

Abstrakt

VAVRLA, Z. *Hydrodynamická spojka*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 76 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Roman Klas, Ph.D..

Tato diplomová práce pojednává v první části o hydrodynamické spojce a to hlavně o její konstrukci a popisu funkce. Ve druhé části této diplomové práce je řešen vliv změny konstrukce hydrodynamické spojky na přenášený kroutící moment. Změny v konstrukci jsou dány změnou počtu lopatek a změnou hodnoty spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem. Nakonec je řešena úprava v konstrukci hydrodynamické spojky za cílem zvýšení přenášeného kroutícího momentu a zhodnoceny silové účinky na tuto hydrodynamickou spojku.

Klíčová slova: hydrodynamická spojka, CFD simulace

Abstract

VAVRLA, Z. *Fluid coupling*. Brno: Brno University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, 2013. 76 p. Thesis supervisor Ing. Roman Klas, Ph.D..

This diploma's thesis deals in the first part with hydrodynamic coupling, mainly on her construction and function description. In the second part of this diploma's thesis is solved influence construction changes of the hydrodynamic coupling to the transmitted torque. Changes in the construction are determined by changing the number of blades and changing the value gap between the turbine and pump round. Finally, construction change is solved of the hydrodynamic coupling to increase the transmitted torque and force effects are evaluated on the hydrodynamic coupling.

Keywords: fluid coupling, CFD simulation

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Romana Klase, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

Brno, 2013

.....
Zdenek VAVRLA

Poděkování

Za účinnou podporu a pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Romanovi Klasovi, Ph.D.

Obsah

1. Úvod.....	8
2. Základní popis hydrodynamické spojky a její princip.....	9
2.1. Základní popis konstrukce spojky.....	9
2.2. Základní popis principu spojky.....	10
2.3. Provoz hydrodynamické spojky s motorem.....	16
2.3.1. Možnosti vedoucí ke zvýšení efektivity provozu hydrodynamické spojky s motorem..	19
2.4. Způsoby jak lze zmenšit tuhost hydrodynamické spojky při velkých skluzech.....	20
2.4.1. Zaplnění pracovní komory.....	20
2.4.2. Systém se zásobníkem.....	22
2.4.3. Systém s odrazovou deskou.....	22
2.4.4. Rozdílné rozměry vnitřních průměrů čerpadla a turbíny.....	23
2.4.5. Systém s velkým počtem lopatek.....	24
2.4.6. Systém se zpoždovací komorou.....	24
2.4.7. Systém se zpoždovací komorou a vnější prstencovou komorou.....	25
2.4.8. Nekonenční tvar profilu oběžných kol.....	26
2.5. Způsoby umožňující aktivní řízení tuhosti spojky.....	27
2.5.1. Hydrodynamická spojka s regulovatelným plněním.....	27
2.5.2. Systém se zasouvateľnými lopatkami.....	29
2.5.3. Systém se škrcením pomocí clony Iris.....	30
2.5.4. Systém s natáčivými lopatkami.....	30
2.6. Způsoby přímého přenosu celého výkonu beze ztrát.....	31
2.6.1. Systém s přemostovací lamelovou třecí spojkou.....	31
2.6.2. Systém s odstředivou spojkou – TurboSyn.....	32
3. Základní poznatky.....	34
4. Stanovení kroutícího momentu hydrodynamické spojky pomocí CFD.....	36
4.1. Postup řešení CFD úloh a přiblížení tvorby výpočetní sítě.....	36
4.2. Vliv spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem na kroutící moment hydrodynamické spojky.....	36
4.2.1. Tvorba základní geometrie.....	37
4.2.2. Tvorba výpočetní sítě.....	38
4.2.2.1 Okrajové podmínky výpočetní sítě.....	40
4.2.3. CFD výpočet.....	41
4.2.3.1 Nastavení výpočetního programu – Fluent.....	41
4.2.3.2 Vyhodnocení CFD výpočtu.....	43
4.3. Vliv počtu lopatek turbínového a čerpadlového kola na kroutící moment hydrodynamické spojky.....	47
4.3.1. Tvorba základní geometrie.....	47
4.3.2. Tvorba výpočetní sítě.....	49
4.3.2.1 Okrajové podmínky výpočetní sítě.....	50
4.3.3. CFD výpočet.....	51
4.3.3.1 Nastavení výpočetního programu – Fluent.....	51
4.3.3.2 Vyhodnocení CFD výpočtu.....	51

Obsah

4.4 Úprava hydrodynamické spojky tak, aby byla schopna přenést vyšší hodnotu kroutícího momentu.....	55
4.4.1. Tvorba základní geometrie.....	58
4.4.2. Tvorba výpočetní sítě.....	58
4.4.2.1 Okrajové podmínky výpočetní sítě.....	59
4.4.3. CFD výpočet.....	59
4.4.3.1 Nastavení výpočetního programu – Fluent.....	59
4.4.3.2 Vyhodnocení CFD výpočtu.....	60
5. Proudění v hydrodynamické spojně.....	61
6. Zhodnocení silových poměrů.....	68
6.1. Zhodnocení sil na hydrodynamickou spojku získaných z CFD simulace.....	69
6.2. Zhodnocení sil na upravenou hydrodynamickou spojku.....	70
7. Závěr.....	73
8. Seznam použitých zdrojů.....	74
9. Seznam použitých symbolů a veličin.....	75
10. Seznam příloh.....	76

1. Úvod

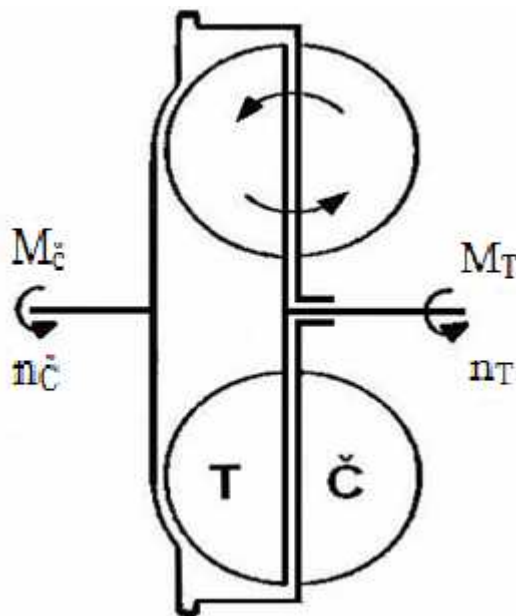
Na začátku této práce je uveden popis principu funkce hydrodynamické spojky a základní rovnice pro výpočet spojky. Dále je uvedeno několik konstrukcí hydrodynamické spojky s přihlédnutím na způsoby řízení tuhosti.

Ve druhé části je řešena zadaná hydrodynamická spojka a to ve smyslu stanovení vhodné úpravy této spojky. Tyto úpravy by měly vést ke zlepšení výchozích parametrů zadané hydrodynamické spojky. Hlavním takovým parametrem je kroutící moment, který je hydrodynamická spojka schopna přenést při zachování provozních parametrů, jako je skluz a otáčky motoru. K této úpravě bylo využito výpočtu pomocí CFD. V první řadě je důležité využití geometrické poměrnosti, protože je možné spojku zmenšit a tím zkrátit výpočetní čas, ale musí se při tom dodržet geometrie odpovídajících si částí obou spojek. Pomocí CFD jako první byl stanoven vliv počtu lopatek a mezery mezi turbínovým a čerpadlovým kolem. Po stanovení tohoto vlivu byla hydrodynamická spojka upravena a nakonec se zhodnotilo sílové působení na tuto spojku.

2. Základní popis hydrodynamické spojky, princip funkce a základní konstrukce [3], [4]

2.1. Základní popis konstrukce spojky

Hydrodynamická spojka je složena z několika částí, z toho dvě jsou nejdůležitější pro její funkci a to čerpadlové a turbínové kolo. Čerpadlové kolo bývá u většiny případů pevně spojeno se vstupní hřídelí, která může být spojena s pohonnou jednotkou (např. spalovací motor) nebo se setrvačником. Turbínové kolo je naopak spojeno s výstupní hřídelí. Obě tyto kola jsou uzavřeny ve spojkové skříni a jsou umístěny tak, aby směřovaly proti sobě, což je znázorněno na obr. 1. Turbínové i čerpadlové kola se konstruují stejně (zrcadlově), odlišují se jen počtem lopatek. Lopatky bývají většinou radiální a rozdílný počet lopatek se volí proto, aby ve spojnici nevznikaly periodicky se opakující rázy, při současném přechodu všech lopatek proti sobě. Kroučící momenty na turbínovém i čerpadlovém kole jsou vždy stejné a jejich přenos se provádí bez opotřebování jakýchkoli částí spojky. Skříň spojky je vyplněna pracovní kapalinou, kterou bývá většinou olej. Další pracovní kapalinou může být voda nebo směs lihu s glycerínem, dříve se ještě používala rtuť, ale ta se díky svojí nebezpečnosti už nepoužívá. Skříň může být konstruována jako uzavřená nebo může být pracovní kapalina odvedena do chladiče a následně zpět do skříně. Na skříni bývají většinou nalitá žebra pro lepší chlazení spojky a pracovní kapaliny v ní. Hydrodynamická spojka dovede tlumit rázy i torzní kmity.

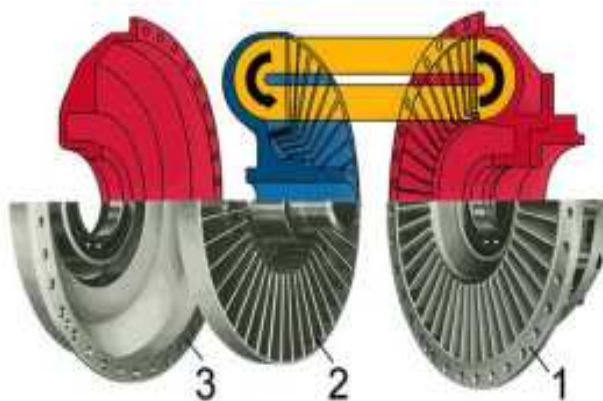


Obr. 1. Schematické znázornění hydrodynamické spojky. [1]

T – turbínové kolo, Č – čerpadlové kolo, $M_{\check{c}}$ – vstupní kroučící moment,
 M_T – výstupní kroučící moment, $n_{\check{c}}$ – vstupní otáčky (čerpadlového kola),
 n_T – výstupní otáčky (turbínového kola)

2.2. Základní popis principu hydrodynamické spojky

Hydrodynamická spojka je určena pro přenos krouticího momentu. Aby tento moment mohla tato spojka přenést, musí se pracovní kapalina uvést do cirkulace. Pracovní kapalina začne ve spojce proudit a tím využijeme dynamického účinku pracovní kapaliny na turbínové kolo. Otáčením čerpadlového kola se uděluje kapalině kinetická energie a částičky kapaliny se posouvají v kanálech čerpadla k obvodu, a tím je vyvolán tok veškeré hmoty kapaliny kanály v radiálním směru od osy rotace. Hmoty kapaliny, jež je nucena k tomuto proudění, doznává první změnu směru, dostane k tomu potřebnou sílu případně moment přivedením vnější energie hnacím motorem čerpadla. Tatáž kapalná hmota, která ve svém proudovém okruhu musí protékat lopatkovými kanály turbínového oběžného kola, v něm opět mění směr. Tato změna směru způsobená tlaky hmoty vyvozanými na lopatkách turbíny, popřípadě na stěnách kanálů se projevuje jako tangenciální síla, která vztažena k ose otáčení systému vytváří znovu krouticí moment. Tento krouticí moment uvádí turbínu do rotace, která pak může v souhlase s tímto krouticím momentem a svými otáčkami navenek odevzdávat výkon. [2] Z toho je patrné, že čerpadlové kolo má vždy o malinko větší počet otáček než turbínové kolo. Pro lepší názornost je na obr. 2 znázorněno proudění pracovní kapaliny v mezilopatkovém prostoru spojky.



Obr. 2. Schéma proudění v mezilopatkovém prostoru. [2]
1 – čerpadlové kolo, 2 – turbínové kolo, 3 – skříň spojky

Základní charakteristikou hydrodynamické spojky je převodový poměr, který značíme i . Převodový poměr se vyjadřuje, jako poměr úhlových rychlostí respektive otáček turbínového a čerpadlového kola:

$$i = \frac{n_T}{n_č} \quad (1)$$

kde $n_č$otáčky čerpadlového kola (vstupní člen)

n_Totáčky turbínového kola (výstupní člen)

Jak již bylo uvedeno výše, otáčky turbínového a čerpadlového kola nemohou být, s ohledem na správnou funkci hydrodynamické spojky, stejné. Proto se zavádí skluz, který značíme s . Skluz je stanovený obvykle v procentech a je definován podle rovnice:

$$s = \frac{n_č - n_T}{n_č} \cdot 100 \quad (2)$$

Pomocí převodového poměru lze stanovit skluz a to podle vztahu:

$$s = 100 \cdot (1 - i) \quad (3)$$

Velikost skluz je při provozu hydrodynamické spojky velmi důležitá. Velikost skluz se tak může pohybovat od 100% do 2% až 3%. Pokud je hodnota skluzu 100%, je turbínové kolo hydrodynamické spojky zastaveno vlivem vnějších sil, tato situace se běžně děje při rozběhu. Při postupném navyšování otáček (postupně se zvyšuje i moment na turbínovém kole, až do té míry že je schopen překonat zatížení hydrodynamické spojky), se snižuje skluz k hodnotě 2% až 3%. Tyto hodnoty skluzu jsou obvyklé při provozu hydrodynamické spojky, protože zaručují její správný chod pro přenos výkonu vlivem dynamických účinku kapaliny. Při hodnotě skluzu kolem 0% nastane stav, kdy jsou otáčky čerpadlového kola a turbínového kola téměř totožné. V tomto případě ovšem zanikají dynamické účinky kapaliny působící na lopatky obou kol. Z toho je patrné, že hydrodynamická spojka v tomto případě nepřenáší žádný kroutící moment a tedy ani výkon. Pro přenos kroutícího momentu respektive výkonu hydrodynamickou spojkou je tedy důležité, aby nebyl skluz roven nule.

Dalším důležitým parametrem je účinnost. Účinnost hydrodynamické spojky stanovíme z poměru výkonů na vstupním a výstupním členu. Pro začátek budeme uvažovat odpory, které se dají rozdělit na vnější (odpor chladících žebor, tření v ložiskách) a vnitřní (tření mezi vstupním a výstupním hřídelem). Účinnost při uvažování odporů je definována vztahem:

$$\eta = \frac{P_T}{P_C} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_C \cdot n_C} = \frac{(M_C - \Delta M) \cdot n_T}{M_C \cdot n_C} = \frac{n_T}{n_C} \cdot \left(1 - \frac{\Delta M}{M_C}\right) = i \cdot \left(1 - \frac{\Delta M}{M_C}\right) \quad (4)$$

kde P_C výkon na vstupním členu (čerpadlové kolo)

P_T výkon na výstupním členu (turbínové kole)

M_C kroutící moment na vstupním členu (čerpadlové kolo)

M_T kroutící moment na výstupním členu (turbínové kole)

V případě, že zanedbáme vliv vnějších odporů, vypadne nám z rovnice (4) ΔM a kroutící momenty na turbínovém a čerpadlovém kole budou stejné. Potom se účinnost bude rovnat přímo převodovému poměru:

$$\eta = \frac{P_T}{P_C} = \frac{n_T}{n_C} = i = 1 - \frac{s}{100} \quad (5)$$

Při návrhu hydrodynamické spojky je důležitá provozní hodnota skluzu. Tato hodnota by měla být co nejnižší, tak abychom co nejlépe využili dynamického účinku pracovní kapaliny. Této hodnoty skluzu se musí dosáhnout za provozu při jmenovitých otáčkách hnacího motoru, jen tak docílíme přenesení jmenovitého kroutícího momentu a hospodárnosti provozu hydrodynamické spojky. Běžně se používá hodnota skluzu 2% až 3%, někdy i méně. Ale musíme mít na paměti, že hodnota skluzu ovlivňuje ztráty a tedy i účinnost. Ztráty, což je mechanická energie, která se nepřenese na výstupní hřídel spojky, se nevratně změní na teplo. Tato skutečnost je problém a teplo se musí od spojky odvádět, aby se teplo neakumulovalo ve hmotě spojky a v pracovní kapalině. Můžeme použít chladící žebra umístěná po obvodu pláště spojky, využívající pro chlazení proudící vzduch kolem spojky. U velkých spojek, které přenášejí velké výkony, se může stát chlazení žebry nedostatečné.

V tomto případě musíme zařadit ke spojce přídavné externí chladicí zařízení. Toto přídavné chladicí zařízení hydrodynamickou spojku komplikuje jako celek a také zvedá náklady na její pořízení. Přídavné externí chladicí zařízení má i své výhody, lze ho využít k regulaci množství pracovní kapaliny v pracovní části spojky. Tuto skutečnost lze využít k ovlivnění tuhosti spojky

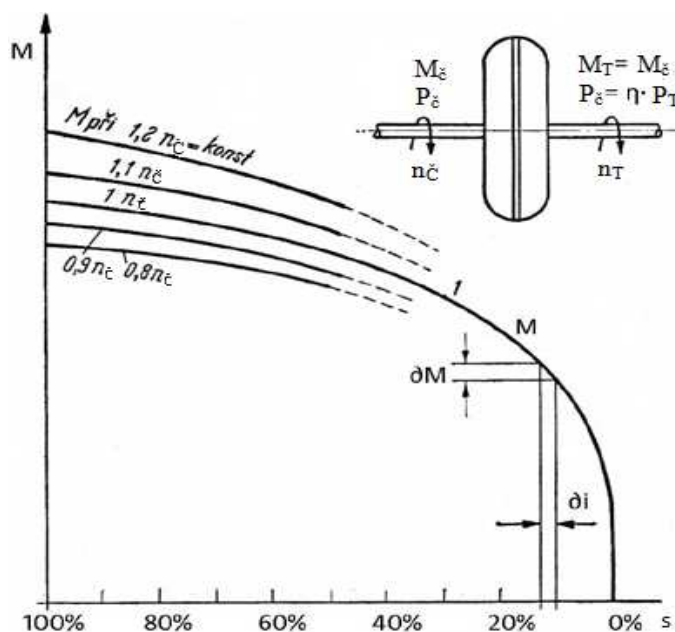
Pro stanovení dalšího důležitého parametru, jakým je krouticí moment, který je hydrodynamická spojka schopna přenést, vycházíme z energetické bilance spojky. Výkon na vstupním členu P_e představuje celkovou energii přivedenou do spojky a výkon na výstupním členu P_T představuje celkovou energii přenesenou spojkou. Při porovnání těchto dvou výkonů zjistíme, že jsou rozdílné. Rozdíl mezi vstupním a výstupním výkonem je dán ztrátami ve spojce, ty jsou způsobeny třením kapaliny a rázy. Ztráty třením kapaliny se projevují při větších rychlostech proudění kapaliny a naopak ztráty rázy se projevují při větší hodnotě skluzu. Krouticí moment je závislý na mnoha faktorech, které jsou ve vztahu pro výpočet zohledněny charakteristikou λ .

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 \quad (6)$$

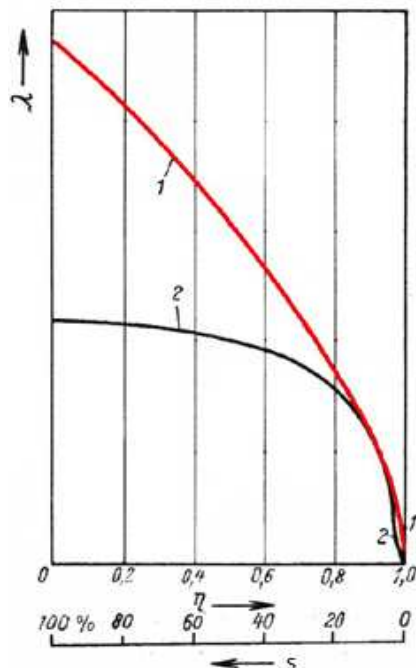
kde $\lambda = f(s)$...charakteristika λ
 ρ hustota pracovní kapaliny
 d_e efektivní průměr hydrodynamické spojky
 n_cotáčky čerpadlového kola

Charakteristika λ představuje základní charakteristickou veličinu hydrodynamické spojky. Hodnota charakteristiky λ bude vždy platit pro spojku jakékoli velikosti, z toho plyne, že je nezávislá na rozměru spojky nebo výkonu. To ale platí jen v případě, že je zachována geometrická podobnost jednotlivých částí. Charakteristika λ je funkce závislá na skluzu, ale může být závislá i na převodovém poměru nebo na účinnosti. Charakteristika λ je taky někdy nazývána „poměrný moment“ nebo „tuhost spojky“. Průběh charakteristika λ závisí na chování pracovní kapaliny a na geometrii spojky. Máme-li danou celou charakteristika λ pro určitou spojku, tak lze snadno stanovit velikost přeneseného momentu pro jakékoli otáčky čerpadlového kola a při libovolném skluzu. U dané hydrodynamické spojky lze získat charakteristika λ nejspolehlivěji přepočtem z experimentálního měření momentové charakteristiky. Příklad jak může momentová charakteristika vypadat je znázorněna na obr. 3. Toto měření není nutné provádět vícekrát, stačí proměřit spojku pro jedny otáčky čerpadlového kola. Pro ostatní případy uplatníme rovnici (6), upravenou do tohoto tvaru:

$$\lambda(s) = \frac{M(s)}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} \quad (7)$$



Obr. 3. Momentová charakteristika spojky. [3]
Závislost mezi kroutícím momentem a skluzem.
Jednotlivé křivky jsou proměřeny při konstantních
otáčkách čerpadlového kola.



Obr. 4. Charakteristické křivky
hydrodynamické spojky. [3]
1 – teoretická (vypočtená) křivka
2 – na zkušebně zjištěná křivka

Křivky charakteristiky λ se na obr. 4 od sebe výrazně liší. Při výpočtu charakteristiky λ jsme ve výpočtu zavedli předpoklad, že stupeň plnění je 100%. U hydrodynamické spojky byl na zkušebně při zkouškách stupeň plnění o několik procent nižší. Pro přesnější stanovení musíme uvažovat, že v oblasti velkých skluzů jsou velké ztráty rázy, ty jsou do teoretického výpočtu zahrnuty jen lineárními koeficienty.

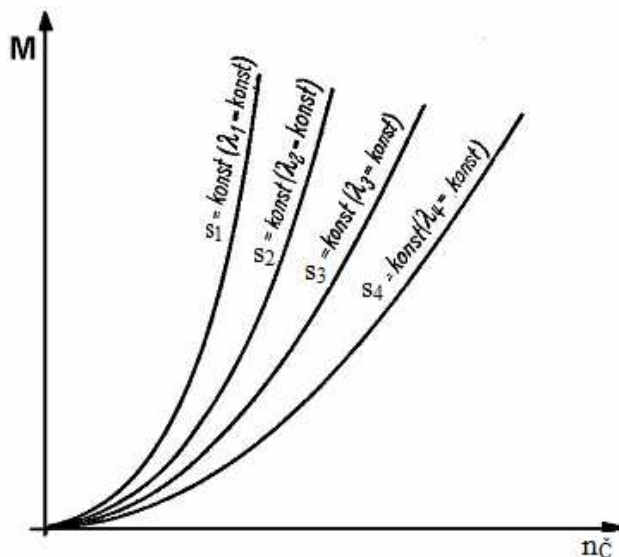
U nových návrhů hydrodynamických spojek lze využít jejich vzájemné podobnosti. Zásadní je znalost charakteristiky λ u spojky již vyrobené. Velikost spojky nemá vliv na charakteristiku λ , pokud zůstane zachována geometrická podobnost u odpovídajících částí spojky. Nová spojka tedy může být rozměrově jiná, ale jednotlivé části si jsou geometricky podobné. Tyto podobné spojky, ale mohou i přenášet rozdílné výkony. Ze znalosti úplné charakteristiky λ stávající spojky, můžeme dopočítat potřebné hodnoty pro novou spojku. U takového návrhu nebude přesnost úplně „stoprocentní“, ale je plně dostačující.

Při uvažování hydrodynamických spojek s danou geometrií a pracovní kapalinou, závisí charakteristika λ jen na skluzu spojky. Pokud uvažujeme konstantní skluz spojky, je konstantní taky převodový poměr, účinnost a také charakteristika λ . Potom můžeme tento stav popsat rovnicí:

$$M = k \cdot n_c^2 \quad (8)$$

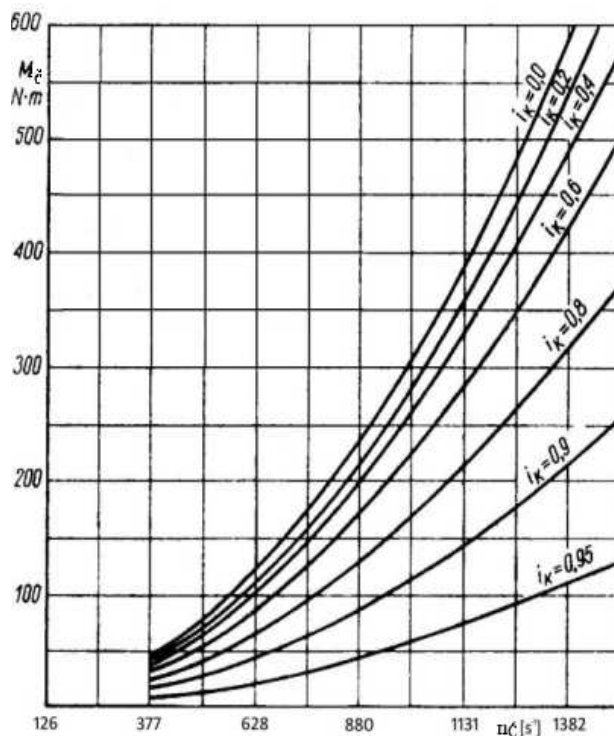
kde $k = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 = konst$

Z rovnice (8) vyplývá, že hodnota kroutícího momentu u dané spojky je pro konstantní skluz závislá jen na konstantě k a kvadraticky na otáčkách čerpadlového kola. Z toho je patrné, že křivky konstantních skluzů budou zobrazeny jako paraboly, viz obr. 5. Tyto paraboly budou pro každý skluz jiné.



Obr. 5. Závislost kroutících momentů hydrodynamické spojky na počtu otáček čerpadlového kola, při konstantních skluzech. [3]

$n_{\check{c}}$ – otáčky čerpadlového kola, M – kroutící moment, s – skluz spojky, λ – charakteristika spojky



Obr. 6. Závislost kroutících momentů $M_{\check{c}}$ hydrodynamické spojky na otáčkách čerpadlového kola $n_{\check{c}}$ při konstantním poměru otáček i_k . [2]

Je také důležité zdůraznit, že kroutící moment závisí také na druhu pracovní kapaliny. *Dvě hydrodynamické spojky týchž rozměrů, z téže rodiny, při provozu ve stejných pracovních podmínkách, tj. se stejným skluzem s a se stejným počtem hnacích otáček n_2 , musí při naplnění pracovními kapalinami s rozdílnými fyzikálními vlastnostmi přenášet dva lišící se kroutící momenty.* [3]

Pro stanovení vlivu pracovní kapaliny na hydrodynamickou spojku musíme znát některé vlastnosti provozní kapaliny, jako je kinematická viskozita, hustota a tepelná kapacita. Dále zdůrazním některé skutečnosti, na kinematické viskozitě je nelineárně závislá charakteristika λ , přenášený moment je lineárně závislý na hustotě. Při změně hmotnosti pracovní kapaliny se změní i hustota a kinematická viskozita.

Abychom získali představu, jaký má vliv pracovní kapalina na hydrodynamickou spojku uvádím srovnání průměrů, objemů a hmotností geometricky podobných spojek, přenášejících stejný moment, ale pracujících s různými pracovními kapalinami (olej, voda, rtuť).

$$\begin{aligned}d_{olej}: d_{voda}: d_{rtuť} &= 1: 0,89 : 0,5 \\V_{olej}: V_{voda}: V_{rtuť} &= 1: 0,708 : 0,125 \\m_{olej}: m_{voda}: m_{rtuť} &= 1: 0,827 : 1,985 \quad [4]\end{aligned}$$

Z tohoto porovnání spojek s různými pracovními kapalinami, lze vyvodit závěr, že nejmenší spojka využívá jako pracovní kapalinu rtuť, ale její hmotnost je nejvyšší a navíc rtuť je velmi nebezpečná látka. Spojka využívající jako pracovní kapalinu vodu je naopak menší a lehčí než spojka s olejem. Nejpoužívanější pracovní kapalinou je olej, protože má výborné mazací schopnosti na rozdíl od vody.

2.3. Provoz hydrodynamické spojky s motorem

Pokud je nám známa momentová charakteristika motoru a charakteristika λ hydrodynamické spojky, potom lze stanovit pro celý průběh otáček teoretické chování výstupního hřídele a skluzu (účinnosti). Tuto charakteristiku lze určit jen pro danou momentovou charakteristiku motoru, která byla zjištěna při plné dodávce paliva, tento stav však není stálý. Při provozu hydrodynamické spojky je dobré znát, jak se daná spojka chová při změně otáček. Proto je velmi důležité znát průběh charakteristiky λ . Hydrodynamické spojky můžeme podle chování a charakteristiky λ rozdělit do čtyř kategorií. Pro určování chování spojky se používá prostupnost otáček, tato veličina je závislá na změně charakteristiky λ při změnách účinnosti nebo převodového poměru i při stálých otáčkách motoru. Z této skutečnosti lze definovat tuhost hydrodynamické spojky Φ' :

$$\phi' = \frac{d\lambda}{d\eta} \quad \text{nebo} \quad \phi' = \left(\frac{\partial M}{\partial i} \right)_{n_c = \text{konst}} \quad (9)$$

Jako další veličina používaná pro stanovení chování hydrodynamické spojky se používá otáčková prostupnost. *Otáčková prostupnost je poměr změny otáček vstupu podělený změnou otáček výstupu při konstantním hnacím kroučícím momentu, definován:* [5]

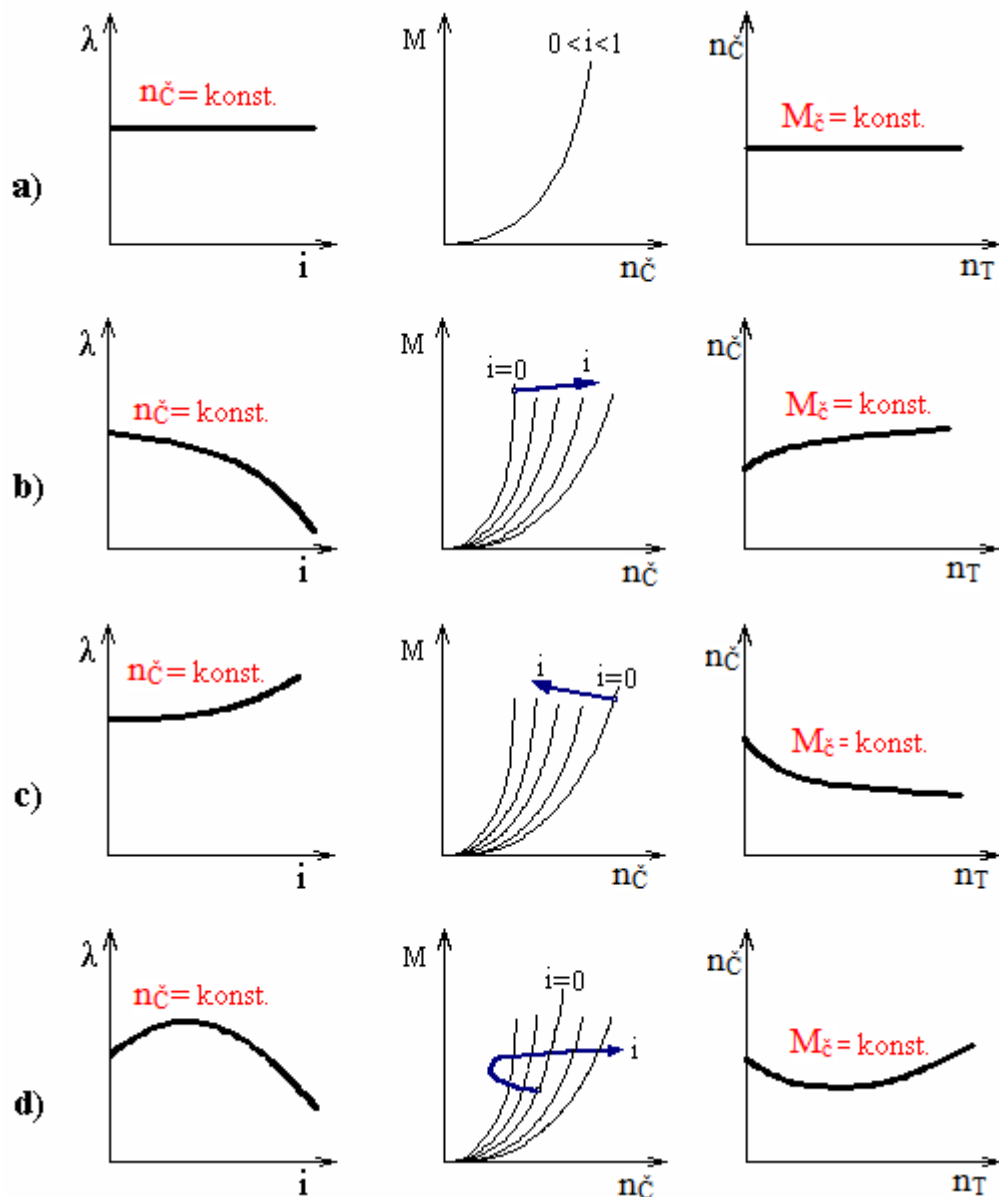
$$\vartheta = \left(\frac{\Delta n_c}{\Delta n_T} \right)_{M_c = \text{konst}} \quad \text{nebo} \quad \vartheta = \left(\frac{dn_c}{dn_T} \right)_{M_c = \text{konst}} \quad (10)$$

Když porovnáme hodnoty stupně tuhosti a otáčkové prostupnosti, můžou nastat tyto tři limitní případy:

$$\begin{aligned} \text{a) } \phi' = 0 & \quad \Rightarrow \quad \vartheta = 0 & \quad \text{nepropustné} \\ \text{b) } \phi' > 0 & \quad \Rightarrow \quad \vartheta < 0 & \quad \text{kladně propustné} \\ \text{c) } \phi' < 0 & \quad \Rightarrow \quad \vartheta > 0 & \quad \text{záporně propustné} \end{aligned} \quad (11)$$

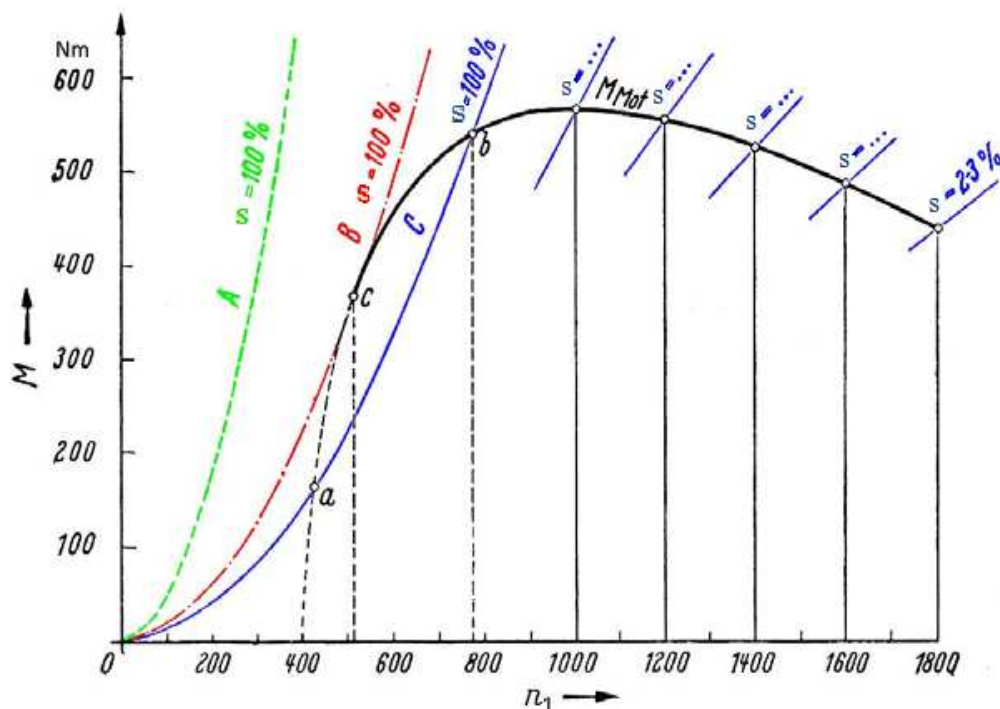
Hydrodynamické spojky ze svého principu pracují jako kladně propustné. To znamená, že při zvyšování skluzu dojde k velkému nárůstu momentu a také při poklesu rychlosti na výstupu klesá rychlost na vstupu. *Při zachování stejných otáček čerpadlového kola, může být moment při zastavené turbíně až dvacetkrát větší než moment při jmenovitém skluzu.* [3]

Hydrodynamické spojky také lze provozovat s vhodnými konstrukčními úpravami v oblastech velkých skluzů jako záporně propustné a ve zbývajících režimech provozu jako kladně propustné. Takovým hydrodynamickým spojkám říkáme polopropustné.



Obr. 7a, b, c, d. Průběhy vybraných charakteristik hydrodynamických převodů. [5]
a – neprostupný, b – kladně prostupný, c – záporně prostupný, d – poloprostupný

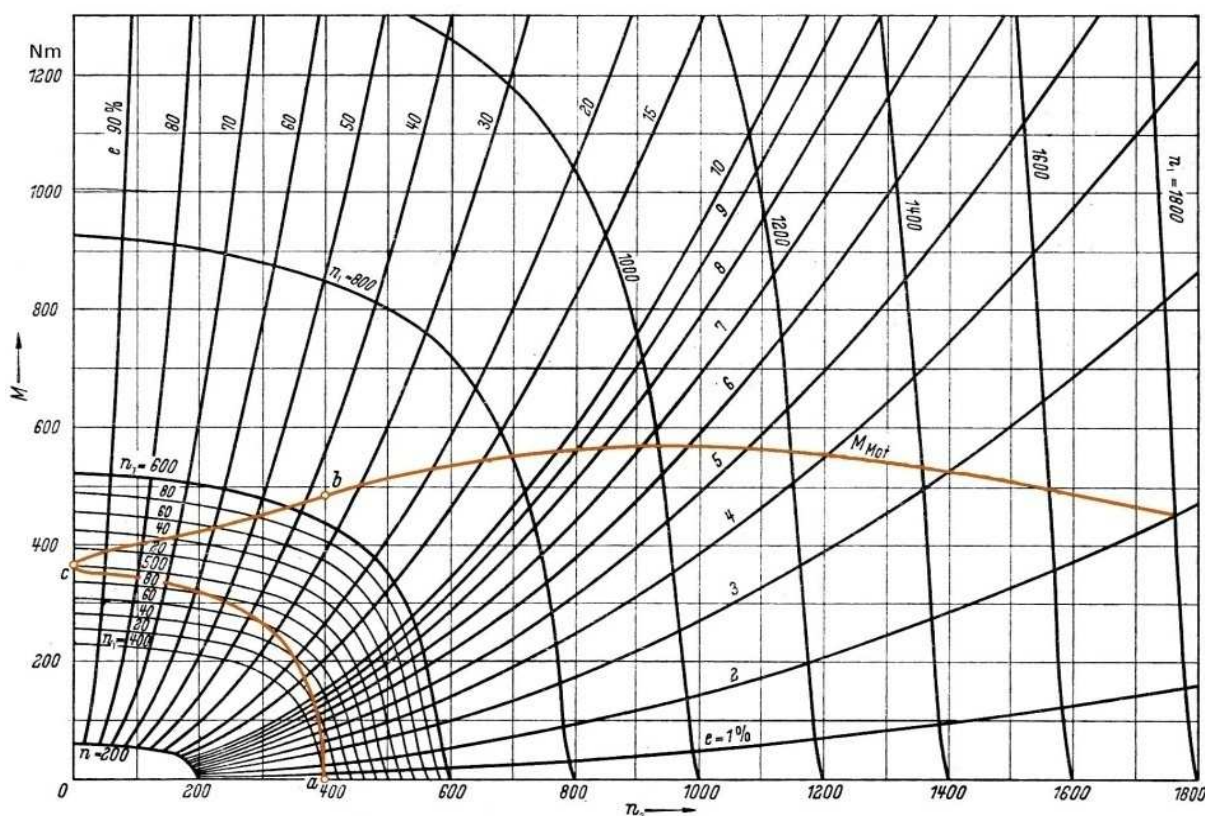
Základem při návrhu spolupráce hydrodynamické spojky a motoru je zajistit jejich společný bod, jestliže je zapotřebí překonat určitý moment na výstupním hřídeli z důvodu působení setrvačných sil. U motorů, které jsou navrženy jako vysokootáčkové, se musíme dostat na křivce motoru na dostačující hodnotu momentu pro překonání odporů. Motoru by také mělo být umožněno, aby mohl běžet naprázdno v nízkých otáčkách, protože by mohlo dojít k jeho zastavení.



Obr. 8. Křivka krouticích momentů určitého motoru, která vyjadřuje závislost krouticího momentu M_{Motoru} na počtu otáček n_1 . Paraboly A, B, C jsou křivky krouticích momentů tří různých hydrodynamických spojek při provozu. [3]

Jako příklad uvádím obr. 8, na kterém je vykreslena momentová křivka motoru a k němu se snažíme přiřadit vhodnou hydrodynamickou spojku. Hydrodynamická spojka A není pro provoz motoru vhodná, protože neprotíná momentovou křivku motoru při skluzu 100%. Tato spojka nikdy nedosáhne potřebnou hodnotu otáček, při kterých vznikne moment, který je dostatečný na překonání zátěže turbínového kola. Tato situace vznikne, jestliže je použita spojka příliš velká. Motor, který se připojí k takovéto spojce, se zastaví, protože není schopen dodat požadovaný výkon. Další možnost pro náš motor je hydrodynamická spojka B. Tato spojka je už lepší, protože protíná momentovou křivku motoru v jednom bodě. U této spojky může nastat problém při větším než navrhovaném zatížení a to stejný jako u spojky A. Třetí možností je hydrodynamická spojka C. Tato spojka bude při volnoběžných otáčkách pracovat se skluzem 100%. Při postupném zvyšování otáček směrem k potřebnému momentu se bude skluz snižovat až k hodnotě 2% až 3%, což je optimální režim provozu spojky. Mohli bychom použít ještě menší spojku než je spojka C, ale při velkých skluzech by docházelo ke ztrátám a provoz by se stal méně hospodárným.

U jakékoli hydrodynamické spojky lze vyjádřit celkovou závislost vstupních a výstupních otáček a momentu. Na obr. 9 je zobrazena momentová křivka motoru (M_{Mot}). Bod c představuje pevný bod spolupracující hydrodynamické spojky s předepsaným motorem. Křivky a-c a c-b se nacházejí v oblasti stejných výstupních otáček (nestabilní oblast), v této oblasti může čerpadlové kolo nabývat dvou různých otáček při konstantních otáčkách turbínového kola. Jaká bude hodnota otáček na turbínovém kole, záleží na zatížení. Jestliže chceme stroj rozbíhat při zatížení, bude hodnota skluzu při nastartování motoru na spojce 100%. V diagramu na obr. 9 se budeme po křivce pohybovat od bodu c směrem k bodu b. Křivka a-c určuje speciální případ, kdy při volnoběhu nastane snížení přenášeného momentu a tím i snížení skluzu, proto se výstupní hřídel odlehčí.



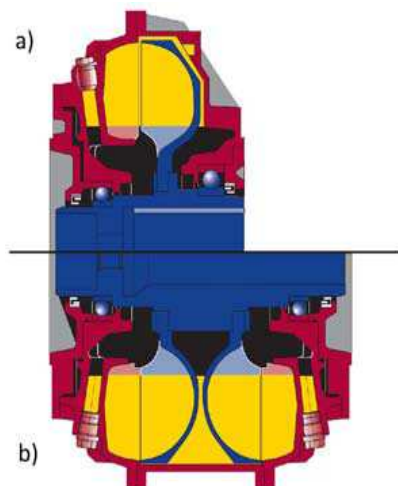
Obr. 9. Zobrazení celého pole určité hydrodynamické spojky. [3]

2.3.1. Možnosti vedoucí ke zvýšení efektivity provozu hydrodynamické spojky s motorem

Při provozu hydrodynamické spojky s motorem je vhodné si vybrat spojku, která má co největší rozsah otáček při co nejvyšší účinnosti. Tomuto stavu odpovídají malé skluzy. Těmto požadavkům vyhovují spojky větších rozměrů, ale při spolupráci spojky s motorem musíme větší velikost zvážit, aby nebyla příliš velká. Může totiž nastat problém, že motor nevyvede dostatečný moment na překonání odporů. U některých případů se vyžaduje, aby při chodu naprázdno nepřenášela žádný moment, což je ekonomické řešení. Při rozběhu motoru je také žádoucí, aby spojka přenášela pouze velmi omezený kroutící moment, zde pracuje spojka s velkými skluzy a se značnými ztrátami. Hned jak motor dosáhne určitých pracovních otáček, ztráty se minimalizují a umožní se přenos plného nominálního kroutícího momentu při co nejvyšší účinnosti. Je také dobré, aby bylo spouštění motoru plynulé.

Při návrhu hydrodynamické spojky lze dosáhnout těchto požadavků několika způsoby, které můžeme rozdělit do dvou kategorií. Zaprvé lze zvolit velkou spojku a pomocí jednoduchých úprav vylepšit její provozní vlastnosti na požadavky, které od spojky chceme. Nejčastěji se snižuje tuhost spojky v oblasti vysokých hodnot skluzů. U tohoto návrhu nikdy nepřeneseme celý výkon. Zadruhé zvolíme takovou hydrodynamickou spojku, která dostačuje na rozběh zařízení. Výhodou je, že spojka bude mít menší rozměry, ale také se bude více zahřívat. V provozu při dosažení potřebných otáček dojde k přemostění spojky, k tomu se nejčastěji využívá mechanického přemostění pomocí třecí spojky. U tohoto způsobu lze dosáhnout i přenesení celého výkonu beze ztrát. Nevýhodou je, že spojka se stává složitější na výrobu a tím i nákladnější na pořízení.

Prostor mezi turbínovým a čerpadlovým kolem nazýváme pracovní torus. V případech, kdy chceme ušetřit místo a váhu, máme možnost hydrodynamickou spojku zkonstruovat s dvěma pracovními torusy, jak je vidět na obr. 10. Taková spojka přenese až dvojnásobný výkon a také se při rovnoměrném plnění vyruší axiální síly na výstupní hřídel.



Obr. 10. Srovnání standardní hydrodynamické spojky a spojky pro vyšší výkon [6]
a) standardní hydrodynamická spojka Voith T
b) hydrodynamická spojka pro větší výkon Voith DT

2.4. Způsoby jak lze zmenšit tuhost hydrodynamické spojky při velkých skluzech

Změny tuhosti hydrodynamické spojky lze docílit několika způsoby, ale vždy si spojka zachovává všechny své vlastnosti, jen se ovlivňuje charakteristika spojky. Spojku také nebude možné řídit za provozu. U žádných ze zmíněných způsobů se nedá dosáhnout nulového skluzu a zároveň přenosu kroutícího momentu. Tyto spojky nikdy nedosáhnou 100% účinnosti, vždy bude menší a to 97% až 98%. U všech zmíněných způsobů je kladen velký důraz na dobrou spolupráci hydrodynamické spojky s motorem a to hlavně během jeho rozběhu.

2.4.1. Zaplnění pracovní komory

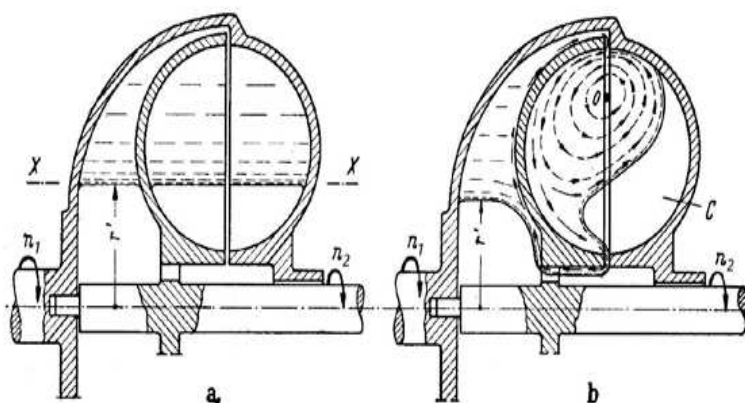
Prvním způsobem snížení tuhosti hydrodynamické spojky je jednoduchý postup a to neúplné naplnění pracovní komory pracovní kapalinou. Ale musíme mít na paměti, že tato spojka v provozu bude pracovat se sníženou účinností přenosu výkonu a tím se může zhoršit ekonomika provozu. Tento způsob jde využít v provozu, pokud chceme připojit jednu hydrodynamickou spojku k různým strojům, ale musíme pokusně stanovit přiměřené množství pracovní kapaliny pro vhodný pracovní bod spojky. Lze také toto řešení použít pro modifikaci spojky pro rozjezd zařízení. V praxi je dobré sledovat, zda nedochází ke snižování přenášeného momentu, to může znamenat netěsnost spojky a únik pracovní kapaliny.

Jaké je množství pracovní kapaliny v hydrodynamické spojkce stanovuje stupeň plnění Φ , který je dán výpočetním vztahem

$$\phi = \frac{Q_F}{Q_{F \max}} \quad (12)$$

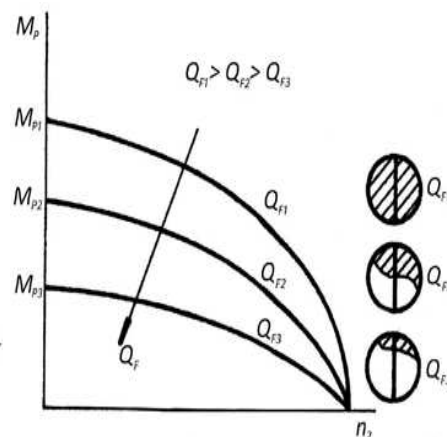
kde Q_Fmnožství pracovní kapaliny, které je ve spojkce skutečně obsažené
 $Q_{F \max}$maximální množství pracovní kapaliny, kterou lze spojkku naplnit

Ještě existuje efektivní stupeň plnění $\Phi_{Tor.eff}$, který vyjadřuje poměr objemu kapaliny v pracovním prostoru a objemu celého pracovního prostoru. Tato veličina je závislá na jevech dynamického charakteru, jejichž účinky se projevují nesymetrií hladin mezi čerpadlovým a turbínovým kolem.



Obr. 11. Hydrodynamická spojkka naplněná jen z části (stupeň plnění $\Phi < 1$):

a) v provozním stavu s nulovým skluzem b) v provozním stavu se skluzem – kapalina se rozloží nepravidelně, přičemž polovina čerpadlového torusu se vyprázdní ještě více a polovina turbínového torusu se více naplňuje. Poměr prázdného prostoru C k prostorům zaplněným kapalinou se nemění. Pro přenos krouticího momentu je rozhodující menší z objemů kapaliny hnacího čerpadla.[3]

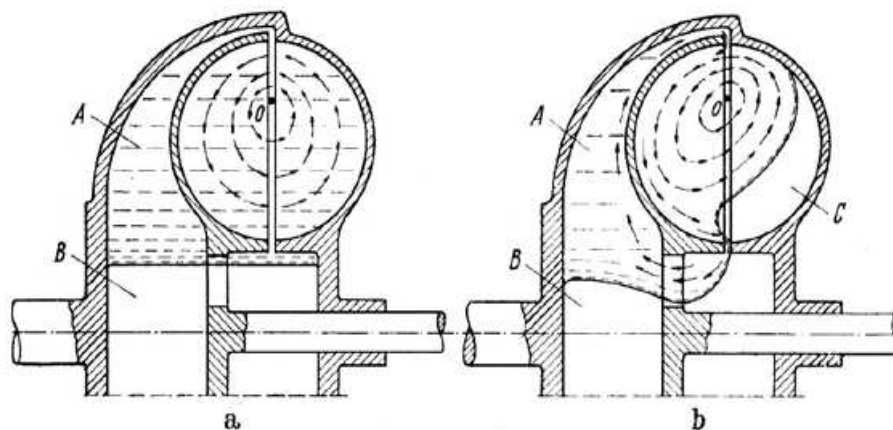


Obr. 12. Vliv množství náplně.[2]

Z obr. 11 je zřejmá deformace vnitřní hladiny, jakmile dochází ke skluzu mezi oběma oběžnými koly, a jakým způsobem se hladina mění ve vlastním vnitřním pracovním oběhu. [3] V kanálech čerpadlového i turbínového kola působí odstředivá síla, která je větší v čerpadlovém kole. Hladina pracovní kapaliny se tudíž deformuje a její deformace je závislá na skluzu. V konečném důsledku dostaneme prázdný prostor C u spojkky na obr. 11. Další vlastnost, která se dá vypožorovat je, že čím je v daném okamžiku větší efektivní stupeň plnění $\Phi_{Tor.eff}$, tím musí být větší průtok oběžnými kanály. Na obr. 12 je vykresleno, že čím větší je průtok oběžnými kanály tím větší je i tuhost spojkky.

2.4.2. Systém se zásobníkem

U tohoto konstrukčního řešení využíváme zásobníku pracovní kapaliny (viz obr. 13 označené A a B). Tento zásobník pracovní kapaliny je konstruován jako komora mezi skříní a turbínovým kolem a částí pláště připojené ke vstupnímu hřídeli. Zásobník pracovní kapaliny by měl obsahovat potřebné množství pracovní kapaliny pro provoz hydrodynamické spojky v oblasti malých skluzů a také být dost velký pro nepotřebnou pracovní kapalinu při velkých skluzech. Při provozu spojky v oblasti velkých skluzů je potřeba méně pracovní kapaliny, tudíž je nepotřebná kapalina vytlačována do zásobníku. Pokud budeme postupně snižovat hodnotu skluzu, bude se zvyšovat rychlost otáčení a s tou se zvyšuje i hodnota odstředivé síly. Při zvyšování odstředivé síly se bude snižovat tlak, který vyvolává odtok pracovní kapaliny do zásobníku. Následně dojde k zaplňování pracovní komory pracovní kapalinou. Jako příklad je uvedena hydrodynamická spojka na obr. 13, která má stupeň plnění $\Phi=0,9$. Na obrázku je znázorněna změna plnění pracovního torusu.



Obr. 13. Hydrodynamická spojka se zásobníkem. [3]
a) provoz spojky při malém až nulovém skluzu; $\Phi=0,9$; $\Phi_{Tor. eff} = 1$
b) provoz s velkým skluzem; $\Phi=0,9$; $\Phi_{Tor. eff} = 0,8$

Při určitých režimech provozu hydrodynamické spojky se může stát, že prostor C na obr. 13 čerpadlové poloviny pracovního torusu se zcela vyprázdní. Tato situace by měla za následek dosažení negativní tuhosti v pevném bodě spojky. Taková hydrodynamická spojka by nebyla schopna přenést žádný krouticí moment, tudíž by se celé zařízení nedalo spustit bez pomoci jiného zařízení.

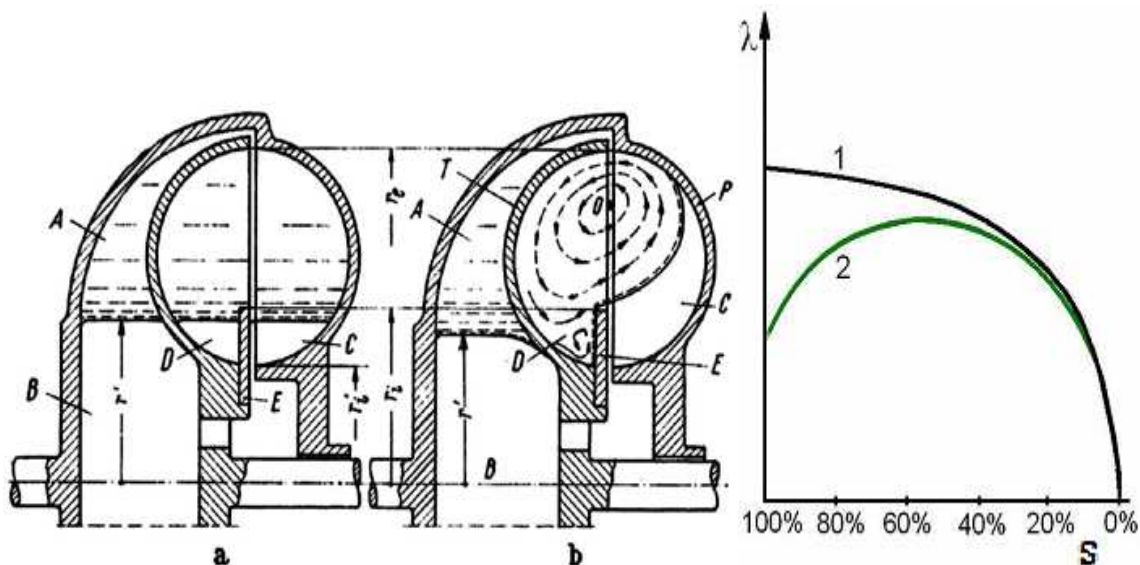
Zásobník pracovní kapaliny musí být vhodně zkonstruován, tak aby při velkých hodnotách skluzu nevznikala až moc velká odstředivá síla působící na kapalinu. Pokud nebudeme na tuto skutečnost při konstrukci pamatovat, může se stát, že snižování tuhosti u spojky bude nedostatečné a zásobník bude proto zcela zbytečný.

2.4.3. Systém s odrazovou deskou

V tomto případě je do konstrukce hydrodynamické spojky přidána odrazová deska, která nám zaručí změnu efektivního stupně plnění v pracovní komoře spojky. Odrazová deska je mezikruhový prstenec umístěný v mezeře mezi turbínovým a čerpadlovým kolem, může být upevněn na jedno z kol nebo na obou.

Deska vložená do pracovní komory hydrodynamické spojky vyvodí změnu v proudění kapaliny. Pracovní kapalina se začne vtlačovat do dutiny turbíny a tím vzniká v čerpadlovém kole prázdný prostor C, jak lze pozorovat na obr. 14. Prstence je na výrobu poměrně jednoduchý. Prstenec způsobuje změnu vnitřního poloměru oběžných kol a to tak že poloměr kol je nyní určen právě vloženým prstencem.

Tento konstrukční způsob snížení tuhosti hydrodynamické spojky je poměrně výhodný. Máme-li jednu danou hydrodynamickou spojku, lze provedením jednoduché konstrukční změny prstence dosáhnout požadovaných vlastností při různých provozních podmínkách s minimálními náklady.

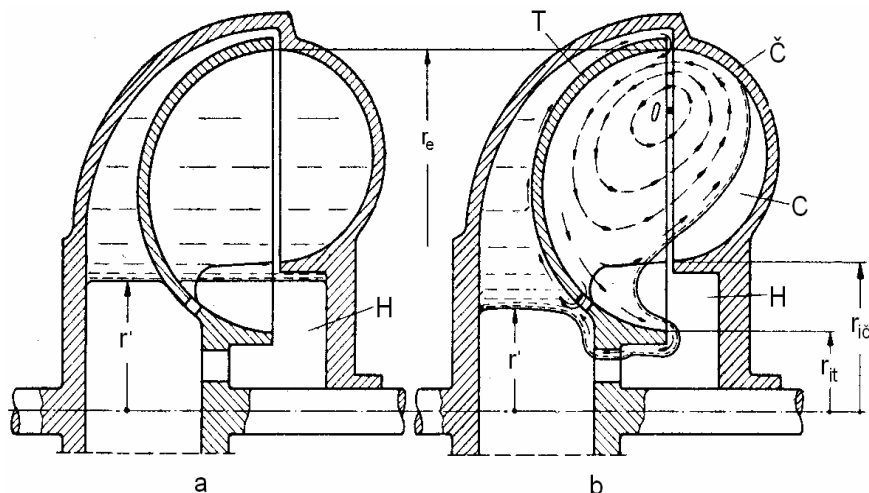


Obr. 14. Hydrodynamická spojka s odrazovou deskou. [3]
a) při provozu s malým až nulovým skluzem ($\eta=1$)
b) při provozu s velkým skluzem ($\eta<1$)

Obr. 15. Charakteristiky hydrodynamické spojky. [5]
1 – spojka bez desky
2 – spojka s deskou

2.4.4. Rozdílné rozměry vnitřních průměrů čerpadla a turbíny

Tento způsob snížení tuhosti hydrodynamické spojky je podobný systému s odrazovou deskou. Odrazová deska měla za úkol zvětšit efektivní průměr turbínového kola, u tohoto konstrukčního řešení docílíme podobného jevu pomocí zmenšení čerpadlového kola oproti turbínovému kolu, což je zobrazeno na obr. 16. Při návrhu této hydrodynamické spojky nejprve navrhne potřebné rozměry čerpadlového kola a podle požadavku na snížení tuhosti zmenšíme vnitřní průměr turbínového kola. Tato změna v konstrukci spojky je relativně jednoduchá, ale náklady nejsou zase až tak nízké, musí se vyrobit nové turbínové kolo



Obr. 16. Hydrodynamická spojka s rozdílnými vnitřními průměry turbínového a čerpadlového kola. [3]

- a) při provozu s malým až nulovým skluzem
b) při provozu s velkým skluzem ($\eta < 1$)

2.4.5. Systém s velkým počtem lopatek

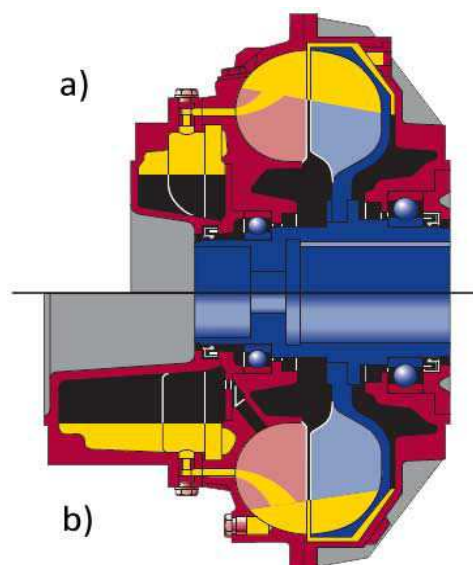
Další konstrukční úprava vedoucí ke snížení tuhosti je možnost vyrobít turbínové a čerpadlové kolo s velkým počtem lopatek. Díky velkému počtu lopatek u oběžných kol spojky nastane nepravidelné pulzační proudění s vyšší frekvencí vzniku vírů v proudu kapaliny v přechodech mezi turbínovým a čerpadlovým kolem. *Převahou vzniklých dynamických setrvačných sil se pak potlačuje vytvoření cirkulace střední rychlosti proudu, která by jinak byla normální při tomto skluzu a tlakovém rozdílu se zřetelem na poměry rotace obou oběžných kol. Velká frekvence, se kterou se mýjejí lopatky oběžných kol, způsobuje nestacionární tok při přechodu kapaliny mezi koly s tak rychlou periodickou změnou formy proudových vláken, že v kapalině vznikají tak velké setrvačné síly, působící proti vlastním odstředivým silám, že mohou zamezit ustálení střední rychlosti, odpovídající frekvenci podmiňované malým počtem lopatek. Zapříčiní zmenšení oběhového množství kapaliny a tím i požadované snížení tuhosti.* [3]

2.4.6. Systém se zpoždovací komorou

Další možnost pro snížení tuhosti hydrodynamické spojky je systém se zpoždovací komorou. U těchto spojek je vytvořen zásobník, který je umístěn ve vnějším plášti spojky. Pokud je spojka mimo provoz, je zásobník částečně zaplněn pracovní kapalinou a zbytek pracovní kapaliny je v pracovním torusu. Při uvádění této spojky do provozu není pracovní torusu úplně zaplněn, ale jak spojka dosáhne určitých otáček, je pracovní kapalina vypuzena ze zpoždovací komory vlivem odstředivé síly do pracovního torusu, tím se zvyšuje efektivní plnění $\Phi_{Tor. eff}$. Dále nám narůstá účinnost a klesá skluz. Tuto spojku lze nastavovat a to se děje pomocí seřizovacích šroubů ve výstupu z komory, ale je tu taky možnost nahrazení šroubů regulačními prvky. Zde uvedené nastavení se provádí v závislosti na otáčkách spojky (viz obr. 17). Používá se například ke snížení tuhosti spojky pro dostatečně hladký rozjezd. Konstrukčně je podobný na hydrodynamické spojky se zásobníkem.

U tohoto systému je umožněno i zpětné hydrodynamické plnění zpoždovací komory. Spojka je v tomto případě konstruována s odlišným vnitřním poloměrem čerpadlového a turbínového kola. V provozu při velkých hodnotách skluzu je část pracovní kapaliny vypuzována mimo čerpadlové kolo a vrací se zpět do zpoždovací komory. Při zvyšující se hodnotě otáček se zvětšuje i plnění pracovního torusu spojky až dosáhneme jmenovitých provozních podmínek.

V praxi se tyto hydrodynamické spojky používají ve spojení se zařízeními s velkými setrvačnými hmotami například dopravníky v přístavech, drtiče, centrifugy.



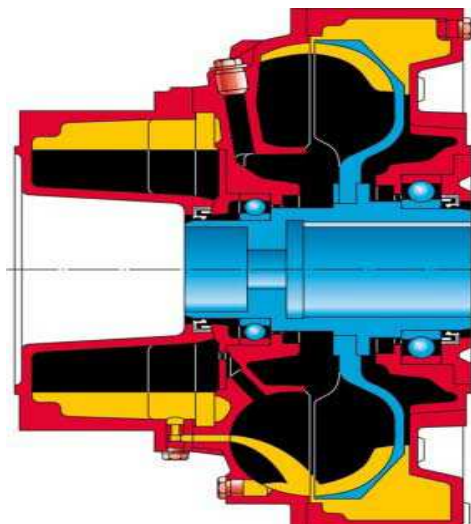
Obr. 17. Hydrodynamická spojka se zpoždovací komorou. [6]
a) Voith TV
b) Voith TVV

2.4.7. Systém se zpoždovací komorou a vnější prstencovou komorou

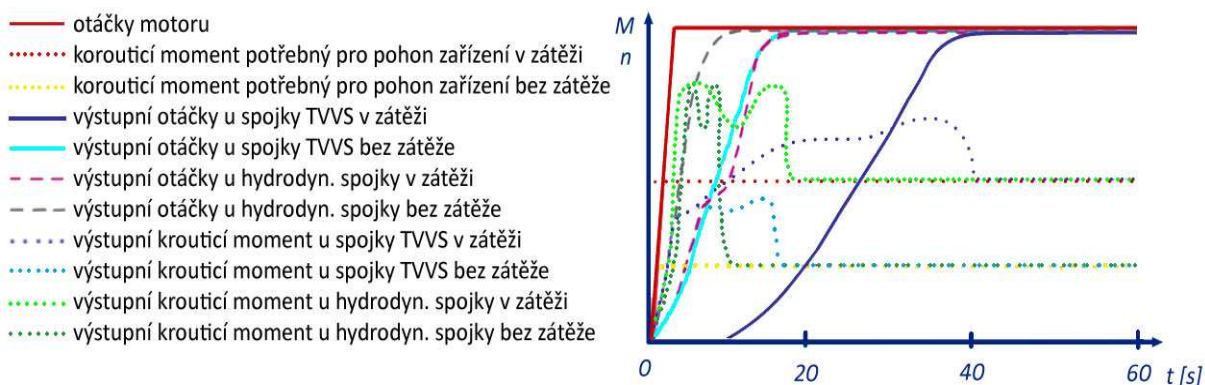
Pokud požadujeme ještě plynulejší rozjezd zařízení, použijeme hydrodynamickou spojku se zpoždovací komorou s několika úpravami. Tato konstrukční úprava spočívá v tom, že k vnitřní zpoždovací komoře je vyrobena ještě vnější prstencová komora. Při rozběhu spojky vnější prstencová komora odebírá vlivem odstředivých sil část pracovní kapaliny z pracovního prostoru (zůstane v něm jen minimální množství pracovní kapaliny), tímto způsobem se prodlužuje odlehčený rozběh. Spojka může být navržena i tak, že při rozjezdu pracuje určitou dobu se zcela vyprázdněným pracovním prostorem, takto dostaneme jen minimální kroutící moment na výstupu, který lze považovat za nulový. Tímto způsobíme prodlevu mezi startem motoru a rozběhem zařízení. Zařízení se uvede do pohybu až při postupném vyprázdňování zpoždovací komory.

Když je spojka nečinná, pracovní kapalina se nachází ve spodní polovině spojky. Tuhost hydrodynamické spojky se tedy sníží tím, že je velká část pracovní kapaliny při rozběhu spojky ve vnějším prstencovém kole, která by se jinak u jiných spojek nacházela v pracovní komoře.

V praxi lze tyto hydrodynamické spojky najít ve spojení například s pásovými dopravníky a drtiči v důlním průmyslu



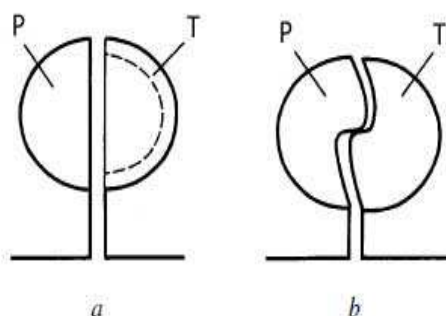
Obr. 18. Hydrodynamická spojka se zpoždovací komorou a vnější prstencovou komorou (Voith TVVS). [7]



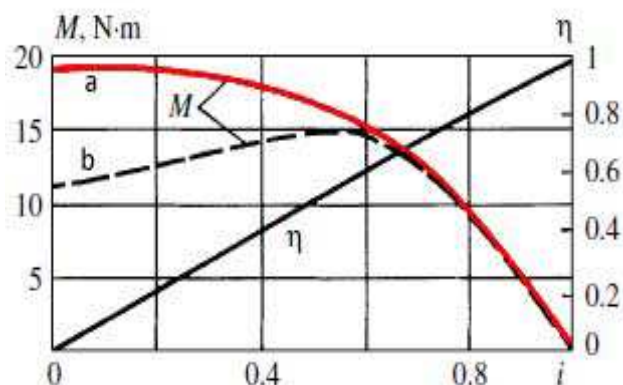
Obr. 19. Porovnání vlastností spojky Voith TVVS a běžné hydrodynamické spojky. [7]

2.4.8. Nekonenční tvar profilu oběžných kol

Poslední uvedenou možností, jak snížit tuhost hydrodynamické spojky, je změna tvaru oběžných kol. Konvenční a nekonvenční tvar profilu oběžných kol je vyobrazen na obr. 20. Při porovnání momentových charakteristik spojek s konvenčními a nekonvenčními tvary lopatek, zjistíme, že při malých hodnotách skluzu jsou obě spojky srovnatelné, ale při velkých hodnotách skluzu pozorujeme velké snížení přenášeného momentu. Přenášený moment se může v pevném bodě spojky dostat až na poloviční hodnotu oproti běžnému řešení.



Obr. 20. Tvar lopatek oběžných kol. [8]
a) konvenční
b) nekonvenční



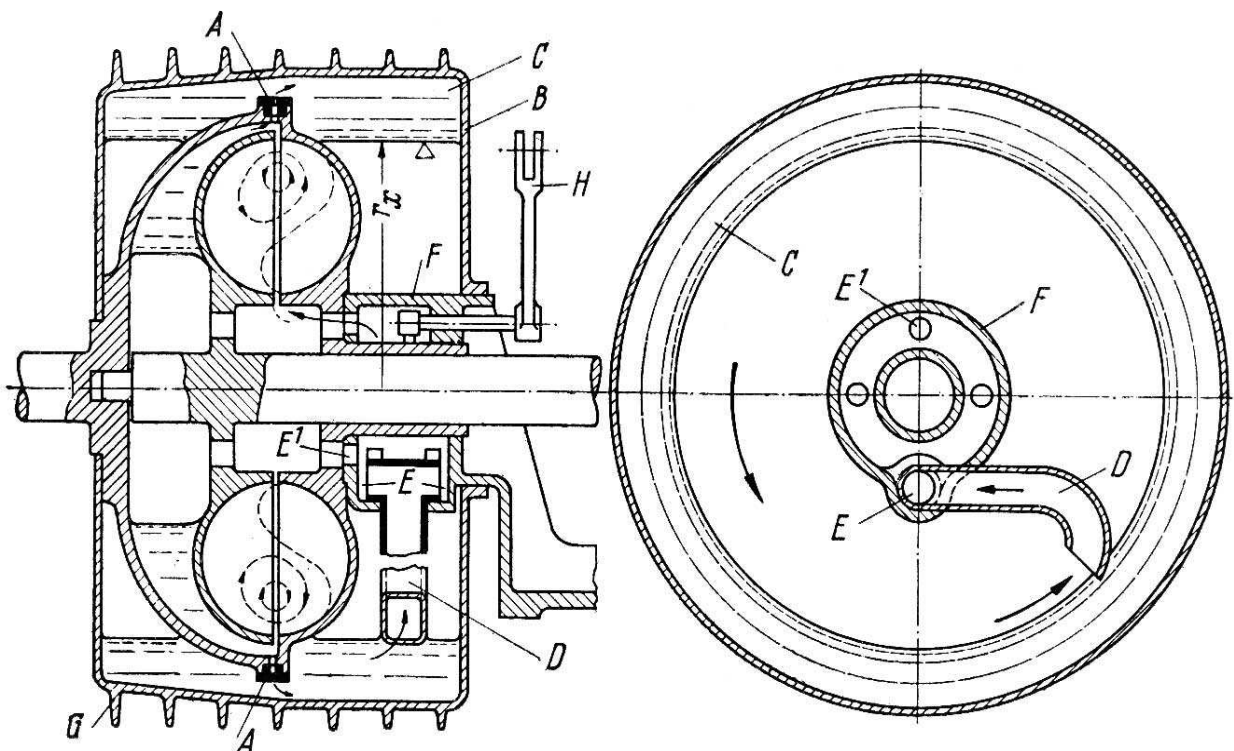
Obr. 21. Charakteristika hydrodynamické spojky.[8]
a) konvenční
b) nekonvenční

2.5. Způsoby umožňující aktivní řízení tuhosti spojky

Konstrukce hydrodynamických spojek spadajících do této kategorie se vyznačují tím, že nám umožňují měnit tuhost spojky během provozu a to v rozsahu daném druhem použité konstrukce a velikostí spojky. Možnost regulace tuhosti spojky způsobuje značnou složitost konstrukce a tím i větší cenu spojky. Použití je vhodné u případů, kde se mění provozní podmínky nebo se vyskytují jiné okolnosti například externí chlazení.

2.5.1. Hydrodynamická spojka s regulovatelným plněním

Jedná se o základní systém aktivního řízení, které vymyslel pan Föttinger. Základní princip je vypouštění pracovní kapaliny ze spojky do vnějšího zásobníku a opětovné zaplnění pracovního prostoru. Takto se v provozu snadno dá regulovat tuhost spojky dle požadavků za chodu zařízení. Schéma tohoto systému je vyobrazeno na obr. 22. Vlivem odstředivých sil proudí pracovní kapalina seřiditelnými dýzami A do vnější přídavné skříně. Tato přídavná skříně se otáčí se stejnou hodnotou otáček jako čerpadlové kolo, protože je s ním pevně spojena. Díky těmto skutečnostem kolem spojky vzniká kapalinový prstenec, u kterého lze vnitřní hladinu regulovat pomocí čerpací trubky D. Čerpací trubka je vnořena do pracovní kapaliny ve vnější komoře, která nabývá velkou rychlost vůči trubce. V důsledku toho se začne čerpat pracovní kapalina do pracovního torusu spojky pomocí kanálu E¹. Ovládací páka H umožňuje naklánět čerpací trubka, která je uložena v pevném rámu. Pro chlazení spojky jde použít vnější okruh spojky. *Chlazení může být buď přímé, zajištěné povrchovou plochou G vnější žebrované skříně, která je vždycky větší než povrch vlastní spojky a přirozeně může tedy lépe odvádět teplo do vnějšího vzduchu, nebo se může použít zvláštního chladiče, který však na obrázku není zakreslen.* [3]



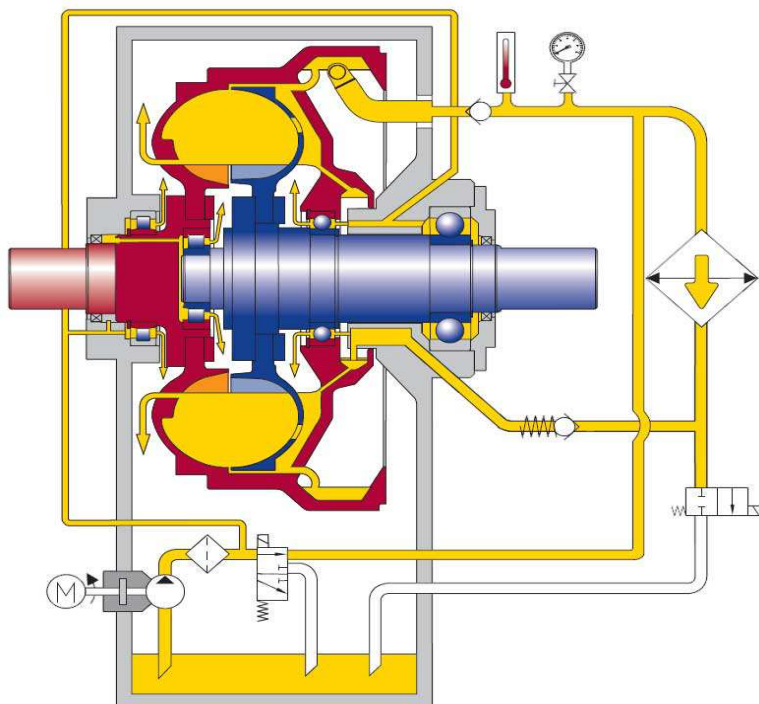
Obr. 22. Föttingerova spojka s vnějším prstencovým zásobníkem. [3]

A – dýzy (regulované nebo stabilně nastavené) na obvodě skříně spojky; B – vnější přídavná skříň; C – prstavec kapaliny s vlnou hladiny ve vzdálenosti r_x od osy otáčení; D – čerpací trubka, která v E je kloubově spojena s pevným nábojem F ve stojanu; E¹ – kanály zavádějící kapalinu do vnitřku spojky; H – vnější ovládací páka

Pokud se podíváme na moderní konstrukce, tak zjistíme, že pro aktivní řízení se používá vnější pohyblivý se stacionární zásobník místo prstencového zásobníku, ale z hlediska principu se nic nemění. U tohoto řešení je potřeba další motor pro pohon čerpadla oběhu pracovní kapaliny, což může být považováno za nevýhodu. Ale lze najít i spoustu výhod, jako je možnost připojení výkonného chladiče, přímé mazání ložisek pracovní kapalinou a snadného zapojení senzorů pro automatizaci.

Tento systém poskytuje i přesnou regulaci a to takovou, že lze pro rozběh zařízení využít maximálně výkon motoru a v důsledku zkrátíme čas rozběhu stroje. Můžeme také spustit stroj plynule a to minimálním napouštěním pracovního torusu. Důležitý je výkon přídavného motor, který ovlivňuje rychlost napouštění pracovního torusu.

V praxi lze tyto spojky použít u velkých dopravníků, drtičů, také při výrobě drátů a u ventilátorů a centrifug.



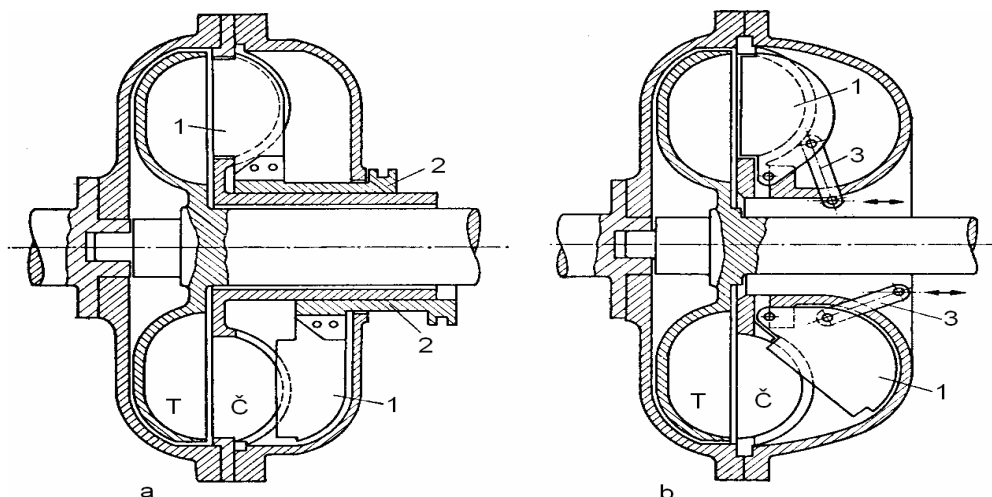
Obr. 23. Schéma hydrodynamické spojky s aktivním řízením Voith TPCL. [9]

2.5.2. Systém se zasouvateľnými lopatkami

U tohoto způsobu aktivního řízení tuhosti hydrodynamické spojky se docílí změny tuhosti pomocí změny geometrií pracovního prostoru. Využívají se k tomu vysouvající lopatky. V pracovním torusu se mění velikost lopatkových stěn, na které působí hmota kapaliny. Tím je ovlivněno přirozeně i množství kapaliny, neboť zmenšením odpovídajících rychlostí se uvádí do oběhu menší vteřinové množství. Lopatky se v tom případě vysunují axiálně, navzájem paralelně, v drážkách v tělese oběžného kola do zvláštního prostoru, kterého lze využít jako zásobníku pracovní kapaliny. [3]

V provozu je u tohoto způsobu aktivního řízení tuhosti spojky výhodná možnost regulace ve velmi krátké době u všech provozních stavů. Za čerpadlovým kolem se nachází zvláštní prostor, který je s konstrukčního hlediska zapotřebí pro vysunutí lopatek. Tohoto prostoru lze využít jako zásobník pracovní kapaliny, který zvyšuje tepelnou kapacitu.

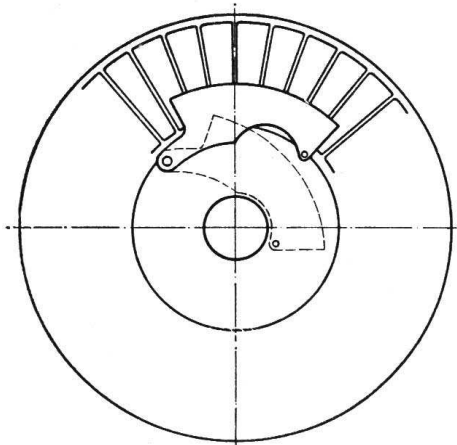
Pro názornost uvádí dvě řešení takovéto hydrodynamické spojky. U Konstrukčního řešení na obr. 24a jsou lopatky 1 radiálně upevněny na pouzdru 2, toto pouzdro jde axiálně posouvat vzhledem k hřídeli. U druhého konstrukčního řešení na obr. 24b jsou lopatky 1 uloženy otočně na čepech. Tyto lopatky se ovládají pomocí vnější objímky, k níž jsou připojeny táhla 3.



Obr. 24. Spojka s vysouvateľnými a spojka s vyklápěcími lopatkami. [3]
a) s axiálním vysunutím lopatek z pracovního prostoru
b) s vyklopením lopatek z pracovního prostoru

2.5.3. Systém se škrcením pomocí clony Iris

Toto konstrukční řešení aktivního řízení tuhosti hydrodynamické spojky je založeno na tom, že do pracovní komory se kontrolovaně vkládá clona, což je v podstatě odrazová deska. Vložení této clony do pracovní komory se mění průtočná plocha a s ní i proud kapaliny. Regulace tuhosti spojky je zde tedy docílena škrcením průtoku pracovní kapaliny.

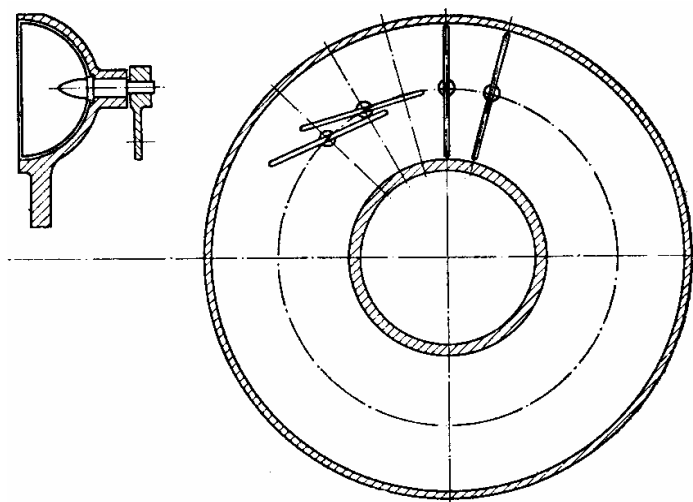


Obr. 25. Schéma hydrodynamické spojky s regulační clonou Iris. [3]

2.5.4. Systém s natáčivými lopatkami

Posledním uváděným konstrukčním řešením aktivního řízení tuhosti hydrodynamické spojky je systém s natáčivými lopatkami. Lopatky jsou uloženy otočně na čepích upevněných v pracovní komoře. Takto uložené mohou být lopatky turbínového i čerpadlového kola, ale nejčastěji se toto řešení používá jen u čerpadlového kola. Samotné otáčení lopatek okolo osy čepu, které jsou rovnoběžné s osou otáčení spojky, je umožněnou v určitých mezích.

Jestliže jsou lopatky v normální pracovní poloze, tj. stojí radiálně vzhledem k oběžnému kolu, mohou přenášet výkon, protože vytváří normální kanály, takže kapalina může cirkulovat. Budou-li se však lopatky naklánět, bude se měnit také tvar kanálů, a tím se bude zmenšovat přenos kroutícího momentu. V mezním případě, kdy lopatky na obou stranách přilehnou jedna k druhé, se vytvoří zvrstvený prstenec v torusu, znemožňující jakoukoliv cirkulaci pracovní kapaliny, a tedy nepřipouštějící žádný přenos kroutícího momentu. [3]



Obr. 26. Hydrodynamická spojka s natáčivými lopatkami. [3]

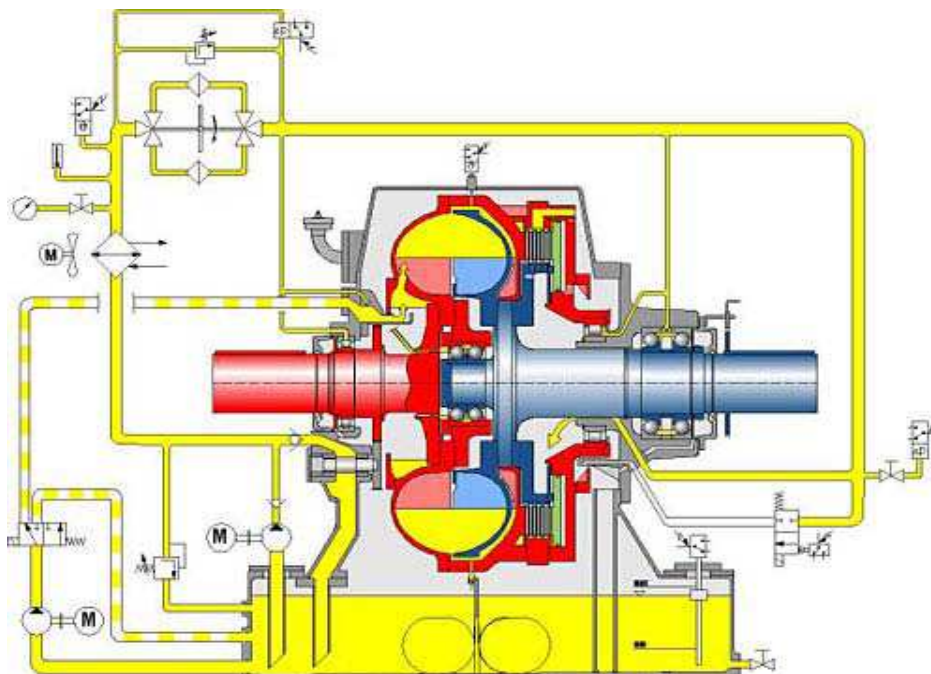
2.6. Způsoby přímého přenosu celého výkonu beze ztrát

Metody popsané v této kapitole, se zabývají zvyšováním účinnosti hydrodynamických spojek. Jak bylo uvedeno v předchozích kapitolách skluz je základní podmínkou pro funkci spojky, tato skutečnost ale způsobuje snížení přenášeného výkonu na výstupu ze spojky. Principem těchto metod je dosáhnout co možná nejmenšího skluzu a eliminovat tak ztráty. Používáme třecí spojku pro přemostění, kdy při relativně malém skluzu dojde ke srovnání otáček hnané a hnací hřídele. Tímto docílíme přenosu kroutícího momentu mechanickou cestou beze ztrát s účinností 100%. Toto přímé mechanické propojení není schopné tlumit rázy a může je tak přenášet na stroj. Dalšími nevýhodami je komplikované konstrukční řešení a s tím spojená vyšší cena.

2.6.1. Systém s přemostovací lamelovou třecí spojkou

Tento systém využívá přemostění spojky lamelovou třecí spojkou. Při uvádění stroje do provozu je používána jen hydrodynamická spojka, to má za následek plynulý rozběh bez nutnosti řízení. Když dosáhnou otáčky spojky požadované hodnoty otáček s malým skluzem, tak dojde k přemostění a dorovnání rozdílů otáček a navýšení účinnosti přenosu výkonu na 100%. Kroutící moment je pak přenášet pouze třecí spojkou, protože dynamické účinky pracovní kapaliny v tuto chvíli zanikají.

Konstrukční řešení této spojky využívá lamelovou spojku zastavěnou do pláště hydrodynamické spojky. Kolik použijeme lamel u třecí spojky je závislé na velikosti přenášeného výkonu a lze použít mokrou i suchou spojku. Lamely u třecí spojky jsou rozděleny na dvě skupiny, jedna je unášena společně se vstupní hřídelí a druhá společně s výstupní hřídelí. Třecí spojka může být ovládána hydraulicky nebo mechanicky.



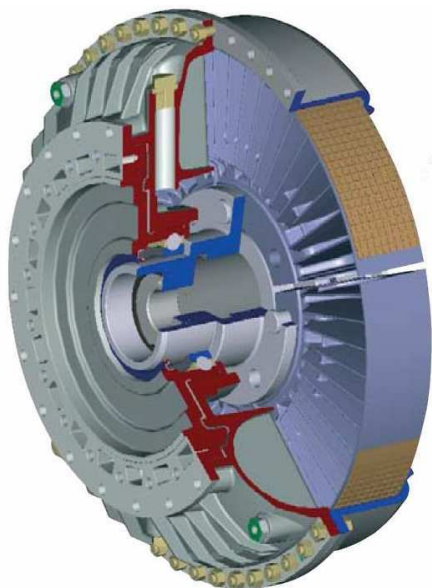
Obr. 27. Hydrodynamická spojka s přemostěním (Voith – TPL-SYN). [10]

Potrubím C přitéká ovládací kapalina do kanálku B. Odtud je odstředivými silami vytlačována na vnější obvod a vytéká dýzou A. Přičemž tlak kapaliny (vyvolaný odstředivými silami) působí také na ovládací píst D. Výsledná síla se pak přenáší na lamely spojky E.

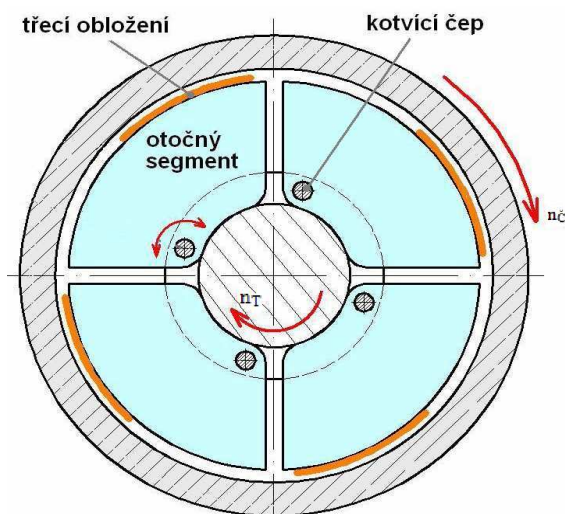
Tento systém má komplikovanou konstrukci, a proto je používán pro přenos velkých výkonů v řádech 100 až 1000kW, u kterých se požaduje provoz beze ztrát. Jako příklad této konstrukce je uveden systém na obr. 27. Využívá se například u drtičů a ventilátorů poháněné synchronními motory.

2.6.2 Systém s odstředivou spojkou – TurboSyn

Pod tímto označením se skrývá hydrodynamická spojka s automatickým přemostěním od firmy Voith. Cílem této konstrukce bylo upravit hydrodynamickou spojku pro přímý přenos výkonu beze ztrát. Byl zde použit princip bubnové brzdy, kdy je turbínové kole rozděleno na několik segmentů s třecím obložení po obvodu. Pro spouštění spojky slouží odstředivá síla.

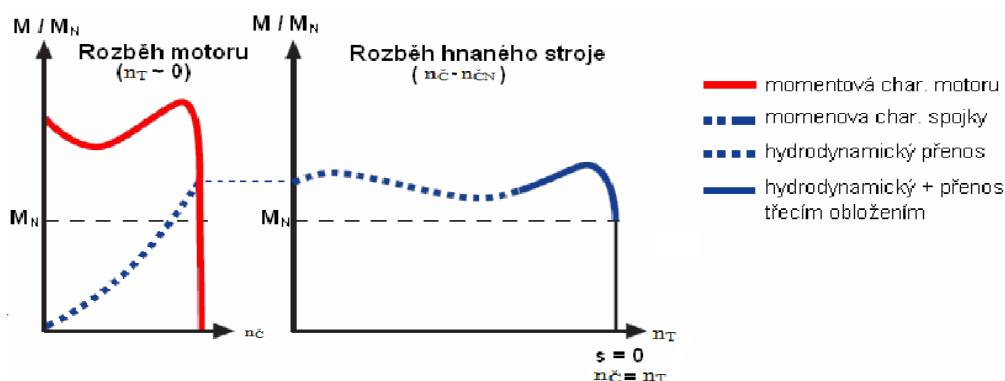


Obr. 28. TurboSyn – 3D pohled. [11]



Obr. 29. Schématický řez spojkou TurboSyn. [12]

Tato spojka je v řezu znázorněna na obr. 28. Na obr. 29 je vyobrazeno schéma spojky. Lze pozorovat, že turbínové kolo je rozděleno na čtyři segmenty a na nich jsou připevněny třecí segmenty. Na výstupní hřídeli je uložen každý segment turbínového kola zvlášť čepem, tak aby se umožnil pohyb téměř v radiálním směru. Při uvádění do provozu se chová spojka jako běžná hydrodynamická spojka, na segmenty turbínového kola začnou působit odstředivé síly, následně při roztočení kola na určitou hodnotu otáček se segmenty kola pootočením kolem čepů posunou směrem k vnějšímu plášti. Tím se vytvoří tlak, který přitlačí segmenty turbínového kola s třecím obložení na obvod skříně spojky. Třecí síla která vznikne mezi třecím obložení a obvodem skříně spojky začne přenášet kroutící moment mechanickou cestou. Se zvyšující se hodnotou otáček na vstupu vzrůstá hodnota kroutícího momentu, který je takto přenášen a zároveň se snižuje hodnota skluzu spojky a tím i hodnota kroutícího momentu přenášeného díky hydrodynamickému působení kapaliny. Při docílení určité hodnoty otáček se výkon přenáší už jen díky třecím silám mezi třecím obložení a obvodem skříně spojky.



Obr. 30. Rozběhové charakteristiky s použitím spojky TurboSyn. [12]

M – kroutící moment; M_N – nominální kroutící moment; n_C – otáčky motoru (čerpadlového kola); n_{CN} – nominální otáčky motoru; n_T – otáčky hnaného zařízení (turbínového kola)

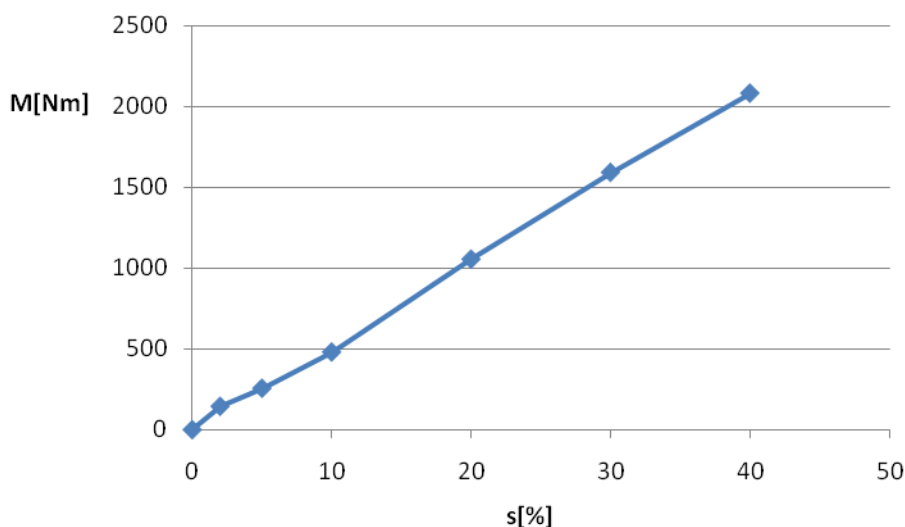
3. Základní poznatky

Základním cílem této práce je upravit již existující hydrodynamickou spojku, tak aby vyhovovala parametrům, které jsou na tuto spojku kladeny. Upravená hydrodynamická spojka by měla pracovat na vyšších parametrech, než spojka stávající, při dodržení pracovního bodu spojky. Parametr, který nás nejvíce zajímá, je kroutící moment, který je tato spojka schopna přenést.

K zadané hydrodynamické spojce byly rovněž známy hodnoty kroutícího momentu při různých hodnotách skluzu a tyto hodnoty jsou zapsány v tabulce 1. Kroutící moment byl vždy stanoven pro hodnotu otáček motoru 1488 [1/min], což jsou i otáčky čerpadlového kola. Skluz byl vypočítán podle rovnice (2) viz kapitola 2.2. Pro názornost je uveden graf 1 závislosti kroutícího momentu přenášeného zadanou hydrodynamickou spojku na skluzu.

Tabulka 1. Hodnota kroutícího momentu v závislosti na skluzu při provozu hydrodynamické spojky.

n_i [1/min]	1458,24
s [%]	2
M [Nm]	144,352



Graf 1. Závislosti kroutícího momentu přenášeného zadanou hydrodynamickou spojku na skluzu.

Pro řešení tohoto problému je nejdůležitější provozní hodnota skluzu. Skluz při provozu má hodnotu 2%. Otáčky turbínového kola jsou při této hodnotě skluzu 1458,24 [1/min] a otáčky čerpadlového kola jsou tedy 1488 [1/min].

Hodně důležitou věcí pro další postup řešení problému je znát hodnoty hustoty a viskozity pracovní kapaliny, kterou je v tomto případě olej. Hodnota hustoty, dynamické viskozity a kinematické viskozity oleje pro zadanou hydrodynamickou spojku při provozu jsou uvedeny v tabulce 2 (hodnoty v tabulce odpovídají asi 80°C).

Tabulka 2. Hodnoty hustoty, dynamické viskozity a kinematické viskozity oleje pro hydrodynamickou spojku při provozu.

hustota	[kg/m ³]	789,31
kinematická viskozita	[m ² /s]	5,5·10 ⁻⁶
dynamická viskozita	[Pa.s]	4,341205·10 ⁻³

Ke stanovení úprav zadané hydrodynamické spojky byl využit výpočet pomocí CFD. Tato CFD simulace by byla velmi časově náročný, proto bylo pro zkrácení výpočetního času nutné zadanou hydrodynamickou spojku zmenšit. Díky zmenšení hydrodynamické spojky vznikne úspora výpočetních prvků u výpočetní sítě a tím se CFD simulace stane méně náročná na výpočet. Zmenšení bylo provedeno dle podkladů a to v poměru 1:10. Toto zmenšení hydrodynamické spojky bylo možné s využitím geometrické poměrnosti. To znamená, že zadanou hydrodynamickou spojku bylo možné zmenšit za předpokladu, že je dodržena geometrická poměrnost všech částí hydrodynamické spojky.

Jako první, čím se tato práce zabývá, je vliv spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem a dále se zabývá vlivem počtu lopatek turbínového a čerpadlového kola na přenášený výkon u hydrodynamické spojky. Pomocí CFD simulace je určen kroutící moment, který hydrodynamická spojka přenáší. Hydrodynamická spojka, u které byl proveden výpočet, je ale zmenšená. Proto je nutné kroutící moment přepočítat, tak aby byl stanoven skutečný kroutící moment přenášený pomocí hydrodynamické spojky. Pro přepočet je velmi nutné znát charakteristiku λ hydrodynamické spojky. Hodnotu charakteristiky λ je možné vypočítat pomocí rovnice (7) viz kapitola 2.2. Tuto rovnici lze použít, pokud známe hodnotu kroutícího momentu. Kroutící moment lze zjistit přímo z měření hydrodynamické spojky nebo z CFD simulace.

Stanovení hodnoty charakteristiky λ se tedy provede podle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{144,352}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,47)^5 \cdot 789,31} = 0,012965 \quad (13)$$

M je kroutící moment při skluzu 2%

n_c je hodnota vstupních otáček, tedy otáčky motoru

d_e je efektivní průměr hydrodynamické spojky

ρ je hustota pracovního oleje při provozu hydrodynamické spojky

4. Stanovení kroutícího momentu hydrodynamické spojky pomocí CFD

Stanovení kroutícího momentu u dané hydrodynamické spojky bylo řešeno jako jednofázová, nestacionární, prostorová (3D) úloha podle zadané technické dokumentace s úpravami rozměrů. Řešily se tři typy následujících úloh:

- vliv spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem na kroutící moment hydrodynamické spojky
- vliv počtu lopatek turbínového a čerpadlového kola na kroutící moment hydrodynamické spojky
- úprava hydrodynamické spojky tak, aby byla schopna přenést vyšší hodnotu kroutícího momentu

4.1. Postup řešení CFD úloh a přiblížení tvorby výpočetní sítě

Řešení všech CFD úloh probíhalo podle tohoto postupu:

- tvorba základní geometrie (pomocí CAD systému – Autocad Inventor verze 2011)
- tvorba výpočetní sítě na modelu (pomocí programu Gambit verze 2.4)
- vlastní CFD výpočet (pomocí programu Fluent verze 14.0)
- vyhodnocení numerické simulace - zobrazení výsledků

Výpočetní síť je pro úspěšné vyřešení problému výpočtu úlohy v CFD nezbytným prvkem. Musí být vytvořena s dostatečnou jemností prvků (hrubší síť způsobuje ve většině případů zhoršení výsledků CFD simulace). Dalším faktorem ovlivňujícím CFD simulaci je tvar jednotlivých prvků výpočetní sítě. Tvarů prvků výpočetní sítě je mnoho, v případě 3D úlohy lze použít prvky např. hex tvar (hexahedrální nebo tetrahedrální prvky). Z hlediska CFD simulace je nejvýhodnějším tvarem prvků výpočetní sítě hexahedrální tvar. Při tvorbě výpočetní sítě se musí dát pozor na zkosení prvků výpočetní sítě. Velké zkosení prvků výpočetní sítě nepříznivě ovlivňuje CFD simulaci a to zejména stabilitu výpočtu. Pro tvorbu výpočetní sítě byl použit program Gambit. Do tohoto programu byla exportována vymodelovaná geometrie z programu Autocad Inventor. Důležitá je poznámka, že pro tvorbu výpočetní sítě se nemodeluje geometrie hydrodynamické spojky, ale geometrie pracovní kapaliny obsažené v této spojce. V případě 3D výpočetní sítě je několik způsobů její tvorby. Nejlepší výpočetní síť je tzv. mapovaná, jejichž prvky jsou umístěním a orientací pravidelné, na rozdíl např. od schématu pave, jejichž prvky jsou vytvářeny s nahodilou orientací.

4.2. Vliv spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem na kroutící moment hydrodynamické spojky

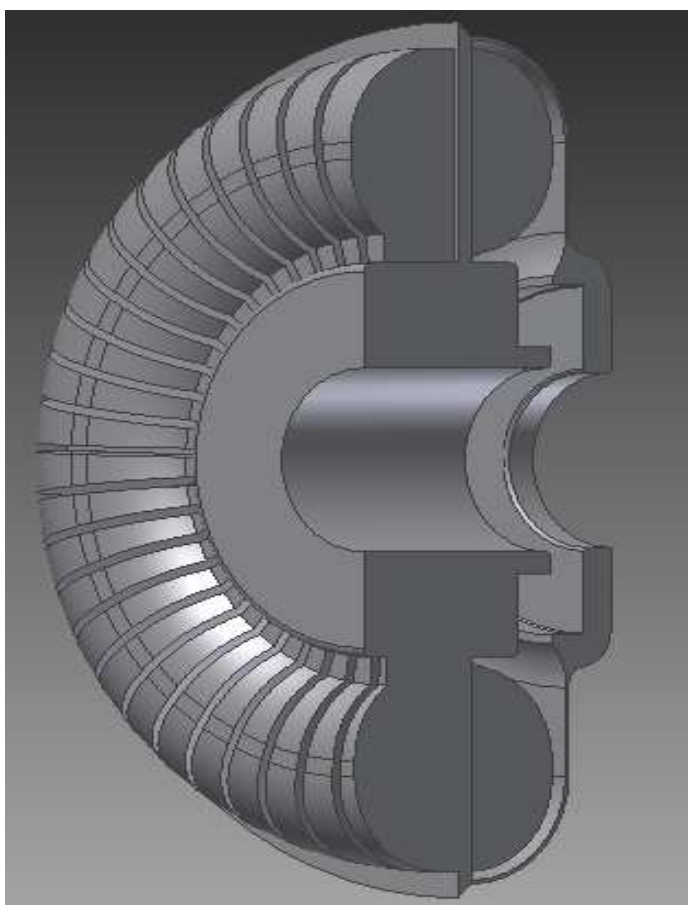
U této úlohy byl pomocí CFD zkoumán vliv spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem na kroutící moment, který je hydrodynamická spojka schopna přenést. Původní velikost spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem u předlohové hydrodynamické spojky byla 9 [mm]. Jak bylo uvedeno v kapitole 3, měřítko pro úpravu geometrie zadané hydrodynamické spojky je 1:10, hodnota velikosti spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem poměrné hydrodynamické spojky je tedy 0,9 [mm].

Velmi důležitou poznámkou pro toto řešení je, že bylo uvažováno zjednodušení výpočtu a to v podobě úvahy, že u hydrodynamické spojky byl stupeň plnění Φ roven jedné. To znamená, jak bylo popsáno v kapitole 2.4.1, že hydrodynamická spojka má celý pracovní prostor zaplněn pracovní kapalinou, kterou je v našem případě olej.

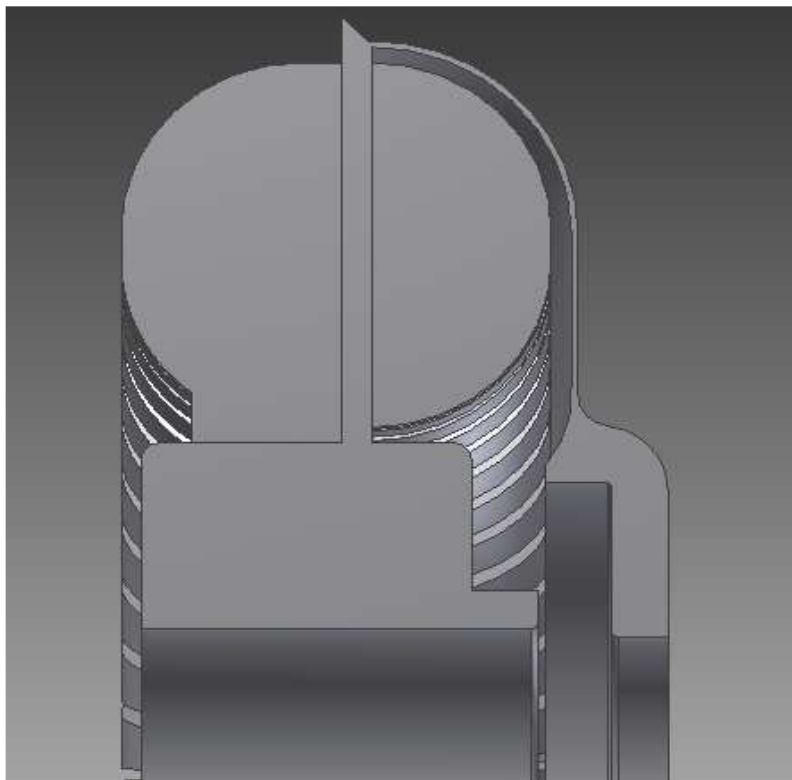
Pro stanovení vlivu spáry bylo vytvořeno několik geometrií spojky s různými velikostmi spáry. Odstupňování velikosti spáry bylo veleno k přihlídnutí na minimální hodnotu spáry 2 až 3 [mm] u reálné hydrodynamické spojky. Velikosti spár, mimo základní hodnotu 0,9 [mm], byly zvoleny takto 0,74; 0,58; 0,42; 0,26 [mm]. U všech variant bylo počítáno se stejnými otáčkami jak u turbínového, tak u čerpadlového kola a také se stejnou hodnotou skluzu.

4.2.1. Tvorba základní geometrie

S využitím CAD softwaru Autocad Inventor bylo vytvořeno pět základních geometrií pro různé hodnoty spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem, potřebné pro tvorbu výpočetních sítí a následně pro výpočet pomocí CFD. Pro výpočet pomocí CFD nebyly vytvořeny 3D geometrie modelu hydrodynamické spojky, ale 3D geometrie pracovní kapaliny v ní obsažené. Ukázka, jak tento model vypadá, je na obrázku 31 a 32.



Obr. 31. Řez modelem pracovní kapaliny hydrodynamické spojky.



Obr. 32. Řez modelem pracovní kapaliny hydrodynamické spojky-bližší pohled.

4.2.2. Tvorba výpočetní sítě

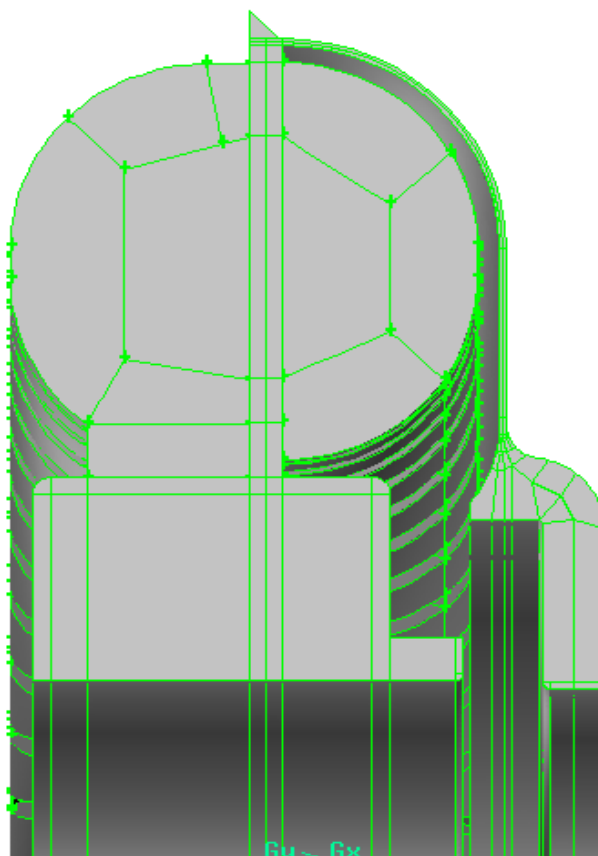
Pro tvorbu výpočetní sítě byl využit program Gambit. Do tohoto programu byly exportovány vymodelované modely geometrie pracovní kapaliny pro všech pět hodnot velikosti spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem hydrodynamické spojky.

Exportovaný model geometrie pracovní kapaliny musel být ještě upraven. Úprava spočívala v rozdělení původního objemu na menší části a to z důvodu tvorby výpočetní sítě. Jak vypadá rozdělení modelu geometrie pracovní kapaliny je vyobrazeno na obr. 33.

Základní údaje o vytvořených výpočetních sítích:

- spára 0,9 [mm]:
 - Převážná část výpočetní sítě byla tvořena hexa prvky a schéma sítě bylo map. Výjimečné bylo použito nastavení hex/wedge.
 - Celkový počet prvků: 3 158 127
 - Hodnota zkosení: 0,676998
- spára 0,74 [mm]:
 - Převážná část výpočetní sítě byla tvořena hexa prvky a schéma sítě bylo map. Výjimečné bylo použito nastavení hex/wedge.
 - Celkový počet prvků: 3 054 492
 - Hodnota zkosení: 0,671579
- spára 0,58 [mm]:
 - Převážná část výpočetní sítě byla tvořena hexa prvky a schéma sítě bylo map. Výjimečné bylo použito nastavení hex/wedge.
 - Celkový počet prvků: 3 053 692
 - Hodnota zkosení: 0,685504

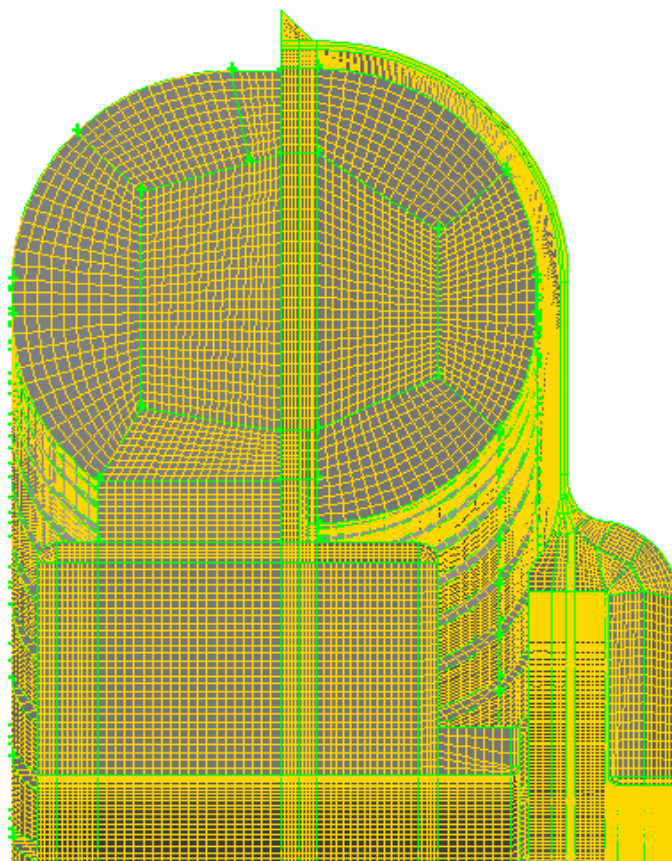
- spára 0,42 [mm]:
 - Převážná část výpočetní sítě byla tvořena hexa prvky a schéma sítě bylo map.
 - Výjimečné bylo použito nastavení hex/wedge.
 - Celkový počet prvků: 3 044 284
 - Hodnota zkosení: 0,685659
- spára 0,26 [mm]:
 - Převážná část výpočetní sítě byla tvořena hexa prvky a schéma sítě bylo map.
 - Výjimečné bylo použito nastavení hex/wedge.
 - Celkový počet prvků: 3 029 584
 - Hodnota zkosení: 0,685484



Obr. 33. Řez modelem pracovní kapaliny hydrodynamické spojky-bližší pohled na rozdělení geometrie.

Po vytvoření výpočetní sítě se ještě muselo přistoupit ke kontrole kvality sítě. Kvalita se posuzuje podle zkosení prvků výpočetní sítě. Toto zkosení by nemělo přesáhnout hodnotu 0,86. Jak je uvedeno výše všechny výpočetní sítě mají tuto hodnotu pod 0,7, což je více než postačující výsledek.

Na obr. 34 je pro ukázkou uveden řez jednou z výpočetních sítí.



Obr. 34. Řez modelem pracovní kapaliny hydrodynamické spojky-bližší pohled na výpočetní síť.

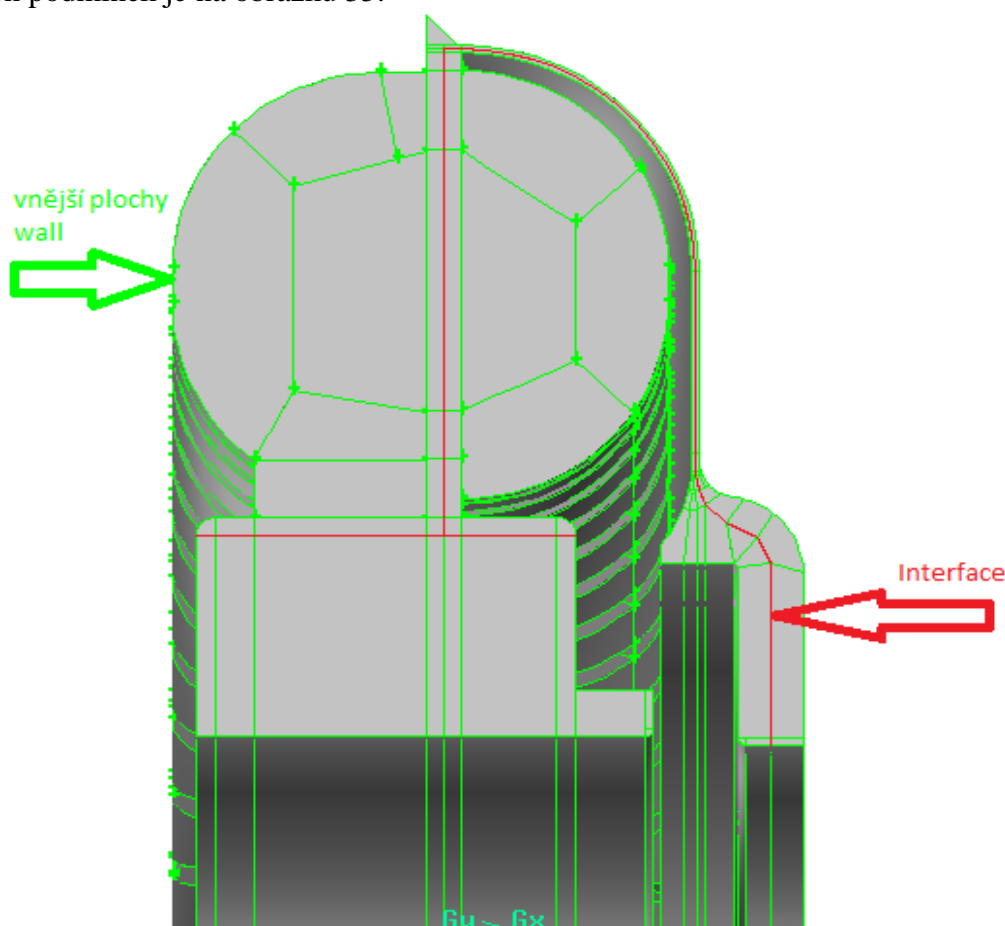
4.2.2.1. Okrajové podmínky výpočetní sítě

Po úspěšném dokončení výpočetní sítě je důležité definovat okrajové podmínky pro další výpočet pomocí CFD. Definování okrajových podmínek je velmi důležité pro správný postup výpočtu pomocí CFD. Okrajových podmínek pro výpočetní síť je velká řada typů. Tyto všechny možnosti zde uvedeny nebudou, byly zde uvedeny jen okrajové podmínky, které byly použity pro výše uvedené výpočetní síť. V tabulce 3 jsou vypsány použité okrajové podmínky a jejich specifikace.

Tabulka 3. Typy a specifikace použitých okrajových podmínek.

Typ okrajové podmínky	Stručný popis
wall	Tato podmínka funguje jako stěna. To znamená, že omezuje tok média. Platí zde podmínka ulpívání na povrchu stěny tedy nulová rychlost na povrchu stěny.
interface	Tato podmínka se používá, pokud počítáme se dvěma výpočetními sítěmi, které mezi sebou interagují (např. u hydraulických strojů- oběžné a rozváděcí lopatky)

Výše uvedené výpočetní síť se musely v rámci výpočtu rozdělit na tři objemy, každý tento objem příslušel k nějaké části hydrodynamické spojky (čerpadlovému kolu, turbínovému kolu a hřídeli). Tyto tři objemy musely být ještě každý zvlášť pojmenovány v oblasti proudění kapalin (jako turbína, čerpadlo a spodní část). Plochy, které mezi sebou interagují, musely být stejné a musely ležet dvě na sobě (každé přísluší jiné části geometrie). Na tyto plochy byla předepsána okrajová podmínka interface. Na všechny ostatní vnější plochy byla předepsána okrajová podmínka wall. Rozdělení na tyto tři objemy a rozložení okrajových podmínek je na obrázku 35.



Obr. 35. Řez modelem pracovní kapaliny hydrodynamické spojky-všechny vnější plochy mají předepsanou okrajovou podmínku wall. V řezu jsou červeně označeny plochy, které mají předepsanou okrajovou podmínku interface a zároveň rozdělují základní objem na tři objemy.

4.2.3. CFD výpočet

4.2.3.1 Nastavení výpočetního programu - Fluent

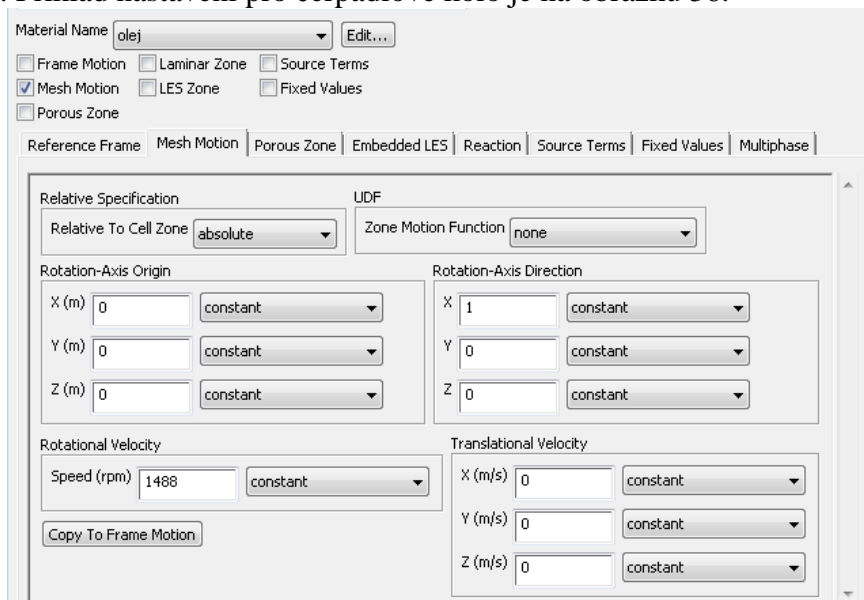
V této kapitole jsou uvedeny nejdůležitější kroky nastavení programu Fluent.

Po načtení vytvořené výpočetní sítě do programu Fluent je nejdůležitější ze začátku rozhodnout, jaký model bude pro výpočet použit. V tomto případě byl nastaven dvourovňový model $k-\epsilon$ a to jeho specifikace realizable.

Pro řešení mezní vrstvy byla použita nerovnovážná stěnová funkce (Non-Equilibrium Wall Functions).

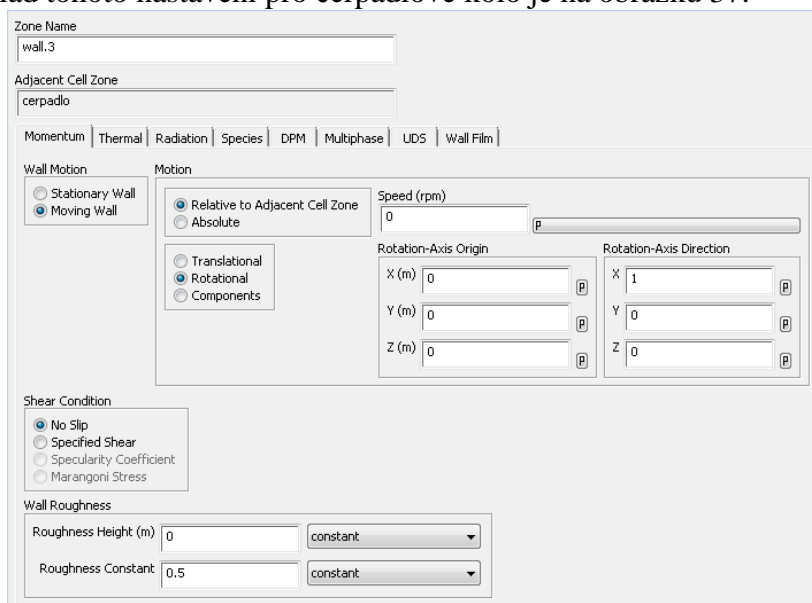
Dále bylo nutno zvolit typ kapaliny pro výpočet. Kapalínou byl předepsán olej s těmito důležitými parametry: hustota 789,31 [kg/m³] a dynamická viskozita 4,341205 · 10⁻³ [Pa.s].

Jelikož základní objem byl rozdělen na tři objemy (každý objem představoval určité konstrukční celky), bylo nutné pro každý objem nastavit otáčky a skutečnost, že se výpočetní síť pohybuje. Příklad nastavení pro čerpadlové kolo je na obrázku 36.



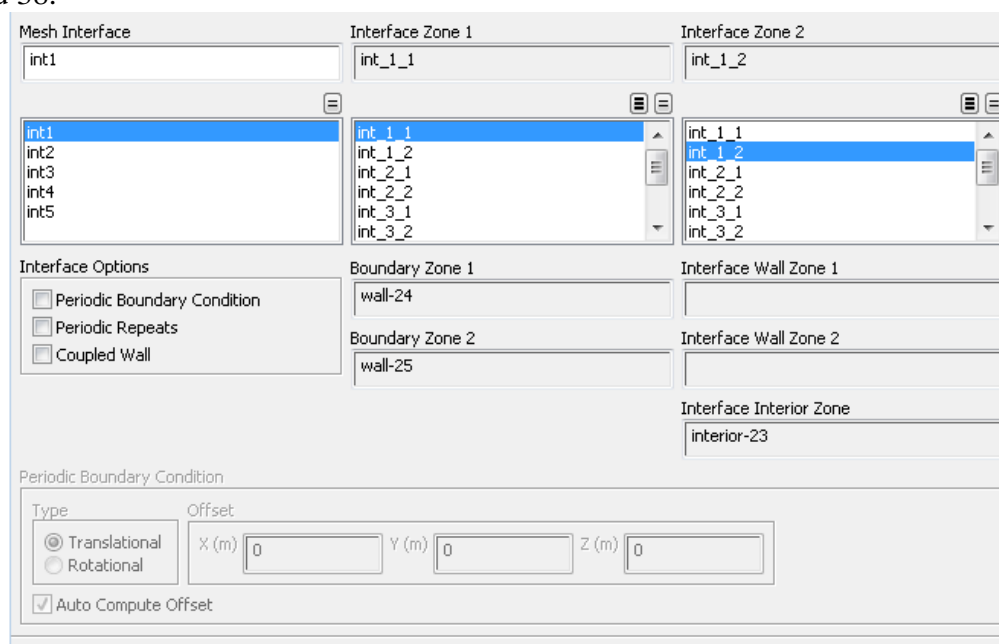
Obr. 36. Nastavení Fluentu pro čerpadlové kolo.

Za další je potřeba nastavit okrajové podmínky. U okrajové podmínky wall byla nastavena podmínka pohyblivé zdi (moving wall). Toto nastavení bylo provedeno jen pro okrajové podmínky wall, které byly nastaveny na vnějších plochách 3D modelu pracovní kapaliny. Příklad tohoto nastavení pro čerpadlové kolo je na obrázku 37.



Obr. 37. Nastavení Fluentu pro čerpadlové kolo.

Jako poslední bude uvedeno nastavení okrajové podmínky interface. To spočívalo v přiřazení jednotlivých si odpovídajících ploch k sobě. Toto nastavení je zobrazeno na obrázku 38.

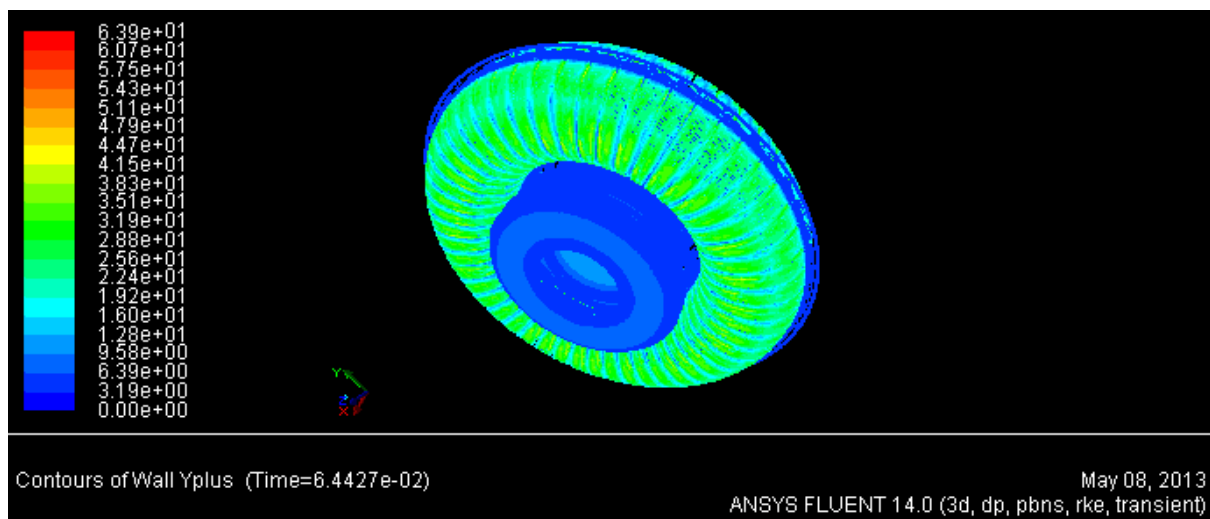


Obr. 38. Přiřazování jednotlivých ploch s podmínkou interface.

4.2.3.2 Vyhodnocení CFD výpočtu

Jak již bylo zmíněno v kapitole 4.2.3.1, při CFD simulaci byla použita nerovnovážná stěnová funkce. Tato stěnová funkce je jednou z možností, jak lze modelovat prodění kapaliny blízko stěn. Nerovnovážná stěnová funkce předpokládá určitý tlakový gradient a vychází z čisté empirie. Při použití této funkce se musí vždy přistoupit ke kontrole CFD výpočtu. Použitou stěnovou funkci charakterizuje speciální souřadnice y^+ . Tuto speciální souřadnici nelze stanovit jinak než spustit CFD simulaci, kterou necháme nějakou dobu běžet a posléze zkontrolujeme hodnotu y^+ v příslušném CFD programu. Hodnota y^+ by se měla pohybovat pro dobrý CFD výpočet v rozmezí $20 < y^+ < 100 \div 120$, ale je ještě přípustné, pokud se tato hodnota pohybuje do 300, což by nemělo být pravidlem (mělo by se jednat o lokální hodnoty). V případě, že je hodnota souřadnice y^+ větší než uvedené hodnoty, musí se prvky výpočetní sítě zhušťovat v okolí stěny.

Kontrola souřadnice y^+ byla provedena pro všechny případy, které se zde pomocí CFD simulace počítaly. Všechny výpočetní sítě, které byly pro tento případ řešeny, splňovaly výše uvedené podmínky pro souřadnici y^+ , tedy hodnota y^+ se pohybovala pod 300. Ukázka kontroly souřadnice y^+ je vyobrazena na obrázku 39. Tato kontrola byla provedena v programu Fluent a byl vybrán případ s největší hodnotou souřadnice y^+ .



Obr. 39. Vyobrazení souřadnice y^+ pro případ s největší hodnotou této souřadnice.

Jak lze vidět na obrázku 39, u případu s největší hodnotou souřadnice y^+ dosahuje tato hodnota 63,9, což je více než postačující výsledek.

Po kontrole souřadnice y^+ se přesuneme k vyhodnocení příkladů, kde byl zkoumán vliv spáry mezi čerpadlovým a turbínovým kolem na kroutící moment, který je hydrodynamická spojka schopna přenést. Při CFD simulaci byly sledovány hodnoty kroutícího momentu u čerpadlového a turbínového kola a CFD simulace byla ukončena, když se hodnoty kroutícího momentu na čerpadlovém a turbínovém kole příliš nelišily.

Hodnoty kroutících momentů na čerpadlovém a turbínovém kole stanovené pomocí CFD simulace jsou zapsané do tabulky 4.

Tabulka 4. Hodnoty kroutících momentů z vyhodnocení CFD simulace.

Spára 0,9 [mm]		
	Kroutící moment	jednotka
Čerpadlové kolo	0,00143951	Nm
Turbínové kolo	0,00140356	Nm
Spára 0,74 [mm]		
	Kroutící moment	jednotka
Čerpadlové kolo	0,00142336	Nm
Turbínové kolo	0,00141115	Nm
Spára 0,58 [mm]		
	Kroutící moment	jednotka
Čerpadlové kolo	0,00141499	Nm
Turbínové kolo	0,00139629	Nm
Spára 0,42 [mm]		
	Kroutící moment	jednotka
Čerpadlové kolo	0,00135942	Nm
Turbínové kolo	0,00133288	Nm

Spára 0,26 [mm]		
	Kroutící moment	jednotka
Čerpadlové kolo	0,00134459	Nm
Turbínové kolo	0,00131267	Nm

Protože jak bylo uvedeno dříve pro zkrácení výpočetního času CFD simulace, musela být zadaná hydrodynamická spojka zmenšena s využitím geometrické poměrnosti v poměru 1:10. Kroutící momenty, které jsou uvedeny v tabulce 4, byly získány z CFD simulace zmenšené poměrné hydrodynamické spojky. Proto se musí tyto hodnoty kroutícího momentu přepočítat, tak aby byl stanoven kroutící moment, který přenáší zadaná hydrodynamická spojka. Jako první byla vždy u všech případů vypočtena z rovnice (7) charakteristika λ a poté byl vypočten kroutící moment, který je schopna přenést zadaná hydrodynamická spojka s menšími úpravami, což byly v tomto případě odlišné hodnoty spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem. Velikost kroutícího momentu, potřebného pro výpočet charakteristiky λ , byla určena jako průměrná hodnota kroutícího momentu na čerpadlovém a turbínovém kole. Tyto kroutící momenty na čerpadlovém a turbínovém kole byly určeny z CFD simulace.

Pro hodnotu spáry 9 [mm], což je hodnota zadané hydrodynamické spojky, již byla hodnota charakteristiky λ vypočtena v kapitole 3. U poměrné hydrodynamické spojky s hodnotou spáry 0,9 [mm] byl kroutící moment vypočten níže a neměl by se moc lišit od hodnoty, která byla dodána k hydrodynamické spojce.

Pro hodnotu spáry 0,9 [mm] byla hodnota charakteristiky λ vypočtena dle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{0,001436535}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,047)^5 \cdot 789,31} = 0,012903 \quad (14)$$

Pro hodnotu spáry 0,74 [mm] byla hodnota charakteristiky λ vypočtena dle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{0,001417255}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,047)^5 \cdot 789,31} = 0,012729 \quad (15)$$

Pro hodnotu spáry 0,58 [mm] byla hodnota charakteristiky λ vypočtena dle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{0,00140564}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,047)^5 \cdot 789,31} = 0,012625 \quad (16)$$

Pro hodnotu spáry 0,42 [mm] byla hodnota charakteristiky λ vypočtena dle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{0,00134615}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,047)^5 \cdot 789,31} = 0,012091 \quad (17)$$

Pro hodnotu spáry 0,26 [mm] byla hodnota charakteristiky λ vypočtena dle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{0,00132863}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,047)^5 \cdot 789,31} = 0,011933 \quad (18)$$

Pokud byla stanovena charakteristika λ , může být následně při využití geometrické poměrnosti vypočítán kroutící moment, který je zadaná hydrodynamická spojka schopna přenést a to podle rovnice (6) uvedené v kapitole 2.2.

Pro hodnotu spáry 9 [mm] byla hodnota kroutícího momentu vypočtena dle rovnice:

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 = 0,012903 \cdot 789,31 \cdot (0,47)^5 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2 = 143,66 Nm \quad (19)$$

Pro hodnotu spáry 7,4 [mm] byla hodnota kroutícího momentu vypočtena dle rovnice:

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 = 0,012729 \cdot 789,31 \cdot (0,47)^5 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2 = 141,72 Nm \quad (20)$$

Pro hodnotu spáry 5,8 [mm] byla hodnota kroutícího momentu vypočtena dle rovnice:

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 = 0,012625 \cdot 789,31 \cdot (0,47)^5 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2 = 140,56 Nm \quad (21)$$

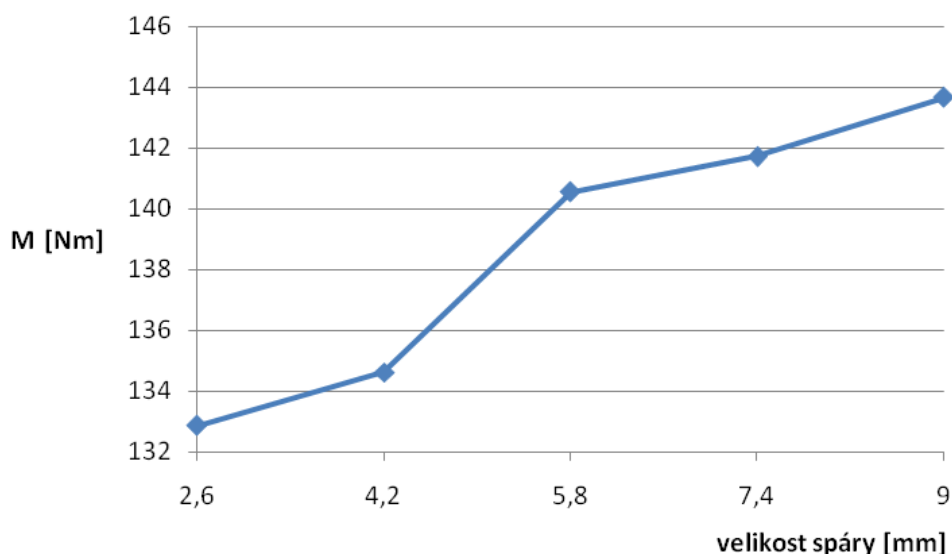
Pro hodnotu spáry 4,6 [mm] byla hodnota kroutícího momentu vypočtena dle rovnice :

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 = 0,012091 \cdot 789,31 \cdot (0,47)^5 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2 = 134,62 Nm \quad (22)$$

Pro hodnotu spáry 2,6 [mm] byla hodnota kroutícího momentu vypočtena dle rovnice:

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 = 0,011933 \cdot 789,31 \cdot (0,47)^5 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2 = 132,86 Nm \quad (23)$$

Pro lepší názornost, jaký má vliv spára mezi turbínovým a čerpadlovým kolem na kroutící moment přenášený hydrodynamickou spojku, byly výsledné vypočtené kroutící momenty zaneseny do grafu 2.



Graf 2. Vliv spáry turbínovým a čerpadlovým kolem na kroutící moment přenášený hydrodynamickou spojkou.

4.3. Vliv počtu lopatek turbínového a čerpadlového kola na kroutící moment hydrodynamické spojky

U této úlohy byl pomocí CFD simulace zkoumán vliv počtu lopatek turbínového a čerpadlového kola na kroutící moment, který je hydrodynamická spojka schopna přenést. Původní počet lopatek turbínového a čerpadlového kola u předlohové hydrodynamické spojky byl 50 u turbínového kola a 49 u čerpadlového kola. V kapitole 3. bylo uvedeno, že měřítko pro úpravu geometrie zadané hydrodynamické spojky je 1:10.

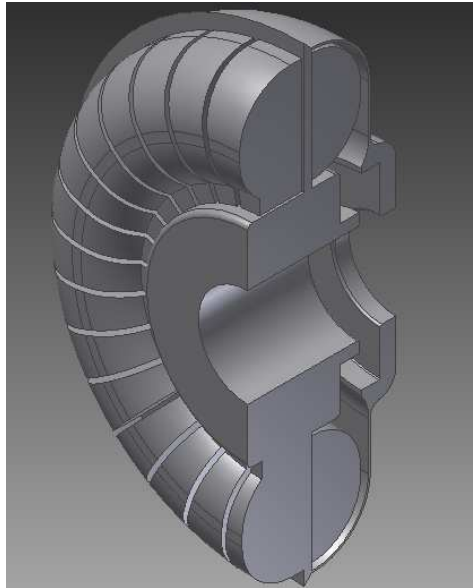
Velmi důležitou poznámkou uvedenou již dříve je, že uvažujeme zjednodušení výpočtu. Toto zjednodušení spočívá v tom, že u hydrodynamické spojky byl stupeň plnění Φ roven jedné. To znamená, jak bylo popsáno v kapitole 2.4.1., že hydrodynamická spojka má celý pracovní prostor zaplněn pracovní kapalinou, kterou je v našem případě olej.

Pro stanovení vlivu počtu lopatek turbínového a čerpadlového kola bylo vytvořeno několik geometrií spojky s různými počty lopatek u čerpadlového a turbínového kola. Velikosti počtu lopatek, mimo základní hodnotu 50 pro turbínové kolo a 49 pro čerpadlové kolo, byly zvoleny následující počty lopatek pro turbínové kolo 46;42;38;34;30 a pro čerpadlové kolo byly zvoleny takto 45;41;37;33;29. U každé varianty bylo počítáno se stejnými otáčkami jak u turbínového, tak u čerpadlového kola a také se stejnou hodnotou skluzu. Úloha s počtem lopatek turbínového kolo 50 a čerpadlového kolo 49 už byl spočítaná v kapitole 4.2, proto zde uvedena nebude.

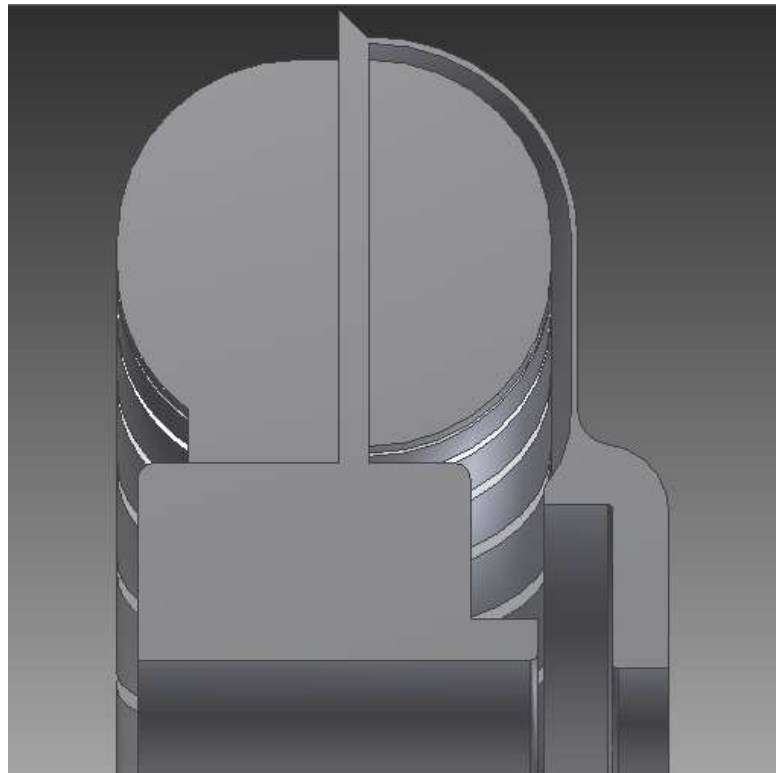
4.3.1. Tvorba základní geometrie

S využitím CAD softwaru Autocad Inventor bylo vytvořeno pět základních geometrií pro různé počty lopatek turbínového a čerpadlového kola, potřebné pro tvorbu výpočetních sítí a následně pro výpočet pomocí CFD.

Pro výpočet pomocí CFD se nevytváří 3D geometrie modelu hydrodynamické spojky, ale 3D model pracovní kapaliny v ní obsažené. Ukázka modelu pracovní kapaliny je na obrázku 40 a 41.



Obr. 40. Řez modelem pracovní kapaliny hydrodynamické spojky.



Obr. 41. Řez modelem pracovní kapaliny hydrodynamické spojky-bližší pohled.

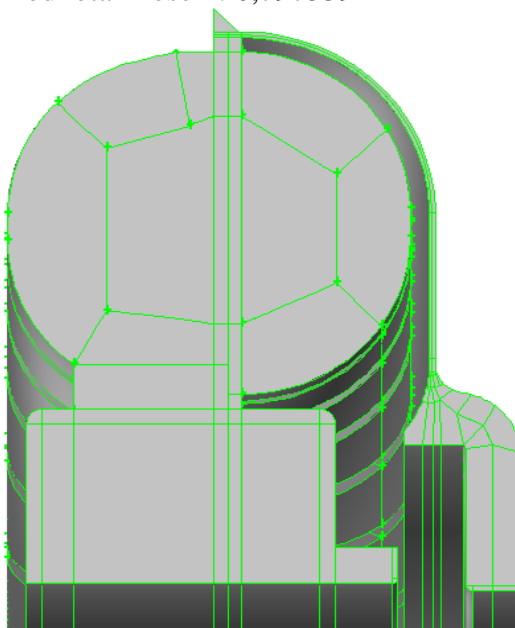
4.3.2. Tvorba výpočetní sítě

Pro tvorbu výpočetní sítě bylo opět využito programu Gambit. Do tohoto programu byly importovány vytvořené modely geometrie pracovní kapaliny pro všechny počty lopatek turbínového a čerpadlového kola hydrodynamické spojky.

Po načtení modelu geometrie pracovní kapaliny musel být tento model ještě upraven. Z důvodu tvorby výpočetní sítě se musel původní objem rozdělit na menší části. Ukázka rozdělení modelu geometrie pracovní kapaliny je vyobrazena na obr. 42.

Základní údaje o vytvořených výpočetních sítích:

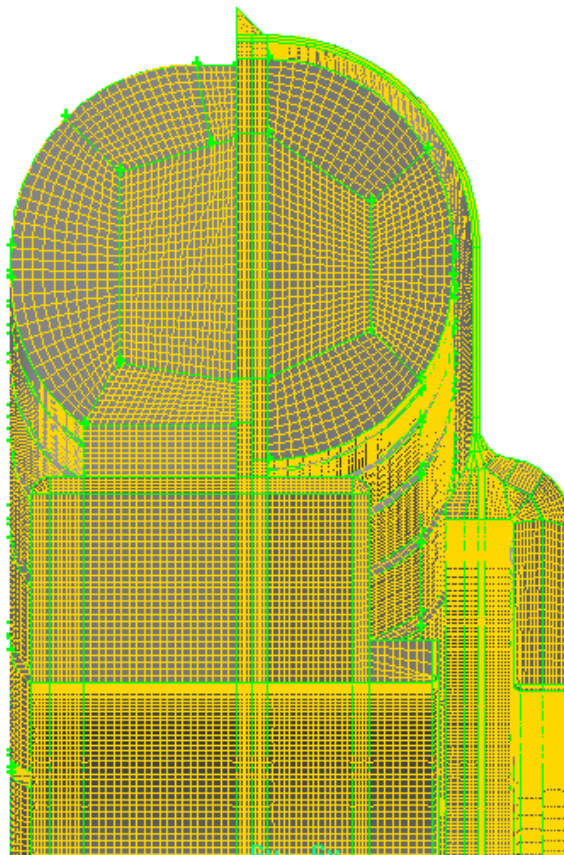
- počet lopatek 46 a 45: • Převážná část výpočetní sítě byla tvořena hexa prvky a schéma sítě bylo map. Výjimečné bylo použito nastavení hex/wedge.
 - Celkový počet prvků: 2 797 392
 - Hodnota zkosení: 0,6854
- počet lopatek 42 a 41: • Převážná část výpočetní sítě byla tvořena hexa prvky a schéma sítě bylo map. Výjimečné bylo použito nastavení hex/wedge.
 - Celkový počet prvků: 2 993 038
 - Hodnota zkosení: 0,777689
- počet lopatek 38 a 37: • Převážná část výpočetní sítě byla tvořena hexa prvky a schéma sítě bylo map. Výjimečné bylo použito nastavení hex/wedge.
 - Celkový počet prvků: 3 189 332
 - Hodnota zkosení: 0,685519
- počet lopatek 34 a 33: • Převážná část výpočetní sítě byla tvořena hexa prvky a schéma sítě bylo map. Výjimečné bylo použito nastavení hex/wedge.
 - Celkový počet prvků: 3 165 798
 - Hodnota zkosení: 0,770199
- počet lopatek 30 a 29: • Převážná část výpočetní sítě byla tvořena hexa prvky a schéma sítě bylo map. Výjimečné bylo použito nastavení hex/wedge.
 - Celkový počet prvků: 2 822 198
 - Hodnota zkosení: 0,797539



Obr. 42. Řez modelem pracovní kapaliny hydrodynamické spojky-bližší pohled na rozdělení geometrie.

Po vytvoření výpočetní sítě se ještě musela zkontrolovat kvalita sítě, stejně jako u předchozí kapitoly 4.2. Kvalita sítě se stanovuje podle zkosení prvků výpočetní sítě. Toto zkosení by mělo být menší než hodnota 0,86. Jak je uvedeno výše všechny výpočetní sítě mají tuto hodnotu menší než 0,8, což je více než postačující výsledek.

Na obr. 43 je pro ukázkou uveden řez jednou z výpočetních sítí.

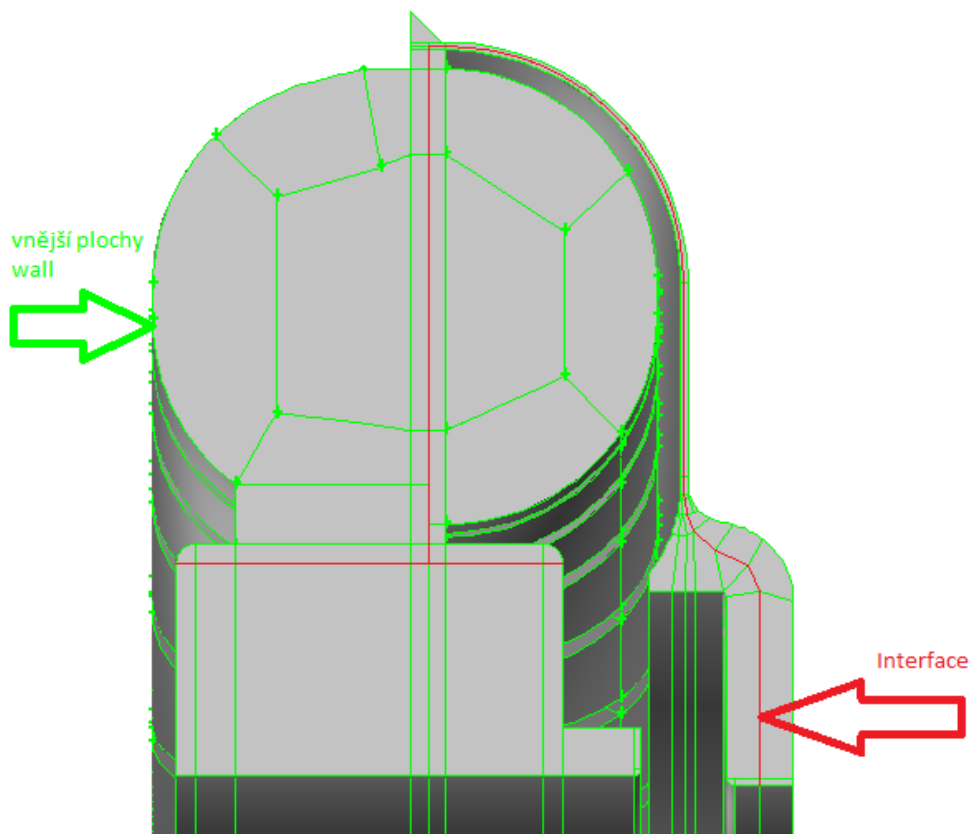


Obr. 43. Řez modelem pracovní kapaliny hydrodynamické spojky-bližší pohled na výpočetní síť.

4.3.2.1 Okrajové podmínky výpočetní sítě

Při řešení těchto případů byly použity tyto okrajové podmínky wall a interface. Popis těchto okrajových podmínek byl uveden v kapitole 4.2.2.1.

Stejně jako v kapitole 4.2.2, byly výše uvedené výpočetní sítě v rámci výpočtu rozděleny na tři objemy. Každý tento objem příslušel k nějaké části hydrodynamické spojky (čerpadlovému kolu, turbínovému kolu a hřídeli). Tyto tři objemy musely být ještě každý zvlášť pojmenovány v oblasti proudění kapalin (jako např. čerpadlo, turbína a spodní část). Plochy, které mezi sebou interagují, musely být stejné a musely ležet dvě na sobě (každé přísluší jiné části geometrie). Jako okrajová podmínka byla použita pro tyto plochy podmínka interface. Pro všechny ostatní vnější plochy byla použita okrajová podmínka wall. Rozdělení na tyto tři objemy a rozložení okrajových podmínek je na obrázku 44.



Obr. 44. Řez modelem pracovní kapaliny hydrodynamické spojky-všechny vnější plochy mají předepsanou okrajovou podmínku wall. V řezu jsou červeně označeny plochy, které mají předepsanou okrajovou podmínku interface a zároveň rozdělují základní objem na tři objemy.

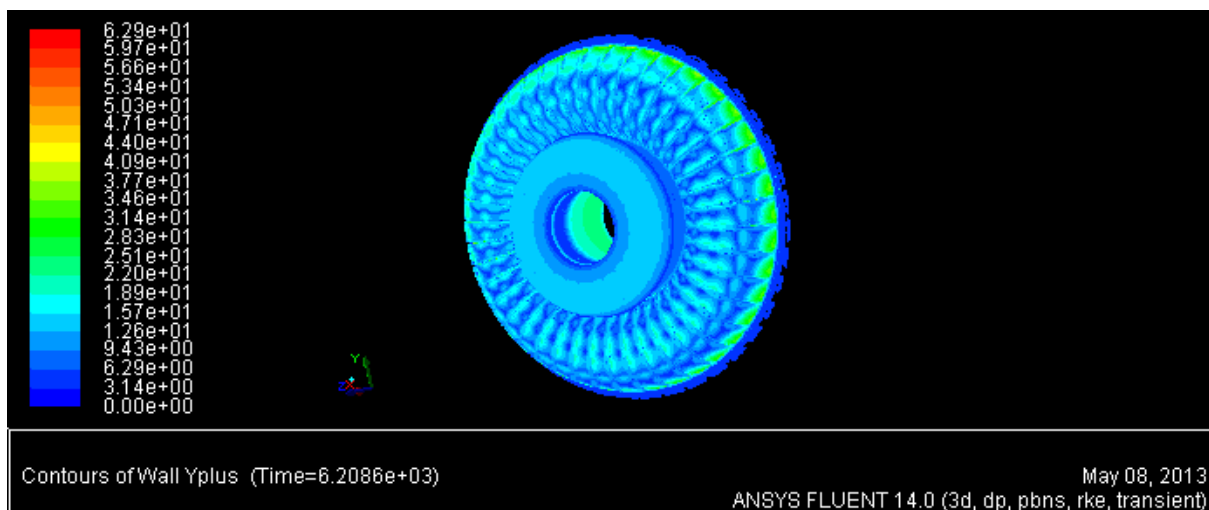
4.3.3. CFD výpočet

4.3.3.1 Nastavení výpočetního programu - Fluent

Nastavení u těchto úloh probíhalo stejně jako v kapitole 4.2.3.1.

4.3.3.2 Vyhodnocení CFD výpočtu

Jako první byla provedena kontrola souřadnice y^+ pro všechny případy počtu lopatek čerpadlového a turbínového kola, které se pomocí CFD simulace počítaly. Všechny výpočetní sítě, které byly pro tento případ řešeny, splňovaly podmínky pro souřadnici y^+ uvedené v kapitole 4.2.3.2, tedy hodnota y^+ se pohybovala pod 300. Kontrola souřadnice y^+ je uvedena na obrázku 45. Tato kontrola byla provedena v programu Fluent a byl vybrán případ s největší hodnotou souřadnice y^+ .



Obr. 45. Vyobrazení souřadnice y^+ pro případ s největší hodnotou této souřadnice.

Jak lze vidět na obrázku 45, u případu s největší hodnotou souřadnice y^+ dosahuje tato hodnota 62,9, což je více než postačující výsledek.

Po kontrole souřadnice y^+ se přesuneme k vyhodnocení příkladů, kde byl zkoumán vliv počtu lopatek čerpadlového a turbínového kola na kroutící moment, který je hydrodynamická spojka schopna přenést. Při CFD simulaci byly sledovány hodnoty kroutícího momentu u čerpadlového a turbínového kola a CFD simulace byla ukončena, když se hodnoty kroutícího momentu na čerpadlovém a turbínovém kole příliš nelišily.

Hodnoty kroutících momentů na čerpadlovém a turbínovém kole stanovené pomocí CFD simulace jsou zapsané do tabulky 5.

Tabulka 5. Hodnoty kroutících momentů z vyhodnocení CFD simulace.

46 lopatek u turbínové kola a 45 lopatek u čerpadlového kola		
	Kroutící moment	jednotka
Čerpadlové kolo	0,00159267	Nm
Turbínové kolo	0,00159779	Nm
42 lopatek u turbínové kola a 41 lopatek u čerpadlového kola		
	Kroutící moment	jednotka
Čerpadlové kolo	0,00169915	Nm
Turbínové kolo	0,00167026	Nm
38 lopatek u turbínové kola a 37 lopatek u čerpadlového kola		
	Kroutící moment	jednotka
Čerpadlové kolo	0,00175261	Nm
Turbínové kolo	0,00172381	Nm
34 lopatek u turbínové kola a 33 lopatek u čerpadlového kola		
	Kroutící moment	jednotka
Čerpadlové kolo	0,00177963	Nm
Turbínové kolo	0,00174312	Nm

30 lopatek u turbínové kola a 29 lopatek u čerpadlového kola		
	Kroutící moment	jednotka
Čerpadlové kolo	0,00178956	Nm
Turbínové kolo	0,00176257	Nm

Protože jak bylo uvedeno dříve pro zkrácení výpočetního času CFD simulace, musela být zadaná hydrodynamická spojka zmenšena s využitím geometrické poměrnosti v poměru 1:10. Kroutící momenty, které jsou uvedeny v tabulce 5, byly získány z CFD simulace zmenšené poměrné hydrodynamické spojky. Proto se musí tyto hodnoty kroutícího momentu přepočítat, tak aby byl stanoven kroutící moment na zadanou hydrodynamickou spojku. Jako první byla vždy u všech případů vypočtena z rovnice (7) charakteristika λ a poté vypočten kroutící moment, který je schopna přenést zadaná hydrodynamická spojka s menšími úpravami, což byly v tomto případě odlišné hodnoty lopatek turbínového a čerpadlového kola. Velikost kroutícího momentu, potřebného pro výpočet charakteristiky λ , byl určen jako průměrná hodnota kroutícího momentu čerpadlového a turbínového kola určených z CFD simulace.

Pro 46 lopatek u turbínové kola a 45 lopatek u čerpadlového kola byla hodnota charakteristiky λ vypočtena dle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{0,00159523}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,047)^5 \cdot 789,31} = 0,014328 \quad (24)$$

Pro 42 lopatek u turbínové kola a 41 lopatek u čerpadlového kola byla hodnota charakteristiky λ vypočtena dle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{0,001684705}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,047)^5 \cdot 789,31} = 0,015132 \quad (25)$$

Pro 38 lopatek u turbínové kola a 37 lopatek u čerpadlového kola byla hodnota charakteristiky λ vypočtena dle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{0,00173821}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,047)^5 \cdot 789,31} = 0,015612 \quad (26)$$

Pro 34 lopatek u turbínové kola a 33 lopatek u čerpadlového kola byla hodnota charakteristiky λ vypočtena dle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{0,001761375}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,047)^5 \cdot 789,31} = 0,015821 \quad (27)$$

Pro 30 lopatek u turbínové kola a 29 lopatek u čerpadlového kola byla hodnota charakteristiky λ vypočtena dle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{0,001776065}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,047)^5 \cdot 789,31} = 0,015952 \quad (28)$$

Pokud byla stanovena charakteristika λ , může být následně vypočítán kroutící moment, který je hydrodynamická spojka schopna přenést a to podle rovnice (6) uvedené v kapitole 2.2.

Pro 46 lopatek u turbínové kola a 45 lopatek u čerpadlového kola byla hodnota kroutícího momentu vypočtena dle rovnice:

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 = 0,014328 \cdot 789,31 \cdot (0,47)^5 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2 = 159,52 Nm \quad (29)$$

Pro 42 lopatek u turbínové kola a 41 lopatek u čerpadlového kola byla hodnota kroutícího momentu vypočtena dle rovnice:

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 = 0,015132 \cdot 789,31 \cdot (0,47)^5 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2 = 168,48 Nm \quad (30)$$

Pro 38 lopatek u turbínové kola a 37 lopatek u čerpadlového kola byla hodnota kroutícího momentu vypočtena dle rovnice:

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 = 0,015612 \cdot 789,31 \cdot (0,47)^5 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2 = 173,82 Nm \quad (31)$$

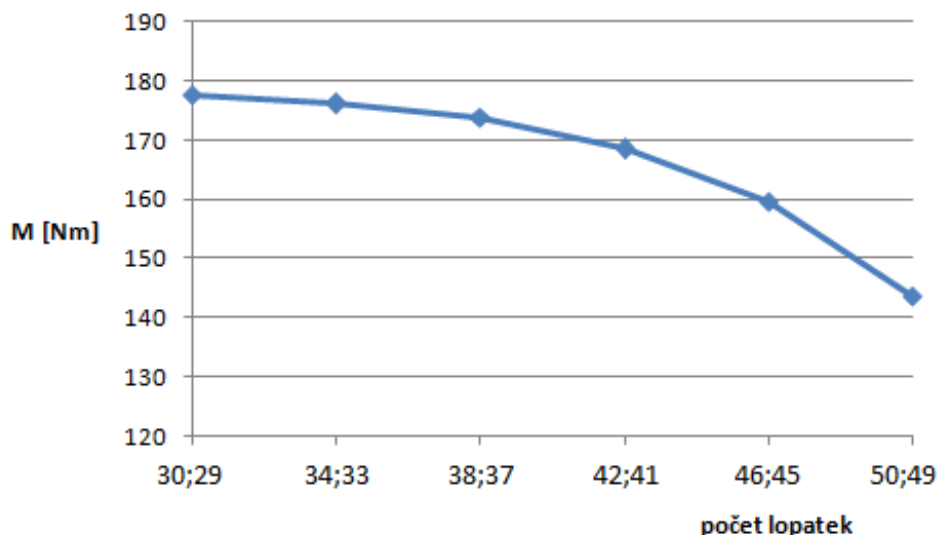
Pro 34 lopatek u turbínové kola a 33 lopatek u čerpadlového kola byla hodnota kroutícího momentu vypočtena dle rovnice:

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 = 0,015821 \cdot 789,31 \cdot (0,47)^5 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2 = 176,15 Nm \quad (32)$$

Pro 30 lopatek u turbínové kola a 29 lopatek u čerpadlového kola byla hodnota kroutícího momentu vypočtena dle rovnice:

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 = 0,015952 \cdot 789,31 \cdot (0,47)^5 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2 = 177,61 Nm \quad (33)$$

Pro lepší názornost, jaký má vliv počet lopatek turbínového a čerpadlového kola na kroutící moment přenášený hydrodynamickou spojkou, byly výsledné vypočtené kroutící momenty zaneseny do grafu 3.



Graf 3. Vliv počtu lopatek turbínového a čerpadlového kola na kroutící moment přenášený hydrodynamickou spojkou.

4.4 Úprava hydrodynamické spojky tak, aby byla schopna přenést vyšší hodnotu kroutícího momentu

V této kapitole byla řešena úprava zadané hydrodynamické spojky za cílem zvýšení kroutícího momentu, který je hydrodynamická spojka schopna přenést. V předchozích dvou kapitolách byly řešeny dvě úpravy hydrodynamické spojky.

První úprava spočívala v různých hodnotách spáry mezi čerpadlovým a turbínovým kolem. Z CFD simulace vyplynulo, že při snižování hodnoty spáry mezi čerpadlovým a turbínovým kolem u zkoumané hydrodynamické spojky přenášený kroutící moment klesá, což lze názorně vidět v kapitole 4.2.3.2 na grafu 2.

Druhá úprava spočívala v různých hodnotách počtu lopatek čerpadlového a turbínového kola. Z CFD simulace vyplynulo, že při snižování počtu lopatek čerpadlového a turbínového kola u zkoumané hydrodynamické spojky přenášený kroutící moment stoupá, což lze názorně vidět v kapitole 4.3.3.2 na grafu 3.

Úprava hydrodynamické spojky v podobě změny hodnoty spáry mezi čerpadlovým a turbínovým kolem nepřipadá v úvahu, protože při snižování hodnoty této spáry mezi čerpadlovým a turbínovým kolem výsledný přenášený kroutící moment klesá a zvyšování této hodnoty spáry mezi čerpadlovým a turbínovým kolem nebylo v této práci zkoumáno. Pravděpodobně je ale spára mezi čerpadlovým a turbínovým kolem navržena dobře, takže s touto hodnotou se nehýbalo.

Úprava hydrodynamické spojky v podobě změny hodnoty počtu lopatek čerpadlového a turbínového kola také nepřipadá v úvahu, přestože se snižováním hodnoty počtu lopatek čerpadlového a turbínového kola vede ke zvýšení přenášeného momentu. Musíme vzít v úvahu skutečnost, že změnou počtu lopatek se mění tuhost hydrodynamické spojky. Tuhost spojky byla tedy zachována a nezměněna. A na druhou stranu větší počet lopatek než 50 se u hydrodynamických spojek moc nepoužívá. U vyšších hodnot počtu lopatek než 50 nastává problém s technologií výroby odléváním. U reálné aplikace by mohl být počet lopatek nepatrně snížen vzhledem k technologii výroby, ale za cenu snížení tuhosti hydrodynamické spojky.

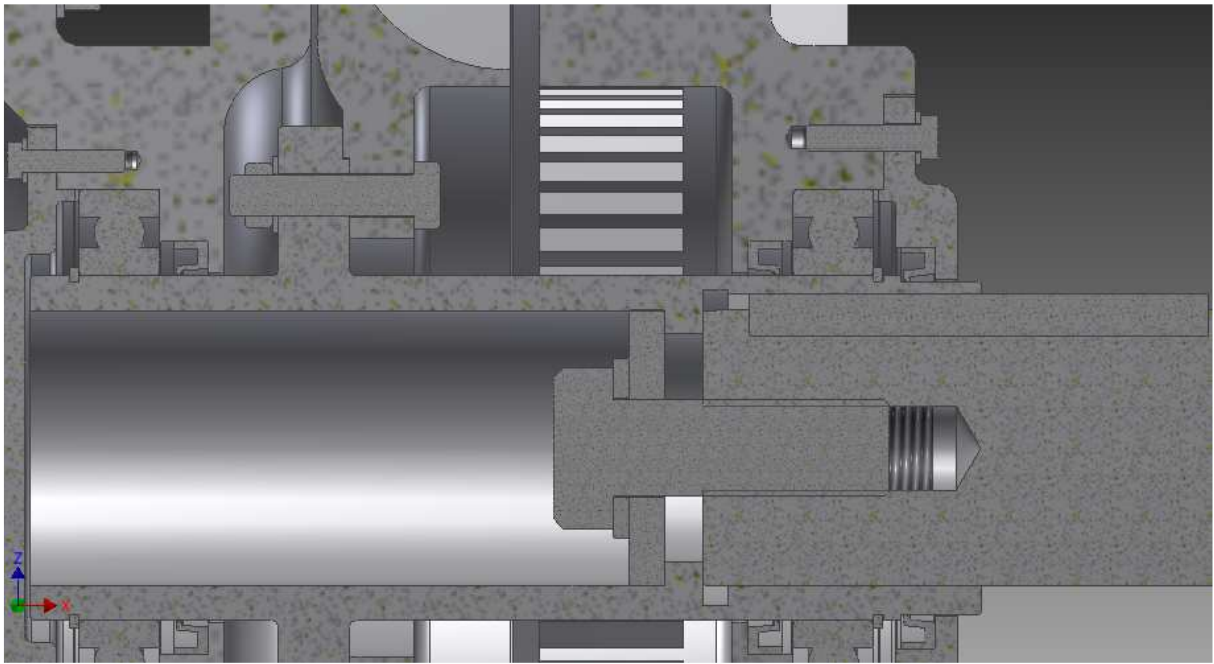
Hydrodynamická spojka, kterou bylo potřeba upravit, přenesla výkon o hodnotě 22 [kW]. Výkon, který by měla upravená spojka přenést, má hodnotu 110 [kW]. Úpravu, která byla pro toto řešení zvolena, spočívá ve zvětšení hydrodynamické spojky na větší rozměry. Tato zvětšená spojka by měla být schopna přenést hodnotu výkonu 110 [kW]. Tomuto výkonu odpovídá kroutící moment asi o hodnotě 720 [Nm]. Upravená hydrodynamická spojka byla tedy zvětšena při zachování geometrické poměrnosti. Zůstala tedy zachována charakteristika λ hydrodynamické spojky. Protože zůstala zachována charakteristika λ hydrodynamické spojky, můžeme vypočítat nový efektivní průměr hydrodynamické spojky, tak aby byla schopna přenést kroutící moment o hodnotě 720 [Nm] a tedy i výkon o hodnotě 110 [kW]. Tento efektivní průměr hydrodynamické spojky byl vypočten pomocí upravené rovnice (6):

$$d_e = \sqrt[5]{\frac{M}{\lambda \cdot \rho \cdot (n_c)^2}} = \sqrt[5]{\frac{720}{0,012965 \cdot 789,31 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2}} = 0,6482m \quad (34)$$

Tento efektivní průměr hydrodynamické spojky je mezní hodnotou pro přenesení požadovaného kroutícího momentu. Menší efektivní průměr hydrodynamické spojky by znamenal snížení tuhosti. Efektivní průměr hydrodynamické spojky byl zvolen trochu větší a proto má spojka výkonovou rezervu (přenesou o malinko větší hodnotu výkonu než 110[kW]). Efektivní průměr upravené hydrodynamické spojky byl tedy 658 [mm].

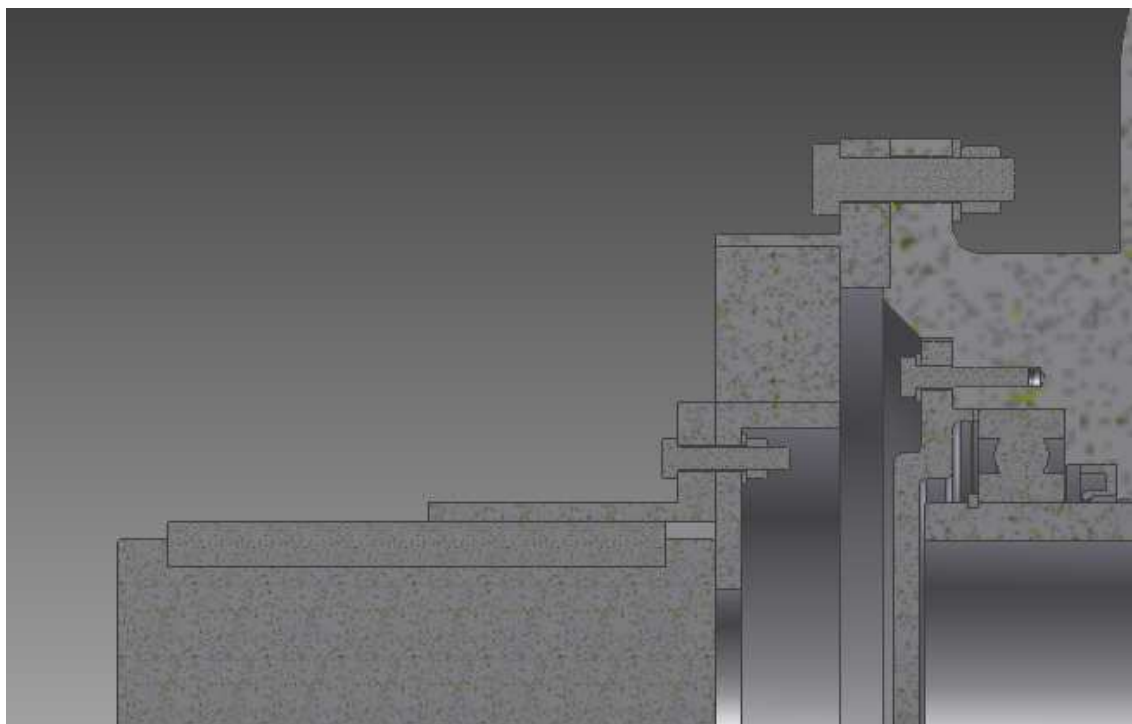
Při konstrukci upravené spojky se vycházelo z předlohy hydrodynamické spojky. Čerpadlové i turbínové kolo bylo zkonstruováno stejně jako u zadané hydrodynamické spojky jen zvětšené v poměru, pro zachování charakteristiky λ . Principiálně zůstalo uspořádání hydrodynamické spojky stejné, byla jen upravena hřídel, tak aby mohly být uloženy větší ložiska. Byly také upraveny hlavní přírubové spoje. Dále bude uveden podrobnější popis konstrukce upravené hydrodynamické spojky.

Nejdůležitější částí je hřídel, který se v tomto případě volil dutý. Na tomto hřídeli jsou uložena ložiska a pomocí přírubového spoje je k tomuto hřídeli přichyceno turbínové kolo. Pracovní prostor mezi hřídelí a skříní spojky je těsněn pomocí gufer. Přenos kroutícího momentu z turbínového kola je řešen tak, že do dutého hřídele se vloží hřídel, který se zajistí šroubem a na tento hřídel se potom napojí hnaný stroj. Přenos kroutícího momentu mezi dutým hřídelem a vloženým hřídelem je zajištěn pomocí těsného pera. Ložiska byly použity jednořadá kuličková, protože jsou nejlevnější a také snesou zatížení axiální silou. Uložení dutého hřídele je vyobrazeno na obrázku 46. Přenos kroutícího momentu z hnaného stroje na turbínové kolo se děje pomocí čerpadlového kola, které je pomocí přírubového spoje spojeno se skříní spojky.



Obr. 46. Uložení dutého hřídele upravené hydrodynamické spojky.

Přenos kroutícího momentu z hnaného stroje na skříň hydrodynamické spojky je řešen pomocí pružné spojky vyobrazené na obrázku 47. Podrobné výkresy upravené hydrodynamické spojky jsou uvedeny v příloze.



Obr. 47. Přenos kroutícího momentu z hnaného stroje na skříň hydrodynamické spojky.

4.4.1. Tvorba základní geometrie

Stejně jako u předchozích případů byl využit CAD softwaru Autocad Inventor pro vytvoření základní geometrie, potřebné pro tvorbu výpočetní sítě a následně pro výpočet pomocí CFD.

Vytvořená geometrie potřebná pro CFD simulace byla opět zmenšena v poměru 1:10 a to z důvodu zkrácení výpočetního času. Poslední důležitou poznámkou je, že stupeň plnění byl u hydrodynamické spojky roven jedné, pro zjednodušení CFD simulace.

4.4.2. Tvorba výpočetní sítě

Pro tvorbu výpočetní sítě byl znovu, jako v předchozích kapitolách, použit programu Gambit. Do tohoto programu byl načten vytvořený model geometrie pracovní kapaliny pro upravenou hydrodynamickou spojku.

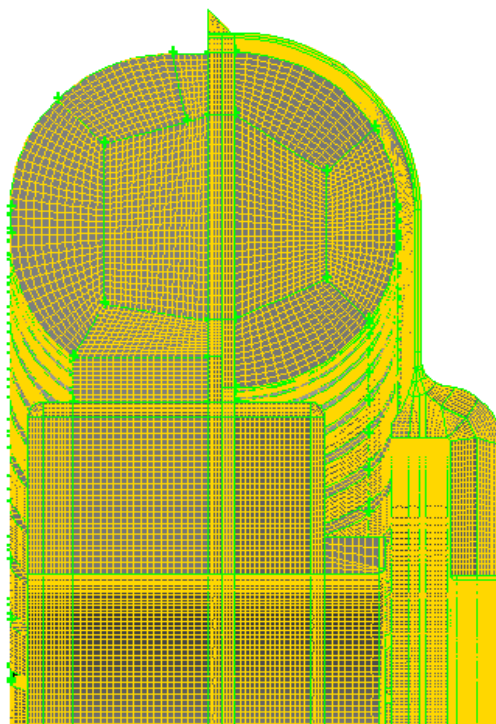
Po načtení modelu geometrie pracovní kapaliny musel být tento model ještě upraven. Z důvodu tvorby výpočetní sítě se musel původní objem rozdělit na menší části.

Základní údaje o vytvořené výpočetní síti:

- Převážná část výpočetní sítě byla tvořena hexa prvky a schéma sítě bylo map. Výjimečné bylo použito nastavení hex/wedge.
- Celkový počet prvků: 4 096 392
- Hodnota zkosení: 0,6739

Po vytvoření výpočetní sítě se ještě musela zkontrolovat kvalita sítě, stejně jako v předchozích kapitolách. Kvalita sítě se stanovuje podle zkosení prvků výpočetní sítě. Toto zkosení by mělo být menší než hodnota 0,86. Jak je uvedeno výše všechny výpočetní sítě mají tuto hodnotu menší než 0,7, což je více než postačující výsledek.

Na obr. 48 je pro ukázkou uveden řez jednou z výpočetních sítí.

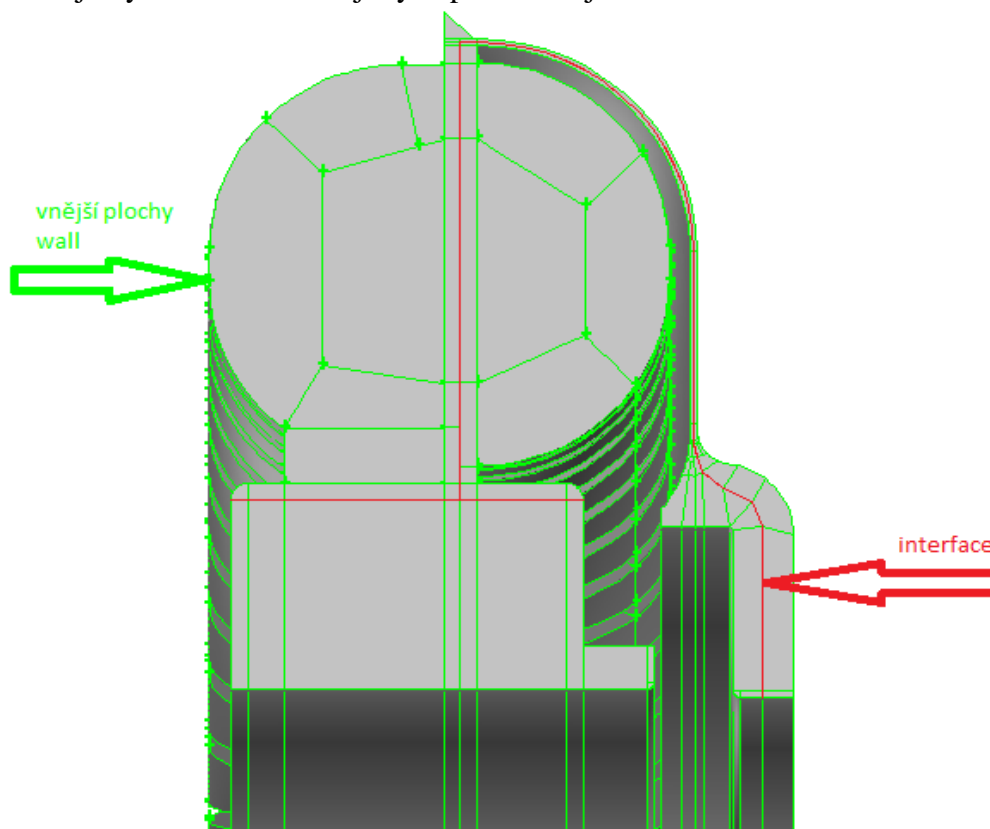


Obr. 48. Řez modelem pracovní kapaliny upravené hydrodynamické spojky-bližší pohled na výpočetní síť.

4.4.2.1 Okrajové podmínky výpočetní sítě

Při řešení tohoto případu byly použity tyto okrajové podmínky wall a interface. Popis těchto okrajových podmínek byl uveden v kapitole 4.2.2.1.

Stejně jako v předchozích kapitolách, byla výše uvedená výpočetní síť v rámci výpočtu rozdělena na tři objemy. Každý tento objem příslušel k nějaké části hydrodynamické spojky (čerpadlovému kolu, turbínovému kolu a hřídeli). Tyto tři objemy musely být ještě každý zvlášť pojmenovány v oblasti proudění kapalin (jako např. čerpadlo, turbína a spodní část). Plochy, které mezi sebou interagují, musely být stejné a musely ležet dvě na sobě (každé přísluší jiné části geometrie). Jako okrajová podmínka byla použita pro tyto plochy podmínka interface. Pro všechny ostatní vnější plochy byla použita okrajová podmínka wall. Rozdělení na tyto tři objemy a rozložení okrajových podmínek je na obrázku 49.



Obr. 49. Řez modelem pracovní kapaliny upravené hydrodynamické spojky-všechny vnější plochy mají předepsanou okrajovou podmínku wall. V řezu jsou červeně označeny plochy, které mají předepsanou okrajovou podmínku interface a zároveň rozdělují základní objem na tři objemy.

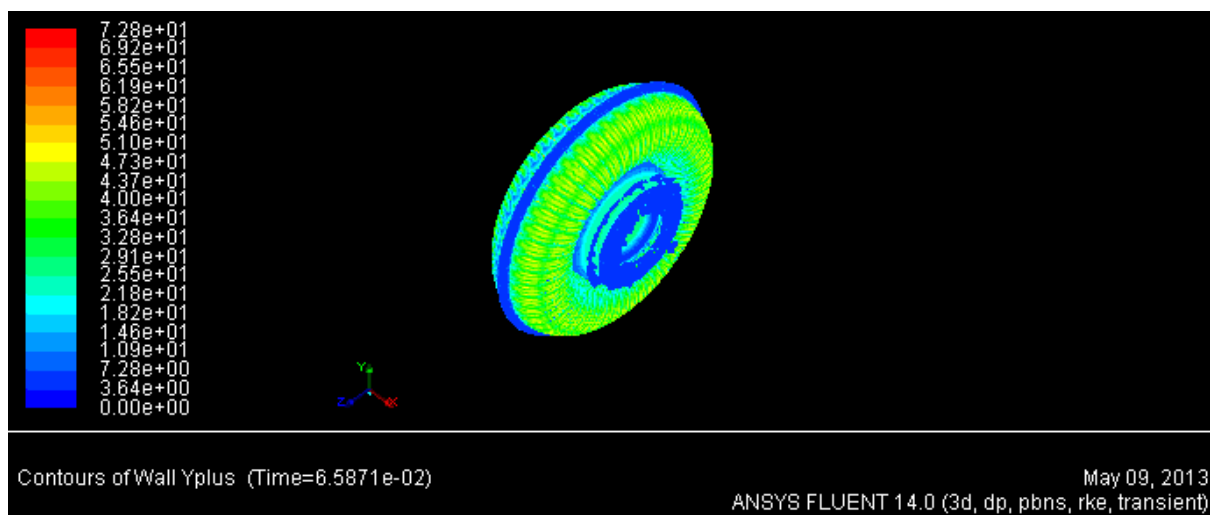
4.4.3. CFD výpočet

4.4.3.1 Nastavení výpočetního programu - Fluent

Nastavení u této úlohy probíhalo stejně jako v předchozích kapitolách 4.2.3.1 a 4.3.3.1.

4.4.3.2 Vyhodnocení CFD výpočtu

Jako v předešlých kapitolách byla v první kroku provedena kontrola souřadnice y^+ pro tento případ CFD simulace. Tato výpočetní síť, která byla pro tento případ řešena, splňovala podmínky pro souřadnici y^+ uvedené v kapitole 4.2.3.2, tedy hodnota y^+ se pohybovala pod hodnotou 300. Kontrola souřadnice y^+ je uvedena na obrázku 50. Tato kontrola byla provedena v programu Fluent.



Obr. 50. Vyobrazení souřadnice y^+ .

Jak lze vidět na obrázku 50, u tohoto případu dosahuje tato hodnota 72,8, což je více než postačující výsledek.

Po kontrole souřadnice y^+ se přesuneme k vyhodnocení příkladu upravené hydrodynamické spojky, tedy ke stanovení kroutícího momentu, který je hydrodynamická spojka schopna přenést. Při CFD simulaci byly sledovány hodnoty kroutícího momentu u čerpadlového a turbínového kola a CFD simulace byla ukončena, když se hodnoty kroutícího momentu na čerpadlovém a turbínovém kole příliš nelišily.

Hodnoty kroutících momentů na čerpadlovém a turbínovém kole stanovené pomocí CFD simulace jsou zapsané do tabulky 6.

Tabulka 6. Hodnoty kroutících momentů z vyhodnocení CFD simulace.

	Kroutící moment	jednotka
Čerpadlové kolo	0,00799636	Nm
Turbínové kolo	0,00755283	Nm

Protože jak bylo uvedeno dříve pro zkrácení výpočetního času CFD simulace, musela být upravená hydrodynamická spojka zmenšena s využitím geometrické poměrnosti v poměru 1:10. Krotící momenty, které jsou uvedeny v tabulce 6, byly získány z CFD simulace zmenšené poměrné hydrodynamické spojky. Proto se musí tyto hodnoty krotícího momentu přepočítat, tak aby byl stanoven krotící moment na upravenou hydrodynamickou spojku. Jako první byla vypočtena z rovnice (7) charakteristika λ a poté vypočten krotící moment, který je schopna přenést upravená hydrodynamická spojka. Velikost krotícího momentu, potřebného pro výpočet charakteristiky λ , byl určen jako průměrná hodnota krotícího momentu čerpadlového a turbínového kola získaných z CFD simulace.

Pro upravenou hydrodynamickou spojku byla hodnota charakteristiky λ vypočtena dle rovnice:

$$\lambda = \frac{M}{n_c^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} = \frac{0,007774595}{\left(\frac{1488}{60}\right)^2 \cdot (0,0658)^5 \cdot 789,31} = 0,012984 \quad (35)$$

Pokud byla stanovena charakteristika λ , může být následně vypočítán krotící moment, který je upravená hydrodynamická spojka schopna přenést a to podle rovnice (6) uvedené v kapitole 2.2.

Pro upravenou hydrodynamickou spojku byla hodnota krotícího momentu vypočtena dle rovnice (36):

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_c^2 = 0,012983 \cdot 789,31 \cdot (0,0658)^5 \cdot \left(\frac{1488}{60}\right)^2 = 777,46 Nm \quad (36)$$

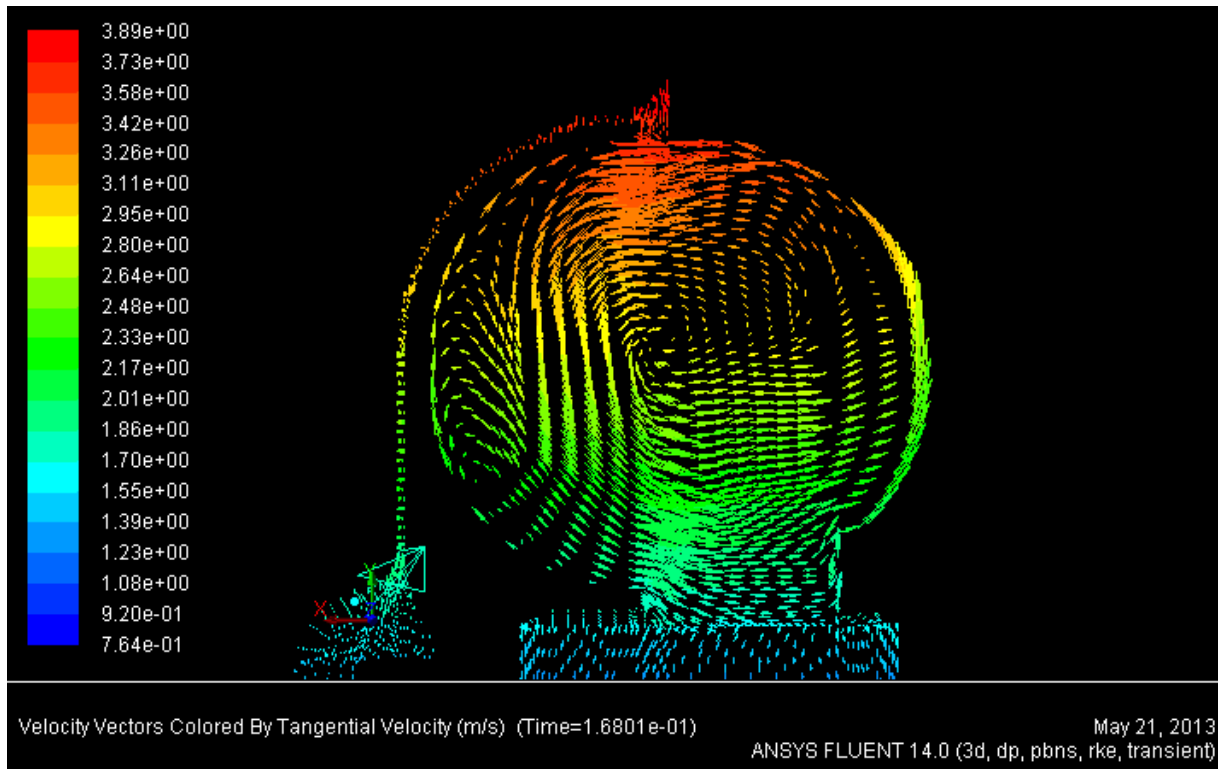
Pokud byl vypočten krotící moment, který je hydrodynamická spojka schopna přenést, potom se může vypočítat přenesený výkon a to podle rovnice:

$$P = 2 \cdot \pi \cdot n_T \cdot M = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{1458,24}{60}\right) \cdot 777,46 = 118,7 kW \quad (37)$$

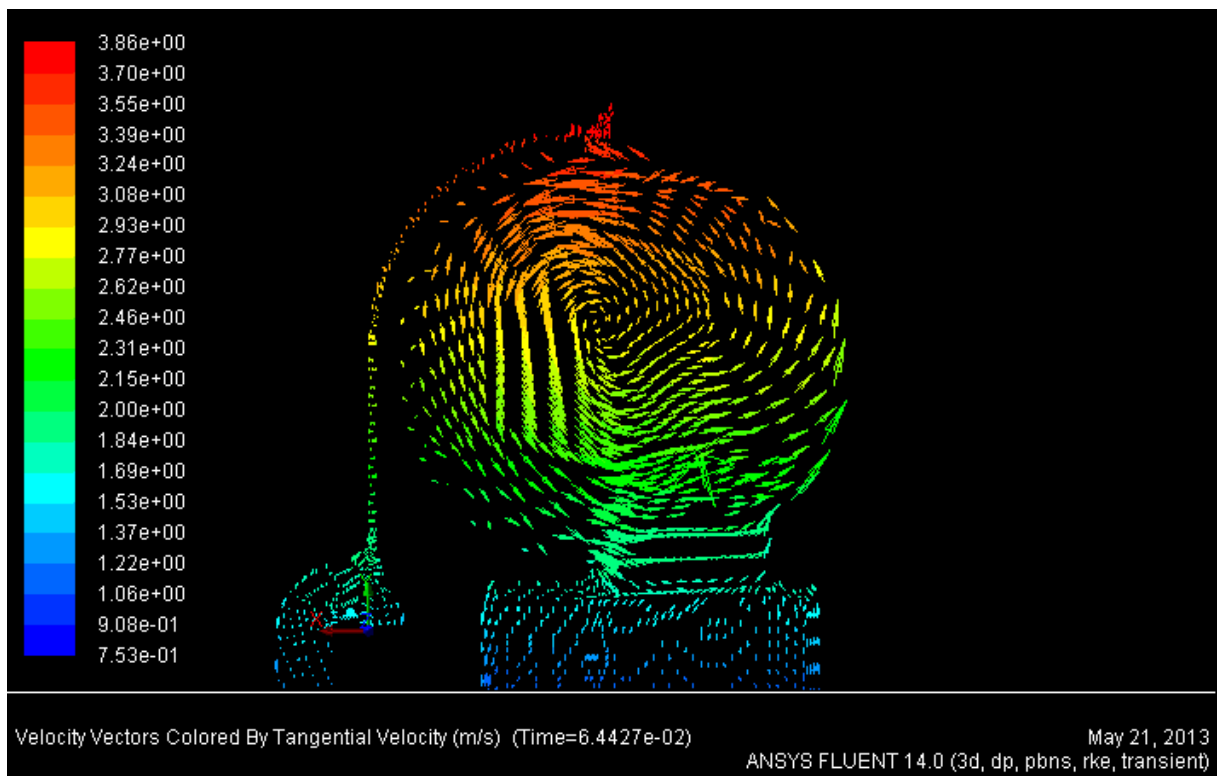
5. Proudění v hydrodynamické spojce

V této kapitole byly pro názornost, jak vypadá proudění pracovní kapaliny u hydrodynamické spojky se stupněm plnění rovným jedné, uvedeny následující obrázky.

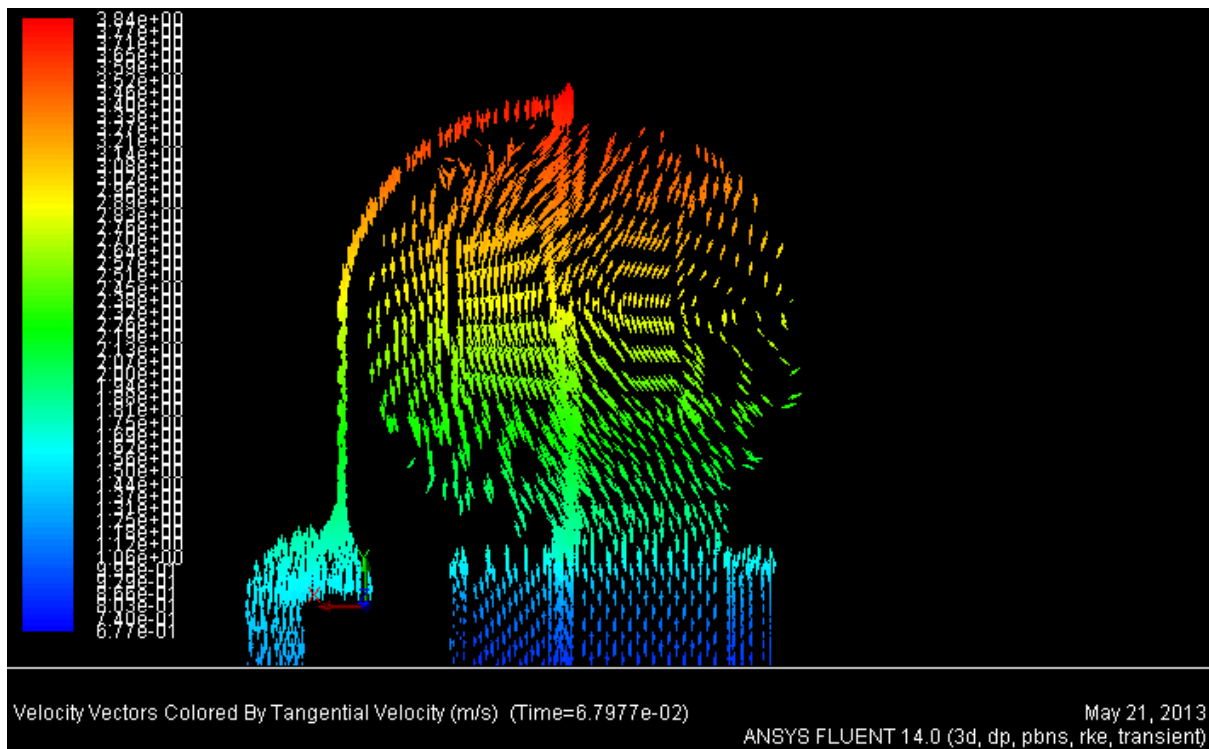
Nejprve se zaměříme na úlohy, kde byl zkoumán vliv změny hodnoty spáry mezi čerpadlovým a turbínovým kolem. K této úloze jsou uvedeny následující obrázky 51,52,53,54 a 55, které ukazují proudění ve spáře mezi čerpadlovým a turbínovým kolem.



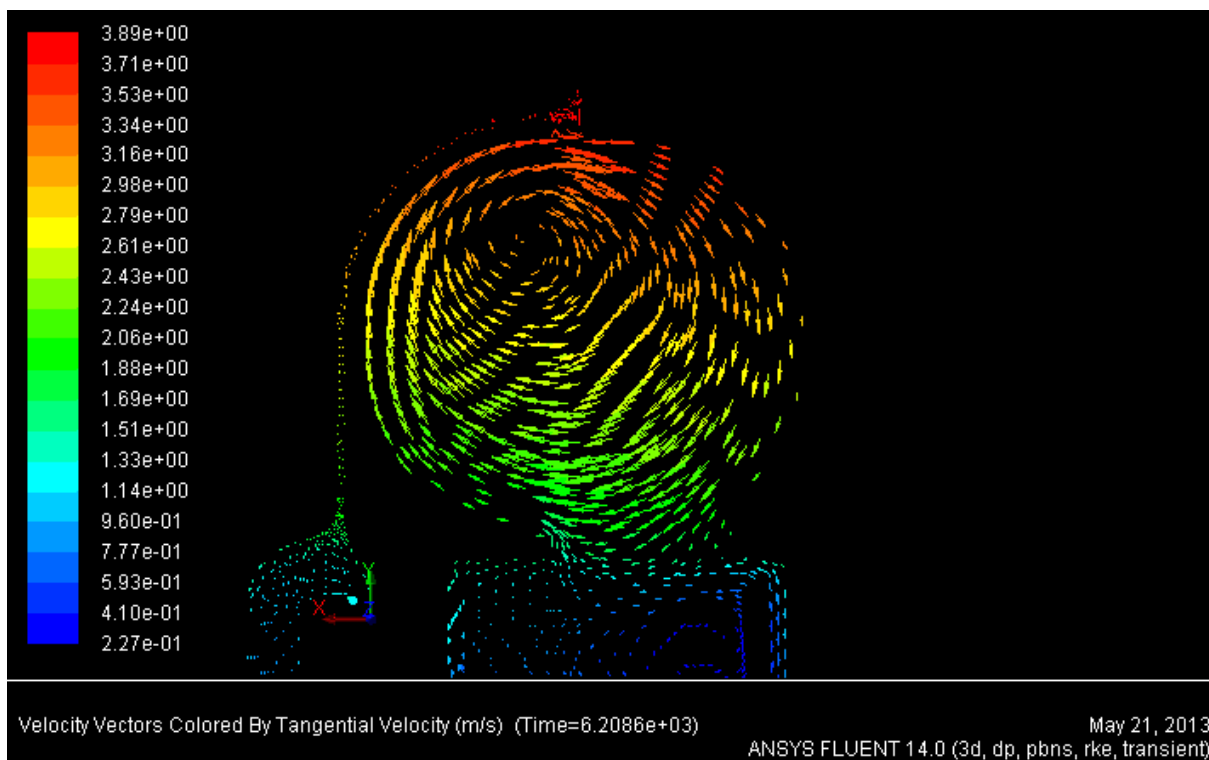
Obr. 51. Proudění v mezi lopatkovém prostoru u hydrodynamické spojky s velikostí spáry 0,9[mm].



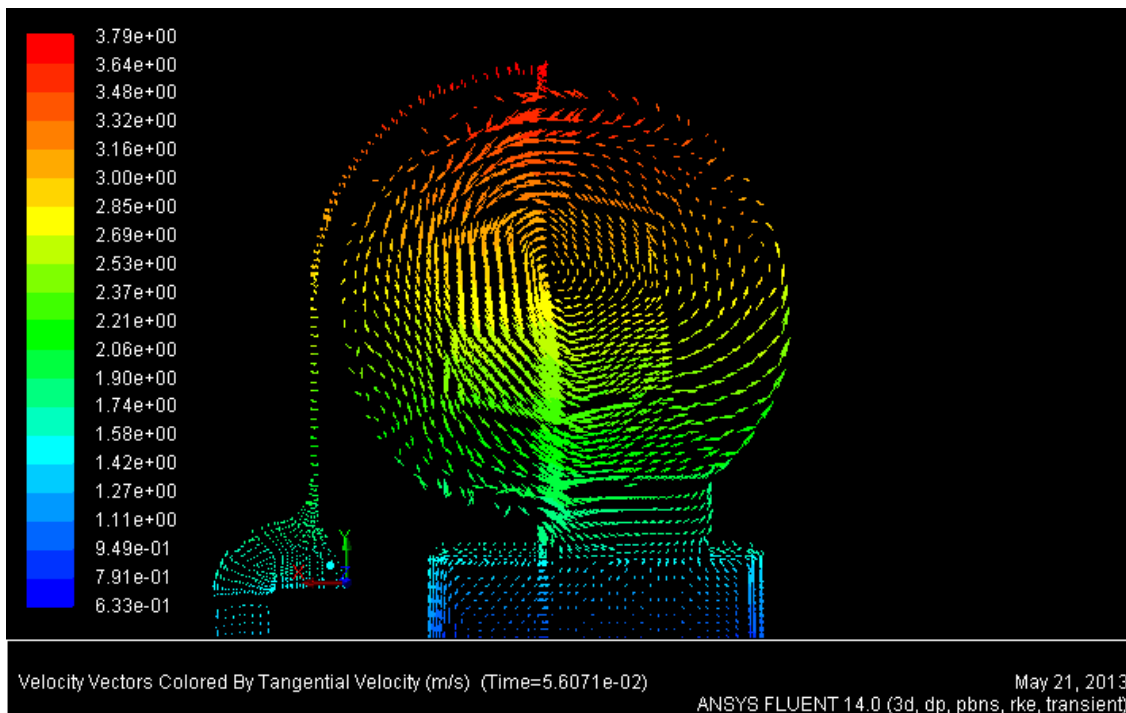
Obr. 52. Proudění v mezi lopatkovém prostoru u hydrodynamické spojky s velikostí spáry 0,74[mm].



Obr. 53. Proudění v mezi lopatkovém prostoru u hydrodynamické spojky s velikostí spáry 0,58[mm].

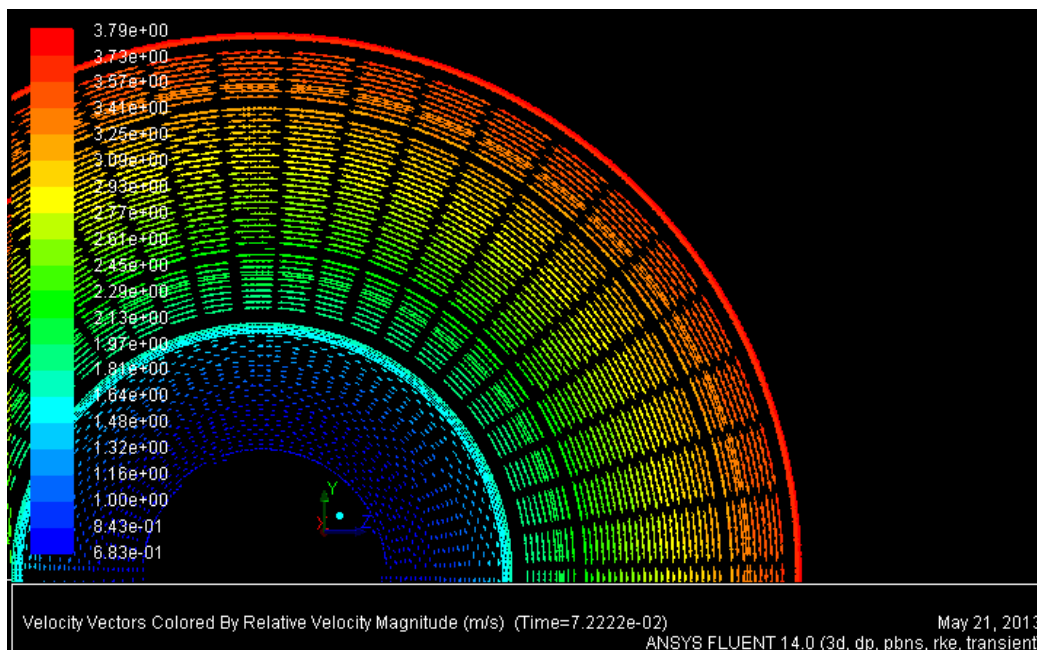


Obr. 54. Proudění v mezi lopatkovém prostoru u hydrodynamické spojky s velikostí spáry 0,42[mm].

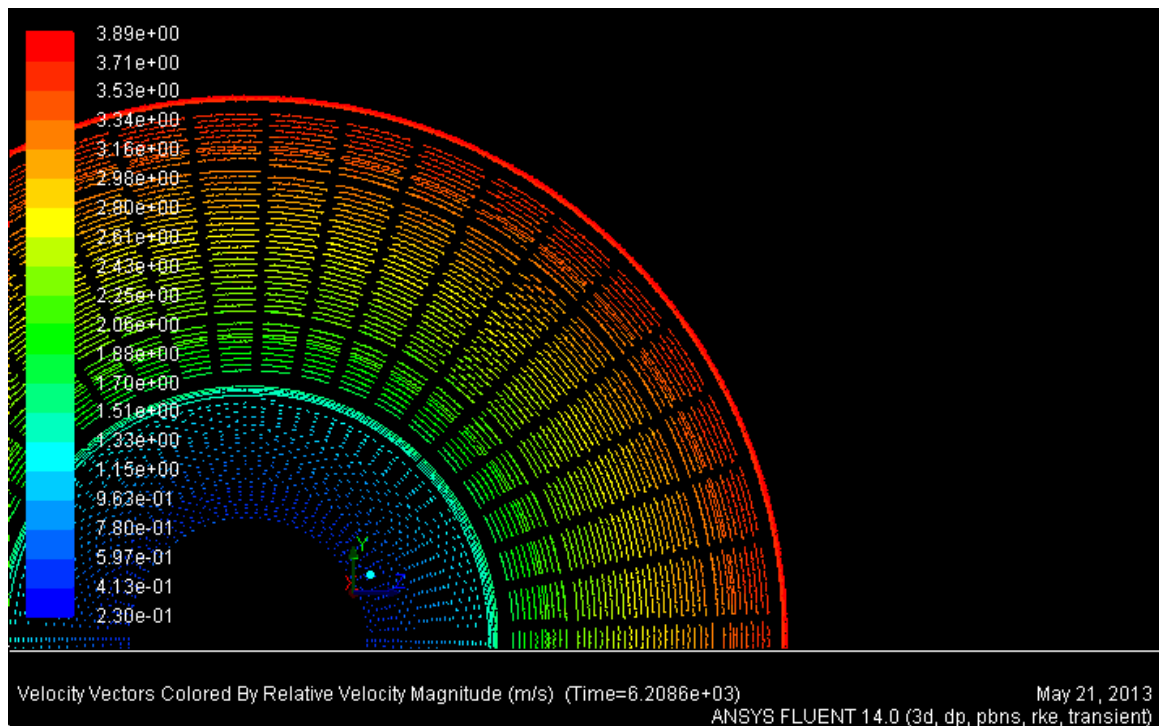


Obr. 55. Proudění v mezi lopatkovém prostoru u hydrodynamické spojky s velikostí spáry 0,26[mm].

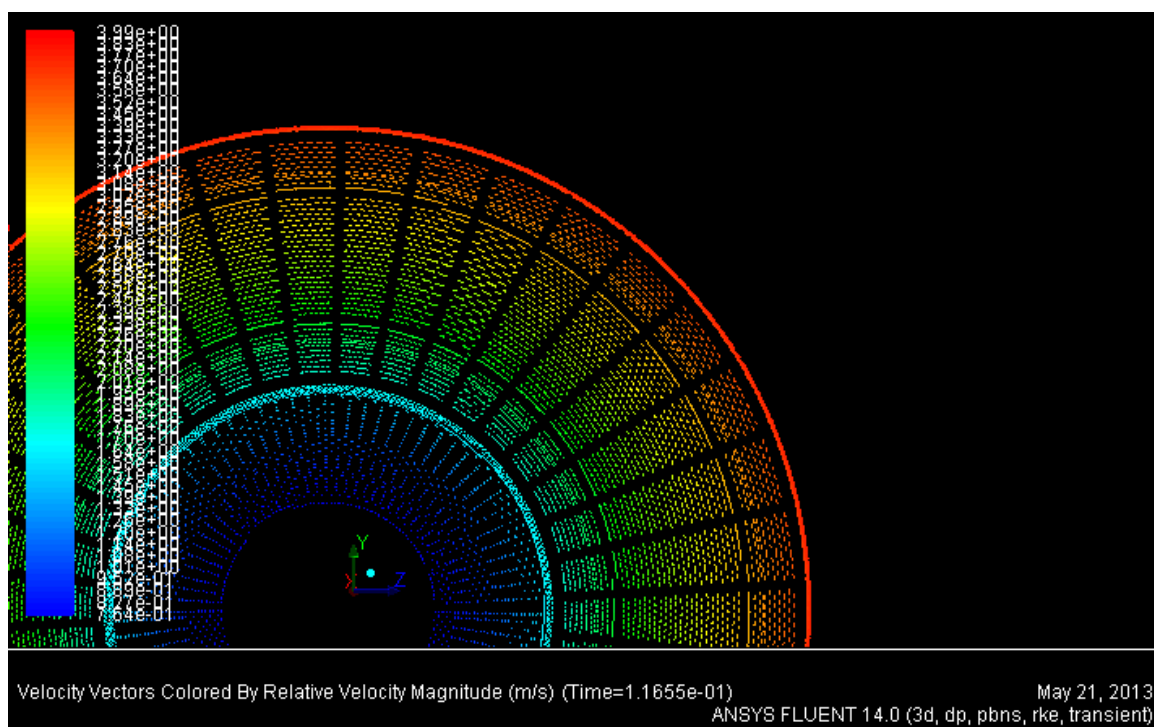
Dále se zaměříme na úlohy, kde byl zkoumán vliv změny hodnoty počtu lopatek čerpadlového a turbínového kola. K této úloze jsou uvedeny následující obrázky 56,57,58,59 a 60, které ukazují proudění v kolmém řezu na osu rotace.



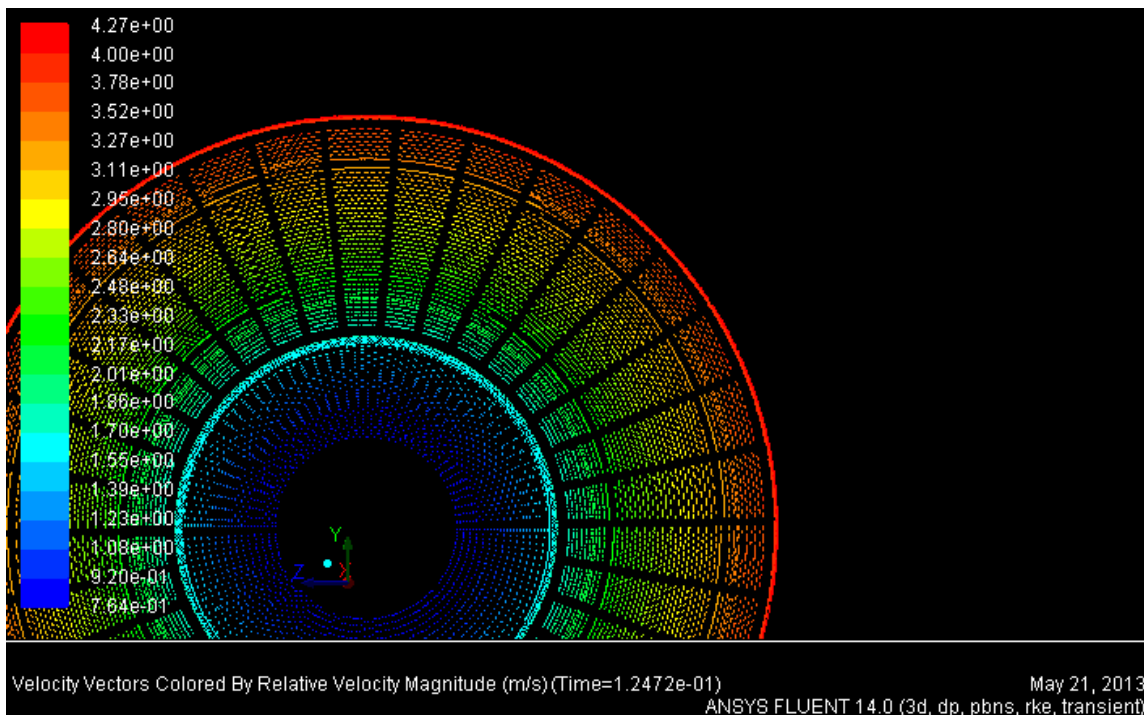
Obr. 56. Proudění v kolmém řezu na osu rotace u hydrodynamické spojky s počtem 46 lopatek u turbínového kola a 45 u čerpadlového kola.



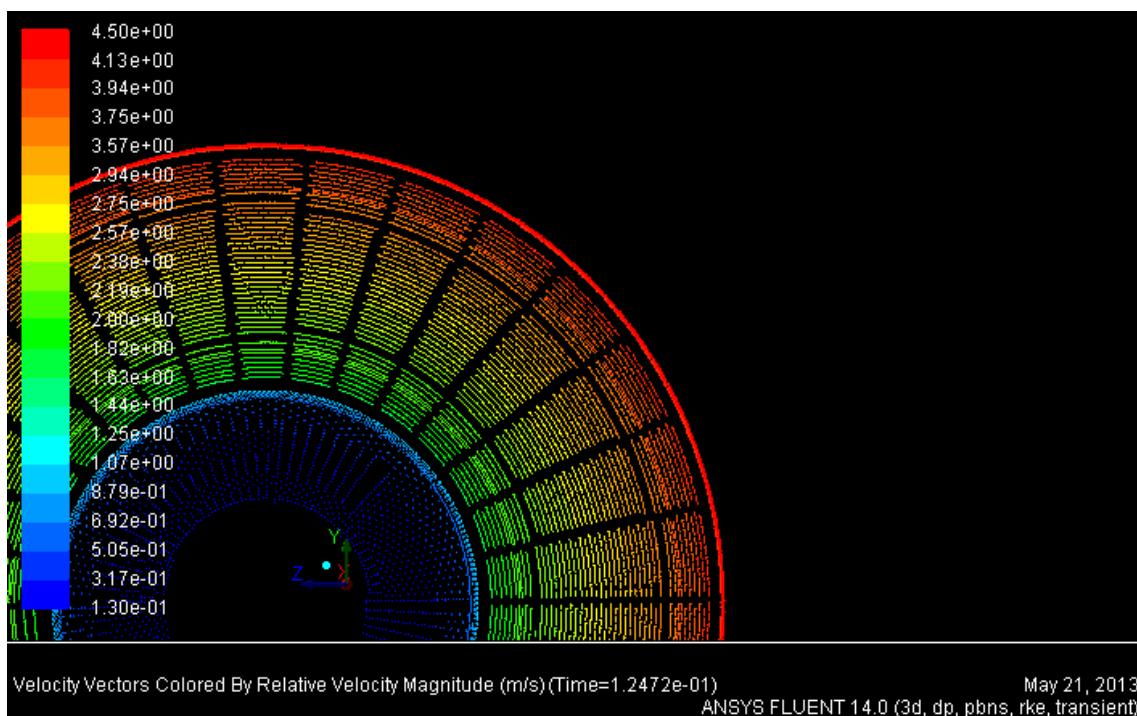
Obr. 57. Proudění v kolmém řezu na osu rotace u hydrodynamické spojky s počtem 42 lopatek u turbínového kola a 41 u čerpadlového kola.



Obr. 58. Proudění v kolmém řezu na osu rotace u hydrodynamické spojky s počtem 38 lopatek u turbínového kola a 37 u čerpadlového kola.



Obr. 59. Proudění v kolmém řezu na osu rotace u hydrodynamické spojky s počtem 34 lopatek u turbínového kola a 33 u čerpadlového kola.

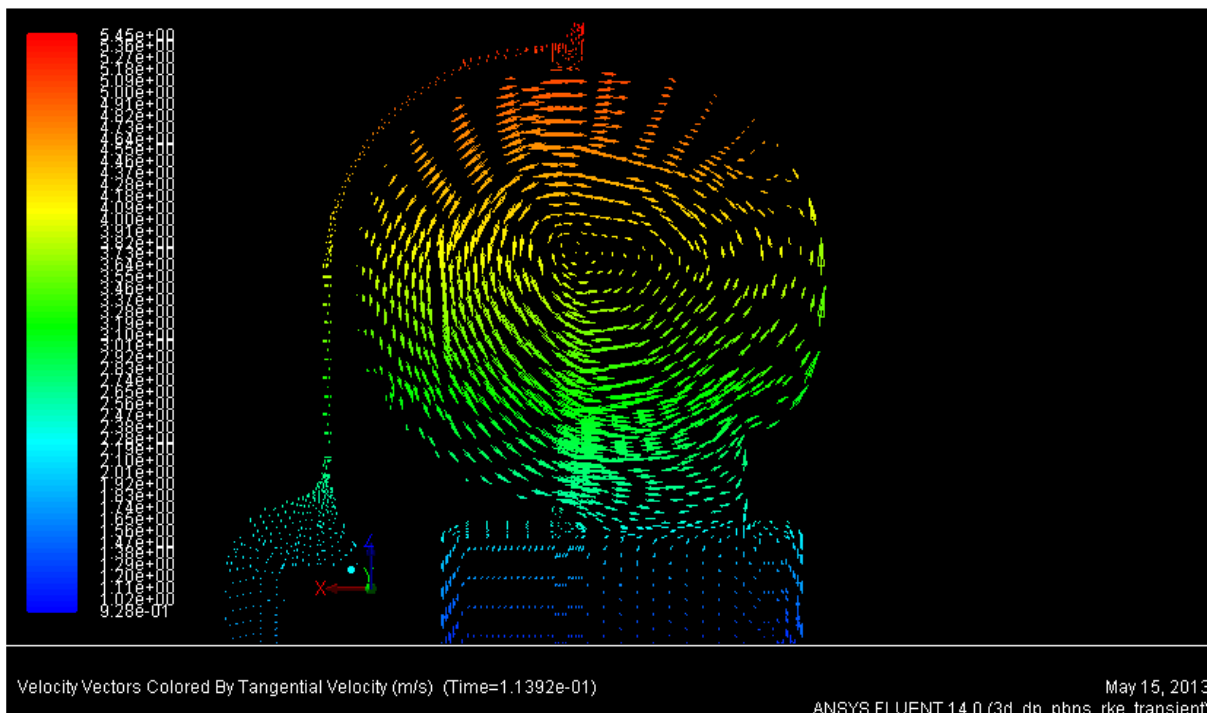


Obr. 60. Proudění v kolmém řezu na osu rotace u hydrodynamické spojky s počtem 30 lopatek u turbínového kola a 29 u čerpadlového kola.

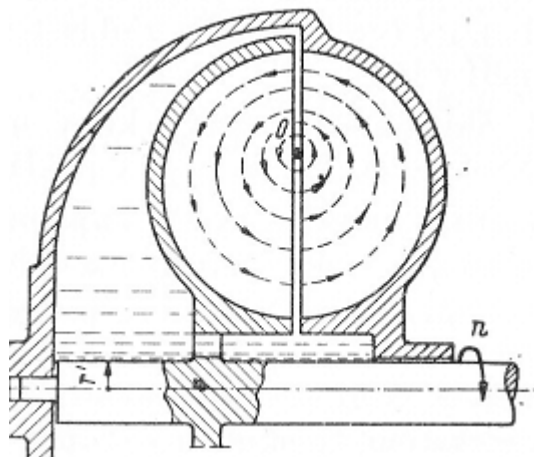
Na obrázcích 51 až 55 je vidět, jak se mění proudění v mezi lopatkovém prostoru v závislosti na velikosti spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem.

Z obrázků 56 až 60 vyplývá, že se relativní rychlost se snižujícím se počtem lopatek mírně zvyšuje.

Nakonec je uveden obrázek 61, který zobrazuje proudění v mezi lopatkovém prostoru u upravené hydrodynamické spojky. Teoretické proudění v mezi lopatkovém prostoru u hydrodynamické spojky se stupněm plnění rovným jedné je zobrazeno na obrázku 62. Jak je z těchto obrázků zřejmé, výsledek proudění pomocí CFD simulace je podobný jako teoretické proudění na obrázku 62.



Obr. 61. Proudění v mezi lopatkovém prostoru u upravené hydrodynamické spojky.

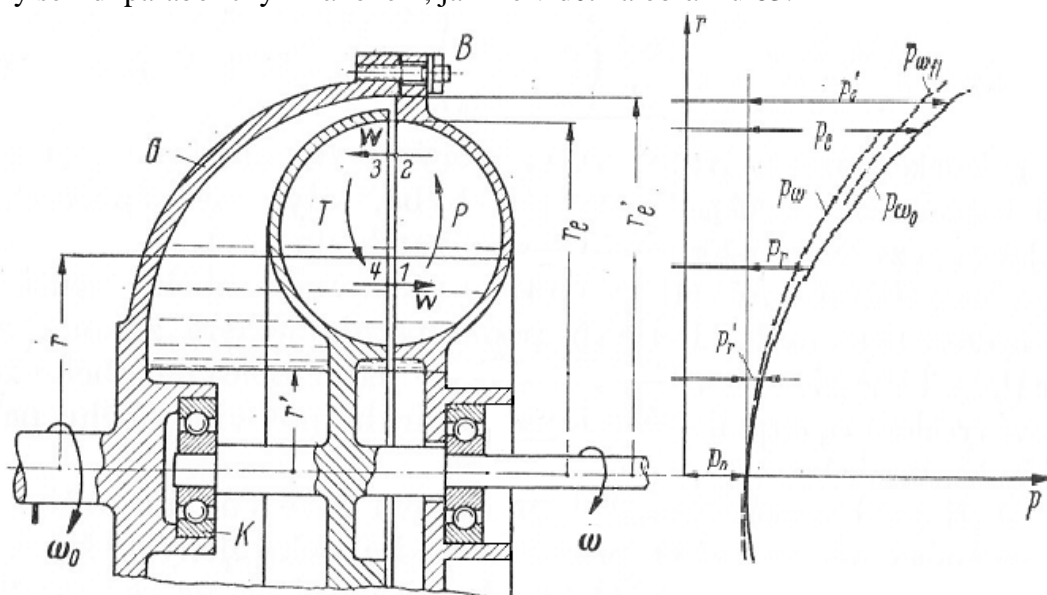


Obr. 62. Teoretické proudění v mezi lopatkovém prostoru u hydrodynamické spojky se stupněm plnění rovným jedné.[3]

6. Zhodnocení silových poměrů[3]

V této kapitole byly zhodnoceny síly, které vznikají při provozu hydrodynamické spojky. Byly zhodnoceny síly, které působí na ložiska a šrouby přírubového spoje pro upravenou hydrodynamickou spojku.

Při rozběhu hydrodynamická spojka rotuje úhlovou rychlostí a hodnota skluzu je rovna nule. V tomto režimu provozu dosahuje tlak uvnitř turbínového i čerpadlového kola a stejně tak i vně turbínového kola totožných hodnot. To znamená, že axiální síly na turbínové kolo jsou vyrovnány. Jakmile hydrodynamická spojka začne pracovat se skluzem, silové poměry se stávají méně přehledné. V tomto případě je třeba si uvědomit, že rychlost rotace pracovní kapaliny uzavřené mezi skříní a hřbetem turbínového kola není stejná jako rychlost rotace skříně, ale má nižší hodnotu. Tlakové rozložení uvnitř pracovního prostoru hydrodynamické spojky se řídí parabolickým zákonem, jak lze vidět na obrázku 63.



Obr. 63. Hydrostatické rozložení tlaků podle parabolického zákona.[3]

Při provozu hydrodynamické spojky vznikají v prostoru mezi oběžnými koly víry ve směru šipek na obrázku 63. Tímto vzniká přídavná dynamická axiální síla na turbínové i čerpadlové kolo. Tato síla se připočítá k axiálním silám, které jsou vyvolané statickými tlaky. Šrouby přírubového spoje mezi čerpadlovým kolem a skříní hydrodynamické spojky, označené jako B na obrázku 63, musí být dimenzovány tak, aby dokázaly odolat výsledné axiální síle vypočtené podle vztahu:

$$P_P = P_{stp} + P_d \quad (38)$$

- P_{stp}síla na víko vyvolaná hydrostatickým tlakem od odstředivé síly
- P_dsíla na víko vyvolaná hydrostatickým tlakem od cirkulující kapaliny v prostoru mezi čerpadlovým a turbínovým kolem

Na ložiska působí výsledná axiální síla vypočtené podle vztahu:

$$P_T = (P_{sta} - P_{sti}) - P_d \quad (39)$$

- $(P_{sta}-P_{sti})$síla vyvolaná vlivem vnějších a vnitřních hydrostatických tlaků od odstředivé síly na turbínové kolo

Po úpravě je výslednou axiální sílu na šrouby přírubového spoje mezi čerpadlovým kolem a skříní hydrodynamické spojky možno vypočítat podle rovnice:

$$P_P = n_0^2 \left\{ \frac{\rho/g}{116} \cdot (r_e^4 - r^4) + \left(\frac{\lambda}{1 - \eta \cdot \xi_r^2} \right)^2 \cdot \frac{r_e^4 \cdot 1857}{\sigma \cdot \zeta_b \frac{\rho}{g} \left(1 + \sqrt{\frac{1 + \xi_i^2}{2}} \right)^6} \right\} \quad (40)$$

Po úpravě je výslednou axiální sílu na ložiska hydrodynamické spojky možno vypočítat podle rovnice:

$$P_T = n_0^2 \left\{ (1 - \eta^2) \frac{\rho/g}{116} \cdot (r_e^4 - r^4) - \left(\frac{\lambda}{1 - \eta \cdot \xi_r^2} \right)^2 \cdot \frac{r_e^4 \cdot 1857}{\sigma \cdot \zeta_b \frac{\rho}{g} \left(1 + \sqrt{\frac{1 + \xi_i^2}{2}} \right)^6} \right\} \quad (41)$$

6.1. Zhodnocení sil na hydrodynamickou spojku získaných z CFD simulace

Síly, které jsou zde uvedeny, byly stanoveny pro zmenšenou hydrodynamickou spojku v závislosti na spáře mezi turbínovým a čerpadlovým kolem a hodnotě počtu lopatek čerpadlového a turbínového kola.

Tabulka 7. Hodnoty sil v závislosti na hodnotě počtu lopatek čerpadlového a turbínového kola z vyhodnocení CFD simulace.

46 lopatek u turbínové kola a 45 lopatek u čerpadlového kola		
	Síla	jednotka
Čerpadlové kolo	0,160268	N
Turbínové kolo	-0,162929	N
42 lopatek u turbínové kola a 41 lopatek u čerpadlového kola		
	Síla	jednotka
Čerpadlové kolo	0,167521	N
Turbínové kolo	-0,166238	N
38 lopatek u turbínové kola a 37 lopatek u čerpadlového kola		
	Síla	jednotka
Čerpadlové kolo	0,169424	N
Turbínové kolo	-0,169041	N
34 lopatek u turbínové kola a 33 lopatek u čerpadlového kola		
	Síla	jednotka
Čerpadlové kolo	0,172642	N
Turbínové kolo	-0,173258	N

30 lopatek u turbínové kola a 29 lopatek u čerpadlového kola		
	Síla	jednotka
Čerpadlové kolo	0,176481	N
Turbínové kolo	-0,175128	N

Tabulka 8. Hodnoty sil v závislosti na hodnotě spáry mezi čerpadlovým u turbínovým kolem z vyhodnocení CFD simulace.

Spára 0,9 [mm]		
	Síla	jednotka
Čerpadlové kolo	0,157699	N
Turbínové kolo	-0,157704	N
Spára 0,74 [mm]		
	Síla	jednotka
Čerpadlové kolo	0,129271	N
Turbínové kolo	-0,129647	N
Spára 0,58 [mm]		
	Síla	jednotka
Čerpadlové kolo	0,132507	N
Turbínové kolo	-0,132146	N
Spára 0,42 [mm]		
	Síla	jednotka
Čerpadlové kolo	0,127724	N
Turbínové kolo	-0,127464	N
Spára 0,26 [mm]		
	Síla	jednotka
Čerpadlové kolo	0,122441	N
Turbínové kolo	-0,122221	N

Z tabulky 7 vyplývá, že se snižujícím počtem lopatek čerpadlového a turbínového kola roste hodnota sil působících na kola.

Z tabulky 8 vyplývá, že se snižující hodnotou spáry mezi čerpadlovým u turbínovým kolem klesá hodnota sil působících na kola.

6.2. Zhodnocení sil na upravenou zmenšenou hydrodynamickou spojku

Nejprve byla vypočtena axiální síla na šrouby přírubového spoje mezi čerpadlovým kolem a skříní hydrodynamické spojky podle rovnice (40), ale výsledná axiální síla vyjde v [kg] a výsledek se proto musí následně přepočítat na [N]:

$$P_p = 1488^2 \left\{ \frac{789,31/g \cdot (0,0339^4 - 0,015^4)}{116} + \left(\frac{0,00132433}{1 - 0,98 \cdot 0,5^2} \right)^2 \cdot \frac{0,0329^4 \cdot 1857}{1 \cdot 0,36 \cdot \frac{789,31}{g} \left(1 + \sqrt{\frac{1 + 0,72^2}{2}} \right)^6} \right\}$$

$$P_p = 1,950531[\text{kg}] = 19,1288,58[\text{N}] \quad (42)$$

Pro přírubový spoj mezi čerpadlovým kolem a skříní hydrodynamické spojky byly zvoleny předepjaté šrouby M18 (pro zmenšenou spojku tedy zmenšené 1:10) s počtem šroubů 20. Pokud byla vypočtena síla působící na šrouby, mohla být následně provedena kontrola.

Kontrola přírubový spoj mezi čerpadlovým kolem a skříní hydrodynamické spojky:

Tahové napětí:

$$\sigma_t = \frac{F}{z \cdot S_s} = \frac{19,18858}{20 \cdot 0,00000214} = 0,4473 \text{MPa} \quad (43)$$

S_splocha jádra šroubu

Napětí od krutu:

$$\tau = \frac{M}{z \cdot S_s \cdot r} = \frac{0,0077746}{20 \cdot 0,00000214 \cdot 0,038} = 0,0048 \text{MPa} \quad (44)$$

r.....roztečná kružnice

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{0,4473^2 + 4 \cdot 0,0048^2} = 0,4474 \text{MPa} \quad (45)$$

Dosedací plocha přírubového spoje:

$$S_p = \pi(r_1^2 - r_2^2) - z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \pi(0,04^2 - 0,0361^2) - 20 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0019^2}{4} = 0,0008757 \text{m}^2 \quad (46)$$

Koeficient zhodnocující pružnost přírubového spoje:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{S_p}{z \cdot S_s}} = \frac{1}{1 + \frac{0,0008757}{30 \cdot 0,00000214}} = 0,0466 \quad (47)$$

Síla potřebná pro předepnutí šroubu:

$$F_o = \frac{x \cdot M}{f \cdot r \cdot z} + \frac{F}{z} \cdot (1 - \alpha) = \frac{0,5 \cdot 0,0077746}{0,2 \cdot 20 \cdot 0,038} + \frac{19,128858}{20} (1 - 0,0466) = 0,937483 \text{N} \quad (48)$$

f.....třecí koeficient

Předepínací napětí:

$$\sigma_o = \frac{F_o}{S_s} = \frac{0,937483}{0,00000214} = 0,4384 \text{MPa} \quad (49)$$

Maximální provozní napětí ve šroubu:

$$\sigma_{max} = \frac{1}{f \cdot z \cdot S_s} \left(\frac{x \cdot M}{r} + F \cdot f \right) = \frac{1}{0,2 \cdot 20 \cdot 0,00000214} \left(\frac{0,5 \cdot 0,0077746}{0,038} + 19,128858 \cdot 0,2 \right) = 0,4592 \text{MPa} \quad (50)$$

Napětí od krutu:

$$\tau = \frac{x \cdot M}{z \cdot S_s \cdot r} = \frac{0,5 \cdot 0,0077746}{20 \cdot 0,00000214 \cdot 0,038} = 0,0024 \text{MPa} \quad (51)$$

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 4 \cdot \tau} = \sqrt{0,4592^2 + 4 \cdot 0,0024^2} = 0,4593 \text{MPa} \quad (52)$$

Mez kluzu šroubu je 2,95MPa a následně na konec se může stanovit bezpečnost:

$$k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{2,95}{0,004593} = 6,42 \quad (53)$$

Šrouby přírubového spoje mezi čerpadlovým kolem a skříní zmenšené hydrodynamické spojky, dle výpočtu výše, vyhovují s dostatečnou bezpečností.

Dále byla z rovnice (41) vypočtena celková axiální síla na ložiska hydrodynamické spojky ale výsledná axiální síla vyjde v [kg] a výsledek se proto musí následně přepočítat na [N]:

$$P_T = 1488^2 \left\{ \left(1 - 0,98^2 \right) \frac{789,31/g}{116} \cdot (0,0329^4 - 0,015^4) - \left(\frac{0,00132433}{1 - 0,98 \cdot 0,5^2} \right)^2 \cdot \frac{0,0329^4 \cdot 1857}{1 \cdot 0,36 \frac{789,31}{g} \left(1 + \sqrt{\frac{1 + 0,72^2}{2}} \right)^6} \right\}$$

$$P_T = 0,0681,86[\text{kg}] = 0,668704[\text{N}] \quad (47)$$

Tabulka 9. Hodnoty sil z vyhodnocení CFD simulace pro upravenou zmenšenou spojku.

	Síla	jednotka
Na přírubu	17,51561	N
Na ložiska	0,51413	N

Pro srovnání je uvedena tabulka 9, kde jsou vypsány síly na přírubový spoj mezi čerpadlovým kolem a skříní hydrodynamické spojky a axiální síla působící na ložiska, získané z CFD simulace. Ze srovnání vyplývá, že hodnoty sil jsou si velmi podobné a liší se od sebe jen trochu.

7. Závěr

V této práci byl uveden základní popis konstrukce hydrodynamické spojky a její popis. Dále byly zhodnoceny konstrukční varianty hydrodynamické spojky s přihlédnutím na změnu a řízení tuhosti spojky.

Dále byla řešena zadaná hydrodynamická spojka a to za cílem zvýšení kroutícího momentu, který je tato spojka schopna přenést. Tomu předcházelo stanovení vlivu spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem na přenášený kroutící moment a také stanovení vlivu změny počtu lopatek čerpadlového a turbínového kola. Ke stanovení vlivu spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem bylo vytvořeno celkem pět zmenšených geometrií s různou hodnotou spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem a pomocí CFD simulace byl určen kroutící moment, který jsou tyto hydrodynamické spojky schopny přenést. Z kroutících momentů byly následně vypočteny charakteristiky λ a potom vypočten kroutící moment na reálnou hydrodynamickou spojku a také přenášený výkon. Z výsledků vyplývá, že se zmenšující se hodnotou spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem klesá hodnota přenášeného kroutícího momentu a tedy i přenášeného výkonu. Ke stanovení vlivu změny počtu lopatek turbínového a čerpadlového kola bylo opět vytvořeno celkem pět zmenšených geometrií s různou hodnotou spáry počtu lopatek turbínového a čerpadlového kola a pomocí CFD simulace byl určen kroutící moment, který jsou tyto hydrodynamické spojky schopny přenést. Z kroutících momentů byly následně vypočteny charakteristiky λ a potom vypočten kroutící moment na reálnou hydrodynamickou spojku a také přenášený výkon. Z výsledků vyplývá, že se zmenšující se hodnotou počtu lopatek turbínového a čerpadlového kola roste hodnota přenášeného kroutícího momentu a tedy i přenášeného výkonu. Zadaná hydrodynamická spojka byla upravena tak, že byly zvětšeny její rozměry a byla zachována geometrická poměrnost. Hodnota spáry mezi turbínovým a čerpadlovým kolem zůstala stejná a to z důvodu, že se snižující hodnotou se přenášený moment snižoval. Byly také zachovány počty lopatek turbínového a čerpadlového kola, protože byla zachována tuhost spojky. Pokud by se počty lopatek turbínového a čerpadlového kola změnily, tuhost hydrodynamické spojky by se změnila také. Z hlediska technologie výroby je použitá hodnota lopatek mezní a dala by se reálně malinko snížit, ale tím by se snížila i hodnota tuhosti spojky. Velikost přenášeného momentu upravené hydrodynamické spojky se stanovil opět pomocí CFD simulace. Z této CFD simulace vychází, že nová spojka požadovaný kroutící moment přeneše. Na závěr byly stanoveny výsledné axiální síly působící na ložiska a na přírubový spoj čerpadlového kola a skříň hydrodynamické spojky u zmenšené upravené spojky a také byly uvedeny síly na oběžná kola v závislosti počtu lopatek a velikosti hodnoty spáry mezi čerpadlovým a turbínovým kolem. Na konec byly vytvořeny výkresy hlavních částí upravené hydrodynamické spojky a její sestavy, které jsou uvedeny v příloze.

8. Seznam odborné literatury

- [1] **IKRINSKÝ, Alexander.** *Mechanické a hydraulické převody*. Bratislava: STU, 1991. str. 172.
- [2] **GOLKA, Martin a KOZUBKOVÁ, Milada.** *Měření výstupních charakteristik hydrodynamické spojky*. [online] 2006. [cit. 2013-01-10] <<http://www.338.vsb.cz/PDF/spojka.pdf>>.
- [3] **WOLF, Mauricio.** *Hydraulické spojky a měniče*. [překl.] Alois HEBSKÝ a Josef FENCL. 1. vyd. Praha: SNTL, 1965. str. 328.
- [4] **POSPÍŠIL, DAN.** *Hydraulické spojky a měniče*. Brno: VUT, 2011.
- [5] **SVOBODA, Jiří.** *Hydraulické převody pro vozidla*. 2. vyd. Praha: ČVUT, 2004. 81 s. ISBN 80-01-03006-7.
- [6] Audol. [online]. [cit. 2013-01-12] <http://audol.sk/cz/v_sp_konst.htm>.
- [7] Helixtech. [online]. [cit. 2013-01-12] <<http://www.helixtech.com.au/T6ConvDynStarting.aspx>>.
- [8] **ZOTOV, B. N.** Basic difference between hydraulic clutches and hydraulic torque converters. Chemical and Petroleum Engineering. [online] 2007. [cit. 2013-01-12] <<http://www.springerlink.com/content/m88972828t70685h/fulltext.pdf>>. ISSN 1573-8329>.
- [9] Voith. [online] [cit. 2013-01-12] <http://www.voith.pl/index.php?id_strony=166&id=48&idmain=58>.
- [10] Globalspec. [online] [cit. 2013-01-12] <http://www.globalspec.com/industrial-directory/lockup_clutch>.
- [11] Power transmission. [online]. [cit. 2013-01-12] <http://www.powertransmission.com/news/9/New_Fluid_Coupling_from_Voith_Turbo/>.
- [12] **DANČÁK, Zdeněk.** *Hydraulické spojky a měniče*. Brno: VUT, 2009.

9. Seznam použitých symbolů a veličin

Označení	Název	Jednotka
$M_{\check{C}}$	Vstupní kroutící moment	[Nm]
M_T	Výstupní kroutící moment	[Nm]
$n_{\check{C}}$	Vstupní otáčky (čerpadlového kola)	[1/s]
n_T	Výstupní otáčky (turbínového kola)	[1/s]
i	Převodový poměr	[1]
s	Skluz	[%]
η	Účinnost	[1]
$P_{\check{C}}$	Výkon na vstupním členu (čerpadlové kolo)	[W]
P_T	Výkon na výstupním členu (turbínové kole)	[W]
ρ	Hustota pracovní kapaliny	[kg/m ³]
μ	Dynamická viskozita	[Pa.s]
ν	Kinematická viskozita	[m ² /s]
d_e	Efektivní průměr hydrodynamické spojky	[m]
λ	Charakteristika λ	[1]
Φ'	Tuhost hydrodynamické spojky	[1]
ϑ	Otáčková prostupnost	[1]
Φ	Stupeň plnění	[1]
Q_F	Množství pracovní kapaliny, které je ve spojce skutečně obsažené	[kg]
$Q_{F \max}$	Maximální množství pracovní kapaliny, kterou lze spojku naplnit	[kg]
$\Phi_{\text{Tor. eff}}$	Efektivní stupeň plnění	[1]
M	Kroutící moment přenášený spojkou	[Nm]
P_P	Výsledná axiální síla na šrouby	[kg]
P_{stp}	Síla na víko vyvolaná hydrostatickým tlakem od odstředivé síly	[kg]
P_d	Síla na víko vyvolaná hydrostatickým tlakem od cirkulující kapaliny v prostoru mezi čerpadlovým a turbínovým kolem	[kg]
P_T	Výsledná axiální síla na ložiska	[kg]

10. Seznam příloh

CD diplomovou prací v pdf formátu

Výkresy:

- Turbínové kolo
- Čerpadlové kolo
- Skříň spojky
- Dutý hřídel
- Sestava