

Hlavní výstupy této simulace budou následující proměnné a konstanty:

1) Průtokový součinitel $\boldsymbol{K_{vs}}$
2) Tlaková ztráta $\boldsymbol{\Delta p}$
3) Objemový průtok $\boldsymbol{Q}$
4) Ztrátový součinitel $\boldsymbol{\xi}$
5) Dynamický kroutící koeficient $\boldsymbol{C_t}$
6) Hydrodynamický moment $\boldsymbol{M_H}$

Z těchto veličin lze následně utvořit nebo dopočítat potřebné charakteristiky, které definují danou klapku, resp. design disku, a lze s jejich znalostí přepočítávat daný tvar na různé nominální průměry DN.

ANSYS CFX

ANSYS CFX je software pro výpočet dynamiky tekutin (CFD), který umožňuje navrhovat a optimalizovat turbínové stroje zahrnující pumpy, turbíny, kompresory, ventilátory a další rotační stroje. ANSYS CFX je známý tím, že je zlatým standardem přesnosti pro lopatkové stroje, jehož výsledky jsou podpořené rozsáhlým průmyslovým ověřováním. Používá se pro optimalizaci návrhu turbíny, vylepšení její účinnosti, odolnosti a bezpečnosti. I když tento software není určen přímo pro výpočet klapek, lze jej úspěšně použít i v tomto případě. [22]

4.1 Nastavení numerického řešiče

Pro získání postačujících dat, která jsou nutná pro popis charakteristiky klapky, je nutné vhodně nastavit numerický řešič. ANSYS CFX pracuje v několika krocích, které jsou na sobě závislé. V prvním kroku se určí geometrie, dále se aplikuje síť, v následujícím kroku se v pracuje s CFX-Pre, kde se nastavují okrajové podmínky a volí turbulentní model, další fáze je CFX-Solver, který konverguje danou úlohu, a nakonec se v CFX-POST odečítají výsledky simulace.

Pro zjednodušení výpočtu bylo zvoleno, že se úloha bude řešit jako **statická**. To znamená, že úhel otevření, resp. zavření θ, se nebude spojitě měnit. Bude postačovat, když se tato úloha diskretizuje na několik statických poloh disku, kde se odečtou potřebné hodnoty a výsledné charakteristiky vzniknou proložením těchto bodů hladkou křivkou.

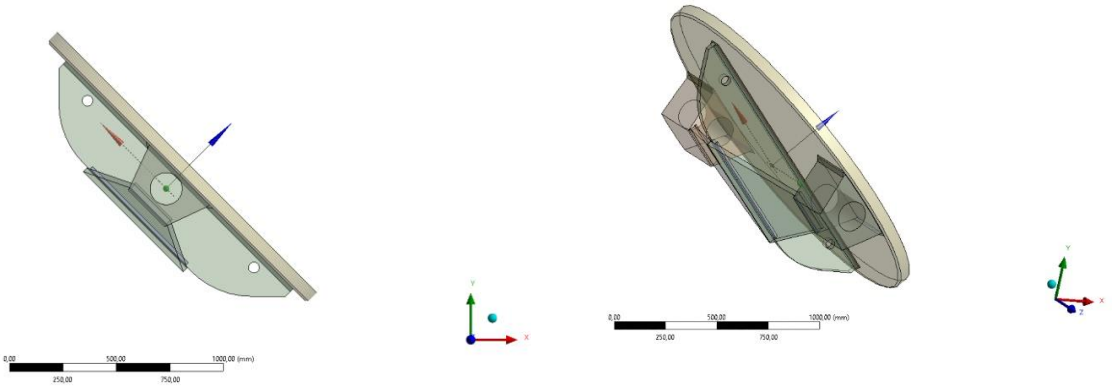
Ověření výsledků simulace proběhlo pro dvě referenční klapky DN1000 PN6 a DN1000 PN16. Výsledky této verifikace dopadly úspěšně, ale nemohou zde být z důvodu firemního tajemství publikovány.

Výpočet byl prováděn pro **klapku DN1800 PN2,5**. Tato klapka byla zvolena, protože se s největší pravděpodobností bude zhotovovat na konkrétní MVE. Dalším důvodem bylo vyzkoušení přepočtu na univerzální charakteristiku pro DN1000 PN2,5. Přepočet pro tyto rozměry klapky není uveden v katalogu od Armatury Group [2], ale lze porovnat hodnoty rozměrově podobných klapek. Pokud se získaná data poměrově shodují s daty, které garantuje tento katalog, tak se verifikují výsledky této simulace.

4.1.1 Nastavení geometrie

Vytvoření samostatného disku, resp. jeho 3D modelu, proběhlo v CAD softwaru Autodesk INVENTOR. Výsledný 3D model se umístil do souřadnicového systému, který se nachází ve středu disku a **jedna osa musí být shodná s osou otáčení**. S výhodou se nyní využije funkce exportování modelu do univerzálního CAD formátu (buď .step nebo .iges) a následné importování do Design Modeleru v CFX.

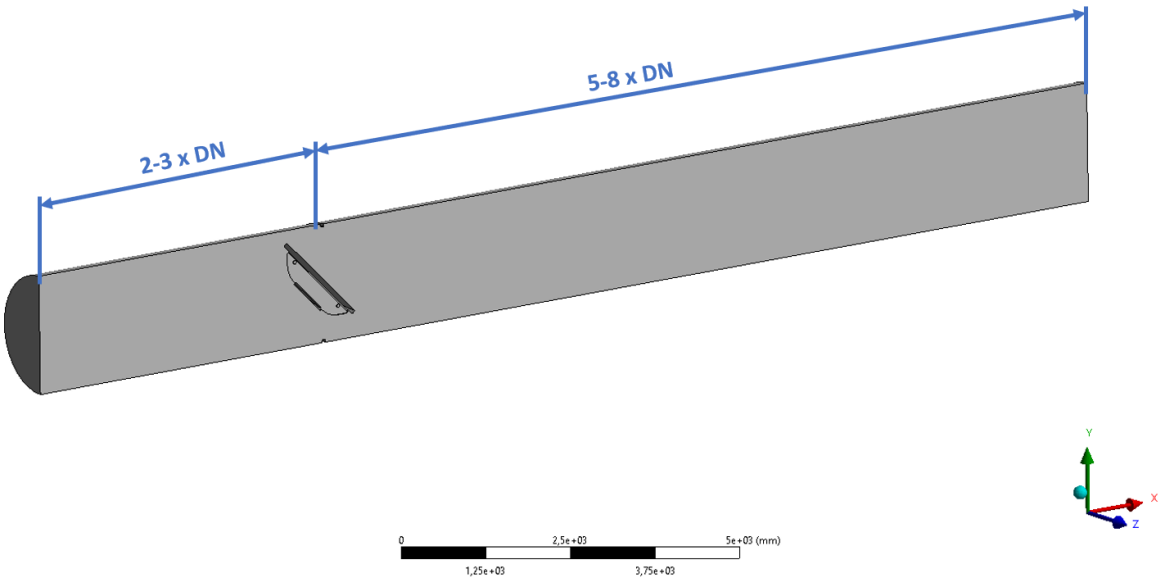
Pro parametrizování rotace disku je nezbytné umístit jednu z hlavních os do osy rotace disku. V tomto případě je to osa „nálitků“, ve kterých jsou uloženy hřídele. Umístění disku v souřadnicovém systému je vidět na Obr. 27. Úhel natočení roviny rotace od počáteční roviny se následně nadefinoval jako parametr. Pro simulaci se zvolily jednotlivé úhly rotace na $\theta = \{90°; 80°; 70°; 60°; 50°; 40°; 30°; 20°; 10°; 5°\}$, kde **$90°$ je plně otevřeno a $0°$ je zavřeno**. Pro úhel $\theta = 0°$ již výpočet ze simulace nelze získat z důvodu, že řešič nedokáže spojit okrajové podmínky na vstupu a výstupu, z toho vyplývá, že tento bod se musí dopočítat analyticky.



Obr. 27: Model disku klapky

Následuje vytvoření potrubí. Potrubí se vytvoří již v samotném Design Modeleru vytažením plochy náčrtu. Výhoda této úlohy spočívá v tom, že je osově symetrická. Tudíž stačí modelovat jen půlku potrubí o nominálním průměru DN1800, jak je vidět na Obr. 28. Pro dosažení kvalitních výsledků je nutné vymodelovat potrubí dostatečně dlouhé. To se dělá z důvodů, aby se na vstupu a hlavně na výstupu proudění stabilizovalo. Ve studii od Adama Del Toro [8] je doporučení volit délku potrubí na vstupu jako $(2 \div 3 \cdot DN)$ a na výstupu jako $(5 \div 8 \cdot DN)$. V případě této práce byla zvolena délka potrubí na vstupu 4 metry a na výstupu 14 metrů. Ze zkušenosti z různých simulací se délka potrubí vstupu jako $2 \cdot DN$ jeví jako dostačující, ovšem délka potrubí za klapkou by měla být spíše u vyšší hranice. Při kratším potrubí je na konci potrubí stále velká turbulence, tudíž ani proudnice nejsou ustálené a odečítání hodnot není přesné.

Aby úloha co nejvíce reprezentovala skutečnou geometrii, je nutno zohlednit i vrub, který je konstrukčně dán sedlem, na které dosedá těsnění disku. Tento vrub má nezanedbatelný vliv na proudění.



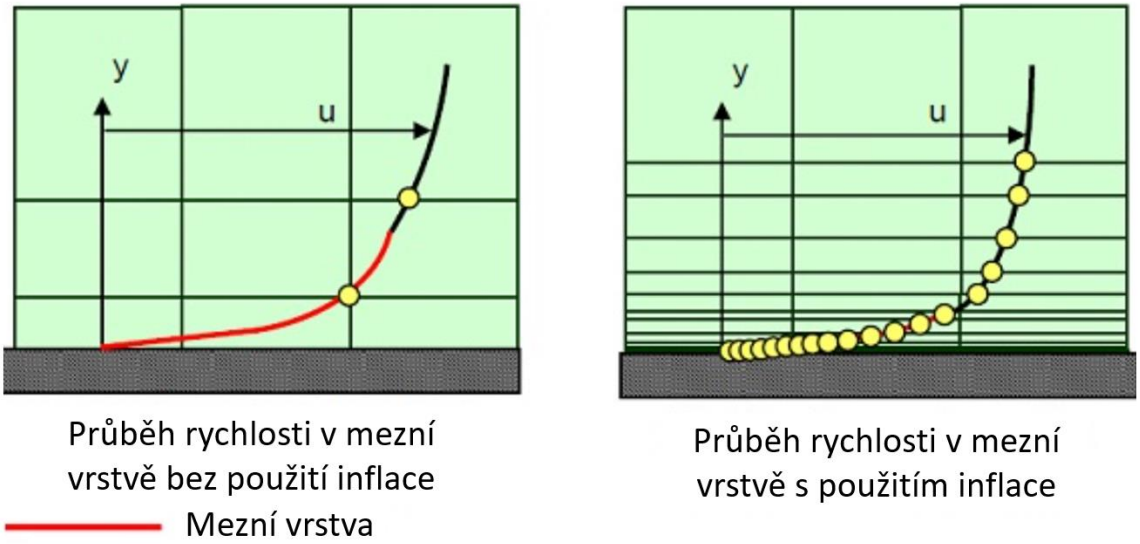
Obr. 28: Disk klapky v potrubí

Jako poslední krok se aplikuje na disk funkce „Body Operation“ typ cut material. To má velkou výhodu v tom, že to disk „vykrojí“ a na obtékané plochy se aplikuje okrajová podmínka Wall (zeď). To usnadní síťování, kdy se daná oblast nesíťuje, což ušetří počet elementů a s tím spojený výpočetní čas.

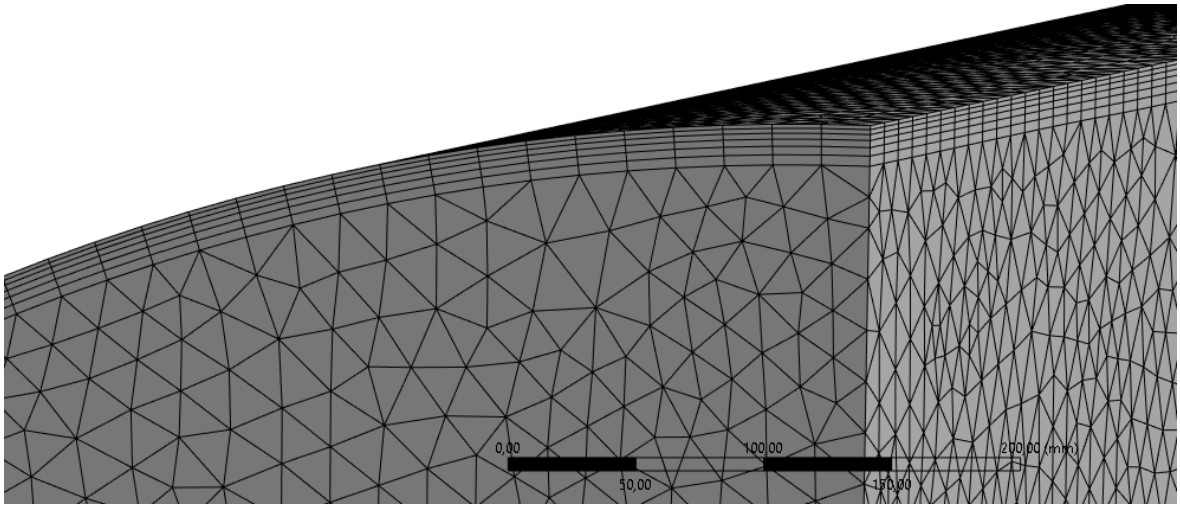
4.1.2 Síťování

Kvůli velkému objemu se musela zvolit vetší velikost elementů, a to z důvodu hardwarových možností a celkového výpočetního času. Doporučený počet elementů pro výpočet na počítači s pamětí 16 GB RAM je 10 000 000 elementů. Díky tomuto omezení se pro finální výpočet zvolila velikost elementu 20 mm. Pro přesnější výsledky byla na vnějších plochách klapky aplikována funkce FACE SIZING (určování velikosti na stěně) a byla zvolena velikost elementu na 10 mm.

Pro lepší výsledky výpočtu turbulentního proudění se kolem stěny potrubí aplikuje funkce inflace (INFLATION), jak je vidět na Obr. 30. Pro modelování turbulentního proudění je důležité chování proudění v mezní vrstvě, jelikož je zde vysoký gradient rychlosti. To se nejlépe zachytí právě aplikací funkce inflace. Podle potřeby se zvolí počet vrstev, kdy každá z nich zachycuje 1 bod rychlostního profilu a nejdůležitější je bod nejvíce u stěny, jak je vidět na Obr. 29. Tato funkce se nazývá y+, což je bezrozměrná vzdálenost od tzv. zdi (WALL). [23]



Obr. 29: Funkce y+ převzato, upraveno z [23]



Obr. 30: Síťování

4.1.3 Volba okrajových podmínek

Aby byla úloha řešitelná, musí mít pevně zadané okrajové podmínky pro dodržení zákonů zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Okrajové podmínky aplikované pro tuto úlohu jsou nadefinovány jako vstup (INLET), výstup (OUTLET), zeď (WALL) a symetrie (SYMMETRY).

Vstup (INLET)

Okrajová podmínka pro vstup může být nadefinována tlakem $p\ [Pa]$, a to buď celkovým nebo statickým. Celkovým tlakem se myslí součet tlaku statického a dynamického (4.1). Další možnost je nadefinovat střední rychlost proudění (Normal Speed) nebo hmotnostní průtok $Q\ [kg/s]$.

Katalogové hodnoty, které uvádí společnost ARMATURY GROUP [2] jsou pro teoretický tlakový spád $\Delta p = 0{,}1\ MPa$. Z toho důvodu byl pro výpočet nastaven na **vstupu** $\boldsymbol{p_{stat} = 0{,}1\ MPa}$, aby bylo možno porovnat hodnoty.

$$p_{celk} = p_{stat} + p_{dyn}\ [Pa] \tag{4.1}$$

V praxi ovšem není tlakový spád konstantní, ale je funkcí úhlu natočení $\Delta p = f(\theta)$. To znamená, že pro odečítání hydrodynamického momentu M_H vyjdou hodnoty jinak, ovšem dá se z nich určit hydrodynamický kroutící koeficient C_t (3.6).

Pro reálné hodnoty hydrodynamického momentu je nutno zvolit počáteční podmínku na vstupu jinou, a to např. rychlost proudění. Tato armatura se navrhuje pro maximální rychlost proudění. **Nejvyšší rychlost by měla být** $\boldsymbol{c_{max} = 3\ m/s}$. Tudíž je možnost nadefinovat vstup střední rychlostí $c = 3\ m/s$.

Volba této veličiny ovšem taktéž neodpovídá úplně realitě. To vyplývá z rovnice (2.1), kdy se světlost potrubí volí podle objemového toku $Q\ [m^3/s]$ a bere se vždy nejbližší vyšší normalizovaný průměr DN. Tudíž maximální rychlost proudění je vždy $c < 3\ m/s$. Z toho

vyplývá, že nejlepší možností je nadefinovat pro vstup hodnotu hmotnostního průtoku, která musí být přepočtena na měrnou hodnotu (vynásobena hustotou $\rho\ [kg/m^3]$, neboť v numerickém řešiči je hmotnostní tok základní veličinou.

Nakonec se zvolily dvě sady výpočtů. Jako první výpočet proběhl pro teoretický konstantní **tlakový spád** $\boldsymbol{\Delta p = 0,1\ MPa}$ a druhá sada výpočtů se provedla s nadefinovaným konstantním objemovým, resp. **hmotnostním průtokem** $\boldsymbol{\dot{m} = 7\ 000\ kg/s}$, který je dán přímo lokalitou, kam by tato klapka měla být realizována.

Výstup (OUTLET)

Okrajová podmínka výstupu může být stejně jako u vstupu nadefinována tlakem, rychlostí proudění nebo hmotnostním průtokem.

Pro první sadu výpočtů byla na výstupu nadefinována hodnota statického tlaku $p_{stat} = 0\ Pa$. Tato hodnota musí být nulová, aby byla dodržena podmínka tlakového spádu $\Delta p = 0{,}1\ MPa$. Pro druhou sadu výpočtů byl nadefinován střední statický tlak $p = 0\ Pa$. Spolu s referenčním tlakem $p_{ref} = 1\ atm$ tato hodnota nejvíc odpovídá reálné situaci.

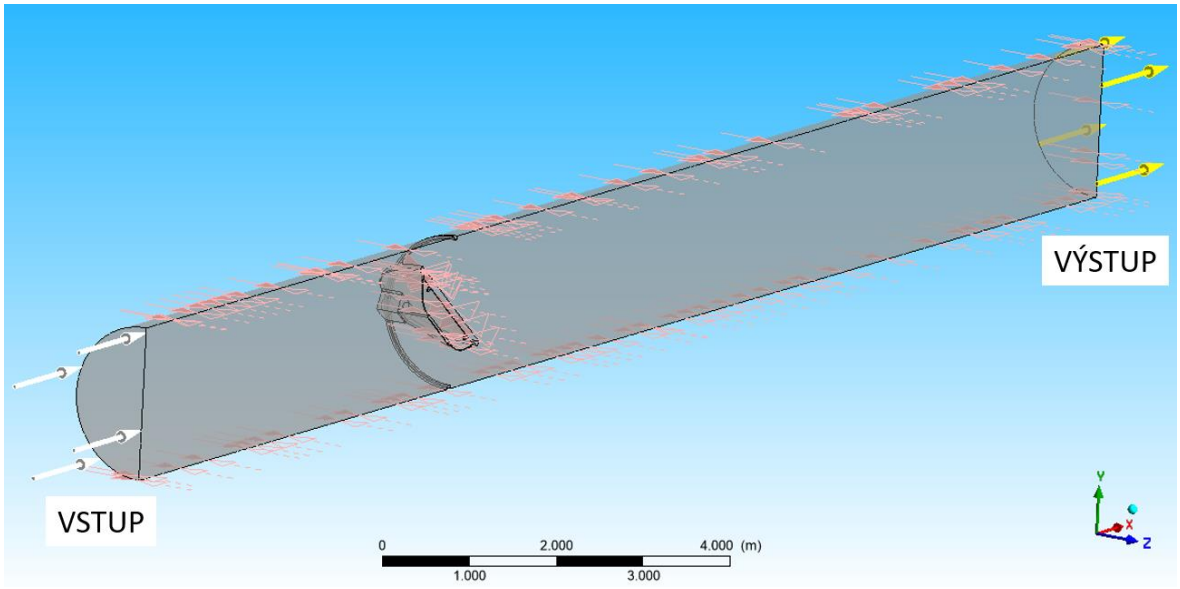
Zeď (WALL)

Okrajová podmínka potrubí musí být nadefinována jako zeď. Lze volit mezi bezskluzovou stěnou (No Slip Wall), stěnou s volným skluzem (Free Slip Wall) nebo stěnou se specifickým smykem (Specified Shier).

Pro výpočet této úlohy byla použita okrajová podmínka bezskluzové stěny. Z ní vyplývá okrajová podmínka, že rychlost tekutiny na stěnách je nulová. Nevýhoda této okrajové podmínky je, že se musí počítat se třením, proto se do výpočtu místní ztráty (3.22) musí přičíst i ztráta třecí (3.20). Šlo by to řešit zvolením okrajové podmínky volného skluzu (Free Slip Wall), kde je tření mezi tekutinou a stěnou nulové.

Symetrie (SYMMETRY)

S výhodou se využilo symetrie úlohy v rovině XY (Obr. 31) a na rovinu se dala podmínka symetrie. Řešič pak tuto plochu nepovažuje za stěnu, ale za prostor, kde by toto proudění mělo taktéž probíhat. Výhodou je poloviční počet elementů, nevýhodou je, že veličiny jako objemový tok $Q\ [m^3/s]$ nebo hydrodynamický moment $M_H[Nm]$ jsou ve výsledcích poloviční.



Obr. 31: Okrajové podmínky

Volba turbulentního modelu

V sekci CFX-Pre se taktéž v doméně volí turbulentní model a definují se fyzikální vlastnosti proudícího média, zde tedy vody. Hustota vody byla nastavena na $\rho = 997\ kg/m^3$ při referenční teplotě $25\ °C$ a referenčním tlaku $1\ atm$.

Bylo vyzkoušeno několik různých nastavení turbulentních modelů. Nakonec bylo uvažováno pouze se dvěma, a **to dvourovnicovými modely $k-\epsilon$ a $k-\omega$**.

Při delším testování se následně upustilo od modelu $k-\omega$, protože výsledky při nízkých úhlech otevření θ tento turbulentní model špatně konvergoval a výsledky byly neuspokojivé. To se projevovalo např. u průběhu hydrodynamického kroutícího momentu C_t. Typický průběh je, že při klesajícím úhlu θ se má hodnota C_t blížit nule (viz. Obr. 16), a namísto toho se dělo, že hodnota při $\theta = 20°$ nepřiměřeně vzrostla.

Nakonec byl zvolen jako nejvhodnější turbulentní model $k-\epsilon$, který poskytl uspokojivé výsledky a výpočty lehce konvergovaly k nastavenému limitu přesnosti.

4.1.4 Výsledky simulace

Pro čtení výsledků simulace slouží sekce CFD-Post, která je shodná pro ANSYS Fluent i ANSYS CFX. Zde lze vizualizovat proudění i průběhy jednotlivých proměnných, jako je tlak nebo rychlost. Tyto průběhy pak slouží jako podklad pro případnou úpravu geometrie nebo optimalizaci okrajových podmínek. Následně je možné odečíst potřebné hodnoty, které jsou zmíněny na začátku kapitoly 4, a to buď přímo, nebo dopočítáním.

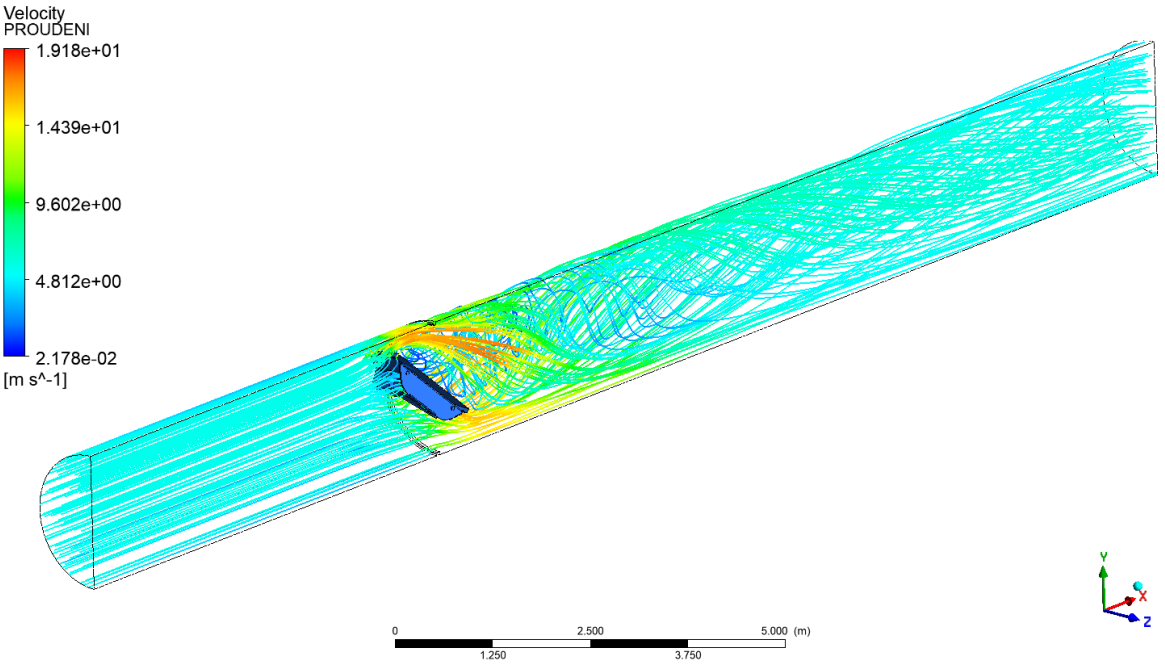
Výsledky, které jsou v této kapitole ukazovány, jsou nastaveny pro parametry zmíněné v Tab. 3.

Tab. 3: Zvolené parametry pro simulaci

Veličina	Hodnota
Úhel natočení klapky	$\theta = 45°$
O.P. vstupu	$p_{celk} = 0{,}1\ MPa$
O.P. výstupu	$p_{stat} = 0\ Pa$
Turbulentní model	$k - \epsilon$

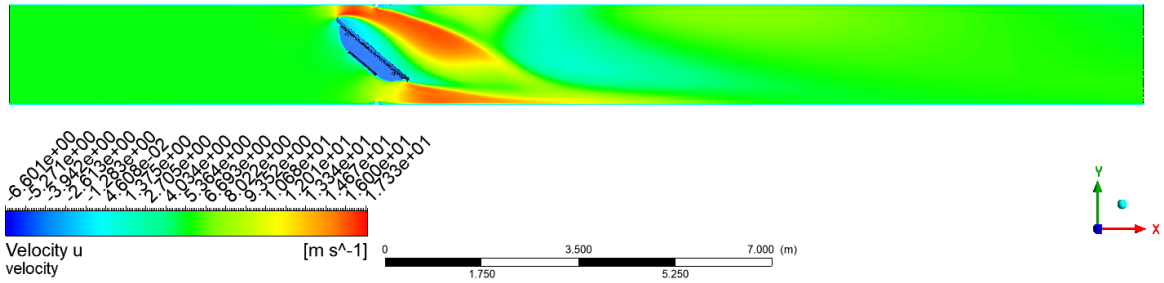
Vizualizace

Asi nejlepší vizualizací je vykreslení proudnic. Na to je v CFD-Post přímo funkce Streamline, která vykreslí pole proudnic. To je vidět na Obr. 32. Dle předpokladu jsou vidět velké turbulence. Ty jsou tím větší, čím menší je úhel otevření. Na Obr. 32 je taktéž vidět potřeba větší délky potrubí, zvlášť v části za klapkou. Požadavek na delší potrubí je dán potřebou ustálení proudu. To je nutné pro co nejpřesnější odečítání hodnot, které se zpravidla dělá na vstupu a výstupu.

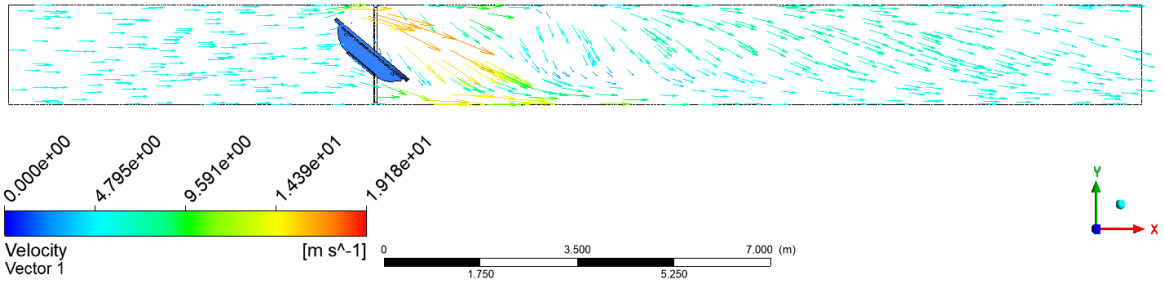


Obr. 32: Vykreslené proudnicové pole

Další veličina, které by se měla věnovat pozornost, je rychlost proudění. Ze symetrie úlohy se přímo nabízí místo, kde lze vykreslit průběh rychlosti tekutiny. Na Obr. 33 lze vidět vykreslení kontury v rovině symetrie. Dle předpokladu je největší rychlost v místech zúžení průtoku. Na Obr. 34 je vidět taktéž rychlostní pole, pouze vizualizované vektorově.



Obr. 33 Rychlost proudění ve střední rovině

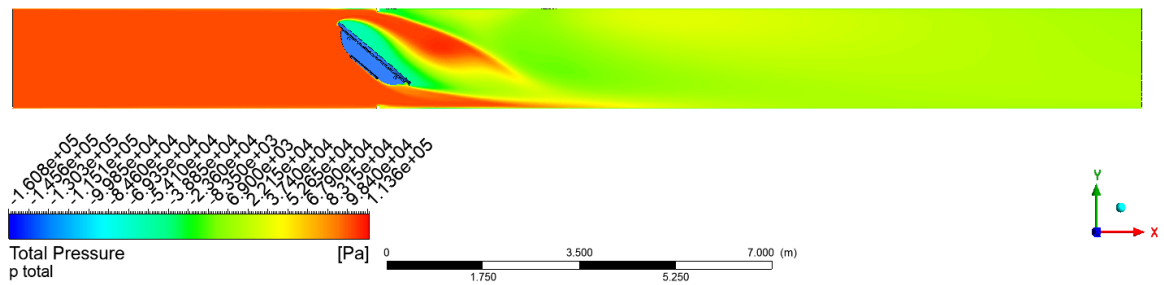


Obr. 34: Vektorové pole rychlosti proudění ve střední rovině

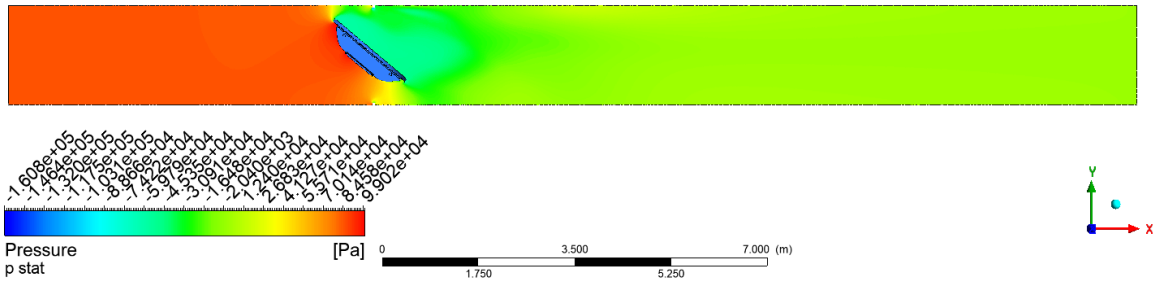
Důležitou veličinou je taktéž tlak. Jak je vidět v rovnici (4.1), rozeznávají se tři tlaky, které jsou postupně vykresleny na obrázcích níže. Na Obr. 35 je vidět rozložení celkového tlaku v rovině symetrie. Jeho průběh je dán z větší části okrajovými podmínkami (Tab. 3). Na Obr. 36 je vidět průběh statického tlaku. Jak je vidět, tak před klapkou je jeho hodnota velká a blíží se okrajové podmínce, zatímco za klapkou je již velmi nízký a blíží se okrajové podmínce výstupu. Na posledním obrázku (Obr. 37) je vidět průběh dynamického tlaku. Dynamický tlak není v prostředí ANSYS CFX vůbec definován a musel být dodefinován až následně, a to jako vyjádření z (4.1) na (4.2). Dynamický tlak není definován z toho důvodu, že je to odvozená proměnná. Navíc v tomto případě je dynamický tlak přibližně roven kinematickému tlaku (4.3). Nicméně toto vyjádření nemusí platit pro jiné tekutiny, zvlášť pro stlačitelné (např. vzduch). Při vysokých Machových číslech se dynamický tlak dokonce vůbec nedefinuje. Ověření rovnice (4.3) je vidět na Obr. 37. Průběh dynamického tlaku kopíruje rychlostní konturu na Obr. 33.

$$p_{dyn} = p_{celk} - p_{stat}\ [Pa] \tag{4.2}$$

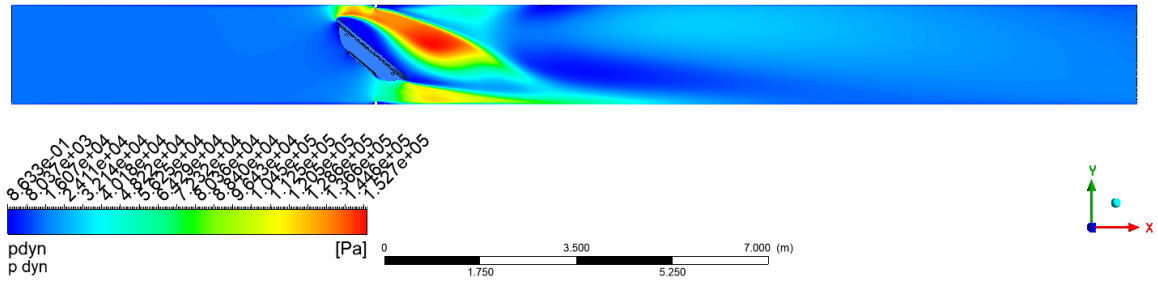
$$p_{dyn} \approx p_{kin} \approx \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c^2\ [Pa] \tag{4.3}$$



Obr. 35: Celkový tlak

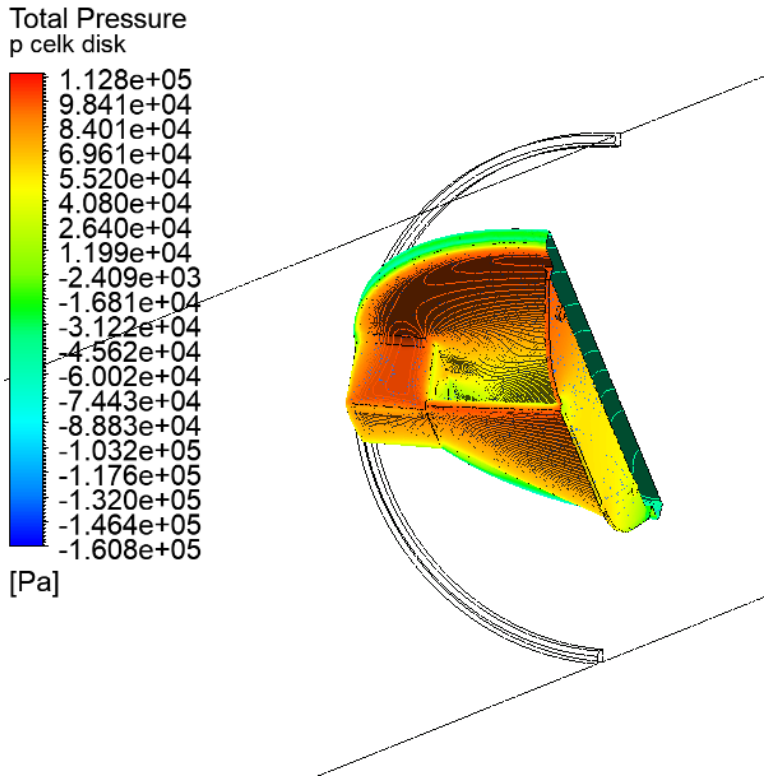


Obr. 36: Statický tlak



Obr. 37: Dynamický tlak

Jeden z důvodů simulace je zjištění hydrodynamického momentu M_H. K tomu je potřeba znát rozložení tlaku na disku klapky, protože integrací tlaku se zjistí síla, která působí na disk. To lze vidět na Obr. 38.



Obr. 38: Tlakové pole na disku klapky

Odečítání hodnot

Pro odečítání potřebných hodnot se musí nadefinovat proměnné, které jsou potřeba. Hlavní proměnnou je moment M_H. Ten se v prostředí CFD-Post odečte přímo funkcí **torque_z()@DISK**. Pro kontrolu a exaktní odečet momentu se dá postupovat součtem momentů od jednotlivých sil ve zbylých osách. To vyjadřuje rovnice (4.4). Jelikož numerický řešič dokáže vyřešit rozložení tlaku na tělese, je nutno postupovat přes integraci tlakového pole, to je naznačeno v rovnici (4.5). Celý příkaz pro zjištění kroutícího momentu je: **areaInt_x(Y*Pressure)@DISK + areaInt_y(X*Pressure)@DISK**. Tyto hodnoty jsou až na mírné zaokrouhlování stejné, tudíž je ověřena funkčnost prvního vyjádření. Musí se však brát zřetel na to, že disk je vymodelován jenom z poloviny, tudíž se musí hodnoty momentu vynásobit dvěma.

$$M_Z(\theta) = \sum_{i=1}^{n} F_y \cdot \vec{x} + \sum_{i=1}^{n} F_x \cdot \vec{y} \ [Nm] \tag{4.4}$$

$$M_z = -\iint_{\partial\Omega} p \cdot \vec{y} \, dx + \iint_{\partial\Omega} p \cdot \vec{x} \, dy \ [Nm] \tag{4.5}$$

Dále je nutno odečíst hodnotu objemového průtoku $Q\ [m^3/s]$. Tato hodnota je díky rovnici kontinuity konstantní a měla by být ve všech částech stejná. Avšak nejlepší je ji odečíst z nějaké roviny, kde jsou proudnice co nejvíce ustáleny (Obr. 32). V tomto případě se nabízí zvolit rovinu vstupu. Funkce pro zjištění objemového průtoku je **massFlow()@INLET / areaAve(Density)@INLET**. Stejně jako v předchozím případě je nutno vynásobit tuto hodnotu dvěma.

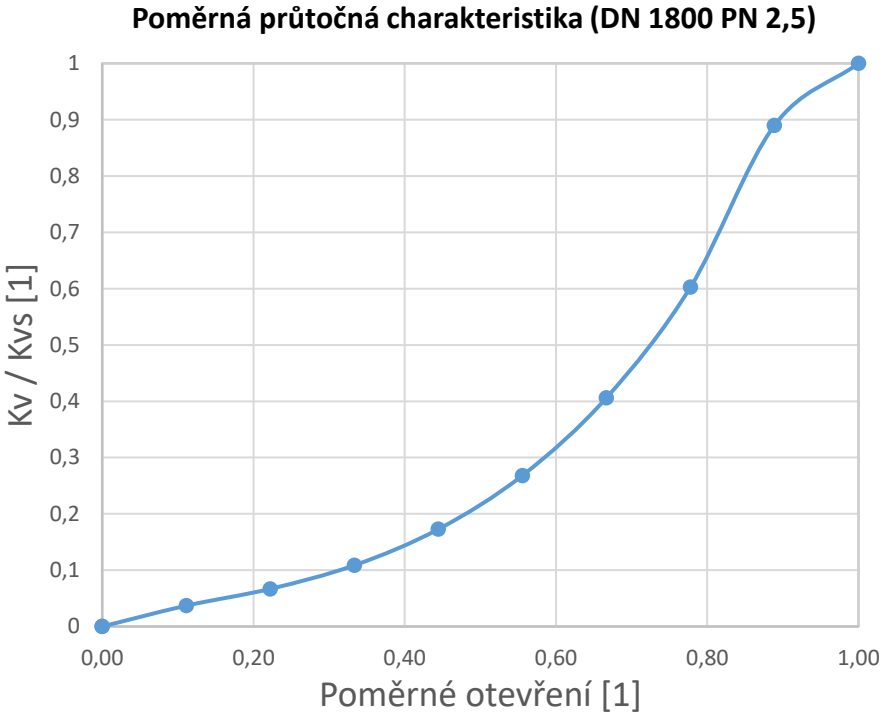
Pro určení ztrátového koeficientu $\xi\ [-]$ (3.26) je taktéž nutné znát **střední rychlost proudění**. Tato veličina se určuje na vstupu, tudíž se nabízí vzít rovinu vstupu a pro zjištění použít příkaz **areaAve(Velocity u)@INLET**. Tato hodnota se již násobit dvěma nesmí.

Když je zadána okrajová podmínka vstupu objemovým, resp. hmotnostním průtokem, tak je nutno určit tlakovou ztrátu. To je rozdíl tlaku na vstupu a výstupu. Určení hodnoty tlaku na vstupu se provádí příkazem: **areaAve(Pressure)@INLET**. Hodnota tlaku se taktéž nenásobí dvěma.

4.2 Zpracování dat

Data ze simulace všech statických poloh disku jsou v této kapitole použita pro stanovení jednotlivých charakteristik, které jsou poté v této kapitole jednotlivě popsány.

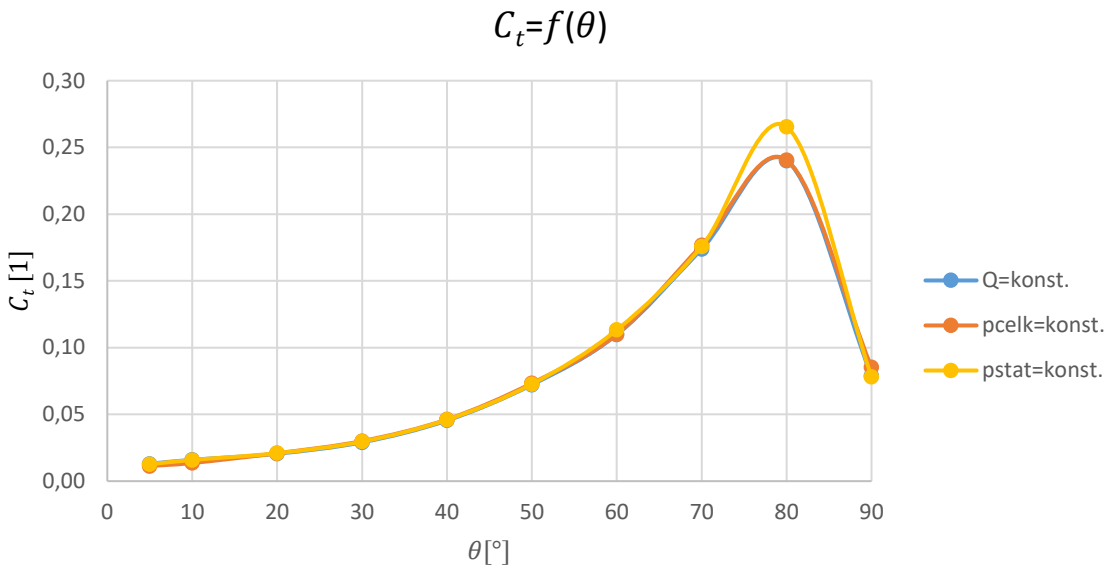
Jednou z typických charakteristik škrtících armatur je **poměrná průtočná charakteristika**. Je to závislost množství tekutiny vztažené na tlakovou ztrátu, která armaturou proteče při daném úhlu otevření. Za použití rovnice (3.18) byla vytvořena poměrná průtočná charakteristika pro klapku DN 1800 PN 2,5 viz Graf 1. Tato charakteristika průběhově vychází podobně jako od společnosti ARMATURY GROUP [2]. Jejich typická charakteristika je vidět na Obr. 21.



Graf 1: Poměrná průtočná charakteristika

Pro parametrizaci hydrodynamického momentu je nutno vykreslit průběh hydrodynamického kroutícího koeficientu. Za použití odečtených hodnot ze simulace a rovnice (3.6) byla sestavena charakteristika hydrodynamického kroutícího koeficientu v závislosti na úhlu otevření θ, jak je vidět v Graf 2 .

Hodnota hydrodynamického kroutícího koeficientu by měla být nezávislá na volbě okrajových podmínek simulace. Proto je tato charakteristika sestavena pro tři různá nastavení okrajových podmínek. Jak lze vidět v Graf 2, hodnoty se vcelku dobře kryjí. Jediná odchylka nastala při volbě okrajové podmínky $p_{stat} = konst$. A při úhlu otevření $\theta = 80°$. To nejspíše nastalo díky horšímu zkonvergování výpočtu v místě, kde se nachází extrém této funkce, proto je zde výpočetní chyba nejvíce znát. Výsledek je uspokojivý, neboť při porovnání typického průběhu z Obr. 15 je tvar prakticky stejný. Při nízkých hodnotách úhlu θ jsou hodnoty C_t nízké a maximum nastává při $\theta = \pm 80°$.

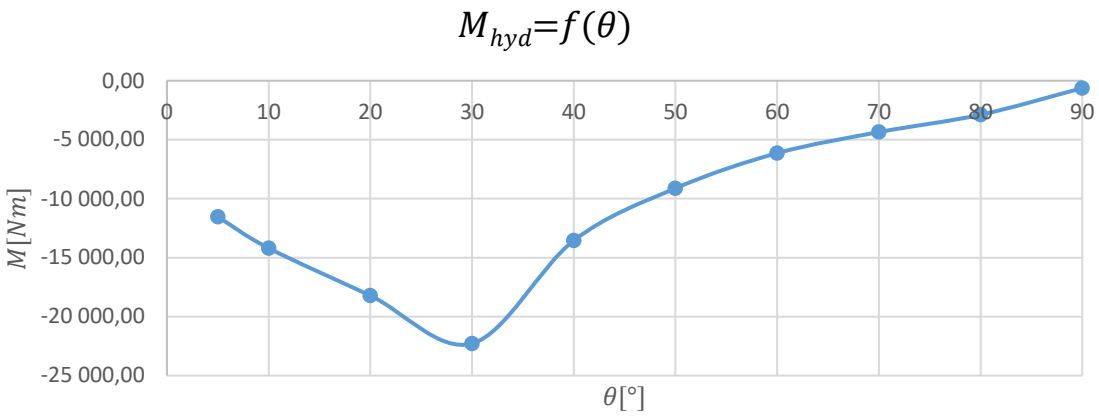


Graf 2: Průběh hydrodynamického kroutícího koeficientu

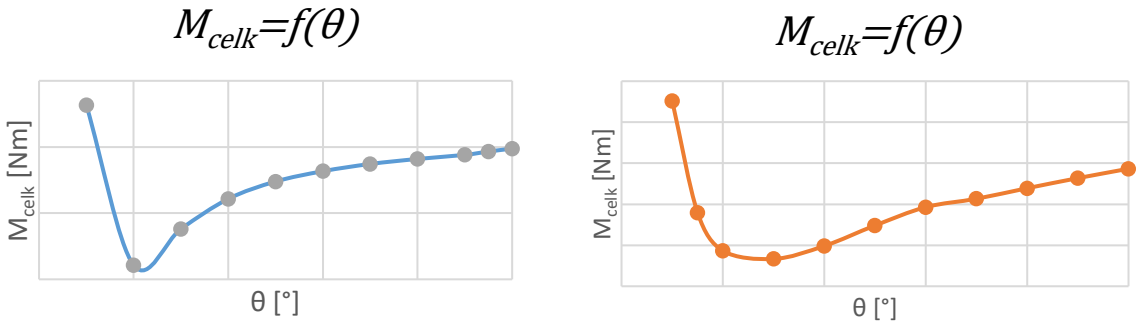
Pro návrh zavíracího mechanismu je důležité zjistit moment, který působí na disk. Největší podíl na celkovém momentu má moment hydrodynamický. Ten se odečetl ze simulace a jeho průběh lze vidět v Graf 3. Jak je vidět, hodnota hydrodynamického momentu je záporná. To znamená, že tento moment pomáhá zavírání klapky. Taktéž je vidět, že hodnoty momentu znázorněné v Graf 3 končí hodnotou $\theta = 5°$. To je z důvodu, že pro tento bod nelze provést výpočty v numerické simulaci.

Průběh hydrodynamického momentu je obdobný průběhům u nízkotlakých klapek viz Graf 4 (vpravo). Hodnoty v Graf 4 jsou záměrně zakryty z důvodu firemního tajemství. Průběh hydrodynamického momentu pro klapky vyšších tlaků, např. PN16 nebo PN25, se tvarem podobá průběhu hydrodynamického koeficientu C_t. To je vidět na Graf 4 (vlevo).

V teoretické části se mluví i o otevíracím momentu. Ten v této práci není řešen. Je to z jednoduchého důvodu, neboť v aplikacích, kde budou tyto klapky používány, se klapka nebude otevírat do úplného přetlaku, ale do vyrovnaných tlaků. To v praxi znamená, že prostor za klapkou včetně turbíny se zalije vodou a následovně se klapka otevře. Proto se průběh otevírání skládá jen z pasivních odporů a zlomového momentu, jehož hodnota je stejná jako u zavírání.

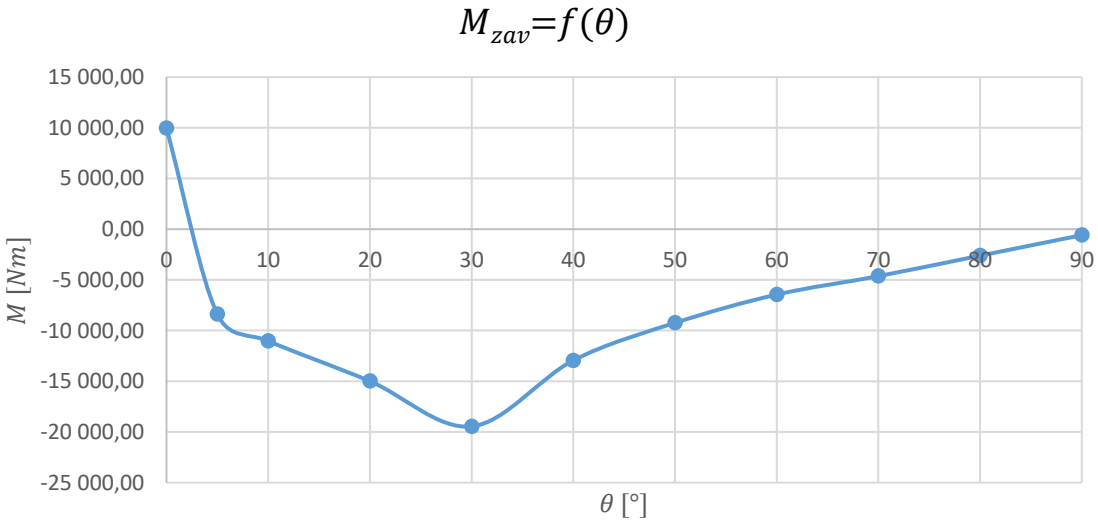


Graf 3: Průběh hydrodynamického momentu



Graf 4: Průběh celkového momentu vysokotlaké klapky (vlevo), nízkotlaké (vpravo)

Celkový zavírací moment (viz Graf 5) má předpokládaný průběh, který se tvarem podobá průběhu z normy, který je vidět na Obr. 20. Celkový moment vychází z rovnice (3.3) a bod při úplném zavření klapky ($\theta = 0°$) vychází z rovnice (3.14). Z tohoto průběhu je vidět, že maximální moment v absolutní hodnotě je při $\theta = 30°$. Pro tento bod bude provedena MKP analýza, která ověří pevnost konstrukce.



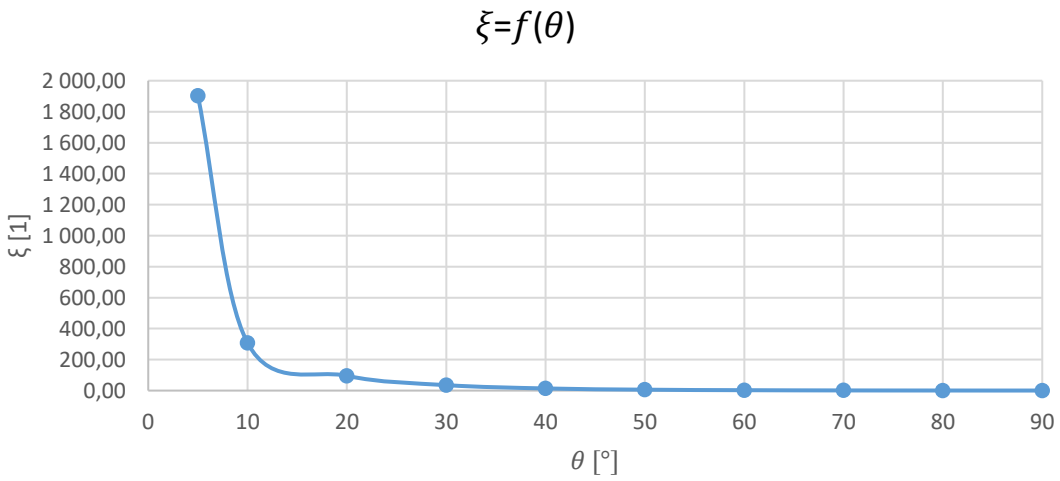
Graf 5: Průběh celkového momentu

Pro porovnání klapky s katalogovými hodnotami je nutné spočítat součinitel místní ztráty ξ. V katalogu společnosti ARMATURY GROUP [2] je hodnota ztrátového součinitele pro DN1600 PN2,5 a DN1800 PN2,5 shodná, a to $\xi = 0{,}18$ (katalog neuvádí hodnotu pro DN1800 PN2,5). Hodnota ztrátového součinitele se uvádí pro plně otevřenou klapku.

Pro klapku v této práci vyšel ztrátový součinitel $\xi = 0{,}19$, což je velmi uspokojivý výsledek. Dále byla s katalogem kontrolována hodnota K_{vs}, kdy jsou opět v katalogu uvedeny hodnoty jen pro DN1600 PN2,5 a DN1800 PN2,5. Tudíž hodnota průtoku musí být mezi hodnotami pro DN1600 a DN2000. To je vidět v porovnávací tabulce (Tab. 4).

Tab. 4: Porovnání hodnot simulace

DN1600 PN2,5	DN1800 PN2,5	DN2000 PN2,5
$\xi = 0{,}18$	$\xi = 0{,}19$	$\xi = 0{,}18$
$K_{vs} = 239\,500\ [m^3/h]$	$K_{vs} = 271\,350\ [m^3/h]$	$K_{vs} = 374\,100\ [m^3/h]$



Graf 6: Průběh ztrátového koeficientu

Jak je vidět v Graf 6, průběh ztrátového součinitele má předpokládaný tvar. Ten je při plném otevření nejnižší a postupně roste. Teoreticky jeho hodnota bude růst do nekonečna. V praxi je horní hodnota tohoto koeficientu omezena maximálním výškovým spádem ΔH, který je na konkrétní lokalitě k dispozici.

5. Konstrukce

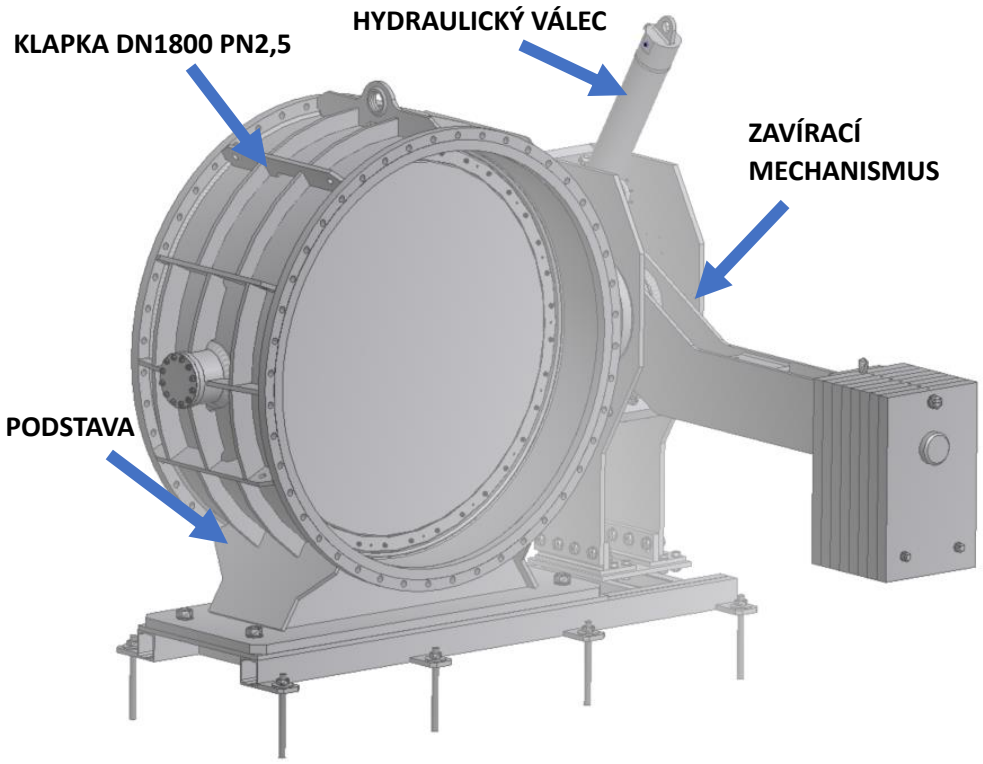
Pro konstrukci klapky jsou některé prvky normalizované. Jsou to připojovací příruby, které spojují klapku s dalším potrubím (EN 1092-1 [7]). Dále to je délka klapky (ČSN EN 558 [5]) a velikost příruby pro připojení ovládání (ISO 5211 [6]). Také je normalizována tloušťka stěn potrubí. To je ale pro uzavírací armaturu nedostatečné, proto se touto normou neřídí a volí se větší tloušťky. Dalším požadavkem na konstrukci je, aby ji bylo možné vyrobit přímo v dílně firmy nebo v dílnách spolupracujících firem.

Hlavním materiálem, který je použit pro výrobu klapky, je nelegovaná konstrukční ocel **S355J0 (dle ČSN 11 523)**. Tato ocel je velmi dobře svařitelná a její pevnost dosahuje požadovaných hodnot. Dále bude pro hřídele použita ocel E355 (dle ČSN 11 600). Ta je obtížněji svařitelná, ale má vyšší pevnost a na hřídele ovládaní je vhodnější volbou než S355J0. Jako poslední ocel bude použita korozivzdorná ocel X5CrNi18-10 (dle ČSN 17 240). Ta je použita na doraz těsnění. Samostatné materiály následně budou použity pro hydraulický válec.

Konstrukce klapky (Obr. 39), která bude v této kapitole popsána, se bude skládat ze čtyř hlavních částí, a to:

1) Konstrukce samotné klapky (tělo a disk)
2) Konstrukce zavíracího mechanismu
3) Konstrukce ovládacího hydraulického válce
4) Podstava

Podstava není v této práci popsána. To je z důvodu jednoduchosti konstrukce. Podstava slouží čistě jako podpora, která je určena do konkrétního místa, a s funkčností klapky nebo zavíracího mechanismu nemá nic společného.



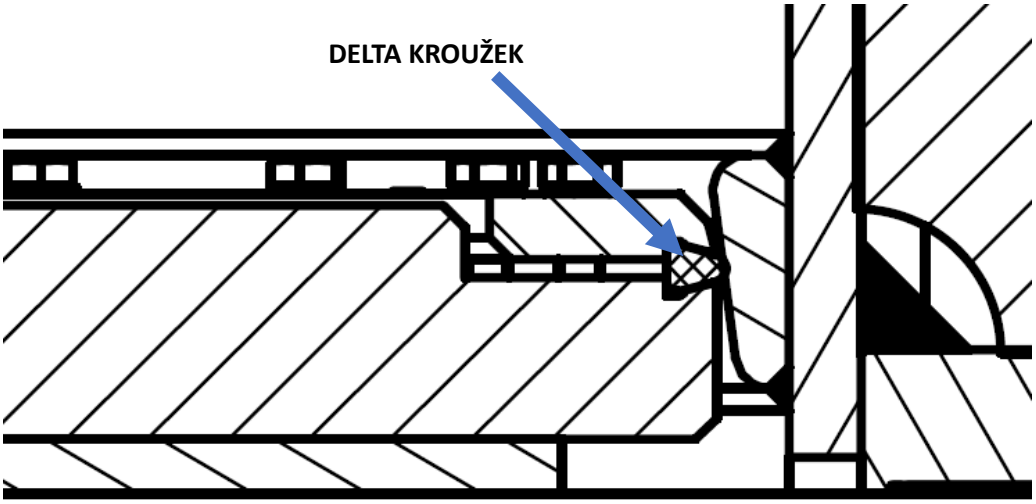
Obr. 39: Sestava klapky, uzavíracího mechanismu, hydraulického válce a podstavy

5.1 Klapka

Při konstrukci klapky se jako první věc volí hodnota excentricit. Podle již vyrobených klapek, které se dělaly dle fyzikální podobnosti, se stanovila velikost první excentricity jako $e_1 = 155\ mm$. Velikost druhé excentricity odpovídá rovnici (5.1). Tudíž druhá excentricita byla zvolena jako $e_2 = 18\ mm$.

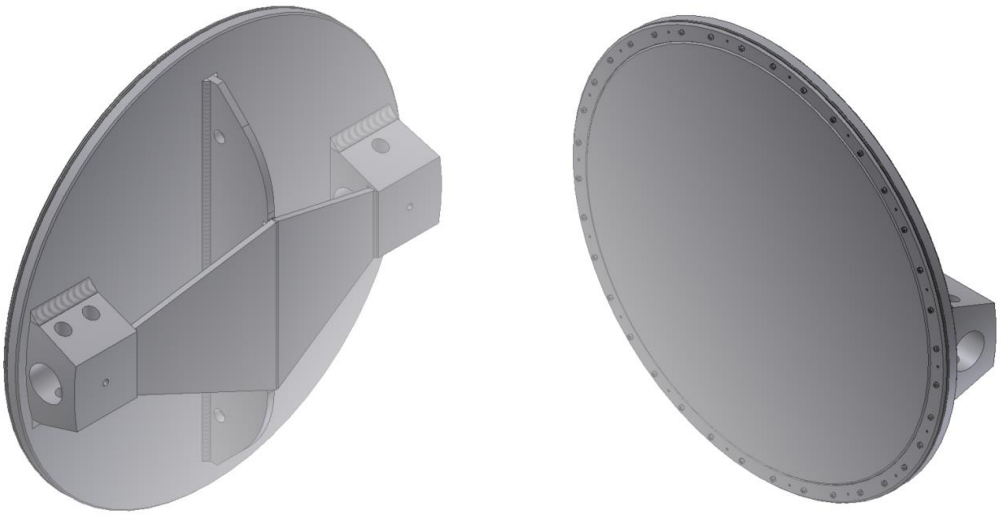
$$e_2 \approx \frac{DN}{100}\ [mm] \tag{5.1}$$

Po získání velikostí excentricit lze zhotovit 3D CAD model **disku**. Důležitým konstrukčním prvkem disku je těsnění. Byl navrhnut tvar těsnění, jehož tvar tvarově odpovídá klapkám, které byly již pro firmu zhotoveny, a šel získat zpětným dopočítáním bezrozměrný koeficient těsnění μ. Toto těsnění zvané **delta kroužek** se následně poptá a na zakázku vyrobí u externího výrobce. Na Obr. 40 je vidět uložení těsnícího delta kroužku na disku v sestavě. Delta kroužek je vložen do připravené drážky v talíři disku a sevřen přítlačným kroužkem. Aby byla všude stejná mezera, jsou v přítlačném kroužku závitové díry se stavěcími šrouby (červíky), kterými se nastavuje mezera mezi diskem a přítlačným kroužkem.



Obr. 40: Uložení delta kroužku

Jelikož je klapka pro průměr DN1800, tak kvůli velkým rozměrům a s tím spojeným vyšším ohybovým momentům, které působí od tlaku tekutiny, je nutno zhotovit žebrování pro disk. Žebrování se konstruuje z důvodu, aby byla zaručena tuhost konstrukce disku. Následná tuhost se prověří numerickou MKP simulací a ověří se deformace. Maximální odhadovaná deformace disku by měla být okolo 1 mm. Tato hodnota je dána ze zkušenosti u klapek těchto rozměrů. Disk je uložen v těle klapky na dvou hřídelích, které jsou na disku uloženy v „nálitcích“, jež jsou k disku přivařeny tupo-koutovými svary.



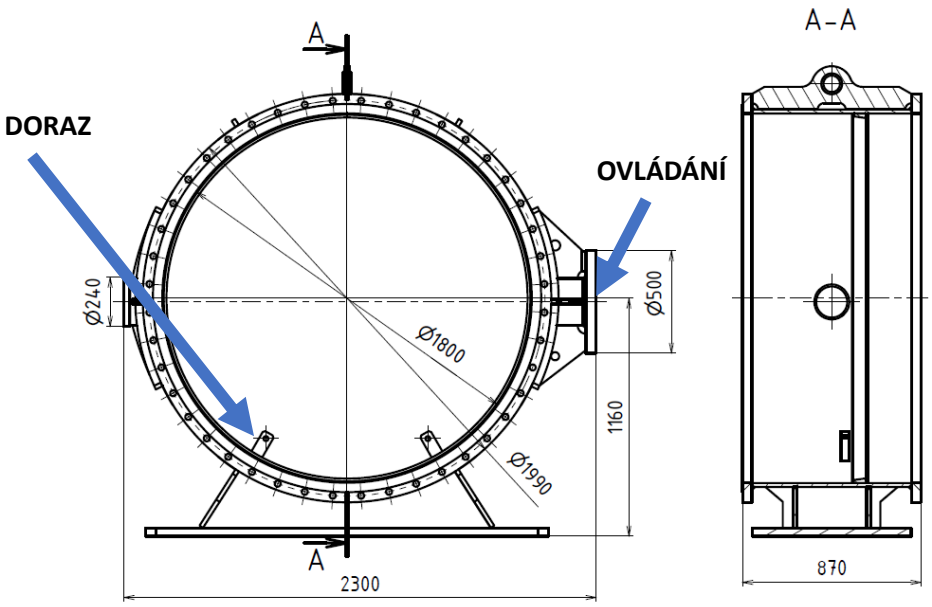
Obr. 41: Disk klapky DN1800 PN2,5

Pro spojení disku s tělem klapky jsou použity hřídele a přenos kroutícího momentu je přes kuželové kolíky (ISO 2339). Pro ty bylo nutné udělat výpočet, který bude zmíněn v následující části pojednávající o zavíracím mechanismu.

Když je dokončen tvar disku a provedena numerická simulace proudění, ze které se získá momentová charakteristika, je možno navrhnout tělo klapky. Tělo klapky je konstruované jako svařenec, jehož funkční plochy se budou po svařování obrábět. Finálně obrobený svařenec je vidět na Obr. 42.

Obr. 42: Tělo klapky

Tělo je zkonstruováno z plechů tloušťky 20 mm. Vnitřní plášť (potrubí) je konstruován jako stočený plech, který bude v horní části svařen tupým svarem. Pro pevnost konstrukce je tělo vyztuženo symetricky rozmístěnými výztuhami. Jelikož je hmotnost klapky dost vysoká a společně s diskem váží přes 4 000 kg, nemůže být klapka samonosná a musí mít podstavu. Z projektu umístění této klapky je vzdálenost podlahy od osy potrubí 1 300 mm. Díky tomu lze na tělo klapky zkonstruovat základnu, na které bude celá klapka stát. Klapka následně bude společně s uzavíracím mechanismem umístěna na společné podstavě.



Obr. 43: Náčrt těla klapky

Uvnitř potrubní části je přivařen doraz těsnění a dorazy disku. Dorazy disku jsou zkonstruovány se závitovou dírou, ve které je dorazový šroub, kterým se nastaví správná poloha disku. Je to z toho důvodu, že zavřená poloha není konstruovaná na „doraz" ovládacího hydraulického válce a celá tíha závaží by byla na styku dorazu těsnění a těsnění, a to je nežádoucí.

Pro připojení zavíracího mechanismu je tělo klapky osazeno přírubou, jejíž rozměry se řídí normou ISO 5211 [6]. Ta předepisuje rozměry příruby pro přenášený kroutící moment. V Tab. 5 jsou vypsané typy přírub a maximální kroutící moment, který je příruba schopna přenést. Ze simulace a z návrhu závaží byl získán kroutící moment, který musí příruba přenést. Velikost momentu je $M \approx 22\,000\,Nm$. Proto byl zvolen typ příruby F40 (max. moment $63\,000\,Nm$). Volba vyšší řady byla zvolena z důvodu vyšší bezpečnosti.

Tab. 5: Norma ISO 5211 [6]

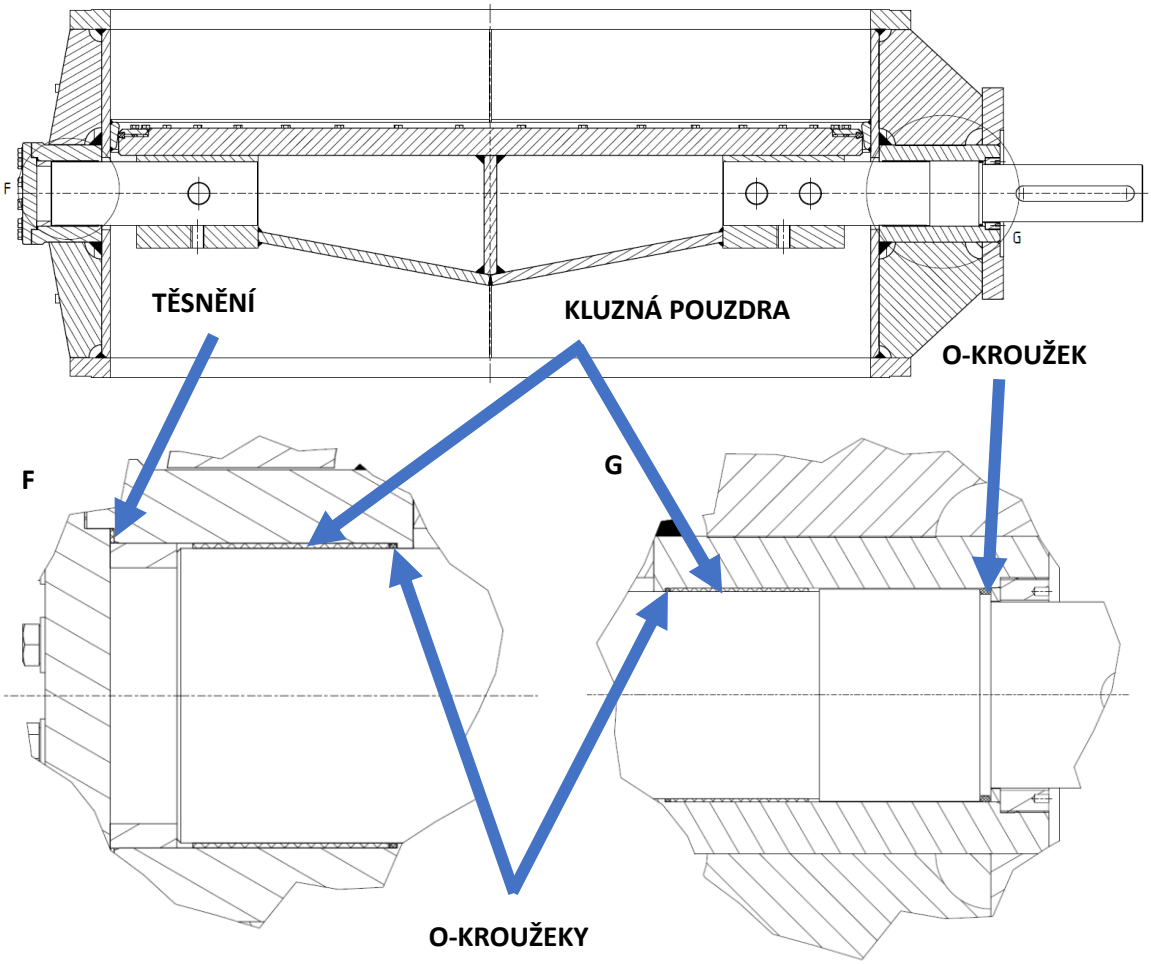
Typ příruby	Maximální kroutící moment na přírubě [Nm]
F03	32
F04	63
F05	125
F07	250
F10	500
F12	1 000
F14	2 000
F16	4 000
F25	8 000
F30	16 000
F35	32 000
F40	63 000
F48	125 000
F60	250 000
F80	500 000
F100	1 000 000

Disk je v těle klapky uložen na kluzných samomazných ložiskách. Jejich výhodou je bezúdržbový provoz, vysoká nosnost, tenkostěnná konstrukce, nízká cena a přenos vysokého zatížení. Nevýhodou je, že jsou schopny přenést jen radiální zatížení a při nižších kluzných rychlostech. Tyto nevýhody jsou díky aplikaci v tomto uložení eliminovány. Volba těchto ložisek proběhla ze získaných dat simulace. Pro každou měřenou polohu klapky byla odečtena síla působící na disk ve směru X a Y.

Na Obr. 44 je vidět uložení těchto kluzných pouzder. Ta jsou uložena s axiální vůlí a jsou zatěsněna O-kroužky. Toto je typické uložení, které je osvědčeno pro konstrukce klapek

na tlak PN2,5. Levý hřídel (detail F) je zatěsněn těsněním (buď měděným nebo těsněním od firmy KLINGERSIL, které je bezazbestové a skládá se s aramidových vláken spojených NBR). Pravý hřídel (detail G) je utěsněn O-kroužkem, který je zajištěn na míru vyrobenou maticí.

Pravý hřídel na Obr. 44 je hřídel, který přenáší kroutící moment ovládání. Přenášený kroutící moment bude zmíněn níže při návrhu zavíracího mechanismu. Na ten pak následně byla navrhována dvě těsná pera.



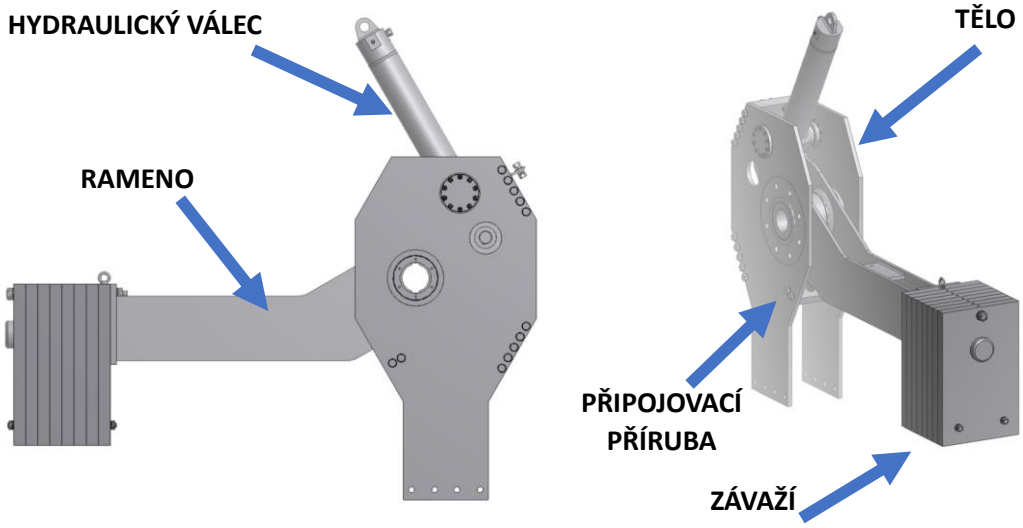
Obr. 44: Uložení disku – řez

5.2 Zavírací mechanismus

Pro klapku byl vybrán gravitačně-hydraulický typ zavíracího mechanismu. To je typ, kdy zavírání probíhá automaticky gravitačním závažím. To má výhodu, že při nouzových stavech, kdyby by došlo k odpojení elektrické sítě nebo nastala chyba v hydraulickém agregátu, tak se turbína automaticky zavře, a tím odstaví. Otevírání pak zajišťuje hydraulický válec, který musí zvednout závaží a otevřít klapku.

Na Obr. 45 je 3D model sestavy zavíracího mechanismu. Konstrukce se skládá ze šroubovaného těla, ramena závaží, závaží a hydraulického válce.

Tělo je konstruováno jako šroubovaná sestava dvou bočnic. Aby byly funkční plochy obrobeny a byla zaručena souosost, je nutné, aby byly funkční plochy obráběny až v sestaveném stavu. Plochy, které se budou obrábět, jsou místa pro uložení hydraulického válce, průměr pro uložení ramene závaží a příruba pro připojení ke klapce.



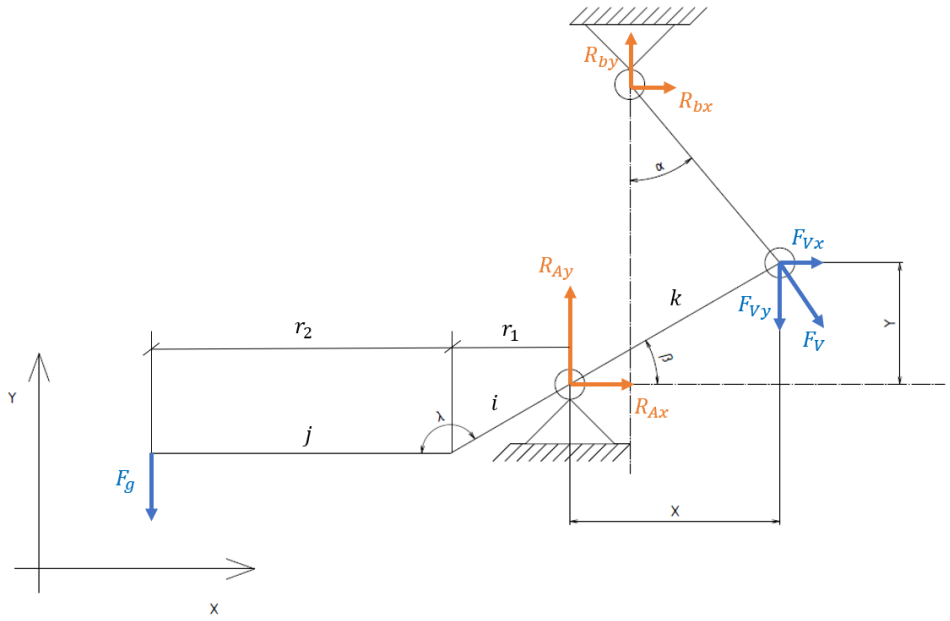
Obr. 45: Sestava zavíracího mechanismu

Pro konstrukci a dimenzování konstrukčních prvků zavíracího mechanismu je důležité udělat základní silové rozložení. K tomuto bylo sestrojeno schéma (Obr. 46). Pro navrhnuté hodnoty rozměrů zavíracího mechanismu byla sestrojena rovnice (5.2), která vyjadřuje moment od závaží. V prvním kroku bylo vymodelované závaží a odečetla se jeho hodnota z CADu. Následně se zvolily délky ramene a lze vykreslit průběh momentu M_g.

$$M_g = F_g \cdot (r_1 + r_2) = m_{zav} \cdot n \cdot g \cdot (r_1 + r_2)\ [Nm] \tag{5.2}$$

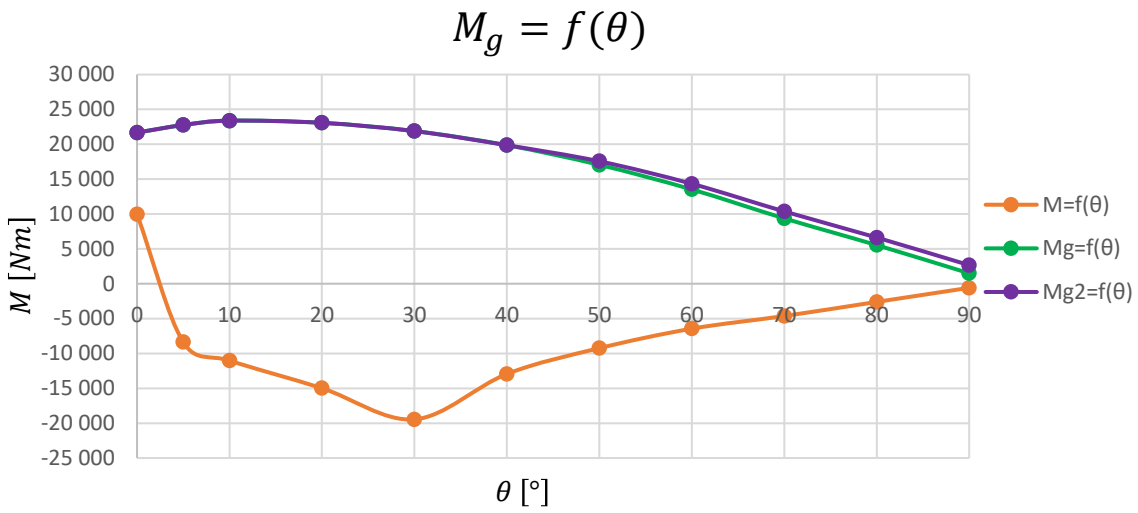
Kde:

$$r_1 = i \cdot \cos(\beta)\ \ a\ r_2 = j \cdot \cos(\varphi)\,;\varphi \in < 0°; 90° > \tag{5.3}$$



Obr. 46: Silový rozbor zavíracího mechanismu

Moment, který je od tíhy závaží $M_g\,[Nm]$, je navrhován na nejvyšší hodnotu momentu z momentové charakteristiky, která byla získána v kap. 0 (Graf 5). Výsledný Graf 7 vizualizuje pokrytí potřebného momentu momentem od gravitačního závaží (zelená křivka). Výsledná bezpečnost pro úhel $\theta = 0°$ je $k_{zav} = 2{,}18$. Tato bezpečnost je pro eliminaci nepřesností výsledků simulace a možnosti zvětšení třecích ztrát. Dále tato bezpečnost pokrývá i sílu potřebnou k zasunutí hydraulického válce, která není nijak určena. Tato hodnota by šla dopočítat z účinnosti hydraulického válce, ovšem jelikož se tento hydraulický válec dělá na míru, jeho účinnost by se musela zjistit experimentálně. V grafu jsou hodnoty momentu závaží i s odečtenými ztrátovými momenty v kluzných pouzdrech.



Graf 7: Pokrytí momentové charakteristiky závažím

Jak ukazuje Graf 7, v poloze, kdy je klapka otevřena, je hodnota ramene závaží malá. Ze zkušeností s již vyrobenými klapkami vyplývá, že nastává problém s bodem $\theta = 90°$, kdy je klapka plně otevřena a je požadavek na zavření. Docházelo k tomu, že když byla klapka dlouho otevřená, byly všechny komponenty zatuhlé, olej v soustavě byl studený a měl větší viskozitu a soustava se nemohla odtrhnout a začít zavírat. To se řeší přidáním pružiny do hydraulického válce ovládání. Konstrukce hydraulického válce bude popsána v následující kapitole a její výhodu znázorňuje fialová křivka v Graf 7.

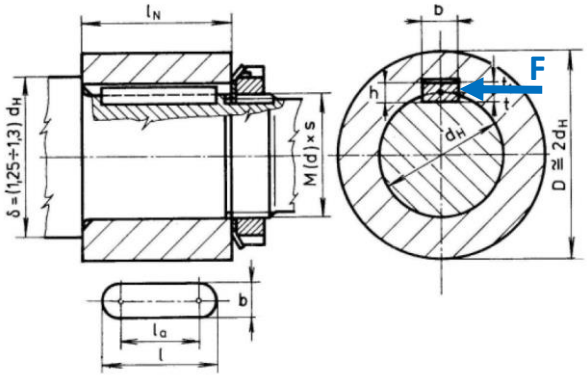
5.2.1 Kontrolní výpočty

Nyní je díky kompletní momentové charakteristice proudění spojené s charakteristikou gravitačního zavíracího mechanismu možné udělat kontrolu kolíků a těsných per. Kontrola bude provedena v softwaru MITCalc. Jak vyjadřuje Graf 7, největší kroutící moment, který bude na hřídel ovládání působit, je v bodě $\theta = 0°$. Jeho hodnota je $M_{max} \approx 22\,000\,Nm$. Z charakteristiky taktéž vyplývá, že by největší moment měl být při $\theta = 30°$. Ovšem není tomu tak, neboť moment od závaží M_g je nulován na rameni hydraulickým válcem, který se pomalu zavírá (rychlost zavírání je řízena škrtícím ventilem).

1) Kontrola těsných per

Pro výpočet v tomto softwaru je nutno zadat vstupní výkon a otáčky, tyto veličiny byly zvoleny a dopočítány pro potřebný kroutící moment. Materiál hřídele a pera byl zvolen shodný, a to 11 600, pro náboj byla vybrána ocel 11 523. Další potřebné veličiny jsou uvedeny v Tab. 6. Kontrola byla provedena na otlačení per. Kontrolu na střih není nutné dělat z důvodu velkých rozměrů per. Určení kontaktního tlaku vychází z rovnice (5.4). Výpočtové schéma je pak vidět na Obr. 47. Po dosazení hodnot z Tab. 6 byl proveden i analytický výpočet, kdy kontaktní tlak vyšel $p_{kont} = 95\ MPa$. Rozdíl oproti MITCalcu je dán tím, že se v analytickém výpočtu používá zjednodušení výšky těsných per na polovinu. Naopak MITCalc počítá i s dynamickým zatěžováním a zohledňuje více proměnných (např. materiál, využití, životnost atd.).

$$p_{kont} = \frac{2 \cdot M_k}{\frac{h}{2} \cdot l_{per} \cdot \varnothing d_H \cdot n_{per} \cdot \kappa} \leq p_D\ [MPa] \tag{5.4}$$



Obr. 47: Schéma výpočtu těsných per

Tab. 6: Vstupní hodnoty pro kontrolu per

Veličina	Hodnota	Veličina	Hodnota
Kroutící moment	22 000 Nm	Rozložení zatížení κ	0,8
Průměr hřídele	135 mm	Pero b x h	36 x 20 mm
Počet per	2	Délka pera	250 mm

3.0	☑ **Pevnostní kontroly spoje**							
3.1	**Kontrola hřídele na krut**				3.5	**Kontrola otlačení drážky hřídele**			
3.2	Dovolené napětí v krutu	τ_D	200	[MPa]	3.6	Dovolený tlak	p_D	130	[MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ	46,3	[MPa]	3.7	Srovnávací tlak	p	62,4	[MPa]
3.4	Bezpečnost		4,32		3.8	Bezpečnost		2,08	
3.9	**Kontrola pera na otlačení**				3.13	**Kontrola otlačení drážky náboje**			
3.10	Dovolený tlak	p_D	130	[MPa]	3.14	Dovolený tlak	p_D	130	[MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p	62,4	[MPa]	3.15	Srovnávací tlak	p	53,8	[MPa]
3.12	Bezpečnost		2,08		3.16	Bezpečnost		2,42	

Obr. 48: Kontrola těsných per

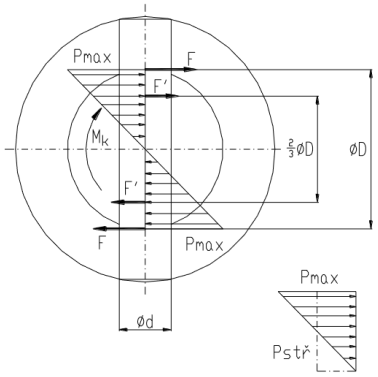
Výsledky pevnostní kontroly spoje jsou na Obr. 48. Spoj vyhovuje s minimální bezpečností 2,08 na otlačení pera a otlačení drážky hřídele.

2) Kontrola kolíků

Stejně jako u předchozího případu se zadal kroutící moment přes výkon a otáčky. Norma pro kuželový kolík je ČSN EN 22339, materiál hřídele a kolíku je 11 600 a materiál náboje (uložení na disku) je 11 523. Pro ověření výpočtu byl proveden taktéž výpočet analyticky. Ověření se provedlo na střih kolíku τ_{kolik} a otlačení hřídele p_{hridel}. Tyto hodnoty jsou zpravidla nejvíc kritické. Pro vyšetření těchto hodnot byly použity (*5.5*) a (5.6). Výpočtové schéma je pak vidět na Obr. 49. Smykové napětí $\tau_{kolik} = 37{,}5\ MPa$, což souhlasí s hodnotou ze softwaru MITCalc, a tlak na hřídeli $p_{hridel} = 56\ MPa$, což taktéž souhlasí.

$$\tau_{kolik} = \frac{M_k}{A_{kolik} \cdot \text{ø}D} = \frac{4 \cdot M_k}{\pi \cdot \text{ø}d_{kolik}^2 \cdot \text{ø}D}\ [MPa] \tag{5.5}$$

$$p_{hridel} = \frac{F'}{A_{kolik}} = \frac{3 \cdot M_k}{2 \cdot A_{kolik} \cdot \text{ø}D}\ [MPa] \tag{5.6}$$



Obr. 49: Výpočtové schéma kolíku

Tab. 7: Vstupní hodnoty pro kontrolu kolíků

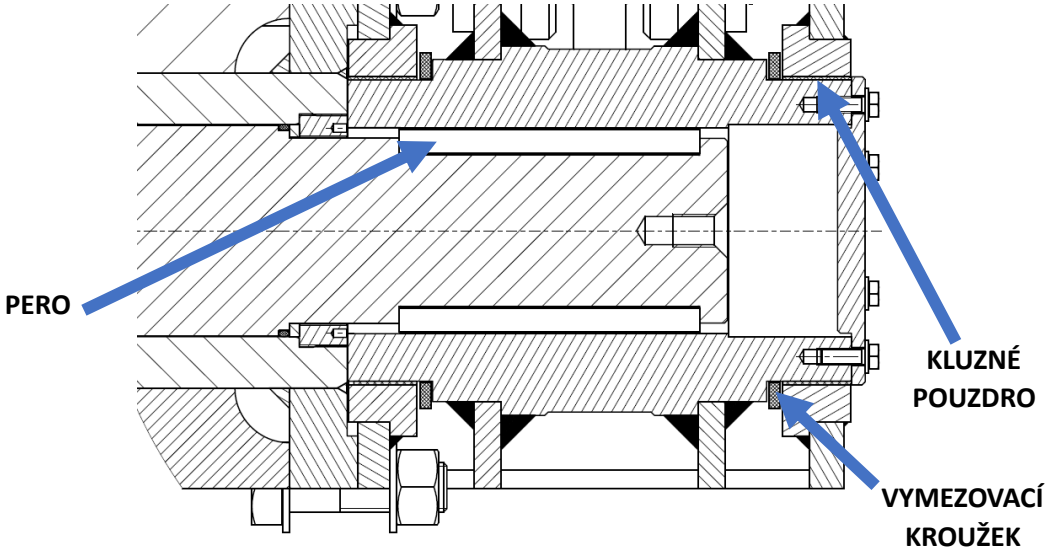
Veličina	Hodnota	Veličina	Hodnota
Kroutící moment	22 000 Nm	Průměr kolíku	50 mm
Průměr hřídele	150 mm	Průměr náboje	355 mm
Počet kolíků	2	Délka kolíku	380 mm

3.0	☑ **Pevnostní kontroly spoje**							
3.1	**Kontrola kolíku na smyk**				3.9	**Kontrola otlačení : Kolík - Náboj**			
3.2	Dovolené napětí ve smyku	τ_D	90,0	[MPa]	3.10	Dovolený tlak	p_D	125,0	[MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ	37,4	[MPa]	3.11	Srovnávací tlak	p	8,5	[MPa]
3.4	Bezpečnost		2,40		3.12	Bezpečnost		14,67	
3.5	**Kontrola kolíku na ohyb**				3.13	**Kontrola otlačení : Kolík - Hřídel**			
3.6	Dovolené napětí v ohybu	σ_D		[MPa]	3.14	Dovolený tlak	p_D	160,0	[MPa]
3.7	Srovnávací napětí	σ		[MPa]	3.15	Srovnávací tlak	p	58,8	[MPa]
3.8	Bezpečnost				3.16	Bezpečnost		2,72	
3.17	**Kontrola hřídele na krut**								
3.18	Dovolené napětí v krutu	τ_D	240,0	[MPa]					
3.19	Srovnávací napětí	τ	23,8	[MPa]					
3.20	Bezpečnost		10,09						

Obr. 50: Kontrola kolíků

Výsledky pevnostní kontroly spoje jsou zobrazeny na Obr. 50. Spoj vyhovuje s minimální bezpečností 2,4 na smyk kolíku.

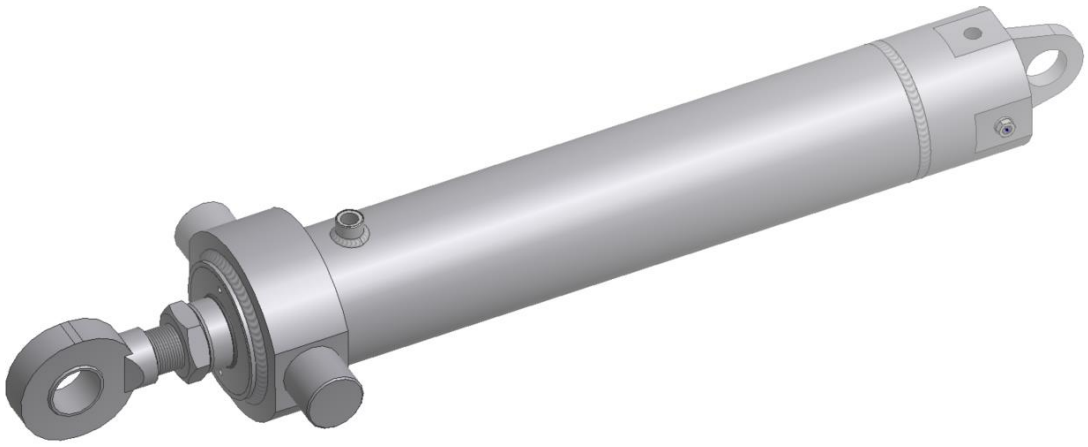
Důležitým konstrukčním prvkem zavíracího mechanismu je náboj ramene, který bude připojen přes přírubu ISO 5211 [6] k tělu klapky. Řez tohoto spojení je vidět na Obr. 51. Rameno je v těle zavíracího mechanismu uloženo na PTFE kluzných pouzdrech. Pouzdra musí být na velkém průměru, který je dán požadavkem dostatečného množství materiálu náboje na těsných perech. Jelikož jsou pouzdra na velkém průměru, tak jejich únosnost je předimenzovaná a jejich délka je normovaná. Tudíž se přistoupilo k tomu, že se pouzdra na soustruhu zkrátí, tím se zmenší rozměry celého zavíracího mechanismu, aniž by byla ovlivněna funkčnost. Bočnice těla, které se připojuje ke klapce je obrobena, aby šlo soustavu sestavit.



Obr. 51: Řez spojení klapky a zavíracího mechanismu

5.3 Hydraulický válec

Pro gravitačně-hydraulický zavírací mechanismus je zkonstruován dvojčinný hydraulický válec s tlumením v koncové poloze, který je uchycen čepy k uzavíracímu mechanismu. Hydraulický válec je ještě vybaven pružinou pro zvýšení momentu závaží v koncové (plně vysunuté) poloze. Kompletní 3D CAD model je vidět na Obr. 52.



Obr. 52: Hydraulický válec

Z požadavku na moment, který zvedne závaží, se navrhly rozměry hydraulického válce. Návrh hydraulického válce vychází z Pascalova zákonu (rovnice (5.7)). Následně se vyjádří minimální potřebný průměr válce, jak je vidět v rovnici (5.8). Potřebná síla F vychází ze silového rozložení (Obr. 46) a tlak p je volená proměnná. Velikost tlaku pro aplikaci ovládání se volí v rozmezí $p = (60 \div 140)\ bar$.

$$p = \frac{F_V}{A} \rightarrow A = \frac{F_V}{p}\ [mm] \tag{5.7}$$

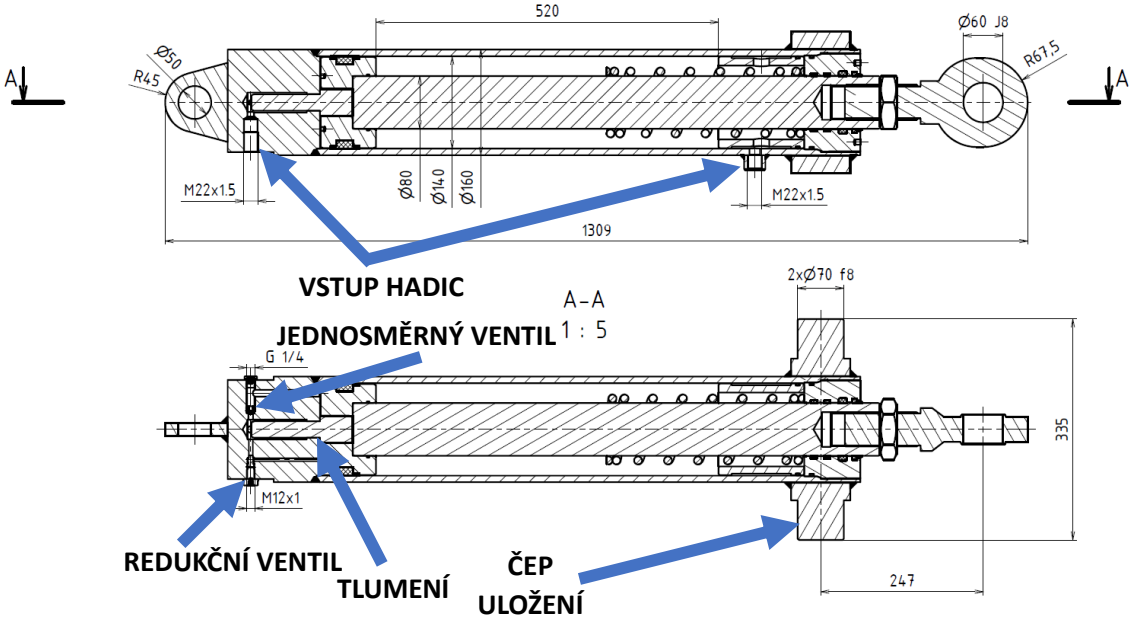
$$\text{ø}D'_{valec} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot p}}\ [mm] \tag{5.8}$$

Po získání hodnoty minimálního průměru válce lze zvolit skutečný průměr válce. Ten se zvolil z katalogových hodnot firmy Hydraulics [24]. Na Obr. 53 jsou uvedeny základní hodnoty rozměrů pro hydraulické válce a je zde zvýrazněna volba.

⌀D	⌀d	⌀D_1	⌀d_1	L	L_0	L_1	L_2	L_3 ±1	L_4 ±1	M	A	B	C	E	K	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. ⌀ d	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
25	12	35	12	142	80	44	18		18	10x1	36	15	29,5	10	9	17,5	90	0,70 + Z x 0,00656
25	14	35	12	142	80	44	18		18	10x1	36	15	29,5	10	9	17,5	150	0,72 + Z x 0,00656
32	18	42	20	170	90	45	35	32	31	12x1,5	36	17	39	16	14	27,5	210	1,50 + Z x 0,00656
32	20	42	20	170	90	45	35	32	31	12x1,5	36	17	39	16	14	27,5	270	1,60 + Z x 0,00703
40	22	50	20	170	90	45	35	32	31	16x1,5	36	17	43	16	14	27,5	260	2,00 + Z x 0,00853
40	25	50	20	170	90	45	35	32	31	16x1,5	36	17	43	16	14	27,5	360	2,00 + Z x 0,00940
50	25	60	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	43	16	48	20	18	32,5	260	3,10 + Z x 0,01063
50	28	60	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	43	16	48	20	18	32,5	360	3,00 + Z x 0,01161
63	32	75	25	215	116	57	42	37	37	16x1,5	50	23	55,5	20	18	35	360	5,00 + Z x 0,01652
63	36	75	25	215	116	57	42	37	37	16x1,5	50	23	55,5	20	18	35	480	5,00 + Z x 0,01820
70	36	85	30	235	125	65	45	45	39	22x1,5	54	25	60,5	22	20	42,5	410	7,35 + Z x 0,02232
70	40	85	30	235	125	65	45	45	39	22x1,5	54	25	60,5	22	20	42,5	540	7,20 + Z x 0,02419
80	40	95	30	240	130	65	45	45	39	22x1,5	59	25	65,5	22	20	42,5	450	8,00 + Z x 0,02604
80	45	95	30	240	130	65	45	45	39	22x1,5	59	25	65,5	22	20	42,5	610	9,00 + Z x 0,02806
90	45	105	35	275	140	80	55	54	49	22x1,5	64	27	70,5	25	25	47,5	510	12,00 + Z x 0,03051
90	50	105	35	275	140	80	55	54	49	22x1,5	64	27	70,5	25	25	47,5	660	12,40 + Z x 0,03344
100	50	120	40	300	155	85	60	57	54	27x2	73	31	82	28	25	52,5	570	17,00 + Z x 0,04254
100	55	120	40	300	155	85	60	57	54	27x2	73	31	82	28	25	52,5	720	17,20 + Z x 0,04580
110	55	130	45	345	185	95	65	67	57	27x2	78	38	87	32	30	60	620	23,60 + Z x 0,04824
110	63	130	45	345	185	95	65	67	57	27x2	78	38	87	32	30	60	860	23,90 + Z x 0,05406
125	63	145	50	417	242	105	70	70	62	33x2	95	50	94,5	35	30	62,5	700	36,60 + Z x 0,05700
125	70	145	50	417	242	105	70	70	62	33x2	95	50	94,5	35	30	62,5	920	37,60 + Z x 0,06300
140	70	160	60	457	252	115	90	78	80	33x2	95	61	102	44	40	80	780	51,90 + Z x 0,06700
140	80	160	60	457	252	115	90	78	80	33x2	95	61	102	44	40	80	1080	52,90 + Z x 0,07600

Obr. 53: Základní rozměry hydraulických válců [24]

Pro válec těchto rozměrů se z katalogu Hydraulics [24] taktéž vybraly hodnoty rozměrů čepů uložení (Obr. 54). V katalogu bylo taktéž vybráno šroubované oko s nalisovaným ložiskem, které bude použito.

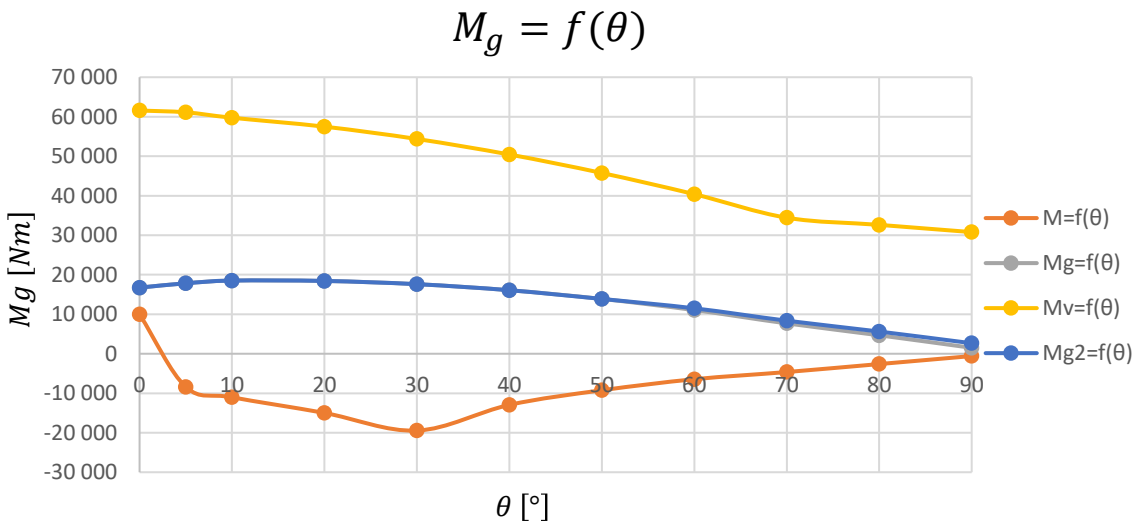


Obr. 54: Řez hydraulickým válcem

Na Obr. 54 je vidět řez hydraulického válce. Všechna hydraulická těsnění byla vzata z katalogu od firmy HENNLICH [25]. Dále byla do konstrukce přidána pružina pro zlepšení momentové charakteristiky (Graf 7). Válec je zkonstruován s tlumením v koncové poloze (v poloze, kdy $\theta \to 0°$). To je z důvodu, aby došlo k pomalému zavření klapky a nedošlo k hydraulickému rázu v potrubí, který je velmi nebezpečný. Tlumení tohoto hydraulického válce zajišťuje posledních $13°$ při zavírání klapky. Pro vysunutí válce z koncové polohy je zde jednosměrný ventil, který se při otevírání otevře a olej proteče k pístu.

Píst je konstruován tak, že ve vysunuté krajní poloze je klapka plně otevřena ($\theta = 90°$) a v poloze plně zasunuto je teoretický úhel klapky $\theta = -1°$. Tato koncová poloha hydraulického válce se nastaví vyšroubováním nebo zašroubováním oka, dokud se disk neopře o dorazy v klapce. Následně se nastaví i šrouby na dorazu zavíracího mechanismu. Hydraulický válec této krajní polohy teoreticky nikdy nedosáhne, ale tato vůle je nutná ke správné funkci.

V posledním kroku byla doplněna křivka momentu od hydraulického válce. To znázorňuje Graf 8. Hydraulický válec je navržen s bezpečností 1,5 při tlaku $p = 80\ bar$. Tato bezpečnost se zvýší na 1,85 při tlaku $p = 100\ bar$. Tím je zaručeno otevření. Konstrukce pístu je do $p_{MAX} = 200\ bar$.



Graf 8: Kompletní momentové pokrytí

5.4 MKP analýza

Pro ověření pevnosti konstrukce byla použita metoda konečných prvků. Součásti, které byly simulací zkoušeny, jsou disk klapky a tělo klapky. Výpočet pevnosti těla klapky a disku byly provedeny nezávisle na sobě pro nejvíce zatíženou polohu klapky. Simulace byla provedena s uvažováním skutečných okrajových podmínek, které vychází z konstrukce. Pro MKP analýzu byl použit MKP software ANSYS Static Structural.

Simulované části byly v CADu upraveny, aby šly lépe vysíťovat. Byly odstraněny vymodelované svary, byla odstraněna těsnění a vymazány díry, na které díky konstrukci nelze nahlížet koncentrátory napětí.

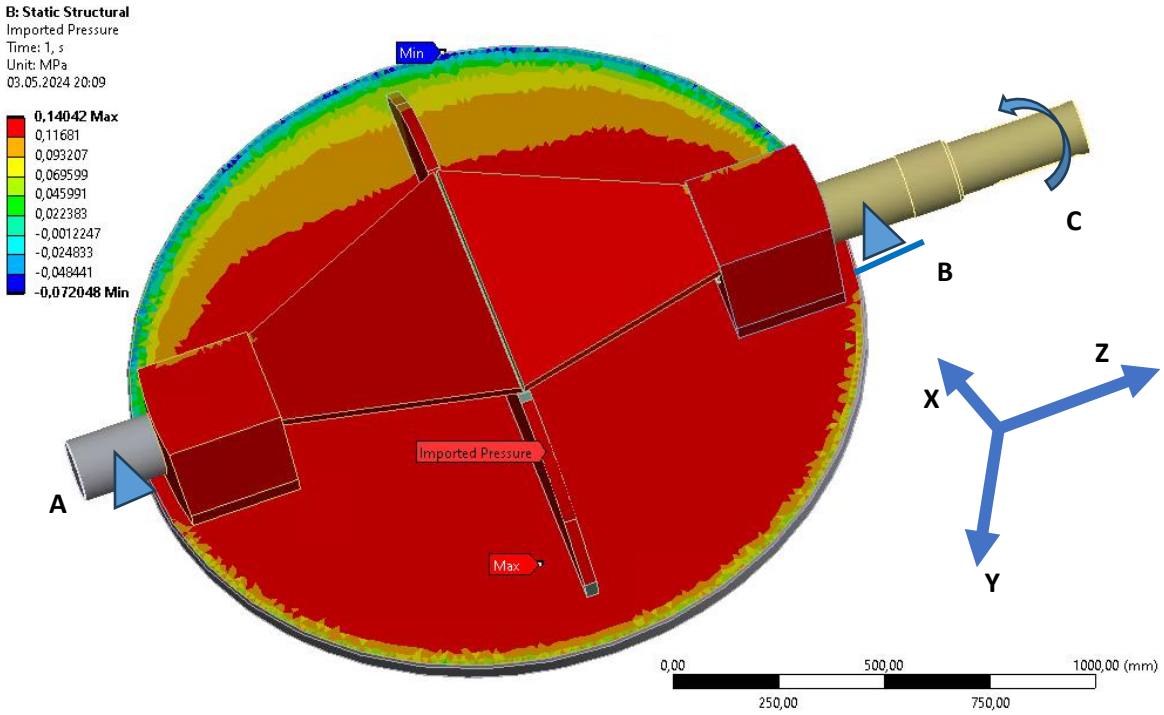
1) DISK

Disk klapky je nejvíce zatížen v poloze $\theta = 30°$, jak je vidět např. v Graf 8. Zde působí na disk $M \approx -20\ 000\ Nm$. Tento moment je způsoben proudem tekutiny a tato hodnota byla odečtena ze simulace.

Pro analýzu se s výhodou použila možnost exportování tlakového pole z CFD simulace do MKP simulace pro danou polohu. Disku klapky se nastavil úhel otevření $\theta = 30°$ a následně byl proveden CFD výpočet bez okrajové podmínky symetrie. Hodnoty nastavení CFX-Pre jsou zobrazeny v Tab. 8. Na Obr. 55 je vidět importované tlakové pole ze simulace proudění.

Tab. 8 Zvolené parametry pro simulaci proudění na MKP

Veličina	Hodnota
Úhel natočení klapky	$\theta = 30°$
O.P. vstupu	$Q = 7\ m^3/s$
O.P. výstupu	$p_{celk} = 0\ Pa$
Turbulentní model	$k - \epsilon$



Obr. 55: Importované tlakové pole

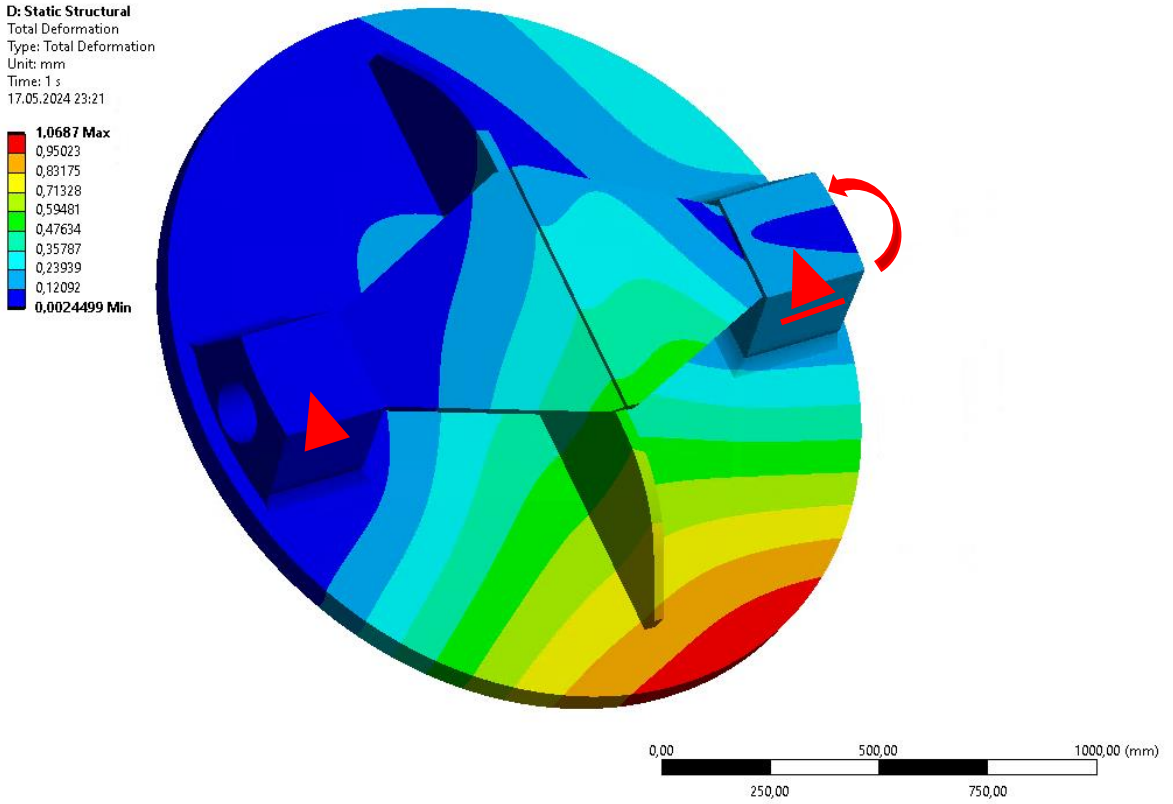
Na Obr. 55 jsou taktéž zobrazeny okrajové podmínky, které byly nastaveny pro MKP analýzu. Pro správný výpočet byly hodnoty posuvu v podpoře A zvoleny nulové, v podpoře B byl nastaven volný posuv v ose Z a aby úloha odpovídala skutečnosti, tak rotace v ose Z je zakázaná v místě těsných per, které znázorňuje podpora C. Nastavené okrajové podmínky jsou vypsány v Tab. 9.

Tab. 9: Okrajové podmínky pro výpočet disku

Podpora A	Podpora B	Podpora C
$u_X = 0$	$u_X = 0$	$\varphi_Z = 0$
$u_Y = 0$	$u_Y = 0$	
$u_Z = 0$		

Výsledek simulace, který je vidět na Obr. 56, udává celkovou deformaci disku. Největší deformace odpovídá místu, kde působí maximální tlak z tlakového pole (Obr. 55). Pro zjištění deformace samostatného disku bylo nutno odstranit hřídele uložení. Je to z důvodu, že okrajové podmínky dané podporami (Obr. 55) nejsou rozloženy po ploše, kde je kluzné pouzdro, ale jsou koncentrovány do referenčního bodu, který je v místě středu kluzného pouzdra. To způsobuje větší průhyby. V této úloze je hlavní zkontrolovat deformaci pouze samostatného disku, proto byly použity stejné okrajové podmínky jako v úloze výše, jen byly umístěny přímo do domků uložení hřídelů, a to konkrétně do poloviny šířky domku v ose Z.

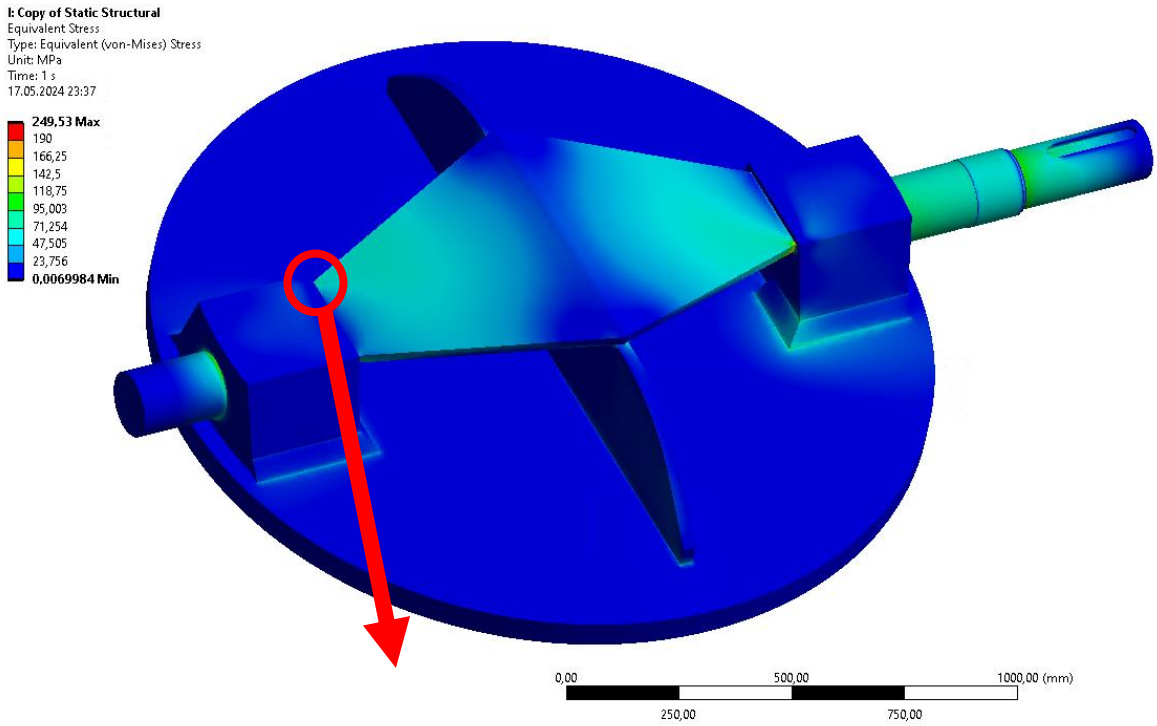
Největší celková deformace odpovídá hodnotě 1 mm. Velikost této deformace je pro průměr 1800 mm přijatelná. Hodnota této deformace odpovídá importovanému tlakovému poli, které je vidět na Obr. 55.



Obr. 56: Deformace disku

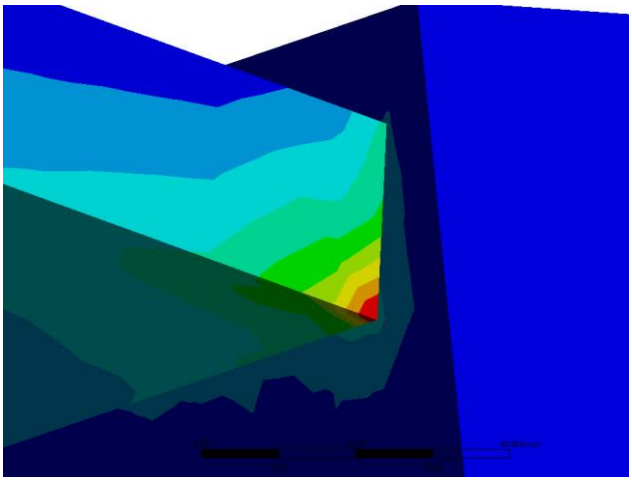
Na následujícím snímku (Obr. 57) je vykresleno ekvivalentní von Misesovo napětí. Disk je vyroben z oceli S355J0. Následně nejvíce zatížené místo je zobrazeno na Obr. 58. Ocel S355J0 (11 523) má mez kluzu $\sigma_{kt} = 355\ MPa$. Jelikož se v tomto místě nachází svar, je nutné uvažovat sníženou mez kluzu. Tato mez kluzu se snižuje násobením původní meze kluzu součinitelem anizotropie, a jelikož místo se špičkou napětí se nachází v místě svaru, je nutno tento svar posoudit vůči snížené mezi kluzu. Součinitel anizotropie se zvolil z normy ČSN 05 0120 [26] (Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí). Jelikož místo na detailu (Obr. 58) je v místě koutového svaru, byl zvolen pro technologii svařování elektrickým obloukem součinitel anizotropie $\alpha_\tau = 0{,}7$. Taktéž byla zvolena dle této normy (ČSN 05 0120) doporučená hodnota bezpečnosti $k_{svar} = 1{,}5$. Z rovnice (5.9) vyplývá dovolené smykové napětí pro místo svaru. Dovolené napětí pro tupý svar a ocel S355J0, včetně bezpečnosti, vychází $\tau_{dov} = 165\ MPa$.

$$\tau_{dov} = \alpha_\tau \cdot \frac{\sigma_{kt}}{k_{svar}}\ [MPa] \tag{5.9}$$



Obr. 57: Srovnávací napětí na disku

Tato hodnota je v kritickém místě překročena. Jak je vidět na Obr. 58, místo s maximálním napětím se nachází na okraji plechu výztuhy. Toto místo je omezeno na okrajovou část jednoho elementu v místě, kde se rovné linie sbíhají do jednoho bodu. Z důvodu koncentrace tohoto maxima v jednom malém bodě, byla určena střední hodnota napětí po svislé linii svaru. Průměrná hodnota napětí je $\bar{\tau} = 150\ MPa$. Toto napětí již vyhovuje i s dostatečnou bezpečností tomuto zatěžovacímu stavu disku klapky.



Obr. 58: Nejvyšší napětí na disku

2) TĚLO KLAPKY

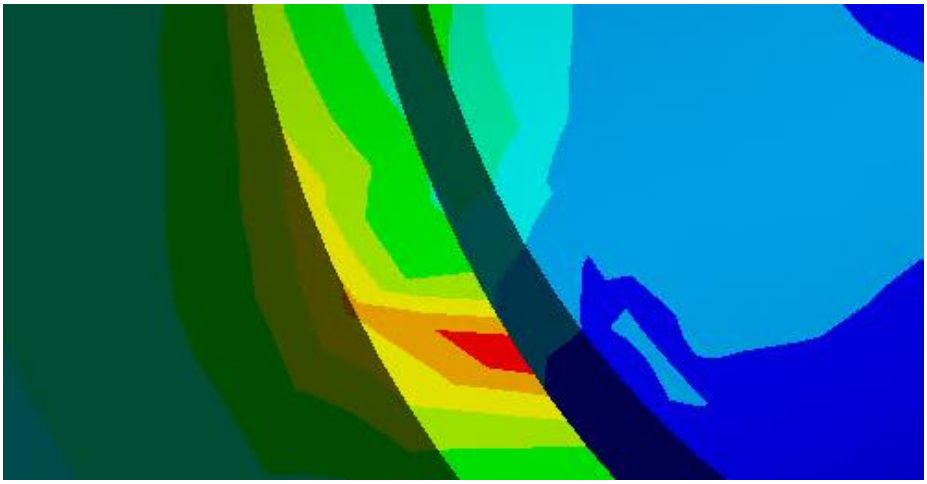
Tělo klapky je zatíženo vnitřním přetlakem, který je dán výškovým spádem vody na konkrétní lokalitě. Dále na tělo klapky působí reakce od disku. Tyto reakce se odečetly z předchozí simulace a jejich hodnoty byly vloženy do simulace těla klapky.

Materiál těla klapky je stejně jako u disku ocel S355J0 (11 523). Proto se výsledné srovnávací napětí musí porovnat s mezí kluzu oceli ($\sigma_{kt} = 355\ MPa$) nebo, pokud to bude v místě svaru, se sníženou mezí kluzu.

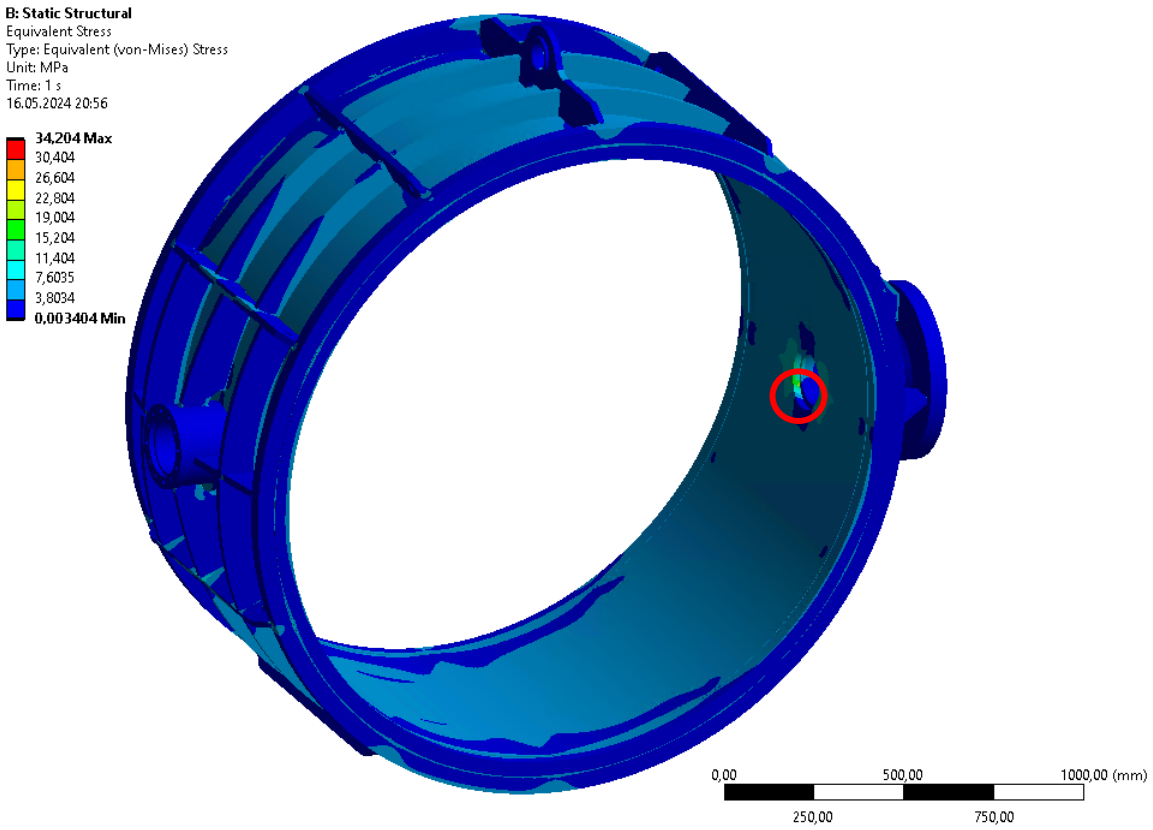
Tělo klapky je uchyceno šroubovanými přírubami ke zbylé části potrubí. Z toho vyplývá okrajová podmínka pro simulaci. Na příruby byly aplikovány okrajové podmínky – podpora bez tření (frictionless support). Aby byla soustava nepohyblivá, je nutno ještě použít na jednu z přírub podmínku nulových posuvů v ose X, Y a Z (Obr. 59).

Obr. 59: Vysíťovaný model těla klapky

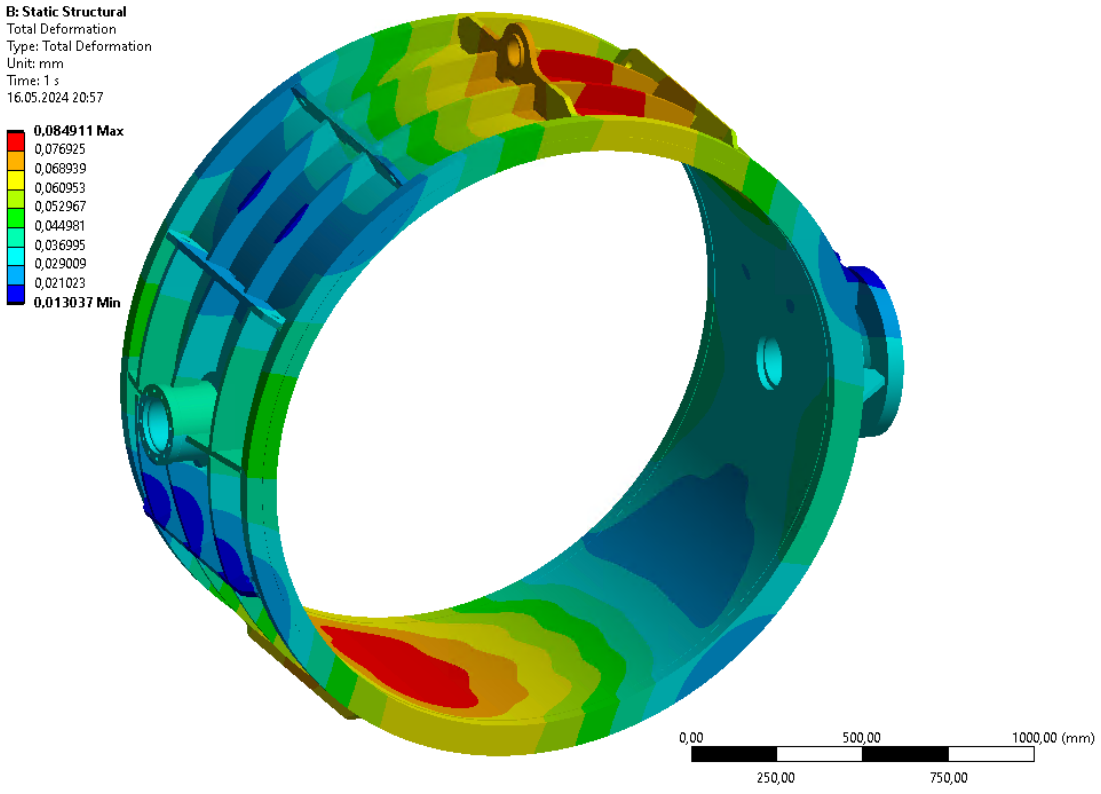
Výsledek simulace je na Obr. 62. Tento snímek zobrazuje celkovou deformaci klapky, která nabývá maximální hodnoty 0,085 mm. Tato hodnota je velmi nízká a potvrzuje pevnostní odolnost konstrukce tohoto těla. Dále je na Obr. 61 vidět ekvivalentní von Misesovo napětí se zvýrazněným kritickým místem, které je zobrazeno na Obr. 60 (toto místo je následně označeno v Obr. 61). Nejvyšší hodnota tohoto napětí je 34,2 MPa. Tato hodnota je vůči sníženému dovolenému napětí, které vychází z rovnice (5.9) s bezpečností 4,7. Je použito snížené dovolené napětí, jelikož se kritické místo nachází v místě tupého svaru.



Obr. 60: Maximální von Misesovo napětí na těle klapky



Obr. 61: Srovnávací napětí v těle klapky



Obr. 62: Celková deformace těla klapky

Vyhodnocení MKP simulace

Disk klapky byl zatížen tlakovým polem v poloze, která odpovídá největšímu zatížení dle CFD simulace. Při vykreslení srovnávacího (von Misesova) napětí je nejvyšší hodnota napětí v místě svaru a překračuje sníženou mez kluzu. Jak je vysvětleno výše, dá se tato špička považovat za chybu sítě a singularitu ve výpočtu. Ovšem při uvažování průměrné hodnoty napětí po linii tento svar vyhovuje. Důvody k tomuto vyhodnocení jsou zmíněny v kapitole výše. Na ostatních částech jsou hodnoty napětí převážně kolem 40 MPa. Na hřídelích uložení je hodnota tohoto napětí vyšší, ale její maximum je kolem 100 MPa. Následně byla odečtena hodnota maximální deformace disku, která dle předpokladů vyšla kolem 1 mm. Velikost deformace je důležitým ukazatelem celkové tuhosti disku.

Tělo klapky bylo zatíženo vnitřním přetlakem a silovými reakcemi hřídelů disku. Hodnota napětí v těle klapky dle předpokladu nedosahuje velkých napětí a hodnota celkové deformace je téměř zanedbatelná.

Výsledky simulace jsou pozitivní a získané hodnoty deformací a srovnávacího napětí s dostatečnou bezpečností vyhovují nejvíce zatíženému stavu, který může nastat. Z povahy umístění této klapky do MVE bude tento stav nastávat jen zřídka. Klapka bude provozována pouze v režimu otevřeno nebo uzavřeno a tento kritický stav bude nastávat jen při zavírání.

Tato uzavírací armatura se navrhuje takto naddimenzovaná z důvodu velkého požadavku na správnou funkci i při nepředvídatelných situacích. Dalším požadavkem je dlouhá životnost armatury, kdy se očekává její funkčnost na desítky let, a konstrukce by měla počítat s případným úbytkem materiálu při korozi nebo kavitaci. Životnost této armatury je taktéž závislá na její údržbě, kdy by se měla měnit těsnění (na disku a v uložení).

6. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout provozní uzávěr turbíny malé vodní elektrárny. Konstrukční návrh zohledňuje požadavky na funkčnost, řídí se zavedenými a prověřenými konstrukčními trendy. Provozní uzávěr taktéž zohledňuje možnost výroby výrobními kapacitami zadavatele této diplomové práce. Použití těchto provozních uzávěrů je pro malé vodní elektrárny a díky vytvoření univerzální charakteristiky lze typ této konstrukce univerzálně použít pro různé světlosti potrubí.

V teoretické části jsou popsány zavedené typy používaných provozních uzávěrů a je zde vysvětlen důvod zvolení konstrukce klapky s dvěma excentricitami. Pro danou konstrukci provozního uzávěru jsou zde uvedeny potřebné rovnice pro výpočet ovládacích momentů a získání průtokových charakteristik, včetně výpočtu tlakových ztrát, které jsou typické pro danou armaturu. Následně je zde zmíněna nutná teorie pro zhotovení CFD simulace proudění pro získání průtočné charakteristiky a hydrodynamického kroutícího momentu. Jsou zde uvedeny turbulentní modely a jejich výhody. Nakonec jsou vyjmenovány možnosti volby okrajových podmínek, bez kterých nelze zhotovit numerickou simulaci.

Praktická část se věnuje samotné simulaci proudění. Je zde podrobně popsáno nastavení numerického řešiče, volba geometrie, sítě a s tím i spojené nastavení okrajových podmínek. Dále jsou výsledky simulace vyhodnoceny a je sestavena univerzální charakteristika. Dále se určila hodnota místní ztráty této armatury a hodnota průtoku pro referenční tlakový spád. Tyto hodnoty byly následně porovnány s etalonovými hodnotami a potvrdila se shoda s těmito výsledky. Následuje popis samotné konstrukce provozního uzávěru (klapky), zavíracího mechanismu a ovládacího hydraulického válce. V části popisu konstrukce jsou zmíněny především důležité konstrukční uzly, jejich dimenzování a kontrola za pomocí softwaru MITCalc. V poslední části praktické části je MKP pevnostní analýza samotného provozního uzávěru. Ta potvrdila pevnost konstrukce, čímž byly splněny cíle práce.

Poznatky z této diplomové práce, která je zadána firmou TURBOMA s.r.o., budou sloužit jako základ pro uvedení tohoto provozního uzávěru do výroby. Tato práce obsahuje kompletní postup pro návrh konstrukce a obsahuje i univerzální charakteristiku, která umožňuje snadnější konstrukci budoucích typů provozních uzávěrů pro stejné hodnoty nominálního tlaku PN.

Seznam použité literatury

[1] *REGULAČNÍ ARMATURY* [online]. 6. upravené a doplněné vydání. Česká Třebová: LDM, spol. s r.o., 2013 [cit. 2024-03-03]. Dostupné z: https://ldmvalves.com/uploads/Regulacni_armatury_2013.pdf

[2] UZAVÍRACÍ A ŠKRTÍCÍ KLAPKY. In: *Armaturygroup* [online]. 2023 [cit. 2024-03-03]. Dostupné z: https://www.armaturygroup.cz/data/files/2087413b6228f70f3255b88daa393b90_Uzaviraci_a_skrtici_klapky.pdf

[3] Disc for Butterfly Valve. In: *Precision-casting* [online]. 2017 [cit. 2024-05-03]. Dostupné z: https://precision-casting.co.id/project/disc-butterfly-valve/

[4] NĚMEC, Milan, Jan SUCHÁNEK a Jan ŠANOVEC. *Základy strojírenské technologie I*. 3. vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2016. ISBN 978-80-01-06056-8.

[5] ČSN EN 558. *Průmyslové armatury - Stavební délky FTF a CTF kovových armatur pro použití v potrubních systémech spojovaných přírubami - Armatury označované PN a Class*. 09/2022.

[6] ČSN EN ISO 5211. *Průmyslové armatury - Připojení částečně otočných pohonů*. 02/2024.

[7] ČSN EN 1092-1. *Příruby a přírubové spoje - Kruhové příruby pro trubky, armatury, tvarovky a příslušenství, s označením PN - Část 1: Příruby z oceli*. 12/2019.

[8] *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS ANALYSIS OF BUTTERFLY VALVE PERFORMANCE FACTORS* [online]. Logan, Utah: UTAH STATE UNIVERSITY, 2012 [cit. 2024-03-03]. Dostupné z: https://digitalcommons.usu.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2454&context=etd

[9] KOLÁŘ, Václav a Stanislav VINOPAL. *Hydraulika průmyslových armatur : (příručka praktických výpočtů)*. Státní nakladatelství technické literatury, 1963.

[10] ČSN EN ISO 6708. *Potrubní části. Definice a výběr jmenovitých světlostí. DN*. 11/1996.

[11] ČSN EN 12627. *Průmyslové armatury - Konce ocelových armatur pro přivaření tupým svarem*. 09/2018.

[12] *Butterfly Valves: Torque, Head Loss, and Cavitation Analysis*. USA: American Water Works Association, 2001. ISBN 1-58321-041-5.

[13] NUMERICAL ANALYSIS OF BUTTERFLY VALVE-PREDICTION OF FLOW COEFFICIENT AND HYDRODYNAMIC TORQUE COEFFICIENT. In: *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science 2007* [online]. South Korea: CAE Lab, Department of Mechanical Engineering, Dong-A University, 2007, s. 25-30 [cit. 2024-03-24]. ISBN 978-988-98671-6-4. Dostupné z: https://www.iaeng.org/publication/WCECS2007/WCECS2007_pp759-763.pdf

[14] NGUYEN, Quang Khai, Kwang Hyo JUNG, Gang Nam LEE, Sung Bu SUH a Peter TO. Experimental Study on Pressure Distribution and Flow Coefficient of Globe Valve. *Processes*

[online]. 2020, **8**(7), 8 [cit. 2024-03-28]. ISSN 2227-9717. Dostupné z: doi:10.3390/pr8070875

[15] ČSN EN 593. *Průmyslové armatury - Kovové uzavírací motýlové klapky pro všeobecné použití*. 05/2018.

[16] ČSN EN 1267. *Průmyslové armatury - Měření průtokových ztrát s použitím vody jako zkušební tekutiny*. 08/2012.

[17] *REGULAČNÍ ARMATURY* [online]. 6. upravené a doplněné vydání. Česká Třebová: LDM, spol. s r.o., 2013 [cit. 2024-03-03]. Dostupné z: https://ldmvalves.com/uploads/Regulacni_armatury_2013.pdf

[18] Flow Measurement from Differential Pressure. *Control AUTOMATION* [online]. 2024 [cit. 2024-03-29]. Dostupné z: https://control.com/textbook/signal-characterization/flow-measurement-from-differential-pressure/

[19] Součinitel ztráty třením. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2024-03-29]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Sou%C4%8Dinitel_ztr%C3%A1ty_t%C5%99en%C3%ADm

[20] What is CFD | Computational Fluid Dynamics? *Simscale* [online]. 2023 [cit. 2023-12-03]. Dostupné z: https://www.simscale.com/docs/simwiki/cfd-computational-fluid-dynamics/what-is-cfd-computational-fluid-dynamics/

[21] PŘÍHODA, Jaromír a Petr LOUDA. *Matematické modelování turbulentního proudění*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03623-5.

[22] Ansys CFX. *Ansys CFX Turbomachinery CFD Software* [online]. 2023 [cit. 2023-12-10]. Dostupné z: https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx

[23] TIPS & TRICKS: INFLATION LAYER MESHING IN ANSYS. *Leap australia* [online]. 2012 [cit. 2024-04-09]. Dostupné z: https://www.computationalfluiddynamics.com.au/tips-tricks-inflation-layer-meshing-in-ansys/

[24] *VÝROBNÍ KATALOG PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ* [online]. HYDRAULICS s.r.o, 2017 [cit. 2024-05-03]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobni_katalog_cz2022_web.pdf

[25] *HYDRAULICKÁ TĚSNĚNÍ* [online]. HENNLICH, 2018 [cit. 2024-05-03]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/media/kudnxj00/katalog-hennlich-t%C4%9Bsn%C4%9Bn%C3%AD.pdf

[26] ČSN 05 0120. *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*. 05/1972.

Seznam obrázků

Obr. 1: Schéma MVE

Obr. 2: Sestava klapky [2]

Obr. 3: Disk klapky [3]

Obr. 4: Těsnění disku [2]

Obr. 5: Lité tělo klapky (vlevo) [2], Svařované tělo klapky (vpravo)

Obr. 6 Možnosti zavírání klapky [2]

Obr. 7: Uzavírací klapka s jednou excentricitou

Obr. 8: Uzavírací klapka s dvojitou excentricitou [2]

Obr. 9: Uzavírací klapka s trojitou excentricitou [2]

Obr. 10: Klasická sestava klapky s uzávěrem

Obr. 11: Schéma uzávěru – převzato, upraveno z [8]

Obr. 12: Normalizovaná šíře klapky – převzato, upraveno z [2]

Obr. 13: 3D obraz klapky – převzato, upraveno z [8]

Obr. 14: Výpočet závaží

Obr. 15: Průběh hydrodynamického momentu – převzato, upraveno z [12]

Obr. 16: Typický průběh hydrodynamického kroutícího koeficientu C_t – převzato, upraveno z [13]

Obr. 17: Moment těžiště – převzato, upraveno z [12]

Obr. 18: Dosedací moment – převzato, upraveno z [12]

Obr. 19: Moment od excentricity

Obr. 20: Typická momentová charakteristika při různých rychlostech – převzato, upraveno z ČSN EN 593 [15]

Obr. 21: Typická průtočná charakteristika (DN 300 PN 25) – převzato, upraveno z [2]

Obr. 22: Typický průběh tlakové ztráty – převzato, upraveno z [14]

Obr. 23: Schéma měření místní tlakové ztráty – převzato, upraveno z [18]

Obr. 24: Moodyho diagram [19]

Obr. 25: Simulace proudění v uzavírací klapce [1]

Obr. 26: Vysíťovaný model klapky [8]

Obr. 27: Model disku klapky

Obr. 28: Disk klapky v potrubí

Obr. 29: Funkce y+ převzato, upraveno z [23]

Obr. 30: Síťování

Obr. 31: Okrajové podmínky

Obr. 32: Vykreslené proudnicové pole

Obr. 33 Rychlost proudění ve střední rovině

Obr. 34: Vektorové pole rychlosti proudění ve střední rovině

Obr. 35: Celkový tlak

Obr. 36: Statický tlak

Obr. 37: Dynamický tlak

Obr. 38: Tlakové pole na disku klapky

Obr. 39: Sestava klapky, uzavíracího mechanismu, hydraulického válce a podstavy

Obr. 40: Uložení delta kroužku

Obr. 41: Disk klapky DN1800 PN2,5

Obr. 42: Tělo klapky

Obr. 43: Náčrt těla klapky

Obr. 44: Uložení disku – řez

Obr. 45: Sestava zavíracího mechanismu

Obr. 46: Silový rozbor zavíracího mechanismu

Obr. 47: Schéma výpočtu těsných per

Obr. 48: Kontrola těsných per

Obr. 49: Výpočtové schéma kolíku

Obr. 50: Kontrola kolíků

Obr. 51: Řez spojení klapky a zavíracího mechanismu

Obr. 52: Hydraulický válec

Obr. 53: Základní rozměry hydraulických válců [24]

Obr. 54: Řez hydraulickým válcem

Obr. 55: Importované tlakové pole

Obr. 56: Deformace disku

Obr. 57: Srovnávací napětí na disku

Obr. 58: Nejvyšší napětí na disku

Obr. 59: Vysíťovaný model těla klapky

Obr. 60: Maximální von Misesovo napětí na těle klapky

Obr. 61: Srovnávací napětí v těle klapky

Obr. 62: Celková deformace těla klapky

Seznam tabulek

Tab. 1: Normalizované světlé průměry

Tab. 2: Zástavbové délky klapky dle ČSN EN 558 [4]

Tab. 3: Zvolené parametry pro simulaci

Tab. 4: Porovnání hodnot simulace

Tab. 5: Norma ISO 5211 [5]

Tab. 6: Vstupní hodnoty pro kontrolu per

Tab. 7: Vstupní hodnoty pro kontrolu kolíků

Tab. 8 Zvolené parametry pro simulaci proudění na MKP

Tab. 9: Okrajové podmínky pro výpočet disku

Seznam grafů

Graf 1: Poměrná průtočná charakteristika

Graf 2: Průběh hydrodynamického kroutícího koeficientu

Graf 3: Průběh hydrodynamického momentu

Graf 4: Průběh celkového momentu vysokotlaké klapky (vlevo), nízkotlaké (vpravo)

Graf 5: Průběh celkového momentu

Graf 6: Průběh ztrátového koeficientu

Graf 7: Pokrytí momentové charakteristiky závažím

Graf 8: Kompletní momentové pokrytí

Seznam příloh

Příloha 1: CELKOVÁ SESTAVA – SESTAVNÝ VÝKRES

Příloha 2: KLAPKA – NÁVRHOVÝ VÝKRES

Příloha 3: KLAPKA – SESTAVNÝ VÝKRES

Příloha 4: ZAVÍRACÍ MECHANISMUS – SESTAVNÝ VÝKRES

Příloha 5: HYDRAULICKÝ VÁLEC – SESTAVNÝ VÝKRES