



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

HYDRAULICKÉ SPOJKY A MĚNIČE

FLUID COUPLINGS AND TORQUE CONVERTORS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

DAN POSPÍŠIL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Dan Pospíšil

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Hydraulické spojky a měniče

v anglickém jazyce:

Fluid couplings and torque convertors

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Souhrnný text mapující základní body a informace ohledně hydrodynamických spojek a měničů by měl posloužit jako úvod do této problematiky. Autor bakalářské práce tak získá první poznatky z oblasti tekutinových strojů na příkladu široce využívaných mechanismů z oblasti automobilového průmyslu a dopravní techniky.

Cíle bakalářské práce:

Popis konstrukce a činnosti je vhodné doplnit oblastmi použití, měly by být rovněž zmíněny jejich přednosti a nedostatky. Bude účelné uvést i základní výpočtové vztahy, případně nastínit hlavní body jejich návrhu.

Seznam odborné literatury:

Wolf, M.: Hydraulické spojky a měniče, SNTL, Praha, 1965.

Kopáček, J.: Hydrostatické mechanismy, VŠB,

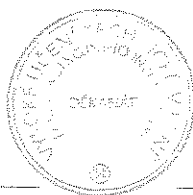
Ikrinský, A.: Mechanické a hydraulické převody, STU, Bratislava, 1991.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Roman Klas, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 16.11.2010

L.S.



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

Abstrakt

Bakalářská práce obsahuje základní informace o hydraulických spojkách a měničích. Hlavní část se věnuje hydrodynamickým spojkám a úpravám v jejich konstrukci pro zlepšení vlastností v provozu. Rovněž jsou uvedeny základní výpočtové vztahy. Dále jsou uvedeny možnosti konstrukce hydrodynamických měničů a jejich paralelní propojení s mechanickým převodem. Závěrečná část je věnována hydrostatické pístové spojce.

Abstract

Bachelor thesis contains basic information about torque converters and fluid couplings. The main part deals with hydrodynamic couplings and modification in their design to improve attributes during operation. Also listed are the basic equations. Listed below are the possibilities of construction torque converters and their parallel connection with mechanical transmission. The final section is devoted to the hydrostatic piston clutch.

Klíčová slova

Hydrodynamická spojka, hydrodynamický měnič, hydrostatická pístová spojka, účinnost, skluz

Keywords

Fluid coupling, torque convertor, hydrostatic piston clutch, effectivity, slip

Bibliografická citace

POSPÍŠIL, D. Hydraulické spojky a měniče. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 52 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Hydraulické spojky a měniče vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

27. května 2011

.....
Dan Pospíšil

Poděkování

Děkuji panu Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. za věcné připomínky a ochotu pomoci při vypracování bakalářské práce.

Obsah

1	Úvod	11
1.1	Historie	11
1.2	Důvody k dalšímu vývoji	13
1.3	Rozdělení hydraulických spojek a měničů	13
2	Hydrodynamické spojky	14
2.1	Popis konstrukce	14
2.2	Princip	14
2.3	Provoz spojky s motorem	19
2.4	Možnosti zlepšení spolupráce spojky a motoru	22
2.5	Možnosti zmenšení tuhosti hydrodynamické spojky při velkých skluzech	23
2.5.1	Zaplnění pracovní komory	23
2.5.2	System se zásobníkem	24
2.5.3	System s odrazovou deskou	25
2.5.4	Rozdílné rozměry vnitřních průměrů čerpadla a turbíny	25
2.5.5	System s velkým počtem lopatek	26
2.5.6	System se zpoždovací komorou	26
2.5.7	System se zpoždovací komorou a vnější prstencovou komorou	27
2.5.8	Nekonveční tvar kol pracovního torusu	28
2.6	Možnosti aktivního řízení spojky	28
2.6.1	Systemy regulace plnění hydrodynamické spojky	29
2.6.2	System se zasouvateľnými lopatkami	30
2.6.3	System se škracením clonou Iris	31
2.6.4	System s natáčivými lopatkami	31
2.7	Možnosti přenosu celého výkonu bez ztrát	32
2.7.1	System s lamelovou třecí spojkou	32
2.7.2	System Voith TurboSyn	33
3	Hydrodynamické měniče krouticího momentu	35
3.1	Popis konstrukce	35
3.2	Princip	35
3.3	Možnosti zlepšení provozních vlastností hydrodynamického měniče	37
3.3.1	System s rozvaděčem na volnoběžce (Trilok)	37
3.3.2	System s více elementy pracovního torusu	38
3.3.3	System s natáčivými lopatkami	40
3.3.4	System s přemostovací spojkou	40
4	Větvení výkonu hydrodynamických převodů	42
4.1	Základní princip	42

4.2	Větvení výkonu hydrodynamických spojek pomocí systému TM.....	42
4.3	Větvení výkonu hydrodynamických měničů pomocí systému TM	44
4.4	Větvení výkonu hydrodynamických měničů pomocí systému TM s možností přenosu výkonu pouze mechanickou větví.....	45
5	Hydrostatická pístová spojka	47
5.1	Základní princip	47
5.2	Možnosti ovládání pístové spojky.....	47
6	Závěr	49
7	Seznam použitých zdrojů	51
8	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	52
8.1	Použité zkratky.....	52
8.2	Použité symboly	52

1 Úvod

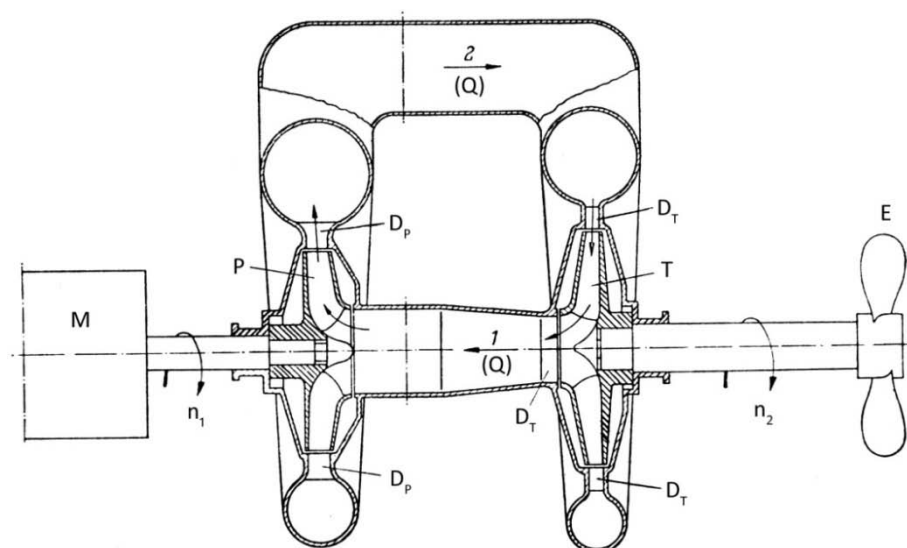
1.1 Historie

Myšlenka využití hydraulické energie pro přenos krouticího momentu se poprvé objevila koncem 19. století. Tehdejší konstruktéři s omezenými možnostmi, však došli k závěru, že sestavit takové zařízení není možné. *Základní myšlenka spočívala ve využití jedné z forem hydraulické energie a to statické nebo dynamické. U první se využívá statického tlakového rozdílu, u druhé rychlostního rozdílu, resp. rozdílu hybností prostředí přenášejícího energii.* [1]

První pokusy využívající hydrostatickou energii se skládaly z objemového čerpadla jako příjemce energie a objemového motoru, který měl odvádět výkon. Jednalo se vesměs o pístové stroje, později se konstruovali jako pouzdrové převody, u kterých probíhaly objemové změny nuceně a proporcionálně, vzhledem k elementu, který měnil objem. S postupným zlepšováním výrobních metod dosáhl hydrostatický systém požadovaných vlastností, zejména se s tímto systémem dosáhlo kontinuální změny převodového poměru. Tato vlastnost se velice vyvinula v konstrukci obráběcích strojů. V dopravní a zahradní technice se toto řešení rozvíjelo až do dnešní podoby čerpadla spojeného vedením s hydromotorem. Toto spojení obsahuje též kontinuální mechanickou regulaci přenosu krouticího momentu a otáček hydromotoru. Proto lze považovat tuto konstrukci za mechanicky ovládanou spojku využívající hydrostatickou energii pro svou funkci.

Mezi hlavní nevýhody hydrostatického systému patří větší váha a větší potřeba místa při použití vyšších výkonů. Dále vyšší pořizovací náklady. Poslední nevýhodou je vyšší zahřívání v provozu s vyššími otáčky způsobené třením kapaliny. Dnešní konstrukce se s tímto problémem již vypořádaly.

Využití energie hydrodynamické se zdálo na první pohled jednoduché. První spojky využívající tuto energii byly konstruovány jako odstředivé čerpadlo poháněné motorem. Od čerpadla se potrubím dostávala kapalina k radiální turbíně, čímž byl zaručen přenos krouticího momentu.

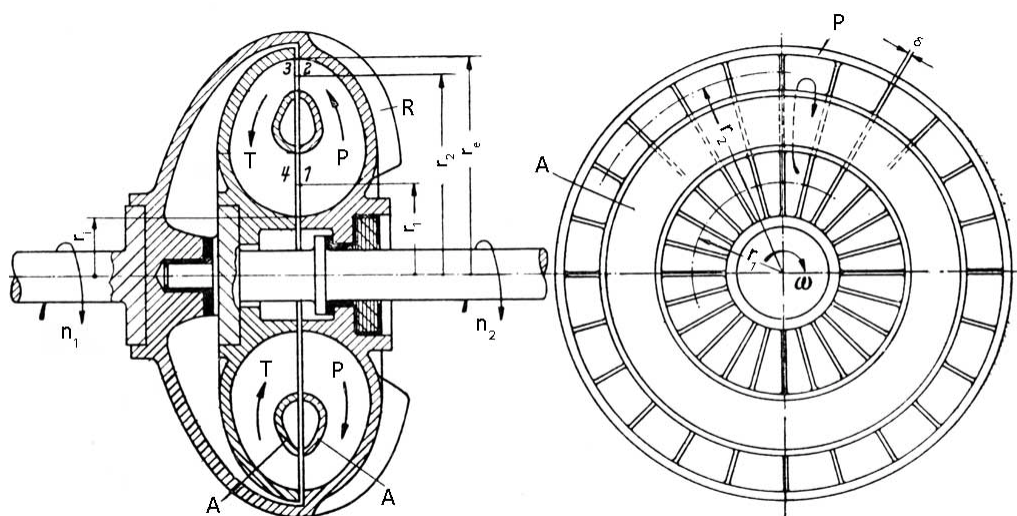


Obr. 1 Schéma agregátu pro hydrodynamický přenos výkonu dle původní představy o realizaci: [2]

M – hnací motor; P – odstředivé čerpadlo (pump); T – turbína (turbine); 1,2 – spojovací potrubí; D_p – difuzor čerpadla; D_T – difuzor turbíny; E – lodní šroub; n_1 – otáčky čerpadla (hnací část); n_2 – otáčky turbíny (hnaná část)

Problém u prvních konstrukcí byl v tak nízké účinnosti, že prakticky znemožnila využití. Tato nízká účinnost vycházela z konstrukce, která byla ve své podstatě nevhodně navržena, jelikož docházelo zejména ke ztrátám kvůli víření kapaliny v difuzorech a třením kapaliny o stěny potrubí. Účinnost se nepodařilo zvýšit vynecháním difuzoru v celé délce potrubí 2, tím se zamezily ztráty vířením, ale ztráty třením se díky větší rychlosti kapaliny ještě zvýšily.

Řešení těchto problémů vymyslel až Hermann Föttinger (1877-1945), jelikož navrhl konstrukci, ze které vypadlo spojovací potrubí, ale hlavně nebyl potřeba difuzor. Kapalina mohla proudit přímo z čerpadla do turbíny, respektive do nehybného reakčního elementu. Díky tomu nedoházelo ke ztrátám vířením a přímo se využilo rychlostní energie kapaliny. *Föttingerovy prakticky dosažené výsledky potvrdily jeho teoretické předpoklady. S odstraněním zdrojů hlavních ztrát stoupla účinnost na nečekaně vysoké hodnoty, které až dosud všichni odborníci pokládali za nedosažitelné.* [2] Díky úspěchu, kterým Föttingerův návrh byl, se položil základní kámen pro další vývoj a praktické použití.

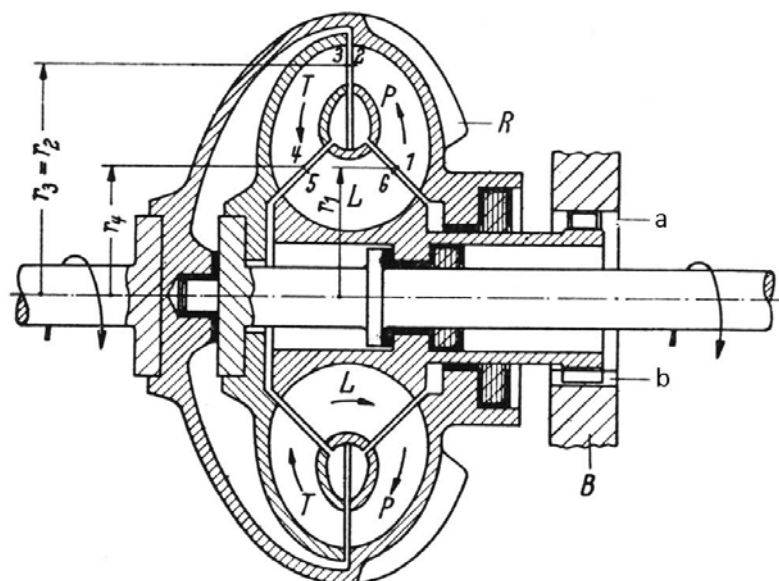


Obr. 2 Poloschematické zobrazení Föttingerovy spojky: [2]

P – čerpadlo; T – turbína; A – vodící polokroužek; r_1, r_2 – průměry ke středním proudovým vláknům na vstupu a výstupu kanálů; r_i – vnitřní poloměr profilu kanálů v meridiánovém řezu; r_e – vnější poloměr profilu kanálů v meridiánovém řezu; R – ventilační žebra na vnější skřini; δ – tloušťka lopatky

Föttinger se svými návrhy dostal ještě dál, když se snažil nahradit velké a těžké ozubené převody na lodních parnicích poháněných parní turbínou s velkým počtem otáček, které přenášely výkon na lodní šroub. Otáčky lodního šroubu byly vůči turbíně malé, snažil se tedy vytvořit hydraulický převod. Podařilo se mu to vložением reakčního elementu před vstup do čerpadla. Úlohou reakčního elementu je usměrnit kapalinu vystupující z turbínového kola tak, aby do čerpadlového kola vstupovala pod vhodným úhlem.

Vlastnosti nového systému předčily očekávání. Převod nejen dovozoval odevzdávat výkon v předem daných jmenovitých otáčkách, ale také dovozoval odevzdávat výkon v širokém provozním rozsahu po sobě plynule navazujícím poměrů otáček, které se za provozu nastavují automaticky jen zatížením výstupního hřídele. Tento stroj se nazývá hydrodynamický měnič momentů nebo proudový měnič.



Obr. 3 Poloschematické zobrazení Föttingerova měniče momentů: [2]

P – čerpadlové kolo; T – turbínové kolo; L – reakční element (rozvaděč); r_1 až r_6 – poloměry na středním proudovém vláknu na vstupu a výstupu kanálů; R – ventilační žebra; B – nehybná stojan stroje; varianta a – volnoběžné uložení Trilok; varianta b – ozubení

1.2 Důvody k dalšímu vývoji

Hydraulické spojky a měniče mají řadu výhod, kvůli kterým se rozšířili v technické praxi, bohužel mají i své nevýhody. Za hlavní výhodou může být, že přenos síly je skrz médium, které se nemůže opotřebovat, na rozdíl od běžných třecích spojek. Těto vlastnosti se využívá hlavně u velkých strojů s obrovskými setrvačnými hmotami, které by třecí spojka nemohla jednoduše obsloužit. Další velkou výhodou tlumení torzních kmitů a s tím související plynulost rozběhu a zastavení zařízení. Díky těmto vlastnostem se začaly překonávat problémy těchto zařízení. Mezi ně patří nižší účinnost v provozním stavu, než mají třecí spojky, jelikož nedochází k pevnému spojení hnací a hnané hřídele.

1.3 Rozdělení hydraulických spojek a měničů

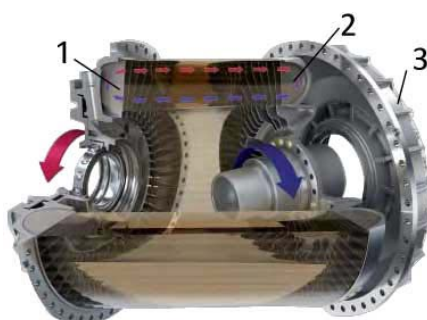
Vývoj hydraulických spojek má za sebou velký kus cesty. Z tohoto pohledu je lze jednoduše rozdělit. Základní dělení spojek je podle druhu využití hydraulické energie, dělíme je na **hydrostatické** a **hydrodynamické (Hd)**. Dále lze dělit z pohledu změny kroutícího momentu na **spojky**, které dodávají moment motoru v maximálním teoretickém poměru 1:1, a na **měníče**, které fungují jako hydraulické převody. Hd spojky a měniče můžeme souhrnně nazývat hydrodynamickými převody (HdP).

2 Hydrodynamické spojky

2.1 Popis konstrukce

Hydrodynamická spojka se skládá ve své podstatě ze dvou kol, které reprezentují odstředivé čerpadlo a radiální turbínu. Čerpadlo je pevně spojeno s motorem, či jeho setrvačником. Radiální turbína je naopak na výstupním hřídeli. Tyto části jsou uzavřeny ve skříni, která je naplněna médiem. Ze skříně může být vyvedeno médium do chladiče, ale nejběžnější je uzavřená skříň. Větrání může být uskutečněno žebry na skříni, tím se vytvoří ventilátor pro lepší proudění vzduchu a lepší chlazení.

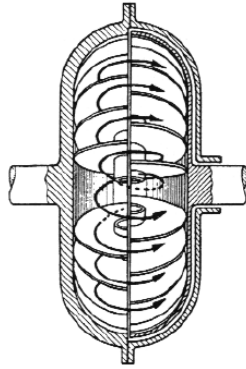
Na funkci nemá vliv, zdali je spojka konstruována podle Föttingerova návrhu se středním rozváděcím prstencem, nebo je vynechán. Dnes se při konstrukci těchto spojek prsteneček vždy vynechává, dochází tím ke zjednodušení konstrukce a snížení výrobních nákladů. S nápadem přišla firma Sinclair, můžeme se rovněž setkat s tímto označením.



Obr. 4 Schéma proudění v mezilopátkovém prostoru spojky:
1 – čerpadlo, 2 – turbínové kolo, 3 – vnější plášť [3]

2.2 Princip

Aby Hd spojka mohla přenést krouticí moment, musí médium ve spojce proudit. Tím se využije dynamického účinku kapaliny na turbínu. Základní mechanismus lze popsat podle obr. 4. *Otáčením čerpadlového kola 1 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. Hmotu kapaliny, jež je nucena k tomuto proudění, doznává první změnu směru, dostane k tomu potřebnou sílu případně moment přivedením vnější energie hnacím motorem čerpadla. Tato kapalinná hmota, která ve svém proudovém okruhu musí protékat lopátkovými kanály turbínového oběžného kola 2, v něm opět mění směr. Tato změna směru způsobená tlaky hmoty vyvozovanými na lopátkách 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 soulase s tímto krouticím momentem a svými otáčkami navenek odevzdávat výkon.* [1] Pokud jsou vůči sobě čerpadlo i turbína v klidu, krouticí moment se může přenést vlivem tření v kapalině, ale to bývá u běžných médií tak malé, že jej lze zanedbat. Z toho vyplývá, že za provozu musí být otáčky čerpadla větší než otáčky turbíny. Pro lepší představu obr. 5.



Obr. 5 Pohyb kapaliny v Hd spojce [4]

Poměr otáček turbínového a čerpádkového kola, což přirozeně musíme brát jako poměr úhlových rychlostí, je převodový poměr a značíme jej i . Zatímco rozdíl poměru otáček vyjádřený procentuálně nazýváme skluzem a značíme jej e . Mají mezi sebou následující souvislost.

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (1)$$

$$e = 100 \cdot \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 100 \cdot (1 - i) \quad (2)$$

kde n_1otáčky čerpádkového kola (vstupní člen)

n_2otáčky turbínového kola (výstupní člen)

Během provozu spojky nás většinou zajímá, jak velký je skluz. Ten se může běžně pohybovat od 100% do 2 až 3%. Při 100% skluzu je turbínové kolo zastaveno vlivem vnějších sil. Při zvýšení otáček, kdy je moment na turbínovém kole dostatečný pro překonání zatížení, se postupně snižuje i skluz k hodnotě kolem 2 až 3%. Tyto hodnoty skluzu jsou nutné pro chod Hd spojky, neboť zaručují přenos výkonu vlivem Hd účinku kapaliny. Hodnoty skluzu blízké se 0% se objevují, když při určitých vstupních otáčkách čerpádkového kola jsou výstupní otáčky turbínového kola prakticky stejné, to znamená, že na výstupním členu není zatížení. Hd účinek kapaliny v tomto okamžiku mizí a moment je přenášen třením kapaliny.

Účinnost u proudové spojky se dá jednoduše vyjádřit z definice účinnosti jako poměr výkonů na vstupním a výstupním členu. Při uvažování odporů, je musíme rozdělit na vnější a vnitřní. Vnější odpory, což jsou např. tření v ložiskách, odpor žeber ve vzduchu, nám vždy působí reakčním momentem, tudíž snižují výstupní moment. Vnitřní odpory, jako je např. tření mezi vstupním a výstupním hřídelem, nám působí naopak ve směru námi požadovaném a tak nemají vliv na účinnost. Celková účinnost je dána vztahem:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2}{M_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{(M_1 - \Delta M) \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = \frac{n_2}{n_1} \cdot \left(1 - \frac{\Delta M}{M_1}\right) = i \cdot \left(1 - \frac{\Delta M}{M_1}\right) \quad (3)$$

Za předpokladu zanedbání vnějších odporů ΔM , jej můžeme definovat takto:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{n_2}{n_1} = i = 1 - \frac{e}{100} \quad (4)$$

kde P_1výkon dodávaný na čerpadlové kolo (vstupní člen)

P_2výkon dodávaný na turbínové kolo (výstupní člen)

Hd spojky je vhodné navrhovat pro co nejmenší skluzu, kdy je ještě možno využít dynamického účinku kapaliny. Důležité je, aby tento skluz byl dosažen ve jmenovitých provozních podmínkách. Je to základní faktor, který musíme zohlednit při návrhu, aby bylo dosaženo dobré hospodárnosti provozu. Z účinnosti a skluzu musí vyplynout, že energie kapaliny, která se nepřenese na výstupní hřídel, se nevratně změní na teplo. Teplo se může akumulovat v hmotě spojky a žebry na svém povrchu se ochlazuje díky okolnímu vzduchu. Další možností je odvod tepla chladicím zařízením, respektive chlazením média spojky v externím chladiči. Složitější chlazení spojku komplikuje a prodražuje, proto je vhodné jen v případech, kdy není jiná možnost chlazení (proud vzduchu). Externí chlazení se používá při větších výkonech a hlavně při větších skluzech, kdy i ztráty rostou úměrně výkonu. Externí chlazení má i výhodu v regulaci množství kapaliny v pracovní části spojky a s tím spojenou regulaci tuhosti spojky.

Pro zjištění krouticího momentu, který může spojka přenést, musíme uvažovat energetickou bilanci spojky. Vstupní výkon P_1 je celková přiváděná energie do spojky, výstupní výkon P_2 je energie přenesená spojkou. Jejich rozdíl je způsoben ztrátami ve spojce, které mají příčinu v tření kapaliny a v rázech. Obě ztrátové energie se mění na teplo. Při velké rychlosti proudění kapaliny se více projeví ztráty třením, ale při větším skluzu se projevují ztráty vniklé rázem na vstupu do turbínového kola. Krouticí moment je tedy ovlivněn mnoha faktory, které nám ve výpočtovém vztahu zajistí charakteristika λ .

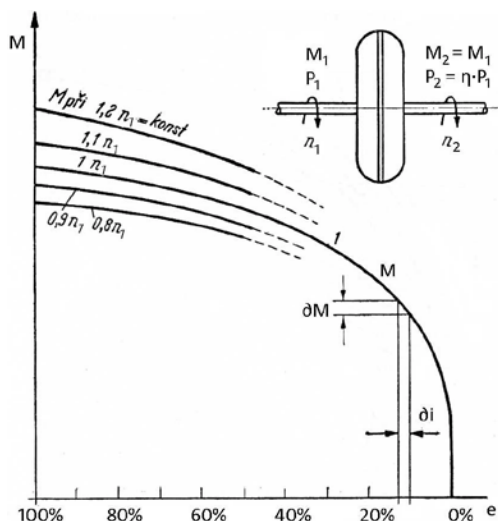
$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_1^2 \quad (5)$$

kde ρhustota pracovní kapaliny

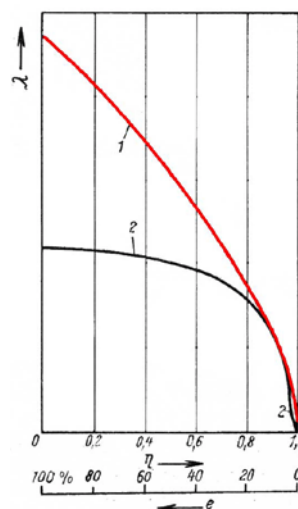
d_eefektivní průměr Hd spojky

Charakteristika λ je funkce, která je závislá na skluzu, popřípadě na převodovém poměru nebo na účinnosti. Charakteristice λ říkáme „poměrný moment“ nebo také „tuhost spojky.“ Charakteristika λ je závislá na přenášeném krouticím momentu a na také na konstantách daných geometrií spojky a chováním pracovní kapaliny. Pokud zjistíme celou charakteristiku λ pro danou spojkou, zjistíme tím i momenty přenášené spojkou při libovolných otáčkách a při libovolném skluzu. Pro určitou spojkou získáme charakteristiku nejlépe z měření momentové charakteristiky pro konstantní otáčky. Pro jiné otáčky stačí přepočítat naměřené hodnoty vyjádřené ze vztahu (5). Z měření dostaneme závislost podobnou na obr. 6.

$$\lambda(e) = \frac{M(e)}{n_1^2 \cdot d_e^5 \cdot \rho} \quad (6)$$



Obr. 6 Závislost mezi kroučícím poměrem a skluzem. Každá křivka naměřena při konstantních otáčkách čerpadlového kola. [2]



Obr. 7 Charakteristické křivky Hd spojky: 1 – teoretická (vypočtená) křivka, 2 – na zkušebně zjištěná křivka [2]

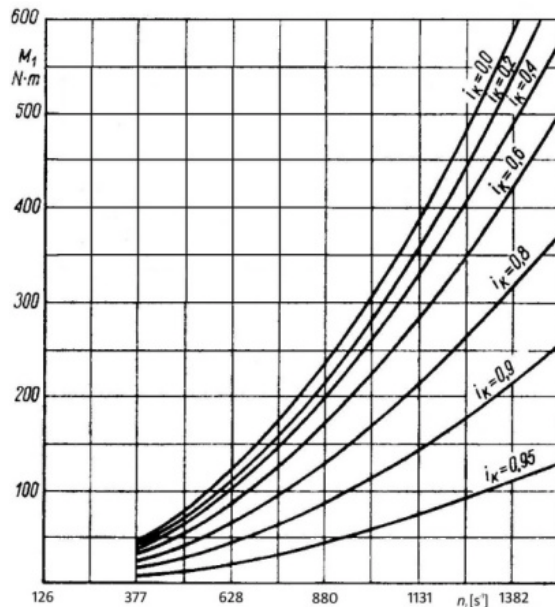
Na obr. 7 se křivky značně liší z důvodu, že při výpočtu byl předpokládán stupeň plnění 100%. Při zkouškách na zkušebně již vyrobené spojky byl stupeň plnění jen 92%. V potaz se musí brát, že v oblasti velkých skluzů jsou velké rázové ztráty, které jsou v teoretickém výpočtu shrnuty jen lineárními koeficienty.

Pro zjednodušení práce je výhodné uvažovat podobnost spojek, spojky rozdělujeme do tzv. rodin. Rodinu tvoří spojky, které jsou geometricky navzájem podobné. Zásadní jsou poměry velikostí vnitřního a vnějšího průměru oběžných kol, které jsou u všech příslušníků rodiny stejné. Jednotlivé spojky však mohou mít různé rozměry a přenášet různé výkony. Pro danou rodinu teoreticky stačí zjistit jednu úplnou charakteristiku a z ní dopočítat potřebné hodnoty pro zbylé spojky. Přesnost nebude absolutní, ale postačující pro návrh spojky.

Pokud máme spojku, ve které je daná pracovní kapalina a hlavně geometrie, závisí charakteristika λ pouze na skluzu spojky. Je výhodné zobrazit závislost momentu a otáček čerpadlového kola při konstantním skluzu (převodovém poměru), to znamená i konstantní tuhost spojky. Tento stav je popsán rovnicí (7).

$$M = n_1^2 \cdot konst. \tag{7}$$

Rovnice je kvadratická, tudíž zobrazením bude parabola. Pro každý skluz bude konstanta jiná s ní i parabola.



Obr. 8 Závislost krouticích momentů M_1 Hd spojky na úhlové rychlosti čerpadlového kola n_1 při konstantním poměru otáček i_k [1]

Krouticí moment přenášený spojkou musí také záviset na pracovní kapalině. *Dvě hydrodynamické spojky týchž rozměrů, z téže rodiny, při provozu ve stejných pracovních podmínkách, tj. se stejným skluzem e a se stejným počtem hnacích otáček n_1 , musí při naplnění pracovními kapalinami s rozdílnými fyzikálními vlastnostmi přenášet dva lišící se krouticí momenty.* [2]

Se změnou váhy provozní kapaliny se změní hustota i její kinematická viskozita, na které je nelineárně závislá charakteristika λ , zatímco na hustotě je lineárně závislý přenášený moment. Z toho vyplývá, že zjednodušeně lze použít rovnici (7). Pro srovnání je vhodné uvést porovnat průměry, objemy a váhy spojek ze stejné rodiny, které přenáší stejný moment, ale mají různé provozní kapaliny – olej, voda, rtuť.

$$d_{olej} : d_{voda} : d_{rtuť} = 1 : 0,89 : 0,5$$

$$V_{olej} : V_{voda} : V_{rtuť} = 1 : 0,708 : 0,125$$

$$m_{olej} : m_{voda} : m_{rtuť} = 1 : 0,827 : 1,985$$

Z porovnání vyplývá, nejmenší spojka je s náplní rtuti, ale má také největší hmotnost a dnes je nepoužitelná kvůli nebezpečnosti rtuti. Pokud je spojka naplněna vodou, je menší a lehčí než při naplnění olejem. Jako pracovní kapalina se většinou volí olej díky svým mazacím schopnostem a širokým pásmem kapalně fáze. Při volbě provozní kapaliny, se musí též přihlídnout k tepelné kapacitě média, s tím je spojena tepelné bilanci, závislé na ztrátách tedy na účinnosti.

2.3 Provoz spojky s motorem

Jestliže známe momentovou charakteristiku motoru a charakteristiku λ spojky, pak můžeme pro celý průběh otáček zjistit teoretické chování výstupního hřídele a skluzu (účinnosti). Tento případ se dá zjistit jen pro danou momentovou charakteristiku motoru, která je vytvořena při plné dodávce paliva. V praxi tento stav není stálý. Pro provoz spojky je tedy důležité vědět, jak se bude chovat při změnách otáček. V tomto případě není nejdůležitější znalost motorové charakteristiky, ale průběhu charakteristiky λ . Hd spojky i měniče, jež obecně můžeme nazvat Hd převody, lze dle charakteristiky λ rozdělit do čtyř kategorií podle chování. Parametr pro posouzení chování nám slouží prostupnost otáček, která je závislá na změně charakteristiky λ při změně účinnosti nebo převodového poměru i při konstantních otáčkách motoru, tato závislost nám definuje tuhost spojky Φ' :

$$\Phi' = \frac{d\lambda}{d\eta} \text{ nebo } \Phi' = \frac{d\lambda}{di} \quad (8)$$

Prostupnost je otáčková odezva vstupu na změnu otáček výstupu při konstantním momentu. [5]

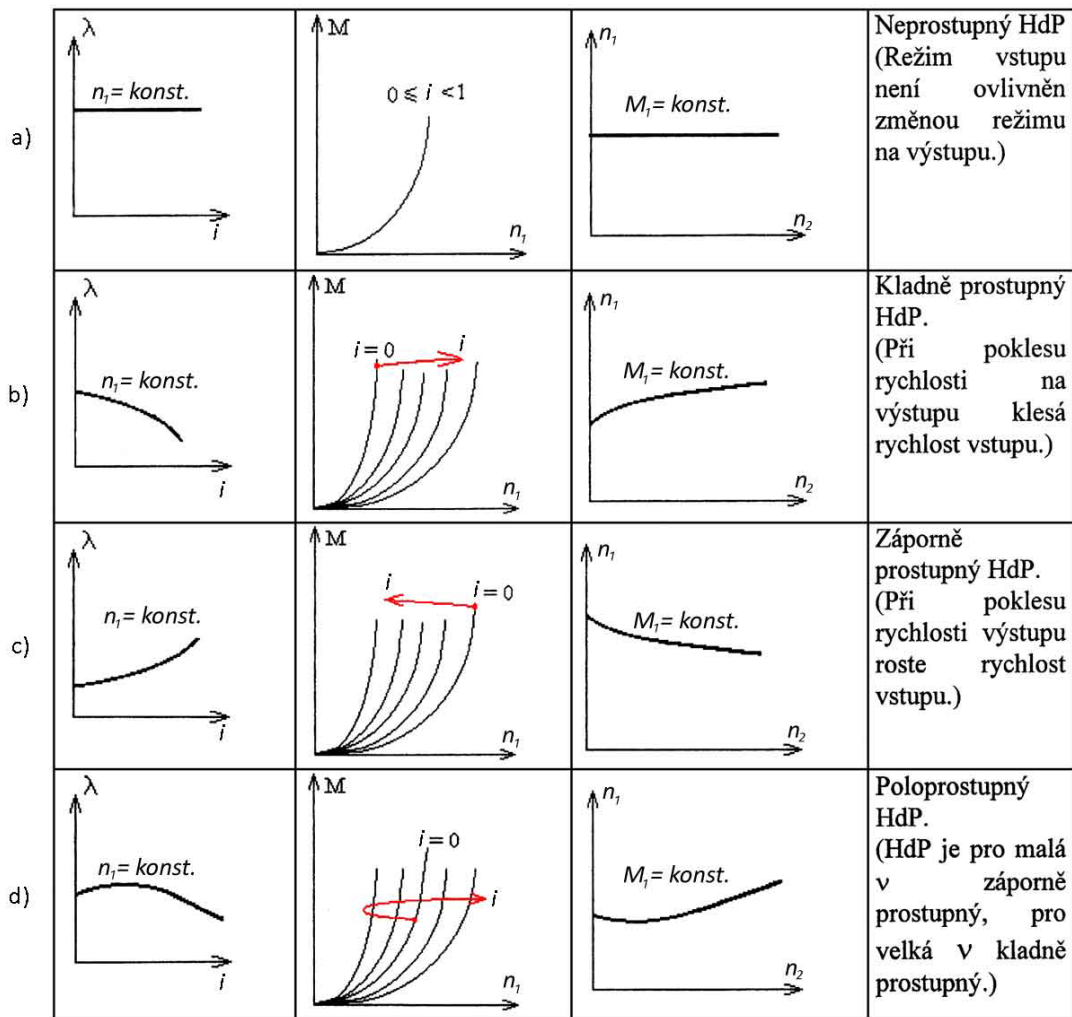
$$\left(\frac{\Delta n_1}{\Delta n_2}\right)_{M_1=\text{konst.}} \text{ nebo } \left(\frac{dn_1}{dn_2}\right)_{M_1=\text{konst.}} \quad (9)$$

Mohou nastat následující tři případy:

$$\begin{aligned} \text{a) } \Phi' = \text{konst.} &\Rightarrow \frac{\Delta n_1}{\Delta n_2} = 0 \\ \text{b) } \Phi' < 0 &\Rightarrow \frac{\Delta n_1}{\Delta n_2} > 0 \\ \text{c) } \Phi' > 0 &\Rightarrow \frac{\Delta n_1}{\Delta n_2} < 0 \end{aligned} \quad (10)$$

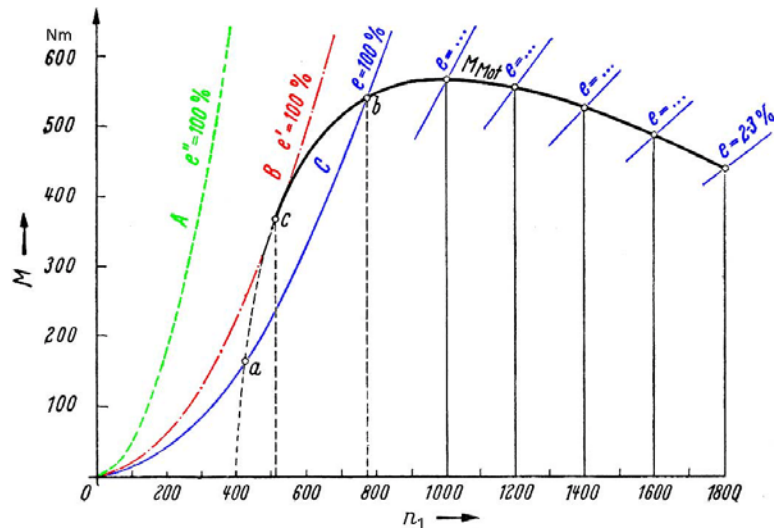
V případě a) říkáme, že hydrodynamický převod je neprostupný, to znamená, že otáčková změna na výstupu se na vstupu neprojeví. V případě b) říkáme, že hydrodynamický převod je kladně propustný, to znamená, že kladné změně otáček výstupu odpovídá kladná změna otáček vstupu. V případě c) říkáme, že hydrodynamický převod je záporně propustný, to znamená, že kladné změně otáček výstupu odpovídá záporná změna otáček vstupu. [5]

Klasické Hd spojky z principu pracují jako kladně prostupné převody. Proto při zvyšování skluzu nastává relativně prudký nárůst momentu. Při konstrukci, lze modifikacemi dojít i ke stavu polopropustnému, kdy v oblasti velkých skluzů se spojka chová záporně prostupně, v ostatních případech kladně prostupně.



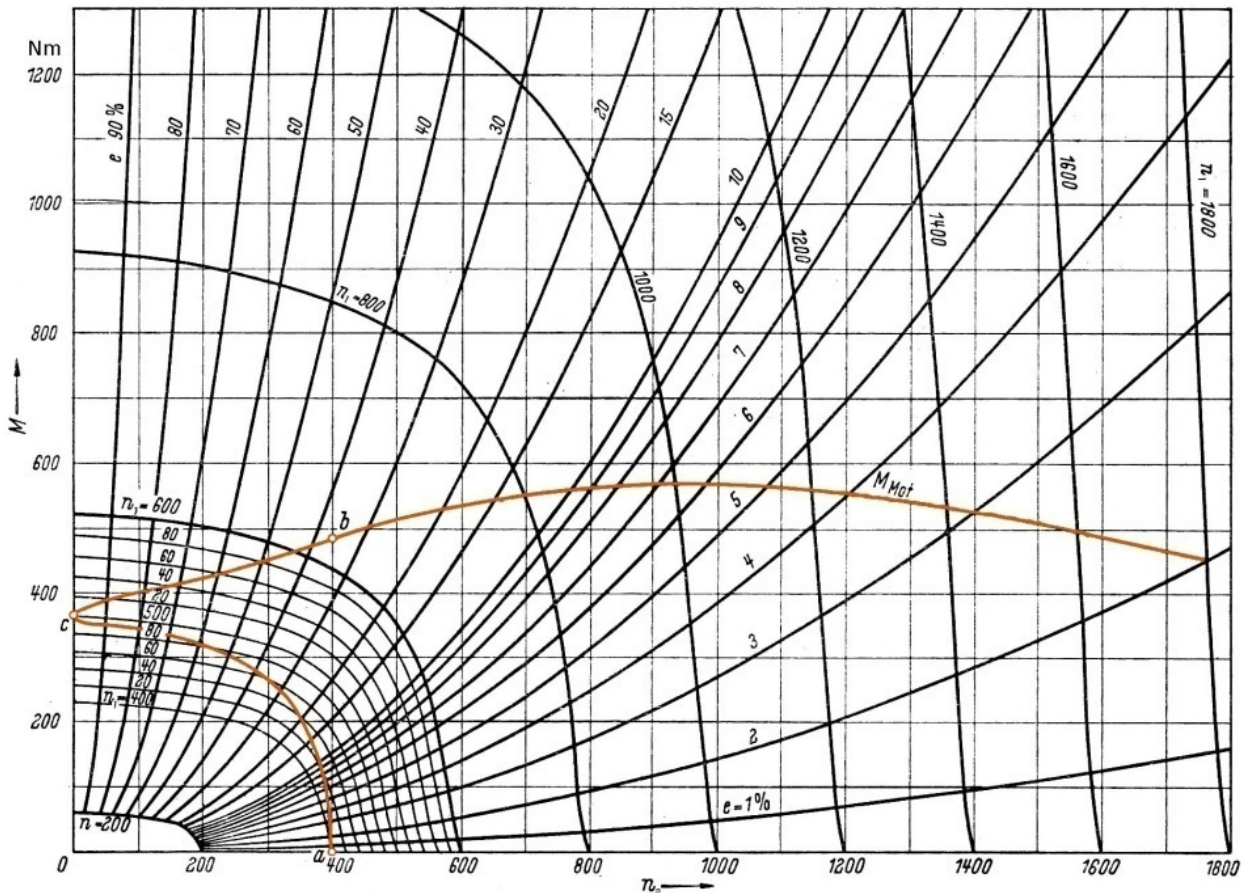
Obr. 9 Základní charakteristiky vybraných HdP [5]

Základním faktorem při návrhu je zajistit společný bod spojky a motoru, pokud je potřeba překonat určitý moment na výstupním hřídeli kvůli setrvačným silám. Motory jsou konstruovány jako vysokootáčkové, proto se musíme dostat na křivce motoru na dostatečnou hodnotu momentu pro překonání odporů. V nižších otáčkách je vhodné, aby motor mohl běžet naprázdno, jinak by došlo k jeho zastavení. Na obr. 10 obrázku je momentová křivka motoru, ke které vybíráme vhodnou spojku. Spojka A při 100% skluzu e'' neprotíná momentovou křivku motoru, motor nikdy nemůže dostat spojku do takových otáček, ve kterých je dostatečný moment na překonání zátěže turbínového kola. Tento případ nastane, pokud je zvolená spojka moc velká. Motor se po připojení (např. třecí spojkou) k Hd spojce zastaví, jelikož nemůže dodat potřebný moment. Jako další možnost se jeví spojka B, spojka už má společný bod, ale u tohoto řešení by při větším než navrhovaném zatížení došlo ke stejné situaci jako u spojky A. Volba spojky C nám zaručí, že při volnoběžných otáčkách spojka bude pracovat se 100% skluzem. Při zvýšení otáček na potřebný moment se skluz bude postupně snižovat až k hodnotě, kdy lze ještě využít dynamickou energii kapaliny, což bude při maximálních otáčkách a skluzu 2 až 3%. Kdybychom zvolili ještě menší spojku, docházelo by vlivem velkých skluzů v širším použitelném rozsahu otáček ke zbytečným ztrátám a provoz by nebyl hospodárný.



Obr. 10 Křivka krouticích momentů určitého motoru, která vyjadřuje závislost krouticího momentu na M_{Mot} na počtu otáček n_1 . Paraboly A, B, C jsou křivky krouticích momentů tří rozdílných hydrodynamických spojek při provozu v pevném bodě se skluzem 100%. [2]

Pro každou spojku se dá vyjádřit celková závislost vstupních a výstupních otáček a také momentu. Z tohoto diagramu se dají jednoduše předpokládat provozní vlastnosti. V diagramu na obr. 11 je zakreslena momentová křivka určitého motoru (M_{Mot}). Bod c je pevný bod spojky při spolupráci s tímto motorem. Křivky $a-c$ a $c-b$ leží v oblasti stejných výstupních otáček, proto se jedná o oblast nestabilní, ve které čerpadlové kolo může nabývat dvou různých otáček při konstantních otáčkách turbínového kola. Jaké otáčky budou na turbínovém kole, záleží na jeho zatížení. Za předpokladu rozjedu stroje při zatížení, je při nastartování motoru skluz ve spojce 100%, při zvyšování otáček se bude zvyšovat i moment a zároveň snižovat skluz. V diagramu se začneme pohybovat až od bodu c po křivce směrem k bodu b . Po křivce $a-c$ se budeme pohybovat, ve speciálních případech, kdy při volnoběhu dojde ke snížení přenášeného momentu a s tím i k snížení skluzu – dojde k odlehčení výstupní hřídele. V případě, kdy je například spojka nainstalovaná v autě, může dojít k výměně funkcí turbínového a čerpadlového kola, například při tzv. brzdění motorem. Platí zde stejné zákonitosti jako při normálním provozu, jedinou změnou je reciproká účinnost, má-li spojka stejné čerpadlové i turbínové kolo.



Obr. 11 Zobrazení celého pole určité Hd spojky. [2]

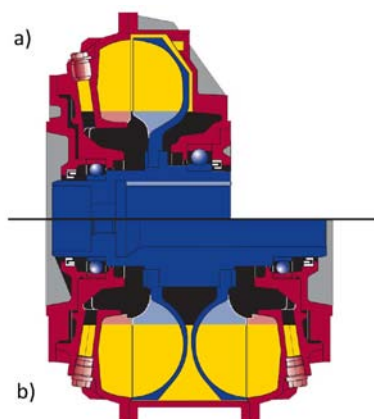
2.4 Možnosti zlepšení spolupráce spojky a motoru

Z hlediska provozu spojky je vhodné, aby měla v co nejširším rozsahu otáček co největší účinnost, tomu odpovídají malé skluzy. Tento stav lze docílit volbou velké spojky, ale zde může nastat problém s rozběhem stroje, pokud motor nemůže běžet naprázdno nebo nemá dostatečný moment na překonání odporů. Někdy je zapotřebí, aby při chodu naprázdno nebyl přenášen žádný moment nebo jen velice malý moment pro ekonomický chod motoru. Pro provozní otáčky se snažíme dosáhnout co nejvyšší účinnosti, také se snažíme, aby stroj po startu naběhl co nejrychleji na požadované provozní otáčky, nebo aby spuštění bylo plynulé.

Při návrhu spojky můžeme uvažovat v zásadě dva způsoby návrhu. První je zřejmý, zvolit velkou spojku a určitými v zásadě jednoduchými úpravami zlepšit její provozní vlastnosti na požadovanou hodnotu. V zásadě se v oblasti vyšších skluzů snižuje tuhost spojky. Při tomto návrhu musíme počítat, že je účinnost přímo závislá na skluzu a bude maximálně 97 až 98%, nikdy nepřeneseme celý výkon. Další možností je využít Hd spojku pouze na rozběh zařízení, kdy bude pracovat v pásmech s větším skluzem. Bude se více zahřívat, ale na druhou stranu bude menší. Zásadní věcí je, že při dosažení potřebných otáček dojde k přemostění spojky. V provozu se tedy účinnost nebude řídit pouze Hd účinkem kapaliny, ale bude možno dosáhnout i 100% účinnosti a zamezit tím ztrátám. K přemostění se využívá třecí spojka, tímto řešením se však spojka stává složitější, komplikovanější na výrobu a tím i dražší.

Pro chod spojky je nutný hydrodynamický přenos krouticího momentu, ten je obecně ve spojkách uskutečněn turbínovým a čerpadlovým kolem. Prostor vymezený těmito koly nazýváme pracovní torus. Pokud při návrhu spojky potřebujeme-li ušetřit místo a váhu, je

velice dobré zvolit dva pracovní torusy na obr. 12. Spojka je schopna pak přenést dvojnásobný výkon. Při této konstrukci za předpokladu rovnoměrného plnění se díky uspořádání vyruší axiální síly na výstupní hřídel.



Obr. 12 Srovnání standardní Hd spojka a spojky pro vyšší výkon [3]
a) standardní Hd spojka Voith T
b) Hd spojka pro větší výkon Voith DT

2.5 Možnosti zmenšení tuhosti hydrodynamické spojky při velkých skluzech

Tuhost spojky lze zmenšit několika způsoby. Kvůli lepšímu rozdělení je vhodné vytvořit dvě skupiny konstrukčních řešení. První skupinou mohou být řešení, které zaručí požadované vlastnosti, ale nelze během provozu nijak měnit nastavení. Druhou skupinou jsou spojky s možností měnit nastavení, jsou to tzv. spojky s aktivním řízením (viz. kapitola 2.6.).

U těchto řešení je kladen důraz na spuštění stroje, ve jmenovitých provozních podmínkách je účinnost závislá na Hd účinku kapaliny a z toho vycházející nejvyšší účinnosti 97 až 98%.

2.5.1 Zaplnění pracovní komory

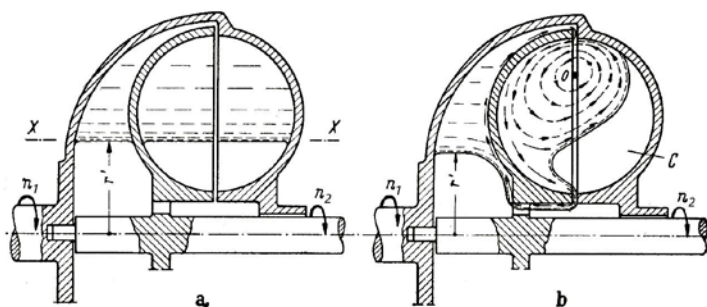
Nejjednodušší možnost snížení tuhosti dané spojky spočívá v neúplném naplnění pracovní komory médiem. I v případě spojky typu Sinclair v nejjednodušším provedení se dá využít tohoto řešení. Z hlediska provozu to nemusí být úplně vhodné, protože se sníží účinnost přenosu výkonu a s tím se zhorší ekonomika provozu. V praxi se při zapojení jedné spojky k různým strojům používá právě tento jednoduchý způsob, kdy se pokusem zjistí přiměřené plnění pro vhodný pracovní bod spojky. Toto jednoduché řešení lze také využít například při modifikaci spojky pro rozjezd zařízení, kdy v provozu dojde k tzv. přemostění spojky. Snížením přeneseného momentu a s tím i hospodárnosti provozu se dá jednoduše předpokládat závada spojky v podobě netěsnosti a zároveň únikem média.

Pro vyjádření množství kapaliny obsažené ve spojce poslouží stupeň plnění Φ , který je definován vztahem (11).

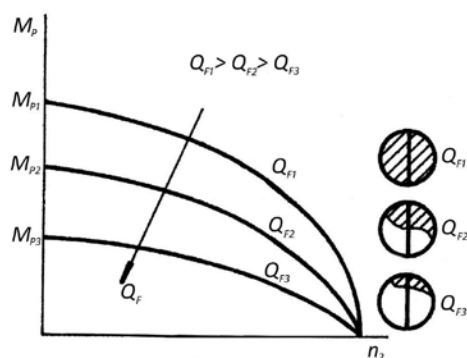
$$\Phi = \frac{Q_F}{Q_{F \max}} \quad (11)$$

kde Q_F množství kapaliny ve spojce skutečně obsažené

$Q_{F \max}$... maximální množství kapaliny, kterým je možno spojku naplnit



Obr. 13 Hd spojka z části naplněná (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. [2]

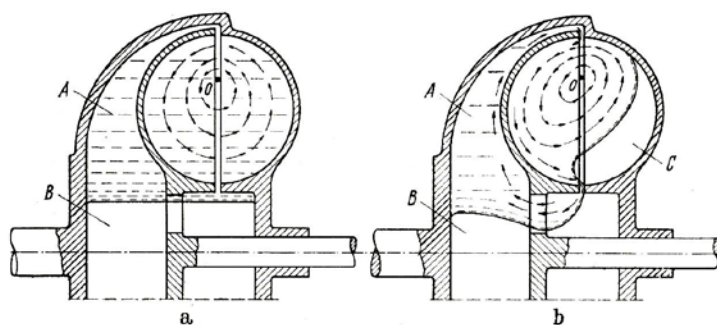


Obr. 14 Vliv množství náplně [1]

Z obrázku 13 je zřejmá deformace vnitřní hladiny, jakmile dochází ke skluzu mezi oběma oběžnými koly, a jakým způsobem se hladina mění ve vlastním vnitřním pracovním oběhu. [2] Deformace hladiny je závislá na skluzu, odstředivá síla působící na kapalinu v kanálech oběžných kol musí být přirozeně větší v kole čerpadlovém. Z toho vyplývá prázdný prostor C v obr. 13 a hladina uvnitř čerpadlového kola. Další patrný poznatek je, že čím je v daném okamžiku větší efektivní stupeň plnění $\Phi_{Tor,eff}$, tím musí být i větší průtok oběžnými kanály. Při větším průtoku oběžnými kanály je přirozeně i vyšší tuhost spojky, jak je znázorněno na obr. 14.

2.5.2 Systém se zásobníkem

U tohoto systému se využívá komory mezi skříní mezi turbínovým kolem a částí pláště spojky připojené ke vstupnímu hřídeli jako zásobníku kapaliny (na obr. 13 jako prostory A, B). Zásobník obsahuje dostatečné množství pracovní kapaliny, pro běh zařízení v pásmu malých skluzů. Komora má zároveň i dostatek volného prostoru pro pracovní kapalinu, která není potřeba při velkých skluzech. Pokud spojka pracuje s většími skluzy, kapalina je vytlačována do zásobníku. Při postupném snižování skluzů se zvyšuje rychlost otáčení, se kterou se zvětšují i odstředivé síly. Tlak vyvolávající vypuzení kapaliny je nižší než odstředivé síly a proto dochází k postupnému zaplnění pracovní komory médiem. Na obr. 15 je zobrazena spojka se stupněm plnění $\Phi=0,9$, z obrázku jde vidět změna plnění pracovního torusu, kdy se snižuje efektivní stupeň plnění v závislosti na skluzu.



Obr. 15 Hd spojka se zásobníkem [2]

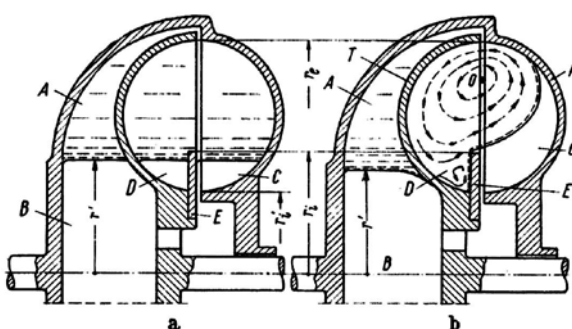
- a) provoz spojky při malém až nulovém skluzu; $\Phi=0,9$; $\Phi_{Tor.eff}=1$
 b) provoz s velkým skluzem; $\Phi=0,9$; $\Phi_{Tor.eff}=0,8$

Za určitých podmínek je možné prostor C čerpadlové poloviny pracovního torusu zcela vyprázdnit, znamenalo by to dosažení značně negativní tuhosti zvláště v pevném bodě spojky. Spojka by pak nemohla přenášet žádný krouticí moment a zařízení by se nemohlo spustit bez nějaké vnější pomoci v podobě otáček výstupního hřídele.

Zásobník musí mít také vhodnou konstrukci, aby při velkých skluzech nebyla příliš velká odstředivá síla působící na kapalinu. Při špatné konstrukci by spojka snižovala dostatečně tuhost a zásobník by byl zbytečný.

2.5.3 Systém s odrazovou deskou

Pro změnu efektivního plnění torusu se v tomto případě využívá odrazová deska. Jedná se o mezikruhový kotouč upevněný v mezeře mezi oběžnými koly. Může být umístěn na turbíně i na čerpadle. Vložení desky do pracovního prostoru vyvolá změnu v proudění kapaliny, kapalina se vtlačuje do dutiny turbíny a v čerpadlovém kole vzniká dutina C. Čím je větší vnější poloměr desky a zvětšuje se i prázdné místo C, tím se snižuje efektivní stupeň plnění. V zásadě je to konstrukčně velice výhodný postup snížení tuhosti, jelikož se pro stejnou spojku konstrukčně jednoduchou změnou desky se dá dosáhnout požadovaných vlastností pro různé podmínky při minimálních nákladech.



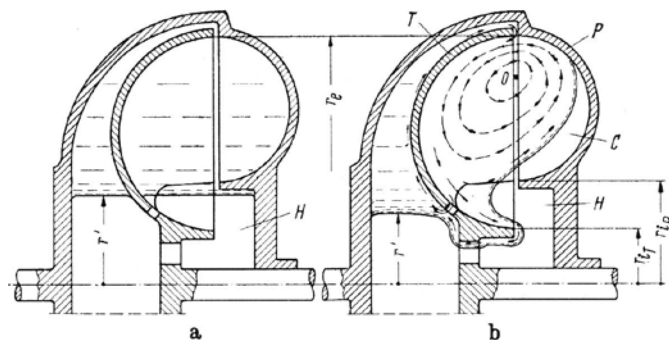
Obr. 16 Hd spojka s odrazovou deskou

- a) při provozu s malým až nulovým skluzem ($\eta=1$)
 b) při provozu s velkým skluzem ($\eta<1$), prázdný prostor C se zvětšuje, prostor D se naplňuje [2]

2.5.4 Rozdílné rozměry vnitřních průměrů čerpadla a turbíny

Toto řešení je ve své podstatě velmi podobné systému s odrazovou deskou. Místo odrazové desky E, jejímž úkolem bylo zvětšit efektivní průměr turbíny r_i , se v tomto případě dosahuje

stejného efektu zmenšením čerpadlového kola vůči turbínovému. Při návrhu spojky se však postupuje odlišným způsobem než při řešení s odrazovou deskou. Nejprve se navrhuje potřebná velikost čerpadlového kola a pro snížení tuhosti se dodatečně zmenší vnitřní průměr turbínového kola. Toto řešení a jiná z něj vycházející představují jednoduchou změnu v konstrukci, ale stále náklady na zásah do konstrukce nejsou tak malé jako u řešení s odrazovou deskou. Zůstává zde potřeba výroby celého turbínového kola. U systému odrazové desky je změna tuhosti méně nákladná, proto se velice rozšířila.



Obr. 17 Hd spojka s nestejně velkými poloměry turbínového a čerpadlového kola [2]
a) při provozu s malým až nulovým skluzem ($\eta=1$)
b) při provozu s velkým skluzem ($\eta<1$), prostor C se vyprazdňuje

2.5.5 Systém s velkým počtem lopatek

Dalším jednoduchým prostředkem snížení tuhosti je využít velký počet lopatek v turbínovém a čerpadlovém kole. Snažíme se tím dosáhnout nepravidelného pulzačního proudění s vyšší frekvencí a větším tvořením vírů v kapalinovém proudu 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 míjejí 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.* [2] Zapříčiní zmenšení oběhového množství kapaliny a tím i požadované snížení tuhosti.

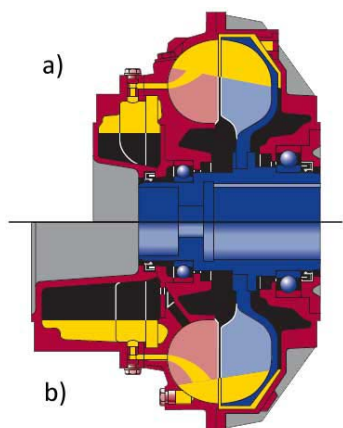
2.5.6 Systém se zpožďovací komorou

Ve vnějším plášti spojky, k němuž je připojeno i čerpadlové kolo je vytvořen zásobník. Zásobník je v nečinnosti spojky částečně zaplněn médiem a zbylé médium je v pracovním torusu. Při rozjezdu zařízení tedy není zcela zaplněn pracovní torus. Jakmile se spojka dostane do určitých otáček, odstředivou silou je médium ze zpožďovací komory vytlačováno do pracovního torusu, kde se zvyšuje efektivní plnění $\Phi_{Tor.eff}$. Zvyšuje se i účinnost a snižuje se skluz. Nastavení je provedeno pomocí seřizovacích šroubů ve výstupu z komory. Šrouby je možno nahradit regulačními prvky, jež se nastavují v závislosti na otáčkách spojky na obr. 19. Jedná se o efektivní řešení, kdy jednoduchým seřizováním se sníží tuhost spojky pro dostatečně hladký rozjezd. Svou konstrukcí je velice podobný systému se zásobníkem, ze kterého vychází.

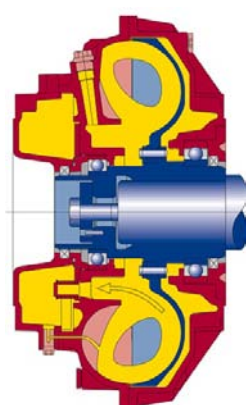
S tímto systémem je spjata i možnost zpětného Hd plnění zpožďovací komory. Systém využívá rozdílných vnitřních poloměrů čerpadlového a turbínového kola. Kdy část kapaliny je

při velkém skluzu vytlačována mimo čerpadlové kolo a vrací se do zpoždovací komory. S rostoucím počtem otáček se zvyšuje i plnění pracovního torusu spojky a postupně se dostaneme až do jmenovitých provozních podmínek. Tímto způsobem se zajistí ještě hladší start zařízení.

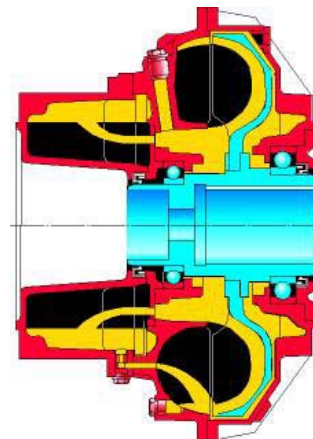
Spojky tohoto typu se vyrábí za účelem spojení se zařízeními s velkými setrvačnými hmotami např. dopravníky v přístavech, drtiče, centrifugy. Jako pohon lze použít běžný asynchronní motor, jehož výkon může být od jednotek kW až po stovky (i tisíce) kW.



Obr. 18 Hd spojka se zpoždovací komorou [3]
a) Voith TV
b) Voith TVV



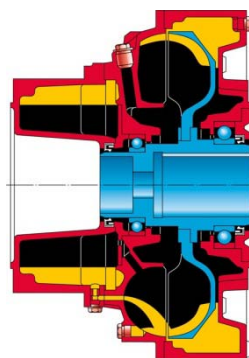
Obr. 19 Hd spojka se zpoždovací komorou doplněná o regulační ventily napuštění torusu (Voith TV...F...) [6]



Obr. 20 Hd spojka se zpoždovací komorou a hydrodynamickým pněním komory (Voith TV...Y...) [7]

2.5.7 Systém se zpoždovací komorou a vnější prstencovou komorou

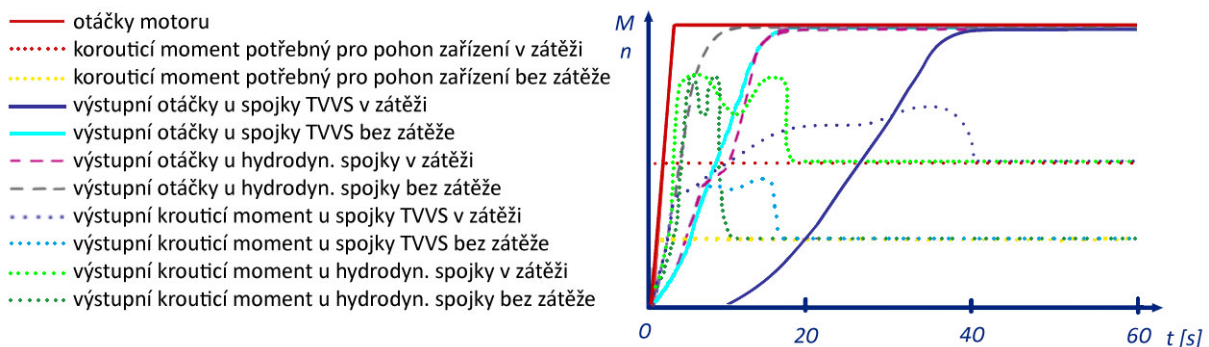
Úprava systému se zpoždovací komorou se snaží zajistit ještě plynulejší rozjezd zařízení. Přidáním vnější prstencové komory zajistí, že při rozběhu zařízení se část kapaliny přemístí do této komory a spojka v pracovním torusu má jen minimální množství kapaliny. Je možné navrhnout spojku tak, aby při rozjezdu měla pracovní torus prázdný, tím se zajistí prodleva mezi startem motoru a rozběhem celého stroje. Až při vyprazdňování zpoždovací komory se začne stroj pohybovat. Z této prodlevy a z postupného plnění vychází i plynulost rozběhu celého stroje.



Obr. 21 Hd spojka se zpoždovací komorou a vnější prstencovou komorou (Voith TVVS) [8]

Pokud je spojka v klidu, kapalina je ve spodní polovině spojky. Při rozjezdu je značná část vnějšího prstencového kola zaplněna kapalinou, která by jinak byla v pracovním torusu, a tuhost spojky je tedy nižší.

Spojka TVVS se využívá obecně pro zařízení s velkými setrvačnými hmotami. Zvláště vhodná je pro velké a těžké pásové dopravníky.

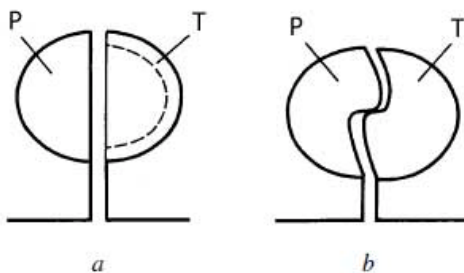


Obr. 22 Porovnání vlastností spojky Voith TVVS a běžné Hd spojky [8]

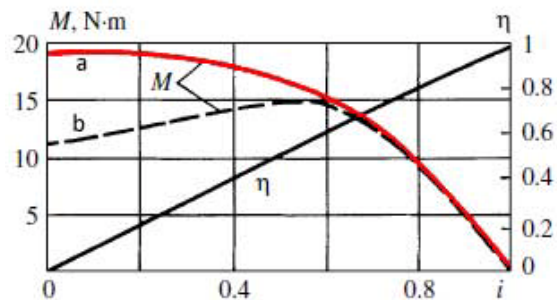
Z porovnání je patrné snížení momentového skoku a plynulost rozběhu tohoto řešení. Při snížení zatížení je momentový skok výrazně nižší.

2.5.8 Nekonečnický tvar kol pracovního torusu

Možností pro snížení krouticího momentu je také změna tvaru respektive profilu oběžných kol. Konstrukčně se tato úprava zdá být nenáročná, ale z technologického hlediska se výroba stane složitější. Porovnáme-li momentové charakteristiky konvenční spojky a spojky s nekonečnickými lopatkami, můžeme říci, že při malých skluzech je spojka srovnatelná s běžným typem. Při velkých skluzech dojde ke značnému snížení momentu, ten může být v pevném bodě až poloviční oproti běžnému řešení.



Obr. 23 Tvar lopatek oběžných kol [9]
a) konvenční
b) nekonečnický



Obr. 24 Charakteristika hydraulické spojky [9]
a) konvenční
b) nekonečnický

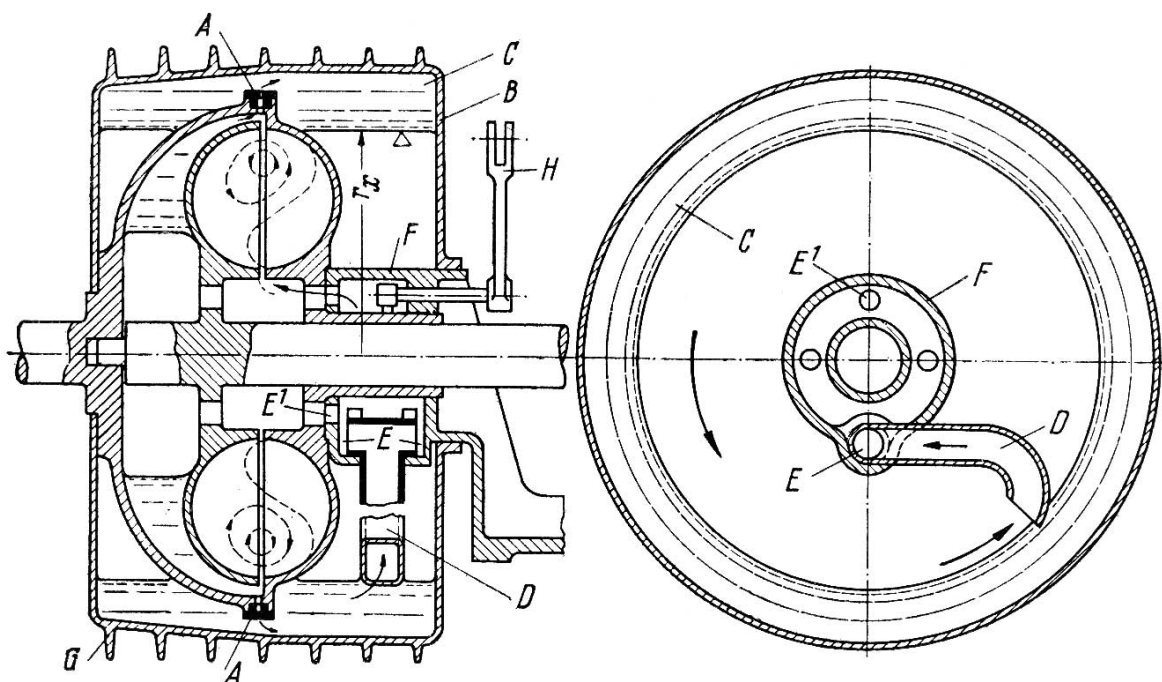
2.6 Možnosti aktivního řízení spojky

Systémy s možností aktivního řízení umožňují zásah do tuhosti spojky během provozu. Omezením je samozřejmě konstrukce, která může být dost flexibilní, ale stále skrývá jisté limitace. Největší obtíží je složitost konstrukce a s tím i rostoucí cena celého zařízení. Jedná se o výhodné řešení, pokud se mění provozní podmínky nebo jsou jiné požadavky na spojku např. chlazení.

2.6.1 Systémy regulace plnění hydrodynamické spojky

Základní systém aktivního řízení vymyslel již Föttinger. Záleží na vypouštění kapaliny ze spojky do vnějšího zásobníku a také na zpětném napouštění, tímto způsobem lze snadno dosáhnout potřebné tuhosti spojky za chodu zařízení. Föttingerův systém (na obr. 25) má vnější přídavnou skříň, ve které se tvoří prstencový zásobník C, do kterého proudí kapalina seřiditelnými dýzami A vlivem odstředivých sil. Zásobní nádoba je pevně spojena s čerpadlovým kolem a otáčí se tedy stejnými otáčkami. Tímto způsobem se vytváří kolem spojky kapalinový prstenec, kde je vnitřní hladina regulována čerpací trubkou D. Vnořením čerpací trubky do kapaliny ve vnější komoře, která má vůči trubce relativně velkou rychlost, dochází k čerpání kapaliny s následným napouštěním pracovního torusu spojky skrz kanály E¹. Čerpací trubka je uložena v pevném rámu a je možné ji naklánět ovládací pákou H.

Vnější okruh média spojky se dá výhodně použít pro chlazení 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. [2]



Obr. 25 Föttingerova spojka s vnějším prstencovým zásobníkem: [2]

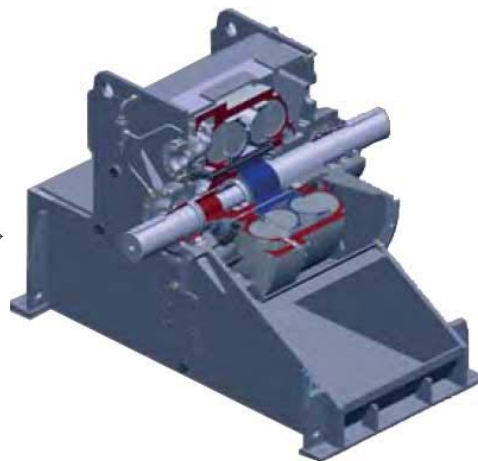
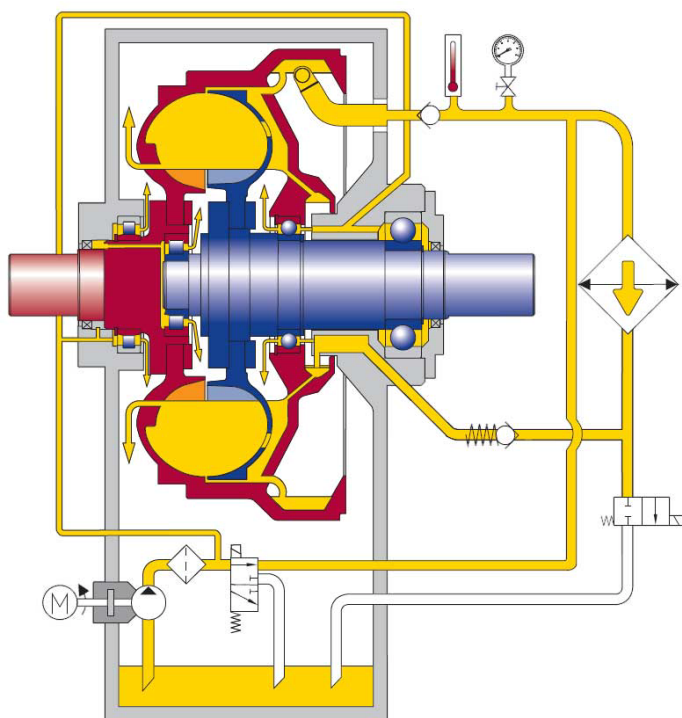
A – dýzy (regulované nebo stabilně nastavené) na obvodě skříně spojky; B – vnější přídavná skříň; C – prstenec kapaliny s volnou hladinou ve vzdálenosti r_x od osy otáčení; D – čerpací trubka, která v E je kloubově spojena s pevným nábojem F ve stojanu; E¹ – kanály zavádějící kapalinu do vnitřku spojky;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

Moderní aplikace aktivního řízení využívají vnější stacionární zásobník místo prstencového, který je v pohybu. Princip však zůstává zachován. Nevýhodou se může zdát další motor, který je zapotřebí pro pohon čerpadla oběhu kapaliny. Tento systém skrývá i velké výhody v podobě možnosti připojení výkonného chladiče, dále také v možnosti přímého mazání ložisek pracovním olejem a v neposlední řadě i možnosti snadného zapojení senzorů pro systémy automatizace.

Regulace může být tak přesná, že pro rozběh zařízení využijeme maximálně výkon motoru a zkrátíme čas rozběhu stroje. Nebo můžeme využít pravý opak a minimálním napouštěním

pracovního torusu můžeme spustit stroj naprosto plynule. Jedinou limitací nám je rychlost napouštění pracovního torusu, tedy výkon přídatného motoru, který čerpá olej.

Možnosti využití jsou u velkých dopravníků, drtičů, také při výrobě drátů, dále u ventilátorů a centrifug, drtičů, štěpkačů, řezaček...

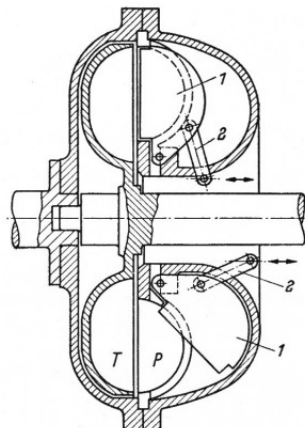
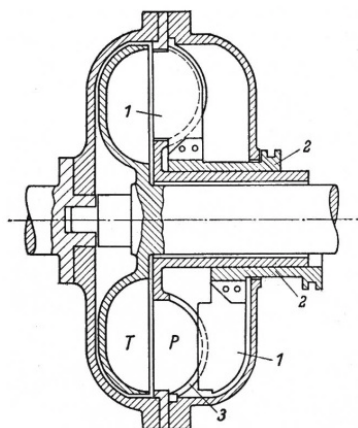


Obr. 27 Řez spojkou Voith (D)TPKL [10]

Obr. 26 Schéma Hd spojky s aktivním řízením Voith TPCL [10]

2.6.2 Systém se zasouvatelnými lopatkami

Tento systém provádí změnu tuhosti díky změně v geometrii pracovního torusu. V 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. [2]

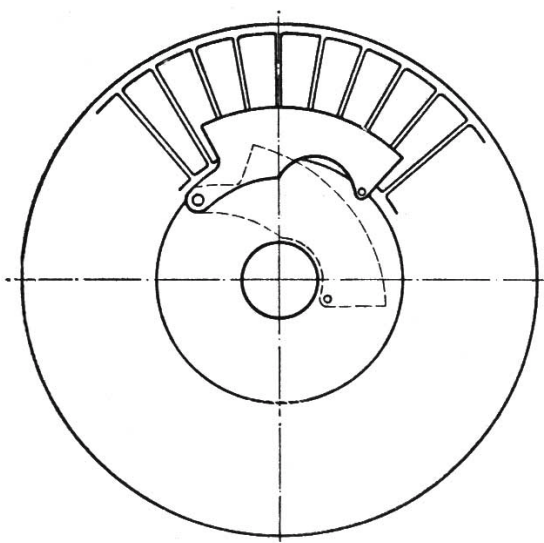


Obr. 28 Hd spojka s vysouvatelnými lopatkami [2] Obr. 29 Hd spojka s vyklápěcími lopatkami [2]

První řešení na obr. 28 má lopatky 1 upevněny radiálně na pouzdru 2. Náboj se posouvá v axiálním směru, aby zapadl do drážek 3 v čerpadlovém kole *P*. Druhé řešení na obr. 29 má lopatky 1 otočné kolem čepů, ovládají se přímo pomocí vnější objímky, ke které jsou připojena táhla 2. Na obrázcích jsou naznačeny krajní polohy lopatek.

2.6.3 Systém se škracením clonou Iris

Cílem systému je do pracovního torusu kontrolovaně vkládat clonu ve své podstatě odrazovou desku. Clony může mít různé tvary a nemusí být po celém pracovním torusu, jde hlavně o narušení proudu kapaliny. Mění se zde průtočná plocha a s ní i proud kapaliny, z něhož vyplývá snížení tuhosti spojky.

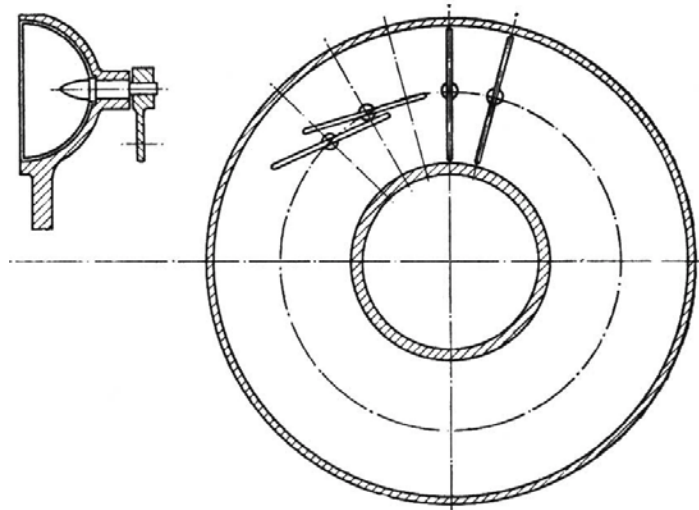


Obr. 30 Hd spojka s regulační clonou Iris [2]

2.6.4 Systém s natáčivými lopatkami

Poslední aktivně řízený systém umožňuje při stálém plnění snížit tuhost. Lopatky nejběžněji čerpadlového kola, jsou v pracovním torusu soustředně uloženy na čepech. Lopatky je možné natočit v určitých mezích okolo čepu.

Lopatky v normální pracovní poloze, tj. stojí-li radiálně vzhledem k oběžnému kolu, mohou přenášet výkon, protože vytvářejí normálové kanály, takže kapalina může nerušeně cirkulovat. Budou-li se však lopatky pootáčet, bude se měnit stále více tvar kanálů, a tím se bude stále více zmenšovat přenos krouticích momentů; nastane stav, při němž lopatky na obou stranách přilehnou jedna k druhé a vytvoří jakýsi zvrstvený prstenec v torusu, znemožňující jakoukoliv cirkulaci, a tedy nepřipouštějící vůbec přenos krouticího momentu. [2]



Obr. 31 Hd spojka s natáčivými lopatkami [2]

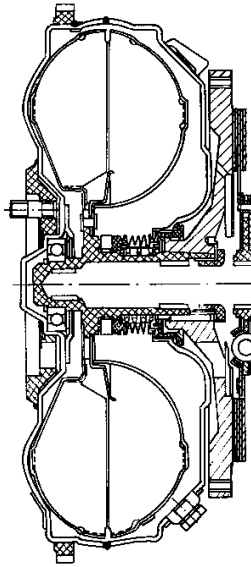
2.7 Možnosti přenosu celého výkonu bez ztrát

Dosud jsme se zabývali systémy, jež pro přenos výkonu využívají vždy jen dynamických účinků kapaliny. Pro přenos celého výkonu však nesmí docházet ke skluzu, ale ten je na druhou stranu nutný při Hd přenosu výkonu. Řešení se zdá být jednoduché, stačí při určitém relativně malém skluzu dosáhnout pevného spojení vstupní a výstupní hřídele. Toho lze dosáhnout třecí spojkou. Dosáhneme přemostění Hd spojky, srovnají se tím otáčky vstupního a výstupního hřídele. Jelikož se jedná o pevné spojení, spojka již není schopna tlumit nerovnoměrnosti provozu a tyto nežádoucí výkyvy jsou přenášeny do motoru. Problém u tohoto typu spojek je složitost konstrukce a z ní vyplývající i vyšší cena.

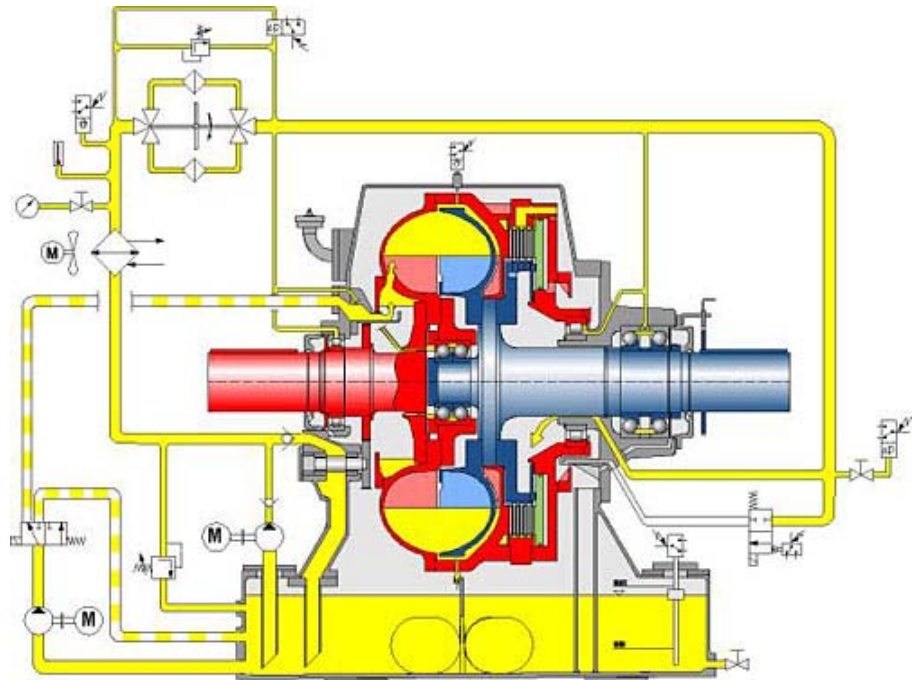
2.7.1 Systém s lamelovou třecí spojkou

Jedná se o klasický systém přemostění spojky. Při rozjezdu stroje se využívá Hd spojky a jejích vlastností. Při dosažení určitých otáček dojde k přemostění a přenosu celého výkonu.

Klasické provedení spočívá v zástavbě třecí spojky do pláště Hd spojky. Podle přenášeného výkonu se volí odpovídající počet lamel. Spojka může být volena suchá nebo mokrá. Pro spuštění třecí spojky se využívá různých regulátorů nejčastěji v závislosti na otáčkách, záleží také na jejím ovládní, jestli je mechanické nebo hydraulické.



Obr. 32 Hd spojka s přemost'ovací suchou lamelovou spojkou [11]

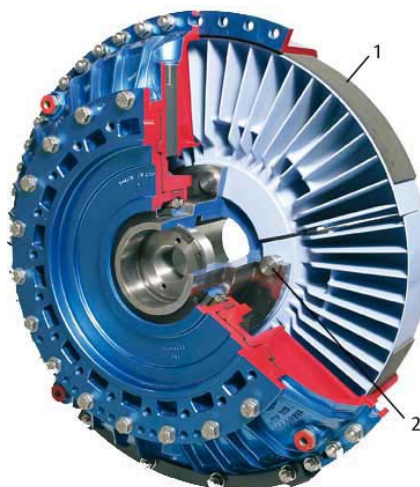


Obr. 33 Hd spojka s aktivním řízením a přemost'ovací mokrou spojkou [12]

Na obr. 32 je kompaktní řešení suché třecí spojky, která se dá využít v dopravních prostředcích. Zatímco na obr. 33 je spojka s aktivním řízením a mokrou spojkou firmy Voith typ TPL-SYN. Spojka se využívá pro přenos velkých výkonů, kdy se nepřipouští ztráty během provozu stroje. *Využití nalezne u drtičů a ventilátorů poháněné synchronními motory s výkonem v rozsahu 4 až 12 MW.* [12]

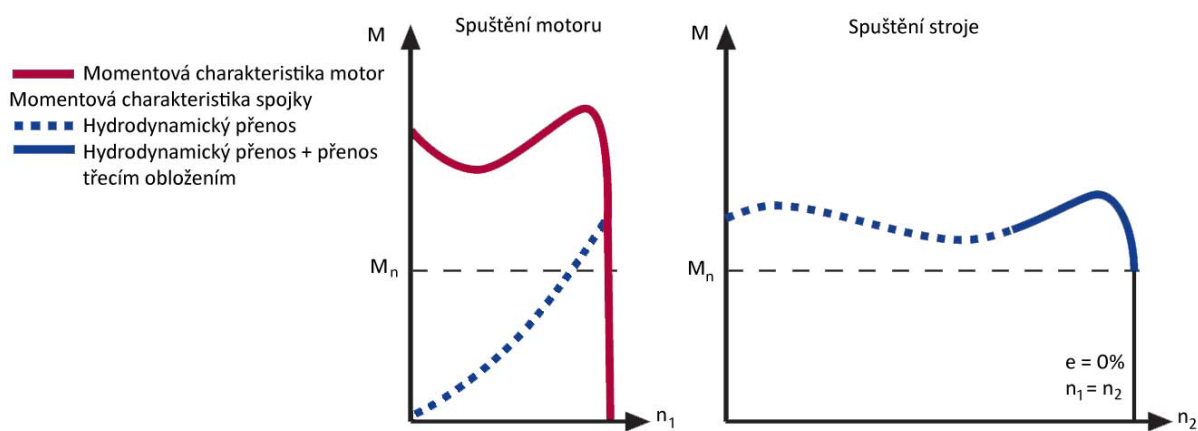
2.7.2 Systém Voith TurboSyn

V roce 2005 byla firmou Voith celosvětově patentována Hd spojka s automatickým přemostěním. Jedná se na poli Hd spojek o nejnovější originální řešení. Filozofie spojky je jednoznačná, pro stávající konstrukci spojky dosáhnout relativně jednoduchou úpravou přímého přenosu výkonu. Dosaženo toho bylo ve své podstatě využitím principu bubnové brzdy a pro její spouštění slouží odstředivá síla.



Obr. 34 Řez spojkou Voith TurboSyn [13]

Princip se zdá být jednoduchý, ale je to velice neotřelé a nenápadné řešení přenosu 100% výkonu. Na obr. 34 je řez touto spojkou, kde jsou vidět třecí segmenty *I* připevněné na částech turbínového kola, které je rozděleno na čtvrtiny. Samotné části turbínového kola jsou s výstupní hřídelí spojeny čepy 2, aby byla zajištěna možnost pohybu téměř v radiálním směru. Při rozběhu zařízení se spojka chová standardně jako každá Hd spojka. Teprve při dosažení určité rychlosti hlavně turbínového kola, se části tohoto kola pootočením kolem čepů posunou směrem k vnějšímu plášti. Posunutí a tlak, jež působí na turbínové kolo, vytvoří dostatečný tlak pro vytvoření kontaktu mezi třecími segmenty a pláštěm spojky. V tomto okamžiku, kdy by spojka měla pracovat se skluzem kolem 2%, se skluz začne snižovat a dochází postupně k přenosu celého výkonu. Snižováním skluzu zanikne Hd přenos výkonu, přenos výkonu je nyní zajištěn mechanickou cestou. Třecí segmenty udržuje v kontaktu odstředivá síla působící na samotné části turbínového kola, ale i vyvolání hydrostatického tlaku od odstředivé síly, který dále působí právě na části turbínového kola.

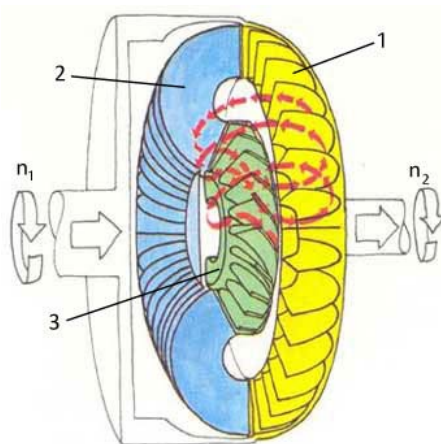


Obr. 35 Momentové charakteristiky spojky Voith TurboSyn [14]
 M – krouticí moment; M_N – nominální krouticí moment

3 Hydrodynamické měniče krouticího momentu

3.1 Popis konstrukce

Hydrodynamický měnič vychází konstrukčně z Hd spojky. Vznikl přidáním tzv. rozvaděče (reakčního elementu), který je většinou uložen na volnoběžce a nemusí být pouze jeden. Aby reakční člen mohl vykonávat svou funkci musí být spojen s rámem, na který přenáší krouticí moment. Spojení může být pevné, ale pro své vlastnosti je výhodnější uložení na volnoběžce. Ta dovolí přenos krouticího momentu pouze ve směru opačném, než je smysl otáčení turbínového kola.



Obr. 36 Schéma Hd měniče:
1 – čerpadlové kolo, 2 – turbínové kolo, 3 – rozvaděč [15]

3.2 Princip

Hd měnič stejně jako Hd spojka využívá pro přenos krouticího momentu dynamického účinku kapaliny. Pro změnu krouticího momentu se v proudu kapaliny v oběhu musí změnit parametry na vstupu např. do čerpadlového kola. Rozvaděč plní úlohu usměrňovače kapaliny. Kapalina vstupující do čerpadlového kola pak musí mít takový úhel na vstupu, aby se složka rychlosti v unášivém směru více lišila od unášivé rychlosti čerpadlového kola než u spojky s podobnými rozměry. Působení kapaliny na rozvaděč vyvolává moment, který je přenášen do rámu stroje. Ze statické rovnováhy lze určit výsledný moment. Ten musí být roven součtu ostatních momentů, ale musíme brát v potaz jejich směr. Pokud zanedbáme vnější odpory a odpory v uložení, můžeme výstupní moment M_2 vyjádřit:

$$M_2 = M_1 \pm M_R \quad (12)$$

kde M_R ... je reakční moment účinkující na rozvaděči a zachycený pevným rámem stroje
Znaménko u M_R se určí podle smyslu působení momentu, pokud působí v opačném smyslu výsledného momentu turbínového kola, bude znaménko kladné.

Základní vztahy pro určení vlastností Hd měniče vychází ze vztahů pro Hd spojku.

Základním vztahem je převodový poměr i (1).

Poměr vstupního a výstupního momentu označujeme μ , hovoříme o tzv. momentové násobnosti nebo poměrném momentu.

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} \quad (13)$$

Účinnost Hd měniče η .

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2}{M_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{M_2}{M_1} \cdot \frac{n_2}{n_1} = \mu \cdot i \quad (14)$$

Podle těchto vztahů lze vyvodit tři základní možnosti chování Hd měniče:

1. *Provozní stav $i=1$; $M_2=M_1$; $M_R=0$.*

Na rozvaděč nepůsobí akční moment, $\mu=1$. V tomto bodě se hydrodynamický měnič chová jako spojka.

2. *Provozní stav $i<1$; $M_2>M_1$; $M_R<0$.*

Na rozvaděč působí negativní akční moment, rozvaděč má snahu se roztočit v opačném smyslu, než se otáčí turbína; tomu je zabráněno pevným spojením s rámem stroje. Hydrodynamický měnič přenáší krouticí moment v poměru $\mu>1$.

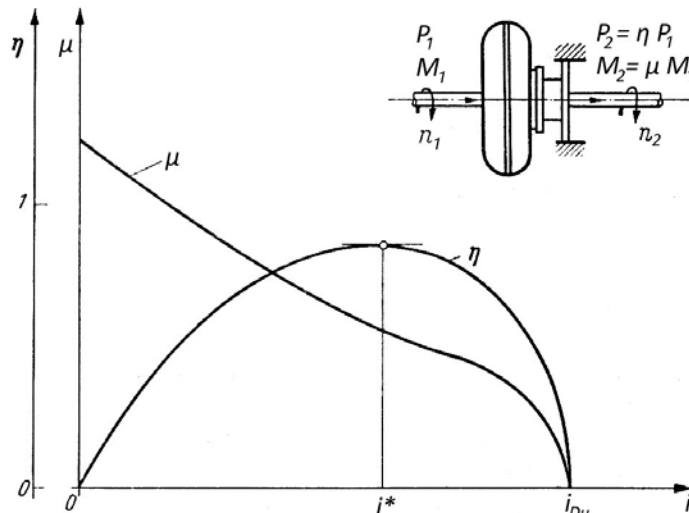
3. *Provozní stav $i>1$; $M_2<M_1$; $M_R>0$.*

Na rozvaděč působí pozitivní akční moment, rozvaděč má snahu otáčet se ve smyslu otáčení turbínového kola. Rotaci je zabráněno pevným spojením se základem stroje. Hydrodynamický měnič přenáší krouticí moment v poměru $\mu<1$. [2]

Zásadním parametrem při návrhu Hd měniče je tvar rozvaděče. Ten může být ve své podstatě libovolný, ale musíme vždy zohlednit provozní podmínky. Hd měnič má nejvyšší účinnost, pracuje-li s převodovým poměrem, při kterém může kapalina v pracovním torusu proudit s nejmenším odporem. Nejnižší odpor nastane, když se rychlostní trojúhelníky mezi jednotlivými členy měniče shodují. V tomto případě nedochází k velkým ztrátám vlivem vstupního rázu mezi členy. Měnič pracuje s tzv. jmenovitým poměrem i^* . Celý měnič se navrhuje právě pro jmenovitý poměr, kdy se účinnost měniče pohybuje kolem 85 až 90%. Při běžném provozu se využívá celého rozsahu měniče, ale účinnost je nižší, než ve jmenovitém bodě vlivem ztrát vstupním rázem mezi jednotlivými částmi měniče.

Hd spojka má účinnost prakticky shodnou s převodovým poměrem, ale u Hd měniče musíme zohlednit změnu krouticího momentu. V klasickém uspořádání (obr. 36) je reakční element umístěn před čerpadlovým kolem a zajišťuje konstantní parametry proudu jeho vstupu. Pokud budeme uvažovat zastavenou výstupní hřídel tedy turbínové kolo a budeme postupně zvyšovat otáčky čerpadlového kola až do určitých konstantních otáček, zjistíme, že moment přenášený na turbínové kolo se s rychlostí také zvětšuje. Je to způsobeno změnou hybnosti kapaliny. Při konstantních vstupních otáčkách získává rozvaděč od zastaveného turbínového kola proud kapaliny stále stejný, jelikož v tomto krajním případě turbínové kolo působí jako rozvaděč. Pokud turbínové odbrzdíme, efekt v turbínovém kole se přesune jen do rozvaděče a ten bude usměrňovat kapalinu stále do stejného směru na vstupu do čerpadlového kola. Při správném sklonu lopatek rozvaděče dostane kapalina směr, který vyhovuje poměrům na čerpadlovém kole a tím se změní moment na něm. Změna na čerpadlovém kole se převede i na kolo turbínové a změní se výstupní moment. Nejdůležitějším faktorem pro změnu převodového poměru je sklon lopatek rozvaděče.

Pokud bychom neuvažovali ztráty, výkon získaný z turbíny by byl stejný jako na jejím vstupu. Podle převodového poměru i by se patřičně změnil i moment. *Změna momentů je tím patrnější, čím více je hnáný hřídel přibrzdován, popř. čím menší je poměr otáček i ; maxima se teoreticky dosahuje, je-li turbína zastavena.* [2] Při zastavené turbíně je teoreticky změna momentů nekonečná, ale vlivem nízké účinnosti je změna při velmi nízkých otáčkách násobkem vstupního momentu.



Obr. 37 Křivky momentové násobnosti a účinnosti Hd měniče v závislosti na změně poměru otáček: [2]
Měřeno při konstantních otáčkách motoru (čerpadlového kola);
 i^* - jmenovitý poměr; i_{Du} – poměr průběžných otáček turbínového kola

Změnou konstrukce například v podobě uspořádání součástí, lze měnit i momentovou násobnost a průběh účinnosti.

3.3 Možnosti zlepšení provozních vlastností hydrodynamického měniče

Hd měnič má velkou nevýhodu v průběhu krouticího momentu, respektive momentu s ohledem na účinnost. Proto bylo vytvořeno několik úprav konstrukce pro vylepšení jeho vlastností.

3.3.1 Systém s rozvaděčem na volnoběžce (Trilok)

Pokud srovnáme průběh účinnosti Hd měniče a spojky v závislosti na poměru otáček, vyloučí se nám, že průběh účinnosti měniče je lepší než spojky po jmenovitý poměr měniče. Za jmenovitým poměrem účinnost měniče z 85 až 90% klesá, zatímco spojka se teprve blíží ke své maximální účinnosti, která může být až 97%. Snahou konstruktérů bylo spojit tyto dva průběhy do jednoho. Docílilo se toho použitím volnoběžky tzv. Trilok. Hd měnič pak pracuje v oblasti s nižším poměrem otáček jako běžný měnič, ale v oblasti s vyšším poměrem jako Hd spojka. Někdy se můžeme setkat i s označením komplexní Hd měnič.

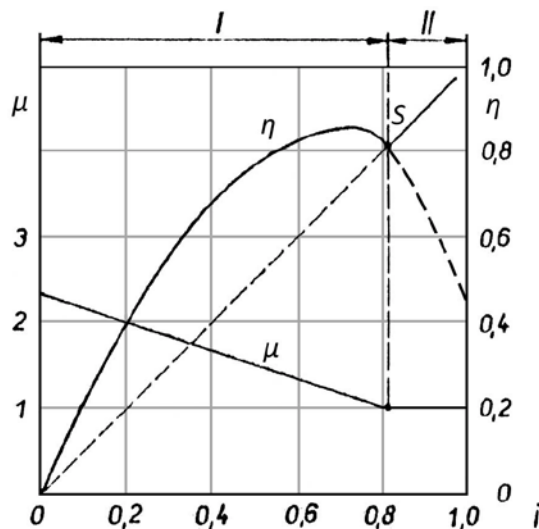
U běžného měniče jsou tři provozní stavy, v tomto případě však přibývá ještě čtvrtý:

4. Provozní stav $i > 1$; $M_1 = M_2$; $M_R = 0$

Rozvaděč je uložen na volnoběžce podle systému Trilok. Na rozvaděč působí kladný akční moment, který jej uvádí do rotace ve stejném smyslu, jakým se otáčí turbínové

kolo. Rozvaděč s turbínou se pak otáčejí společně přibližně se stejným počtem otáček. Hydrodynamický měnič pracuje jako spojka, kroucí moment se přenáší v poměru $\mu=1$. [2]

Tento systém je velice výhodné řešení, při návrhu měniče se však musí vhodně navrhnout jmenovitý poměr měniče, aby křivka účinnosti měniče byla co nejvýše nad účinností spojky. U tohoto systému je nesmyslné volit jmenovitý převodový poměr větší než 1, protože by účinnost nikdy nebyla vyšší než účinnost obdobné Hd spojky.



Obr. 38 Charakteristika Hd měniče s rozvaděčem na volnoběžce (Trilok): [16]
 I – provozní pásmo Hd měniče; II – provozní pásmo Hd spojky
 S – bod, ve kterém dojde k roztočení reaktoru

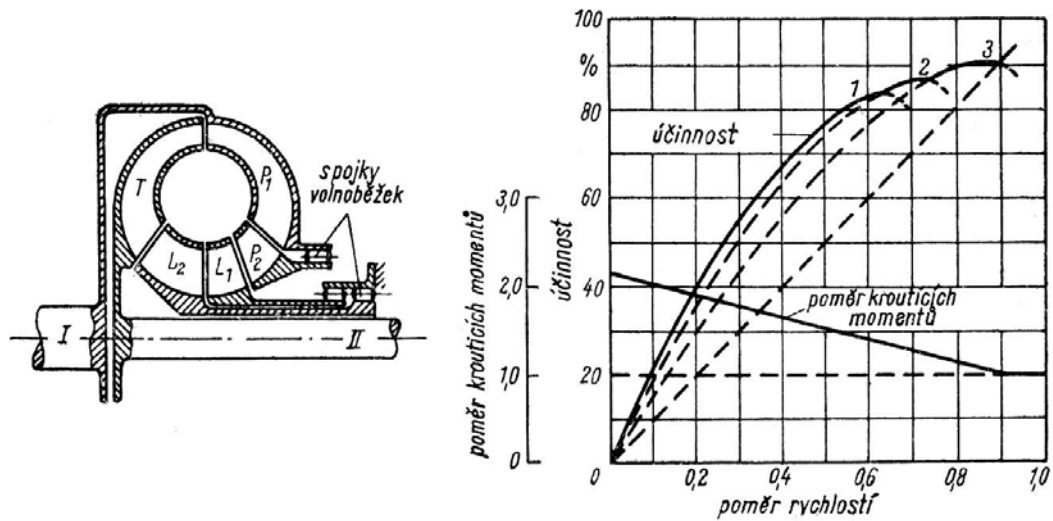
3.3.2 Systém s více elementy pracovního torusu

Největší ztráty v Hd měniči vznikají vlivem hydraulického rázu mezi jednotlivými elementy měniče, tento stav nastane, pokud si rychlostní trojúhelníky na vstupech do jednotlivých elementů neodpovídají. Při práci měniče jsou tyto ztráty nejmenší ve jmenovitém bodě, kdy si úhly lopatek jednotlivých oběžných kol nejvíce odpovídají. Ve zbytku provozního rozsahu jsou ztráty mnohem větší. *Kdyby bylo možné vstupní úhel lopatek přizpůsobovat stále automaticky proměnným provozním poměrům tím způsobem, že při každém poměru počtu otáček by byly odpovídající rychlostní trojúhelníky vždy uzavřené (bez volné tangenciální složky), přestupovala by kapalina ustavičně z jednoho oběžného kola do druhého bez rázu a ztráty tím podmíněné by byly odstraněny. [2]*

Ztráty vyvolané rázem jsou vždy kvadrátem příslušné změny tangenciální složky rychlosti mezi jednotlivými elementy. Jelikož se jedná o kvadratickou závislost, způsobí náhlá změna rychlosti velkou ztrátu. Snížení této ztráty lze dosáhnout postupným zmenšením tangenciální složky rychlosti, v konstrukci to znamená zavedení více členů do pracovního torusu. *Teoreticky by se pro nekonečný počet elementů musela snížit rázová ztráta na nulu. [2]* Další členy se vytváří rozdělením základních tří členů na více, ty jsou buď osazeny na volnoběžce, která dovoluje pohyb pouze v jednom směru, nebo spřaženy s příslušnou částí měniče mechanickým převodem. *Navržené systémy se nejčastěji omezují na zařazení jednoho, nejvýše dvou obíhajících kol mezi původní oběžná kola měniče. [2]*

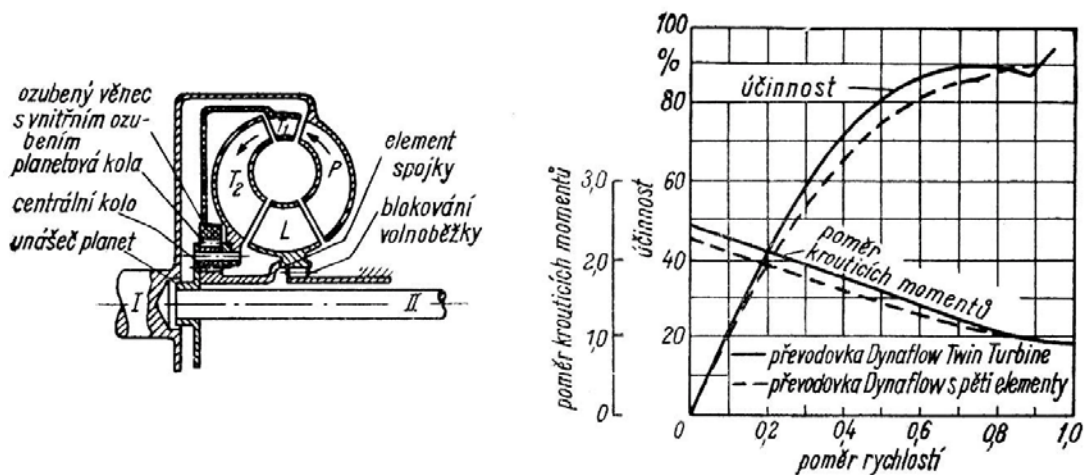
V praxi toto řešení využil koncern General Motors u své převodovky Dynaflo z roku 1948. Hd měnič v ní obsažený měl rozdělený rozvaděč a čerpadlové kolo na dva elementy,

kteře byly vůči sobě uloženy na volnoběžce. Při určitých otáčkách se členy na volnoběžkách roztočí a nemají poté negativní vliv na účinnost. Rázy se sníží díky pozvolné změně rychlosti.



Obr. 39 Hydrodynamický měnič převodovky Dynaflo s pěti elementy: [2]
 1, 2, 3 jsou průběhy účinností při jednotlivých převodových stupních;
 P₁, P₂ - primární a sekundární čerpadlové kolo; T - turbínové kolo;
 L₁, L₂ - primární a sekundární rozvaděč

V roce 1953 došlo k představení nové verze, byla jí převodovka Dynaflo Twin Turbine. Měnič v tomto případě, jak z názvu vyplývá, obsahoval dvě turbínové kola. Zbytek Hd měniče měl klasické uspořádání. Části turbínových kol byly spojeny mechanickým převodem s určitým poměrem, který zajistil patřičně pozvolnou změnu rychlosti.

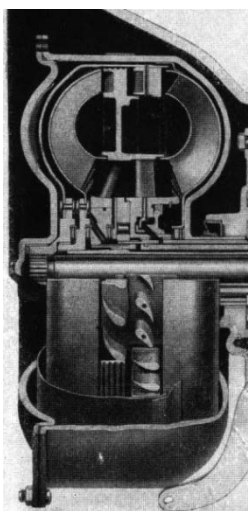


Obr. 40 Hd měnič Dynaflo Twin Turbine: [2]
 P - čerpadlové kolo; T₁, T₂ - turbínové kolo (T₁ s větším počtem otáček); L - rozvaděč

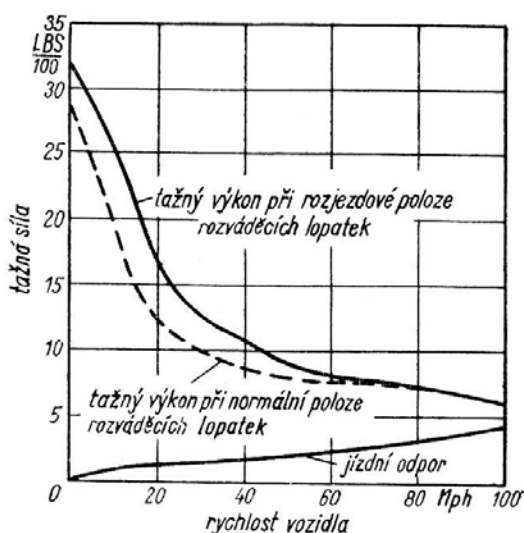
3.3.3 Systém s natáčivými lopatkami

Systém s natáčivými lopatkami se snaží eliminovat ztráty přímou změnou geometrie. Lopatky se natáčejí ve směru proudu, aby co nejvíce vyhovovaly směru proudění. Problém v tomto případě nastává v konstrukci, ta se stává velmi složitou. Každá lopatka je uložena na otočném čepu a všechny lopatky musí mít vždy shodný úhel natočení.

Konstruktéři firmy Chevrolet použili tento systém v převodovce Turboglide. Měnič je zde tvořen pěti elementy, jsou jimi tři turbínová kola, čerpadlové kolo a rozvaděč s natáčivými lopatkami. Největší ztráty na rozvaděči se eliminují natáčením jeho lopatek. *Lopatky se nastavují do žádoucí polohy axiálním posouváním centrálního pístu. Lopatky se u této konstrukce však nenatáčejí kontinuálně se změnou provozních poměrů, nýbrž přestavují se pouze do extrémních poloh, při nichž střední nastavený úhel je optimální jednou pro provoz v pevném bodě, podruhé pro provoz normální. V pevném bodě se pak dosahuje značného navýšení momentu.* [2]



Obr. 41 Hd měnič s natáčecím rozvaděčem převodovky Turboglide koncernu General Motors (1957) [2]

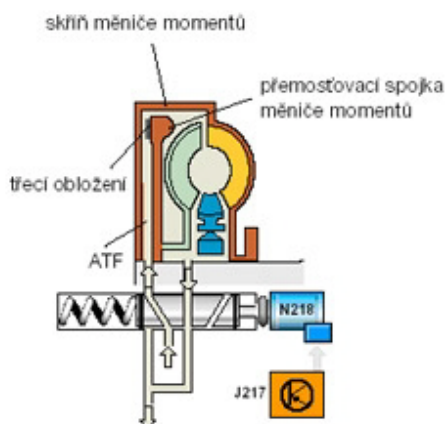


Obr. 42 Momentové křivky převodovky Turboglide [2]

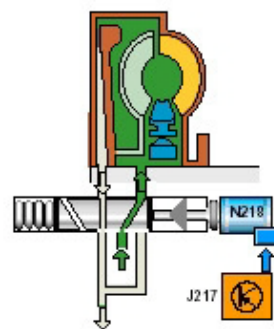
3.3.4 Systém s přemostovací spojkou

Stejně jako u Hd spojky i měnič, který z ní vychází, nelze bez konstrukčních změn dosáhnout 100% účinnosti. Hd měnič má ve většině aplikací strmější nárůst účinnosti oproti Hd spojce. Ve vyšších otáčkách se ale může jeho účinnost buď shodovat se spojkou (systém Trilok) nebo být ještě nižší. *Při vysokých otáčkách přenáší jen 85% kroucího momentu motoru. Aby bylo možno přenášet celý kroucí moment motoru, je ve skříni měniče momentů umístěna přemostovací spojka. Je-li sepnutá, přenáší se kroucí moment motoru na vstupní hřídel převodovky mechanicky.* [17] Ke spojení se používá obyčejná třecí lamelová spojka.

Pro sepnutí spojky se využívá takového regulačního ventilu, který dostane signál z řídicí jednotky automatické převodovky. Po změně pozice regulačního ventilu se čerpadlu, které dodává olej do Hd měniče instalovaného v převodovce, změní pozice vstupního a výstupního kanálu. Pracovní olej začne proudit v opačném směru a třecí obložení je přitlačeno na skříň měniče momentů. Dojde k přenosu výkonu mechanickou cestou.



Obr. 43 Hd měnič s přemostovací spojkou v rozepnutém stavu: [17]
 ATF – pracovní olej automatické převodovky;
 J217 – řídicí jednotka; N218 – tlakový regulační ventil



Obr. 44 Hd měnič s přemostovací spojkou v sepnutém stavu [17]

Tato konstrukční varianta je velice častá v moderních automobilech s automatickou převodovkou. Díky Hd měniči lze zajistit plynulý rozjezd automobilu, stejná výhoda měniče je využita při řazení převodových stupňů. Díky přemostění Hd měniče se dosahuje 100% přenosu výkonu a zaniká problém nízké účinnosti, ze které plynula vyšší spotřeba paliva.

4 Větvení výkonu hydrodynamických převodů

4.1 Základní princip

Princip větvení výkonu Hd měničů spočívá v přenosu části výkonu stroje čistě mechanicky. Dosahuje se zařazením planetového převodu do celkové konstrukce ať Hd spojky či měniče. Vznikne tzv. systém TM, jak jej pojmenoval Föttinger, zkratka značí turbo-mechanický přenos výkonu. Původní návrh vznikl v roce 1938 právě Föttingerem, hlavní výhodou systému jsou menší rozměry zařízení a s tím spojená úspora váhy. *U hydrodynamických měničů mělo být s tím spojeno i zlepšení účinnosti a příznivé zplošťování průběhů křivek účinnosti.* [2]

Aby bylo dosaženo Hd přenosu výkonu, musí mít čerpadlové kolo vyšší otáčky než turbínové i při spojení pevným převodem. Čerpadlové kolo má v tomto případě vždy vyšší otáčky než turbínové. Jelikož se část výkonu přesouvá mimo Hd převod, bude velikost této části menší oproti standardnímu převodu.

Pro popis účinnosti rozdělíme převod na dvě paralelní větve – Hd a mechanickou, každá z nich má vlastní účinnost a převodový poměr. Obecně má Hd větev nižší účinnost než mechanická. Celkové vlastnosti převodu jsou dané kombinací větví, účinnost se řídí se následujícím vztahem.

$$\eta^{\Delta} = \frac{P_H \cdot \eta_H + P_M \cdot \eta_M}{P_H + P_M} \quad (15)$$

kde P_Hvýkon na vstupu do Hd větve

P_Mvýkon na vstupu do mechanické větve

η_Húčinnost Hd větve

η_Múčinnost mechanické větve

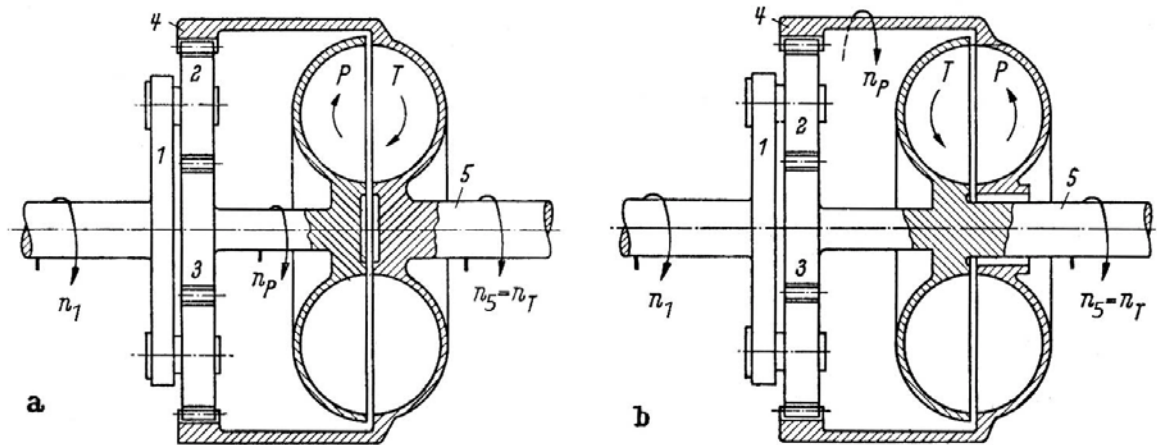
Celkový převodový poměr se dá zjistit z kinematických vazeb, ty ovšem závisí na konstrukci. Nejjednodušší způsob zjištění celkového (vnějšího) převodového poměru je z otáček vstupního a výstupního členu.

$$i^{\Delta} = \frac{n_{\text{výstup}}}{n_{\text{vstup}}} \quad (16)$$

4.2 Větvení výkonu hydrodynamických spojek pomocí systému TM

Jedná se o původní Föttingerův návrh, který využívá planetového převodu pro pohon výstupního členu a zároveň čerpadlového kola Hd spojky. Turbínové kolo je vždy spojeno s výstupním hřídelem. V zásadě jsou dvě nejjednodušší varianty pohonu čerpadlového a turbínového kola. Variantu A tvoří čerpadlové kolo připojené vnitřním ozubeným kolem k planetovému převodu, zatímco turbínové kolo je spojeno s ozubeným věncem planetového převodu. Varianta B má vůči variantě A připojení turbínového a čerpadlového kola vyměněné.

TM systém Hd spojek se liší od spojek téže rodiny hlavně průběhem účinnosti. Protože část výkonu je přenesena mechanicky i účinnost je obecně vyšší. Celková účinnost stejně jako u Hd spojky nikdy nebude 100%, protože vždy musí docházet ke 2-3% skluzu samotné spojky. Teoreticky je celková účinnost systému TM vyšší než u klasické Hd spojky.

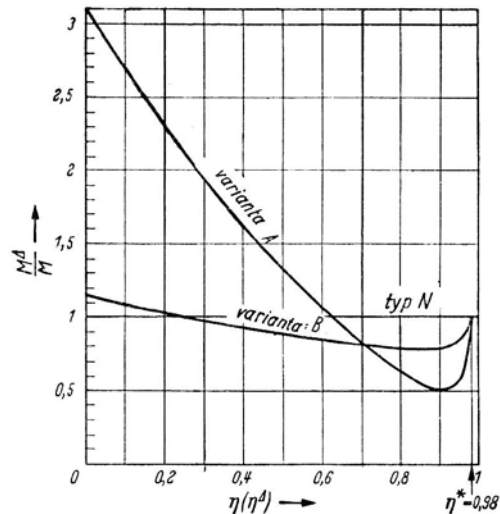


Obr. 45 Hydrodynamická spojka systému TM s větvením výkonu:

a) varianta A – čerpadlové kolo je poháněno vnitřním kolem planetového soukolí;

b) varianta B – čerpadlo je poháněno ozubeným věncem 4 soukolí [2]

1 – vstupní člen s unáščem planet; 2, 3 – ozubená kola; 5 – výstupní člen; n_p , n_T – otáčky čerpadlového a turbínového kola



Obr. 46 Průběh vnějších momentů tří hydraulických spojek:

Srovnání systému TM variant A, B a normální Hd spojky N, ve jmenovitém bodě spojky $\eta = \eta^d = 0,98$ je stejný přenášený moment a výkon jako u normální spojky.

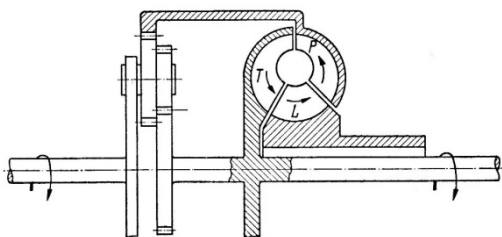
M_Δ – přenášený kroučící moment uvažovaný varianty systému TM při vnějším poměru počtu otáček i^d ;

M – přenášený kroučící moment normální spojky při stejném vnějším poměru počtu otáček ($i = i^d$) [2]

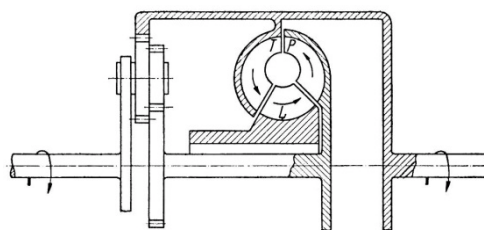
Problémem systému TM může být jeho tuhost při vnějších vyšších skluzech, kdy bude kvůli mechanickému převodu skluz samotné Hd spojky ještě vyšší. To posléze může vést například k zastavení motoru při zastavené výstupní hřídeli. Tento problém lze vyřešit například vypuštěním pracovní kapaliny z torusu spojky, nebo přiřazením mechanické spojky. V praxi se toto řešení nevyskytuje, protože planetový převod zvyšuje cenu zařízení a je zdrojem hluku a možných poruch.

4.3 Větvení výkonu hydrodynamických měničů pomocí systému TM

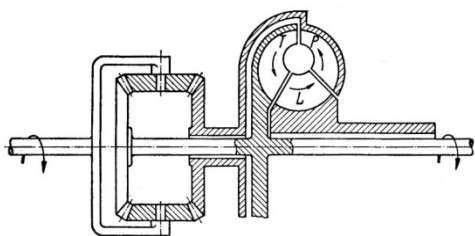
Větvení výkonu je tomto případě shodné s TM systémem využívající Hd spojku. Opět je využito planetového převodu na rozdělení výkonu do mechanické a Hd větve. Díky změně momentů se projeví vlastnosti nového systému, systém získává smysl a dá se lépe využít. V kombinaci s Hd měničem má TM systém několik základních konstrukčních variant.



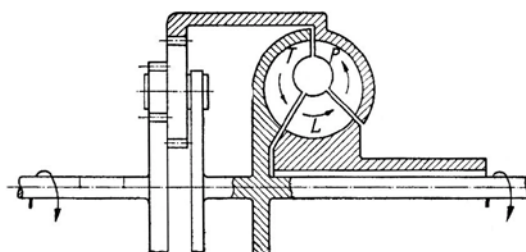
Obr. 47 Schéma Hd měniče systému TM varianta A [2]



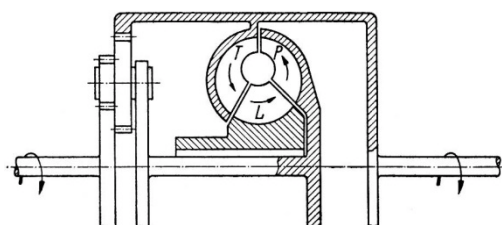
Obr. 48 Schéma Hd měniče systému TM varianta B [2]



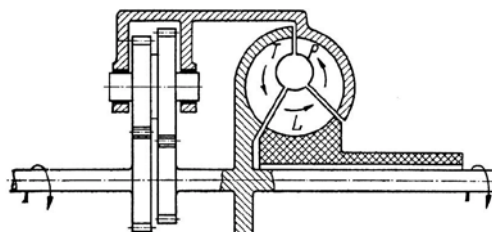
Obr. 49 Schéma Hd měniče systému TM varianta C [2]



Obr. 50 Schéma Hd měniče systému TM varianta D [2]



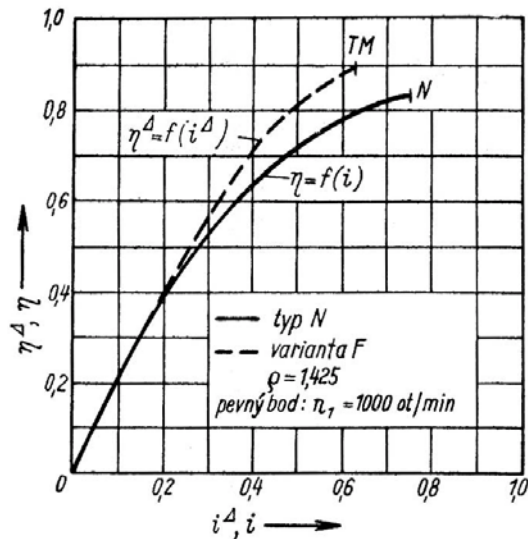
Obr. 51 Schéma Hd měniče systému TM varianta E [2]



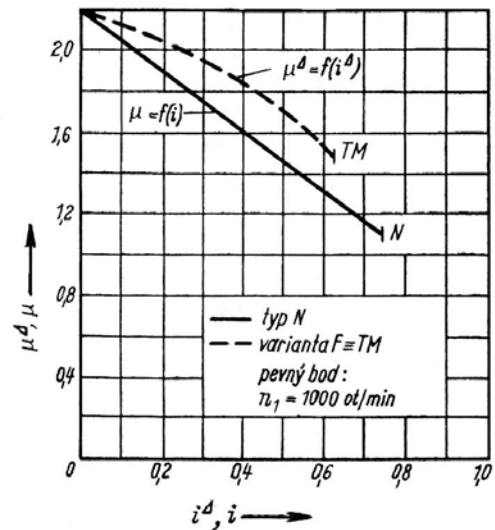
Obr. 52 Schéma Hd měniče systému TM varianta F [2]

Obecně se dá konstatovat, že zařazení systému TM změní průběh účinnosti a přenášeného momentu v celém rozsahu měniče. Například měnič se systémem TM varianty A dosahuje nižších hodnot momentu při nízkém převodovém poměru i (i^4) a jen malého navýšení momentu při vyšším. Závislost vychází ze snížení či zvýšení účinnosti při daném převodovém poměru, také závisí na vedení nižšího výkonu Hd měničem. Aby se dosáhlo celkového zvýšení momentu, zařadí se k měniči redukční převod, který v daném poměru zvýší přenášený moment. Sníží se tím celkové výstupní otáčky, tedy dojde k celkovému snížení rychlosti.

U varianty F je situace podobná, ale průběh účinnosti i přenášeného momentu v závislosti na převodovém poměru má jiný průběh. Při použití redukčního převodu můžeme dostat následující závislosti. Zařazením redukčního převodu došlo v tomto případě ke snížení rychlosti o 21% vůči normálnímu měniči.



Obr. 53 Srovnání účinnosti η podle i (u normálního měniče N) s účinností η^Δ podle i^Δ u měniče TM varianty F ; i^Δ v tomto případě značí celkový převodový s přidavným převodem ρ . [2]



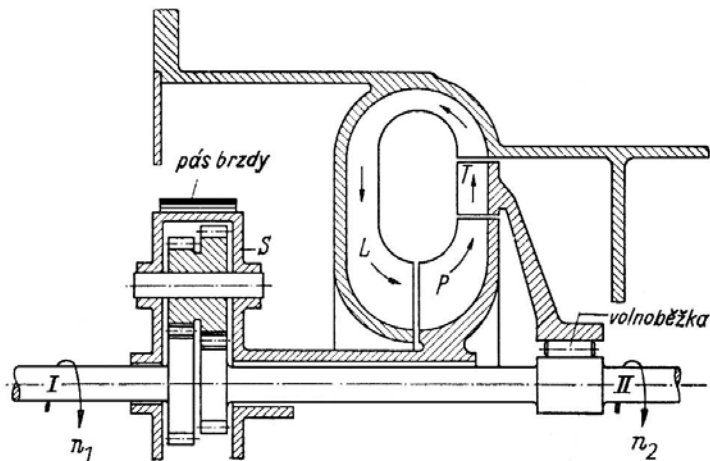
Obr. 54 Srovnání poměrů krouticích momentů μ normálního měniče N v závislosti na i s poměry krouticích momentů μ^Δ měniče TM varianty F v závislosti na i^Δ ; i^Δ v tomto případě značí celkový převodový poměr s přidavným soukolím (ρ). [2]

Účinnost TM systému může být se v určitých podmínkách vyšší než u běžného měniče, ale sníží se rozsah využitelného momentového poměru. Kvůli značné komplikovanosti celého TM systému a kvůli nepříliš velkému zlepšení průběhu přenášeného momentu a účinnosti, je praktická aplikace stále diskutabilní a dá se využít jen ve speciálních případech. Vždy musíme znát vlastnosti motoru hnaného zařízení pro opodstatněné použití.

4.4 Větvení výkonu hydrodynamických měničů pomocí systému TM s možností přenosu výkonu pouze mechanickou větví

Tento systém vychází z TM systému obsahující Hd měnič, ale je doplněn o pásovou brzdu, která dokáže zablockovat čerpadlové kolo Hd měniče a krouticí moment se poté přenáší čistě mechanickou cestou. Protože je turbínové kolo běžně pevně spojeno s výstupní hřídelí, u tohoto systému je uloženo na volnoběžce, aby při odpojení měniče nebrzdilo výstupní hřídel. Systém vychází ze základní varianty F , podle které by se měl chovat, pokud není zablockováno čerpadlové kolo.

Systém kombinuje vlastnosti TM systému a přenosu čistě mechanickou cestou, která má jen velice malé ztráty. Je to komplexní řešení, které má své přednosti ve velikosti, při které lze využít Hd přenosu výkonu. Ve srovnání s konvenčními třecími spojkami je možnost přenášet výkon motoru plynuleji, je to zvláště vhodné pro rozjezd celého stroje.



Obr. 55 Schematické znázornění převodovky Voith-Diawabus:

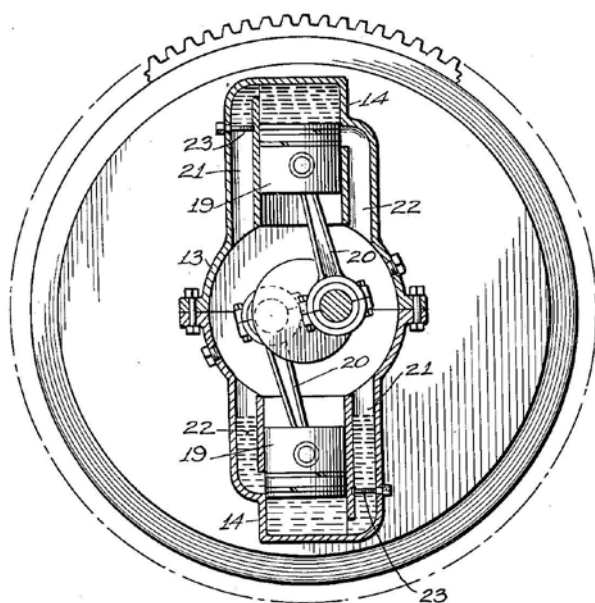
Rozváděcí kolo *L* je v skříní uloženo nehybně; turbína *T* pohání výstupní hřídel *II* přes volnoběžku; čerpadlo *P* je pevně spojeno s unášečem planet *S*. Zabrzděním planetové skříně *S* se zastaví čerpadlo *P* a hřídel *I* pohání hřídel *II* přes ozubená kola s převodem do rychla, přičemž turbína *T* se zřetelem na volnoběžku má rovněž možnost zůstat nehybná. Zvláštní zařízení (v nákrese není vyznačeno) dovoluje zablokování volnoběžky. [2]

Firma Voith na tomto principu vytvořila základní verzi své převodovky DIWA (Diawabus) z roku 1949. Prošla značným vývojem, ale princip je stále stejný, a dodnes se používá v autobusech hlavně městské hromadné dopravy. U této převodovky se Hd měnič používá jen při zařazení prvního rychlostního stupně kvůli rozjezdu vozidla. Měnič je posléze zabrzděn a nadále se převodové stupně mění běžnou mechanickou cestou. Převodovka obsahuje také možnost zablokování volnoběžky, která připojí turbínové kolo k výstupnímu hřídeli, zatímco čerpadlové kolo je zabrzděno. Toto spojení v podstatě vytvoří z turbínového kola čerpadlové, protože zbylé členy jsou v tuto chvíli nehybné, stane se z měniče tzv. Hd retardér. Vlivem dynamického účinku kapaliny se pak brzdí celá výstupní hřídel. Je to velice výhodný způsob brzdění například z dlouhého kopce, kdy by klasické třecí brzdové obložení nebylo schopno přeměnit kinetickou energii na tepelnou.

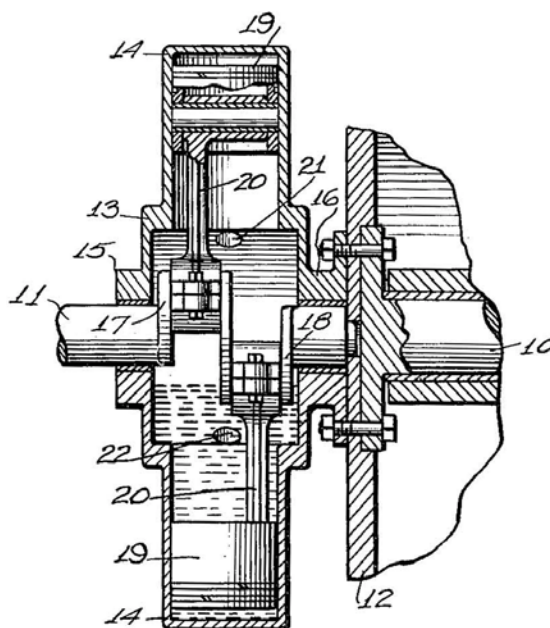
5 Hydrostatická pístová spojka

5.1 Základní princip

Již v roce 1916 byla Willisem M. Tompkinsem patentována první hydraulická pístová spojka. V roce 1935 si Frederick Rodeghier nechal patentovat svou hydraulickou spojku. Její schematické výkresy jsou na obrázcích 56 a 57. Princip je triviální, spočívá v čerpání kapaliny pomocí pístů 19 spojených s klikovým výstupním hřídelem 11 do kanálku 21, který je možno uzavřít pomocí klapky 23. Kapalina se do válce opět vrací kanálkem 22. Při uzavírání klapky 23 se sníží plocha, kterou může kapalina protékat, dochází ke vzniku přetlaku. Tento přetlak zapůsobí na píst, tím i na výstupní hřídel a dojde k vyvození momentu na výstupní hřídeli.



Obr. 56 Schéma hydraulické pístové spojky [18]



Obr. 57 Schéma hydraulické pístové spojky [18]

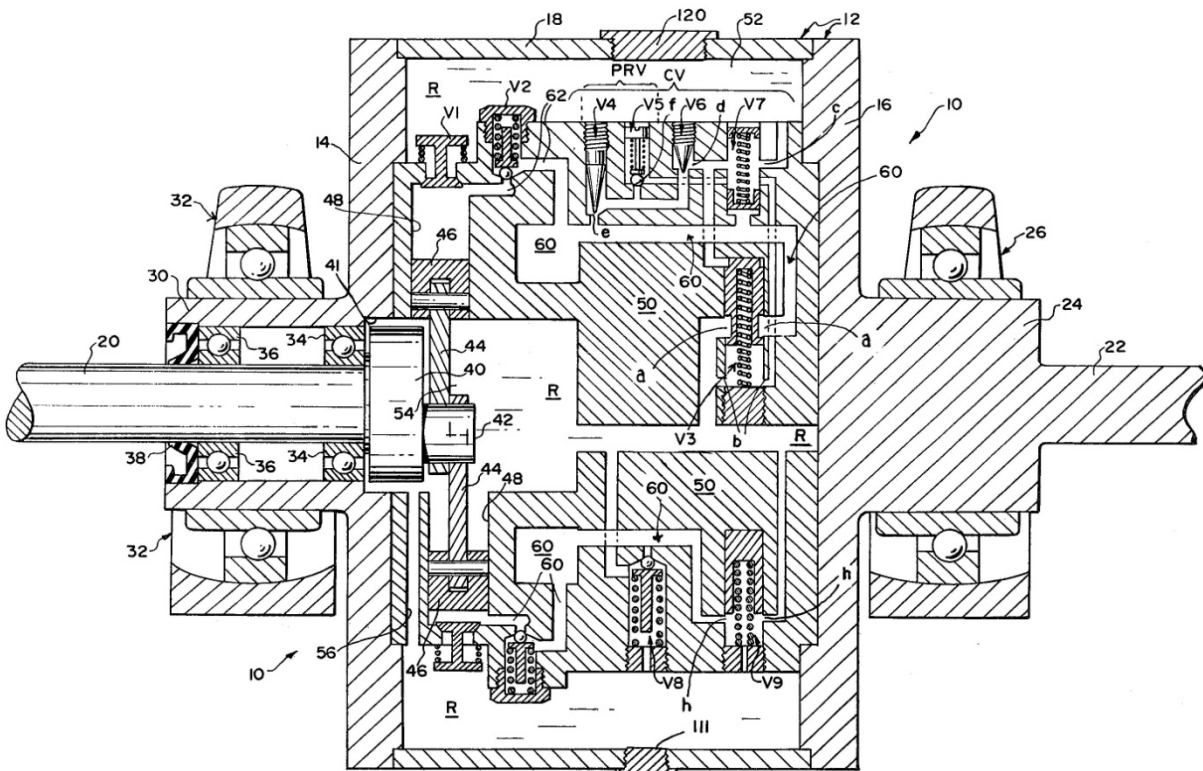
Účinnost, převodový poměr a skluz se dají vyjádřit stejně jako u Hd spojky podle vztahů (1), (2), (3) a (4).

5.2 Možnosti ovládání pístové spojky

U Rodeghierovi konstrukce byl využit pro ovládání uzavření klapky 23 mechanismus na výstupní hřídeli ovládaný posuvem v axiálním směru. Stále sepnutí spojky zajišťovala vratná pružina. Pro automatickou regulaci spojky navrhl v roce 1979 Samuel A. Collier svou konstrukci. Konstrukčně částečně vychází z Rodeghierova řešení, ale je zde systém ventilů a přepouštěcích kanálků, který zajišťuje pozvolný rozběh hnaného stroje a při určitých otáčkách přenos celého výkonu.

Collierova spojka, zobrazená na obrázku 58, má hnací hřídel 22 a hnanou 20, na které jsou připojeny přes kliku 42 a ojnici 44 písty 46. Ve hlavně válce 48 je umístěn ventil V1, který se otevře při podtlaku ve válci a plní jej pracovní kapalinou z rezervoáru R, přitom zpětný ventil V2 zabráňuje nasátí kapaliny ze zásobníku 60. Zásobník 60 je systémem ventilů V3 – V7 připojen k rezervoáru, tyto ventily jsou tzv. CV částí, která zajišťuje plynulý rozjezd spojky. Ventil V9 pracuje na odstředivém principu a zajišťuje uzavření zásobníku při dosažení určitých otáček. Ventil V8 je bezpečnostní, otevře se pouze tehdy, jestliže dojde k výrazně většímu zvýšení tlaku v zásobníku. Může se to stát při přetížení výstupního hřídele, spojka se

v tu chvíli automaticky rozezne, respektive může přenášet jen maximální moment, který je daný právě bezpečnostním ventilem.



Obr. 58 Schéma Collierovi automatické pístové spojky [19]

6 Závěr

Tato práce se zabývala hydraulickými spojkami a měniči, v úvodu byla naznačena historie a základní rozdělení. Nejobsáhlejší část se zabývá hydrodynamickými spojkami, ty nemohou navýšit moment při spouštění zařízení. Účinnost spojek je přímo závislá na skluzu, kdy nejvyšší účinnost může být kolem 97 – 98%. Z nepříliš velké účinnosti při velkých skluzech také plyne, že energie vstupující do spojky se mění na teplo. Tento fakt platí prakticky pro všechny konvenční spojky, proto se nejedná o zásadní nevýhodu. Spojka musí být přesto navržena tak, aby nedocházelo k příliš dlouhému provozu s velkým skluzem a zbytečnému přehřívání. Díky Hd přenosu energie se spojka prakticky neopotřebovává, přitom dokáže přenášet výkony v řádech MW. Hd přenos energie také zaručuje plynulý rozběh hnaného zařízení a tlumení torzních kmitů. Hydrodynamické spojky jsou velice vhodné pro rozběh zařízení s velkými setrvačnými hmotami – dopravní pásy, centrifugy, ventilátory, drtiče, štěpkovače atd. Speciální aplikací Hd spojky jsou Hd retardéry, které při 100% skluzu mění kinetickou energii na tepelnou. Využívají se pro zpomalení vstupní hřídele, což je zvláště výhodné při dlouhém brzdění velkých setrvačných hmot.

Základní provedení Hd spojky nemusí být v praxi zcela vhodné, proto je naznačeno několik způsobů vylepšení jejich vlastností. Může se jednat o prostředky pro snížení tuhosti při velkých skluzech, možnosti přenesení výkonu beze ztrát, možnosti aktivního řízení spojky. Běžné Hd spojky nemohou úplně zamezit přenosu výkonu mezi hnacím a hnaným hřídelem, proto se mohou doplnit další spojkou na rozpojení. Každá úprava základní Hd spojky zvyšuje cenu zařízení, rozměry, hmotnost a celé zařízení činí složitějším.

Následující část se věnuje hydrodynamickým měničům, které se uplatňují hlavně v dopravních prostředcích s automatickými převodovkami. Účinnost Hd měniče je v určitém pásmu vyšší než účinnost srovnatelné Hd spojky, ale ne v celém rozsahu, proto byl vyvinut komplexní Hd měnič. Díky navýšení momentu je měnič výhodný při rozjezdu vozidla, ale během provozu je výhodnější jej přemostit a přenášet tak celý výkon motoru. Převodovky spojené s Hd měničem jsou stále v záběru, proto je jejich konstrukce dražší. I přes navýšení momentu má stále měnič celkově nižší účinnost než klasická třecí spojka, proto mívají automobily s automatickou převodovkou obecně vyšší spotřebu než s manuální. V kombinaci s mechanickým převodem zařazeným paralelně, lze dosáhnout velice dobrých vlastností Hd měniče. Toto řešení se obzvláště používá u autobusů MHD, které se často musí rozjízdit z klidu a přitom mají velkou setrvačnou hmotu.

Další možností přenášení výkonu hydraulickou cestou je hydrostatická pístová spojka, která se sice v praxi neprosadila, ale je alternativou k hydrodynamickým spojкам a měničům. Mezi její přednosti patří možnost přenesení celého výkonu, ale jejím hlavním nedostatkem je složitost konstrukce. Výhodou u automatické pístové spojky je možnost nastavení maximálního výstupního momentu, takže nemůže dojít k přetížení hnaných zařízení. Další nedostatek může být i samotné užití pístů, které nemusí zajistit zcela plynulý přechod mezi během naprázdno a plným zatížením, i když tento problém byl právě u automatické pístové spojky částečně vyřešen.

Pro návrh Hd spojek i měničů platí, že se musí brát v úvahu všechny možnosti provozu, ale nejdůležitější pro návrh jsou následující: velikost krouticího momentu při jmenovitých otáčkách a při jmenovitém převodovém poměru a průběh účinnosti. Nesmí se opomenout druh pohonu, jestli je potřeba běh naprázdno, což je důležité v pevném bodě spojky nebo při volbě měniče systému TM.

Pro hydrodynamické spojky a měniče se našlo místo v mnoha konstrukcích a jen velmi těžko se za ně bude hledat náhrada s lepšími vlastnostmi. Budou mít nejspíše výsadní postavení pro rozběh velkých setrvačných hmot, zvláště při použití motoru, který může

efektivně pracovat pouze v úzkém rozsahu otáček a nemůže startovat se zatížením. U menších konstrukcí s použitím elektromotoru je již možné nahradit hydraulickou spojku elektronickou regulací, což vyřeší problémy s rozběhem zařízení, ale možnost tlumení torzních kmitů zůstane pouze konstrukcím s Hd spojkami a měniči.

7 Seznam použitých zdrojů

- [1] **GOLKA, Martin a KOZUBKOVÁ, Milada.** *Měření výstupních charakteristik hydrodynamické spojky.* [online] 2006. [cit. 2010-12-22] <<http://www.338.vsb.cz/PDF/spojka.pdf>>.
- [2] **WOLF, Mauricio.** *Hydraulické spojky a měniče.* [překl.] Alois HEBSKÝ a Josef FENCL. 1. vyd. Praha : SNTL, 1965. str. 328.
- [3] Voith Turbo - Fluid coupling - Literature/Media. *Voith Turbo Fluid Couplings with Constant Fill.* [online]. [cit. 2011-04-05] <http://www.voith-turbo.de/fluid-couplings_literature.php3>.
- [4] **BROŽ, Jiří, TRNKA, Luboš.** 04_dilna planetové automat. převodovky s hydraulickým měničem.pdf. [online] 2007. [cit. 2011-03-06] <http://www.skolahostivar.cz/DownloadPF/04_dilna%20planetov%C3%A9%20automat.%20p%C5%99evodovky%20s%20hydraulick%C3%BDm%20m%C4%9Bni%C4%8Dem.pdf>.
- [5] **SVOBODA, Jiří.** *Hydraulické převody pro vozidla.* 2. vyd. Praha : ČVUT, 2004. str. 81. ISBN 80-01-03006-7.
- [6] Voith Turbo - Fluid couplings - Products. [online]. [cit. 2011-04-05] <http://www.voith-turbo.de/sat_fluid-couplings_products.php?id=17&LANG=en>.
- [7] Voith Turbo - Fluid couplings - Products. [online]. [cit. 2011-04-05] <http://www.voith-turbo.de/sat_fluid-couplings_products.php?id=18&LANG=en>.
- [8] Voith Turbo - Fluid couplings - Products. [online]. [cit. 2011-04-06] <http://www.voith-turbo.de/sat_fluid-couplings_products.php?id=4&LANG=en>.
- [9] **ZOTOV, B. N.** Basic difference between hydraulic clutches and hydraulic torque converters. Chemical and Petroleum Engineering. [online] 2007. [cit. 2011-04-07] <<http://www.springerlink.com/content/m88972828t70685h/fulltext.pdf>>. ISSN 1573-8329.
- [10] Voith Turbo - Fluid coupling - Literature/Media. *Fill-controlled Fluid Couplings.* [online] [cit. 2011-04-06] <http://www.voith-turbo.de/fluid-couplings_literature.php3>.
- [11] Převodová ústojí I. *ŠKODA techwev > vše o Škodovkách.* [online]. [cit. 2011-04-06] <<http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=435>>.
- [12] Voith Turbo - Fluid couplings - Products. [online] [cit. 2011-04-06] <http://www.voith-turbo.de/sat_fluid-couplings_products.php?id=20&LANG=en>.
- [13] [online]. [cit. 2011-04-08] <<http://www.voith.com/press/552476.htm>>.
- [14] Voith Turbo - Fluid coupling - Literature/Media. *TurboSyn – The Turbo Coupling with Synchronization.* [online]. [cit. 2011-04-08] <http://www.voith-turbo.de/fluid-couplings_literature.php3>.
- [15] Automatic transmissions. [online]. [cit. 2011-04-28] <http://www.histomobile.com/dvd_histomobile/usa/tech/72-2.htm>.
- [16] **IKRINSKÝ, Alexandr.** *Mechanické a hydraulické převody.* Bratislava : STU, 1994. ISBN 80-227-0700-7.
- [17] KAPS. *Spojka přemostění měniče momentů.* [online]. [cit. 2011-04-30] <<http://www.hydromenice.cz/cze/spojka-premosteni-hydrodynamickyh-menicu.php>>.
- [18] **RODEGHIER, Frederick.** *Hydraulic clutch.* 2018743 USA, 1935-10-29.
- [19] **COLLIER, Samuel A.** *Hydrostatic coupling.* 4142617 USA, 1979-05-06.
- [20] **DANČÁK, Zdeněk.** *Hydraulické spojky a měniče.* Brno : VUT, 2009.

8 Seznam použitých zkratk a symbolů

8.1 Použité zkratky

Označení	Legenda
HdP	Hydrodynamický převod
P	Čerpadlo (pump)
T	Turbína (turbine)
L	Rozvaděč
Hd	Hydrodynamický

8.2 Použité symboly

Označení	Legenda	Jednotka
d_e	Efektivní průměr hydrodynamické spojky	[m]
e	Skluž	[%]
i	Převodový poměr	[1]
i^*	Jmenovitý poměr hydrodynamického měniče	[1]
M_1	Moment na vstupním členu	[N·m]
M_2	Moment na výstupním členu	[N·m]
M_R	Reakční moment účinkující na rozvaděči	[N·m]
n_1	Otáčky vstupního členu	[ot. /s]
n_2	Otáčky výstupního členu	[ot. /s]
P_1	Výkon dodávaný na vstupní člen	[W]
P_2	Výkon dodávaný výstupní člen	[W]
P_H	Výkon na vstupu do hydrodynamické větve	[W]
P_M	Výkon na vstupu do mechanické větve	[W]
Q_F	Množství kapaliny skutečně obsažené ve spojce	[kg]
Q_{Fmax}	Maximální množství kapaliny, kterým je možno spojku naplnit	[kg]
r_i	Efektivní průměr turbíny	[m]
ΔM	Moment způsobený odpory	[N·m]
η	Účinnost	[1]
η_H	Účinnost hydrodynamické větve	[1]
η_M	Účinnost mechanické větve	[1]
η^A	Celková účinnost při větvení výkonu	[1]
μ	Poměr momentů (momentová násobnost)	[1]
μ^A	Poměr momentů (momentová násobnost) při větvení výkonu	[1]
ρ	Hustota pracovní kapaliny	[kg/m ³]
Φ	Stupeň plnění	[1]
Φ'	Tuhost spojky	[1]