

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2017

Filip Blahník

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh vypínacího ústrojí spojky

Filip Blahník

Bakalářská práce

2017

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2016/2017

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Filip Blahník**
Osobní číslo: **D14190**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Návrh vypínacího ústrojí spojky.**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Práci zaměřte na návrh a výpočet pevnosti vypínacího ústrojí spojky dopravního prostředku. Zpracujte odpovídající výkresovou dokumentaci. Pro vyhodnocení pevnosti a únavy použijte současné poznatky vědy a techniky.

Vypracovat:

1. Úvod.
 2. Popis stávajících konstrukcí vypínacích ústrojí spojek.
 3. Návrh koncepce vypínacího ústrojí spojky.
 4. Stanovení vstupních parametrů zatížení.
 5. Konstrukční návrh, zjednodušený výpočet pevnosti vypínacího ústrojí a životnosti ložiska.
 6. Závěr.
-

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího práce

Rozsah pracovní zprávy: 30 - 40 stran textu a přílohy

Forma zpracování bakalářské práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

[1] ČSN EN 1993-1 (dříve ČSN 731401). Navrhování ocelových konstrukcí. Česká technická norma. Český normalizační institut, 1998.

[2] Shigley, J., E., Mischke, Ch., R., Budynas, R., G. Konstruování strojních součástí. Nakladatelství VUTIUM, VUT Brno, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

[3] Vlk, F.: Převodová ústrojí motorových vozidel (spojky, převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby)., Brno, 2000. ISBN 80-238-5275-2

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.

Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání bakalářské práce: 15. února 2017

Termín odevzdání bakalářské práce: 2. června 2017



doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

L.S.



doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2017

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

Tato bakalářská práce byla realizována s využitím technologií Výukového a výzkumného centra v dopravě.

V Pardubicích dne: 31.5.2017

Filip Blahník

Poděkování

Tímto způsobem bych rád poděkoval svému vedoucímu práce, panu doc. Ing. Petrovi Tomkovi za jeho cenné rady a připomínky, které mi při zpracování této práce velmi pomohly. Dále bych chtěl také poděkovat svým rodičům, kteří mě při mých studiích podporovali a byli mi oporou.

ANOTACE

Práce se zabývá, jak již plyne z názvu, návrhem vypínacího ústrojí spojky. Bakalářská práce je rozdělena do dvou hlavních částí. První část, teoretická, má za úkol informovat o současných konstrukcích spojek a jejich vypínacích ústrojí. Druhá část, praktická, se zabývá samotným návrhem vypínacího ústrojí a jeho pevnostním výpočtem.

KLÍČOVÁ SLOVA

spojka, spojkové ložisko, vysouvací vidlice, spojkový pedál, spojkové válce

TITLE

Design of the clutch release mechanism

ANNOTATION

The work deals with the design of the clutch release mechanism, as it follows from the title. The bachelor work is divided into two main parts. The first part, theoretical, is to inform about the current constructions of the clutches and their release mechanisms. The second part, practical, deals with the design of the release mechanism itself and its strength calculation.

KEYWORDS

clutch, clutch bearing, sliding fork, clutch pedal, clutch cylinders

Obsah

ÚVOD	9
1. VYPÍNACÍ ÚSTROJÍ SPOJKY	10
1.1. Třecí spojka.....	11
1.1.1. Mechanické ústrojí.....	14
1.1.2. Hydraulické ústrojí.....	15
1.1.3. Vypínací ložiska.....	17
1.1.4. Spojkové vůle.....	19
1.2. Lamelová spojka	21
1.3. Hydrodynamická spojka.....	22
1.4. Hydrodynamický měnič točivého momentu	23
1.5. Samočinná spojka.....	24
1.5.1. Systém WSK.....	24
1.5.2. Systém EKM.....	25
1.5.3. Systém EKS	26
2. NÁVRH VYPÍNACÍHO ÚSTROJÍ SPOJKY	27
2.1. Popis experimentu.....	27
2.2. Výpočet trvanlivosti axiálního ložiska.....	32
2.3. Návrh vysouvací vidlice spojky	33
2.4. Výpočet sil zatěžující pedál spojky.....	39
2.5. Návrh spojkového pedálu.....	42
2.6. Návrh čepového spojení.....	45
ZÁVĚR	51
POUŽITÉ ZDROJE	52
SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK	54
SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK	56
SEZNAM PŘÍLOH	59

ÚVOD

Pro svou bakalářskou práci jsem si vybral téma vypínací ústrojí spojky. V současném automobilovém průmyslu patří totiž spojka spolu se svým vypínacím ústrojím k základním a velmi důležitým komponentům silničního vozidla. Patří mezi první části hnacího ústrojí automobilu, které má za úkol zprostředkovat přenos točivého momentu motoru na hnací kola automobilu. Mechanismus vypínacího ústrojí spolu s dalšími částmi spojky se nachází mezi motorem a převodovkou a zajišťuje její správné sepnutí a vypnutí. Velkou měrou tak napomáhá k plynulému rozjezdu nebo k řazení jednotlivých převodových stupňů automobilu.

Práce bude zaměřena na vytvoření konstrukčního návrhu vypínacího mechanismu spojky a jeho pevnostní kontroly. Návrh bude vycházet z experimentálně zjištěných dat, tzv. vstupních parametrů. Data byla získána z měření, při kterém byl použit přítlačný kotouč spojky o předepsaných vlastnostech. Po vytvoření návrhu bude následovat výpočet z hlediska pevnosti konstrukce, trvanlivosti vypínacího ložiska a případné únavy materiálu.

Cílem této bakalářské práce je seznámit se s postupy při navrhování a konstruování strojních součástí. Osvětlí mi, jakým velikostem a druhům namáhání musí jednotlivé části vypínacího ústrojí spojky odolávat, jaká je jejich celková životnost a z jakých druhů materiálů jsou jednotlivé prvky vypínacího ústrojí vyrobeny.

Práce je rozdělena do dvou hlavních částí. První část se zabývá současnými konstrukčními provedeními spojek a vypínacích ústrojí, a to jak manuálně ovládaných, tak i automaticky ovládaných. Druhá část se zabývá samotným návrhem vypínacího ústrojí spojky.

1. VYPÍNACÍ ÚSTROJÍ SPOJKY

Vypínací ústrojí patří mezi základní části spojky. Používá se k přerušení přenosu točivého momentu mezi motorem a převodovkou. Tím je zajištěno, že se rotující části převodovky odlehčí, což je výhodné při řazení jednotlivých rychlostních stupňů vozidla. Přerušením přenosu momentu je také umožněno stání vozidla při běžícím motoru. Spojka je obvykle ovládaná řidičem pomocí pedálu, který je s vlastním ústrojím spojky spojen ovládacími prvky. V některých případech je spojka ovládána automaticky bez jakéhokoliv zásahu řidiče.

Ovládání spojek:

- Manuální ovládání spojky je realizováno lidskou silou vyvozenou řidičem. Tato síla je přenášena buď přímo (mechanicky) pomocí pákového mechanismu nebo nepřímo (hydraulicky, pneumaticky). Pokud je zapotřebí přerušit přenos momentu mezi motorem a převodovkou, řidič musí sešlápnout spojkový pedál. Tím dojde k aktivaci vypínacího ústrojí spojky, které zajistí přerušení přenosu točivého momentu. Manuálně ovládané jsou nejčastěji třecí kotoučové spojky.
- Automatické ovládání spojky je realizováno v případě, že je ve vozidle použita automatická převodovka spolu s vhodným typem spojky. Důležitou úlohu zde hraje řídicí jednotka. Ta shromažďuje údaje z jednotlivých prvků hnacího ústrojí vozidla (motor, převodovka, hnací kola). Na základě těchto dat vyhodnotí dané jízdní poměry a v případě nutnosti vyšle signál k sepnutí spojky. Z tohoto důvodu se ve vozidle nemusí nacházet spojkový pedál. Automaticky ovládané jsou nejčastěji lamelové spojky.

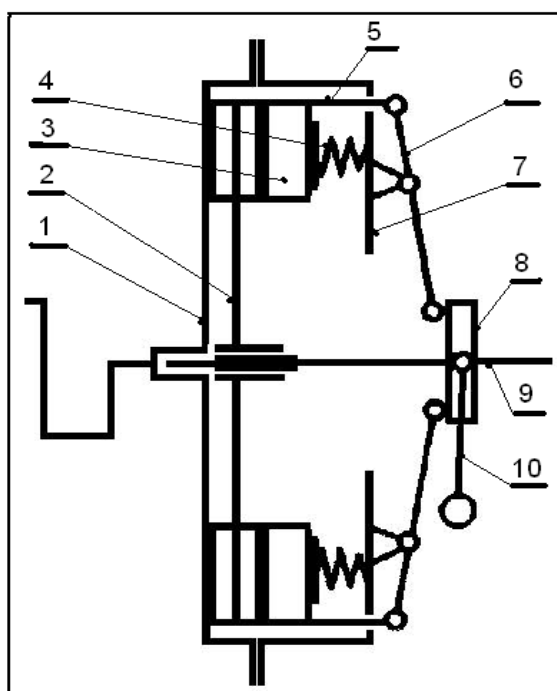
Konstrukce vypínacího ústrojí spojky závisí nejvíce na typu použité spojky a také na druhu provozovaného automobilu (osobní, nákladní, závodní). Z tohoto důvodu budu dále v práci rozebírat jednotlivá ústrojí ve vztahu ke konstrukčnímu provedení spojky.

1.1. Třecí spojka

Třecí spojka přenáší točivý moment motoru pomocí třecích sil mezi spojkovým kotoučem s obložením a setrvačником a zároveň mezi spojkovým kotoučem a přitlačným kotoučem. Přitlačné síly, působící na spojkový kotouč, mohou být vyvozeny membránovou, talířovou pružinou nebo obvodovými vinutými pružinami.

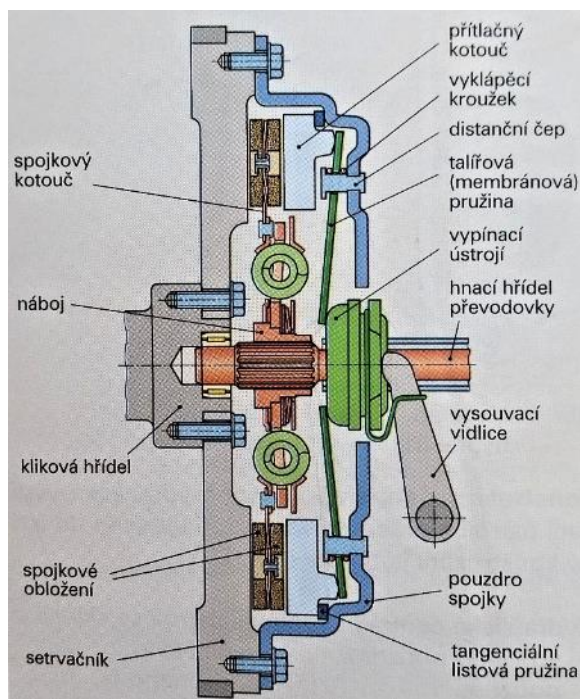
Princip funkce třecí spojky je velmi jednoduchý. Spojka je tvořena součástmi viz obrázek 1. První základní částí je setrvačnik (1). Setrvačnik je součástí motoru a pomocí šroubů je k němu připevněn štít spojky (7). Štít spojky slouží k upevnění pružících prvků (vinuté pružiny, talířová pružina a membránová pružina). Přenos momentu je realizován pomocí náliček přitlačného kotouče, které zasahují do výřezů ve štítu spojky. Pokud je spojka sepnutá, přitlačný kotouč (3) je pomocí pružících prvků přitlačován ke spojkovému kotouči s obložením (2), který je uložen na drážkování spojkového hřídele (9). Točivý moment je pak mezi motorem a převodovkou přenášen přes spojkový kotouč. Při řazení a stání vozidla je nutné přenos momentu přerušit. K tomu slouží vypínací ústrojí, jehož hlavní úlohou je oddálit přitlačný kotouč od spojkového kotouče.

Z hlediska konstrukčního provedení existují mezi spojkami s obvodovými vinutými pružinami, talířovou pružinou a membránovou pružinou jisté rozdíly. Tyto odlišnosti budou znázorněny pomocí následujících obrázků.



- 1 - setrvačnik
- 2 - spojkový kotouč
- 3 - přitlačný kotouč
- 4 - obvodová vinutá pružina
- 5 - táhlo
- 6 - vypínací páčka
- 7 - štít spojky
- 8 - vypínací ložisko
- 9 - spojkový hřídel
- 10 - vysouvací vidlice

Obrázek 1 - Spojka s obvodovými pružinami [2]



Obrázek 2 - Spojka s membránovou pružinou [4]

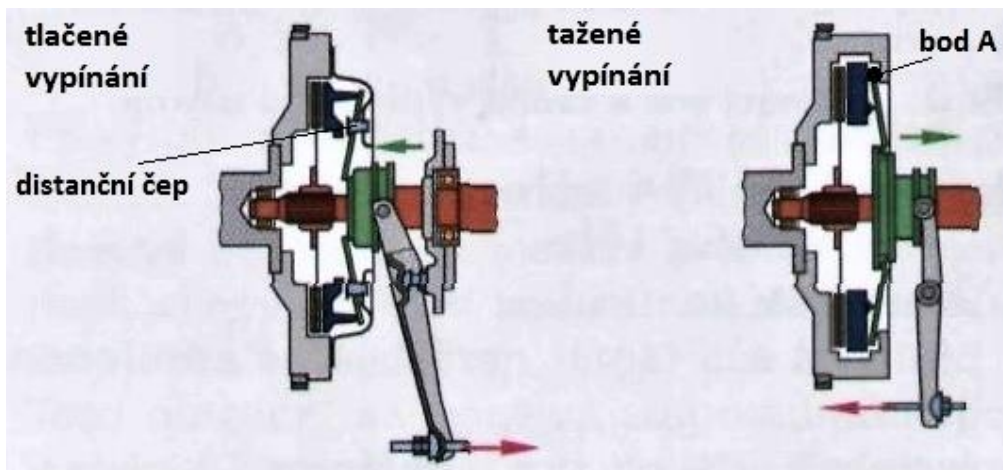
Při prohlednutí předešlých obrázku jsou částečné odlišnosti zřetelné. Spojky s obvodovými vinutými pružinami a spojky s talířovou pružinou potřebují pro své vypínání vypínací páčky (obr. 1 pozice 6). Vypínací ložisko (obr. 1 pozice 8) tlačí na vypínací páčky, které zajistí oddálení spojkového kotouče od přitlačného kotouče. Tím je zajištěno přerušení přenosu točivého momentu.

Spojky s membránovou pružinou vypínací páčky nepotřebují. V membránové pružině jsou totiž vytvořeny radiální zářezy začínající ve středu pružiny. Jejich konce tzv. jazýčky nahrazují funkci vypínacích páček.



Obrázek 3 - Membránová pružina [5]

U spojky s membránovou pružinou existují dvě možnosti vypínání, a to tlačené a tažené.



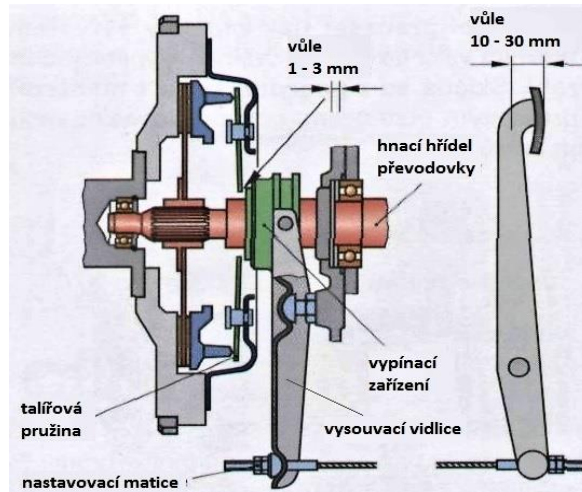
Obrázek 4 - Tlačené a tažené vypínání spojky [4]

Při tlačném způsobu vypínání vypínací ložisko tlačí na jazýčky membránové pružiny. Vyvolaná tlaková síla způsobí, že se vnitřní část membránové pružiny prohne směrem ke spojkovému kotouči. Zároveň se vnější část, kde je uložen přitlačný kotouč, prohne opačným směrem. Tím dojde k oddálení přitlačného kotouče od spojkového a přenos točivého momentu je přerušen. Membránová pružina rotuje okolo distančního čepu (viz obr. 4) a funguje jako dvoustranná páka.

Při taženém způsobu vypínání je vypínací ložisko taženo silou od pouzdra spojky, přičemž list membránové pružiny je uchycen do obvodové drážky vypínacího ložiska. Přitlačný kotouč je odtažen od spojkového kotouče, čímž je přenos momentu přerušen. Pružina funguje jako jednostranná páka a rotuje okolo bodu A (viz obr. 4).

1.1.1. Mechanické ústrojí

U tohoto typu ústrojí je ovládací síla vyvozená řidičem na pedál spojky přenášena přímo přes páku, tažné lanko nebo táhlo na vysouvací vidlici spojky.

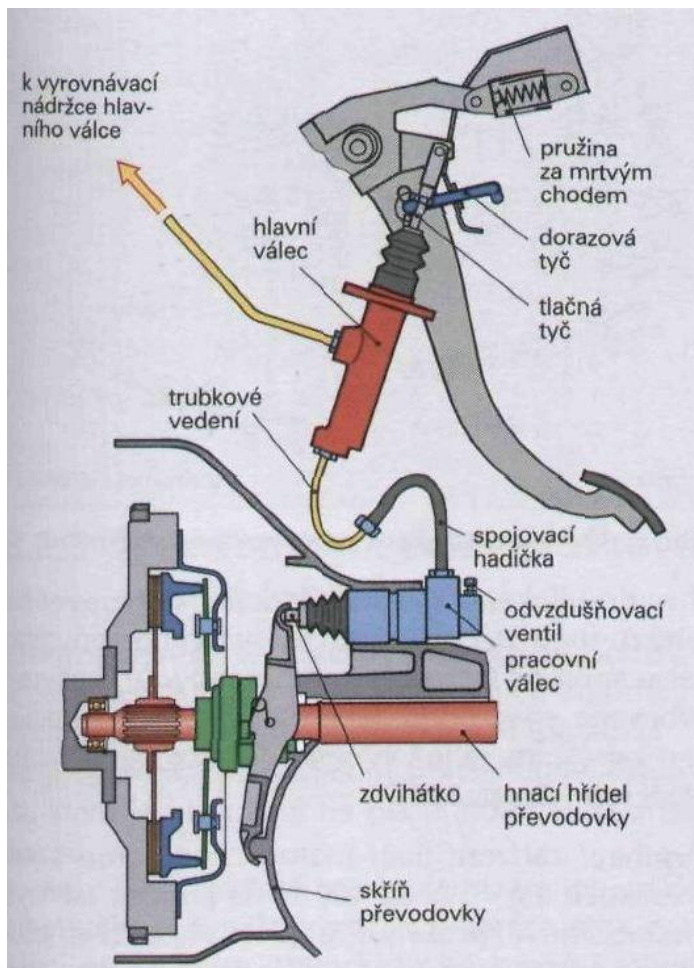


Obrázek 5 - Mechanické vypínací ústrojí [4]

Pákový převod mechanického ústrojí musí umožňovat, aby síla potřebná k vypnutí spojky nebyla příliš velká. Při větších vzdálenostech spojkového pedálu od spojky je ovládání vypínání složité a samozřejmě náročné na trasu. Tyto nevýhody eliminuje hydraulické ústrojí.

1.1.2. Hydraulické ústrojí

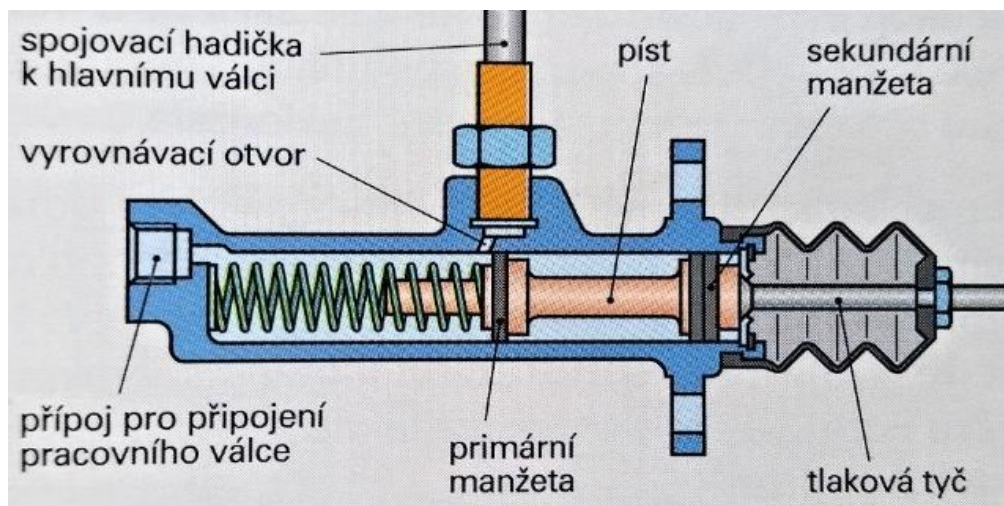
U tohoto typu ústrojí je ovládací síla vyvozená řidičem na pedál spojky přenášena nepřímo pomocí hydraulického mechanismu. Výhodou je komfortnější ovládání, menší nároky na trasu a překlenutí větších vzdáleností bez složité konstrukce.



Obrázek 6 - Hydraulické vypínací ústrojí [4]

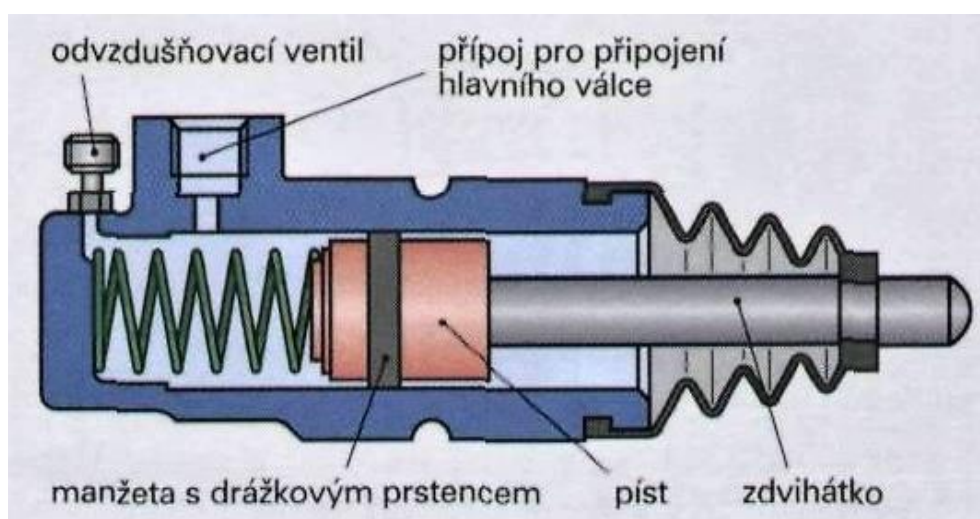
Hydraulické ústrojí spojky se skládá z hlavního válce, potrubí, spojovací hadice, pracovního válce a hydraulické kapaliny. Při vypínání spojky se síla vyvolaná řidičem přenáší přes pedál spojky a tyč na píst hlavního válce. Tlak kapaliny, který byl vytvořen v tlakovém prostoru hlavního válce, se šíří potrubím a spojovací hadicí do pracovního válce, na jehož pístu vytvoří vypínací sílu. Síla je pak přenesena na vypínací ložisko pomocí vypínacího palce a vysouvací vidlice. Síla působící na ložisko způsobí jeho posuv.

Konstrukce hlavního válce je skoro podobná jako u hlavního brzdového válce kapalinových brzd. Píst válce je proveden jako dvojitý, z čehož plyne, že utěsnění je provedeno dvěma manžetami. Primární manžeta těsní tlakový prostor, zatímco sekundární manžeta těsní píst proti atmosféře. Prostor uvnitř pístu je v klidové poloze vyplněn určitým množstvím kapaliny. Pokud se píst posune, prostor se spojí s vyrovnávacím otvorem a vyrovnávací nádrčkou, což je zásobník hydraulické kapaliny pro tento mechanismus.



Obrázek 7 - Hlavní válec [4]

Po sešlápnutí spojivového pedálu se píst v hlavním válci posune směrem doleva. Po posunu pístu se primární manžeta dostane do polohy, ve které je tlakový prostor oddělen od vyrovnávacího otvoru. Vzniklý tlak je veden k pracovnímu válci, kde působí na jeho píst. Ten se začne posouvat vpravo a prostřednictvím zdvihátka se ovládá další část vypínacího mechanismu, do něhož řadíme vysouvací vidlici a vypínací objímku s ložiskem.

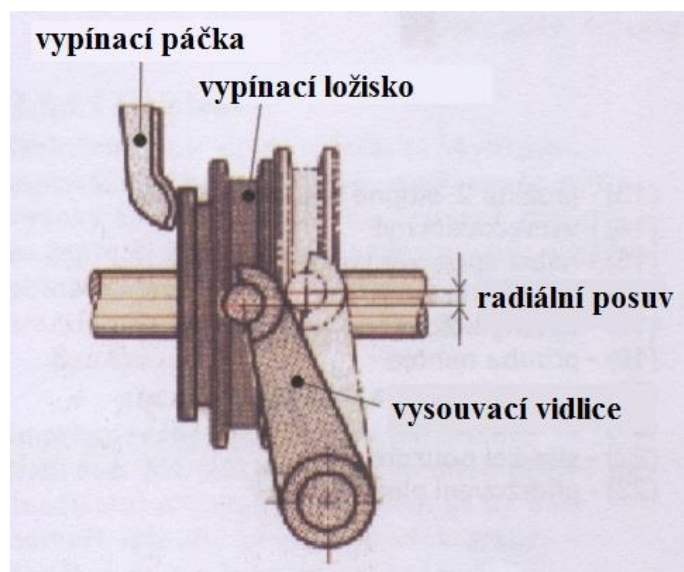


Obrázek 8 - Pracovní válec [3]

Po uvolnění pedálu spojky se píst hlavního válce vrátí do výchozí polohy, a to pomocí tlaku proudícím od pracovního válce a také pomocí vratné pružiny. Ovšem při rychlém uvolnění pedálu by mohlo dojít k zavzdušnění systému. Kapalina se totiž nestačí tak rychle vracet zpět do hlavního válce. Lze tomu zabránit následujícím způsobem. V čele pístu jsou otvory, kterými se příslušné množství kapaliny doplní. Otvory jsou za odpovídajících podmínek zakryté. Když pak píst zaujme klidovou polohu, je přebytečné množství odvedeno do zásobní nádržky.

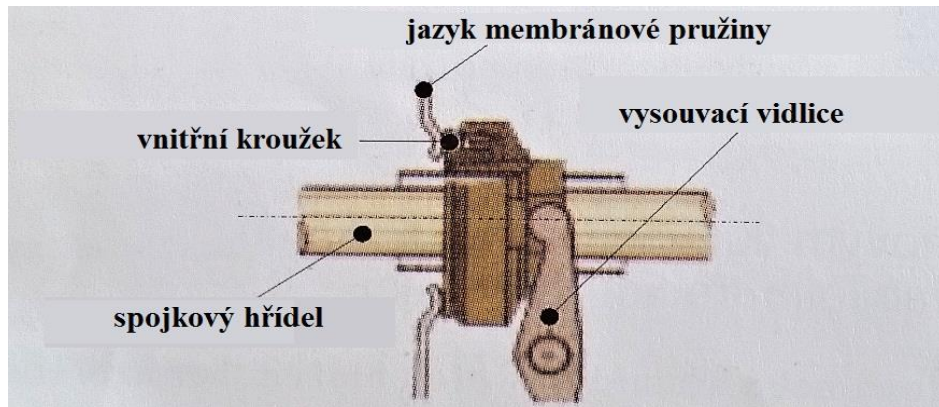
1.1.3. Vypínací ložiska

Spojení mezi přitlačným kotoučem a pevným vypínacím mechanismem je dosaženo pomocí vypínacího ložiska. Pro správný přenos vypínací síly pevného mechanismu na rotující přitlačný kotouč je žádoucí, aby bylo vypínací ložisko axiální. Snižují se ztráty způsobené vlivem tření. Vypínací ložisko spojky je součástí vypínací objímky, která je připevněna na vstupní hřídel převodovky. Samotné ložisko je spojeno s vysouvací vidlicí dvěma způsoby, a to posuvně nebo otočně.



Obrázek 9 - Otočně spojené ložisko [3]

Na obr. 9 je znázorněno otočné spojení vypínacího ložiska a vysouvací vidlice. U vypnuté spojky je mezi vypínacími páčkami nebo jazýčky membránové pružiny vůle. Spojkové ložisko se nebude otáčet. Při otáčivém pohybu dojde skoro vždy k radiálnímu posuvu středu ložiska k ose spojky. Tím ale dochází ke vzniku značných radiálních sil, které mají za následek zvýšené opotřebení. Z tohoto důvodu je žádoucí, aby byla čelní plocha ložiska opatřena teflonovou vrstvou. Ta zaručí, že opotřebení bude menší. Protože při otočném spojení vysouvací vidlice a ložiska dochází k nadměrnému opotřebení, jsou vypínací ložiska spojena posuvně.



Obrázek 10 - Posuvně spojené ložisko [3]

Na obr. 10 je znázorněno posuvné spojení vypínacího ložiska a vysouvací vidlice. Tato ložiska se pohybují posuvně po svém držáku. Držák ložiska je trubka, která je pevně spojená s předním víkem převodovky a zároveň je součástí její vstupní hřídelí. Při sešlápnutí pedálu spojky vidlice přitlačí spojkové ložisko na vypínací páčky spojky nebo na jazyčky membránové pružiny a dojde k oddálení přitlačného kotouče od spojkového kotouče. Je-li ložisko v pořádku, otáčí se pohyblivý kroužek spolu s motorem. Pak je zaručeno, že nedochází k nadměrnému opotřebení páček spojky nebo membránové pružiny. Toto uspořádání je možno použít jak pro spojky se spojkovou vůlí, tak i bez ní. Pokud uvažujeme případ, že ložisko je uloženo bez vůle, tak vypínací ložisko trvale dosedá na vypínací páčky nebo na jazyčky membránové pružiny. Z toho pak plyne, že se bude otáčet bez ohledu na to, jestli je spojka sepnuta nebo vypnuta.

U některých automobilů je spojkové ložisko montováno s vůlí. Takže pokud není spojka vypínána, ložisko stojí. V obou případech nesmí docházet k nechtěnému částečnému vypínání, pokud není aplikována síla na pedál. Vypínací ložiska nejvíce podléhají axiálnímu zatížení. Ovšem zpravidla se používají speciální axiálně-radiální kuličková ložiska. Tyto ložiska s rotujícím vnitřním kroužkem představují velkou výhodu spojenou s nízkou oběhovou rychlostí kuliček.



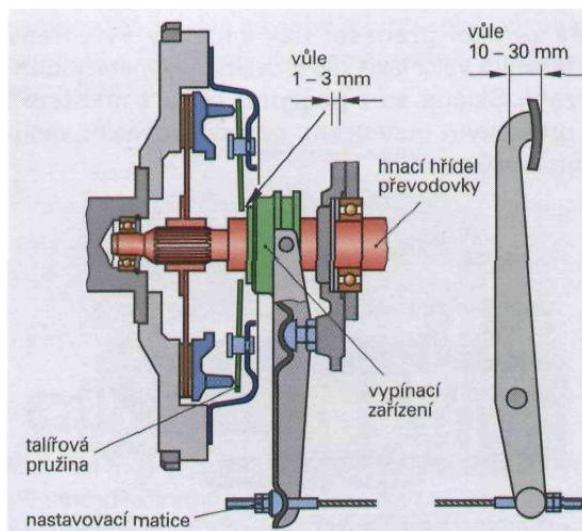
Obrázek 11 - Vypínací ložisko [6]

Technologický pokrok v oblasti automobilových konstrukcí vedl k použití nepřetržitě běžícímu vypínacímu ložisku. Ovšem to vedlo k silnému opotřebení konců membránových pružin vlivem malého posunu středu ložiska mezi motorem a převodovkou. Existují ložiska, která tento posun kompenzují a zároveň minimalizují opotřebení. Taková ložiska se nazývají samocentrující. Jsou radiálně otočná a centrují se automaticky s rotující spojkou.

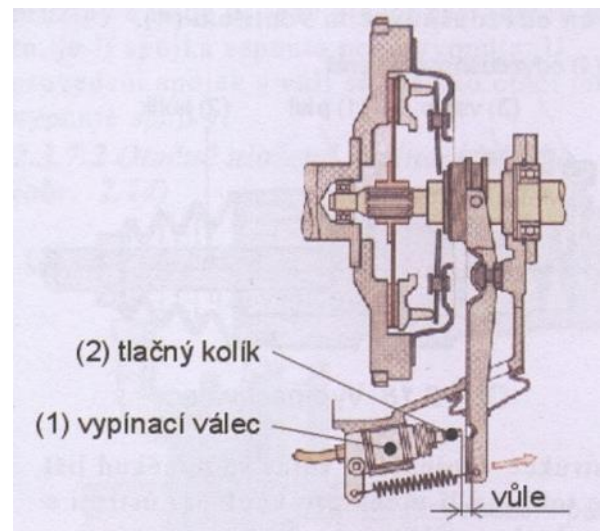
1.1.4. Spojkové vůle

Uspořádání s vůlí

Předpokládejme, že se spojka nachází v sepnuté pozici. Právě v této pozici musí být mezi vypínacím ústrojím, které je reprezentováno vypínacími páčkami nebo jazýčky membránové pružiny a vypínacím ložiskem, určitá vůle. Obvykle se pohybuje v rozmezí 1-3 milimetry. V důsledku opotřebení obložení spojkového kotouče se přitlačný kotouč posouvá směrem k setrvačníku. Vlivem posuvu se vypínací ústrojí postupně přibližuje k vypínacímu ložisku. Tím se snižuje velikost spojkové vůle. Jakmile dojde ke kontaktu mezi vypínacím ústrojím a ložiskem, sníží se přitlačná síla a spojka bude prokluzovat. Prokluzování je nepříjemné z hlediska vzniku tepla. Seřízení se provádí rozdílným způsobem. U mechanicky ovládaných spojek pomocí seřizovací matice na konci lanka a u hydraulicky ovládaných spojek pomocí změny délky tlačného kolíku.



Obrázek 12 – Vůle u mechanického vypínání [4]



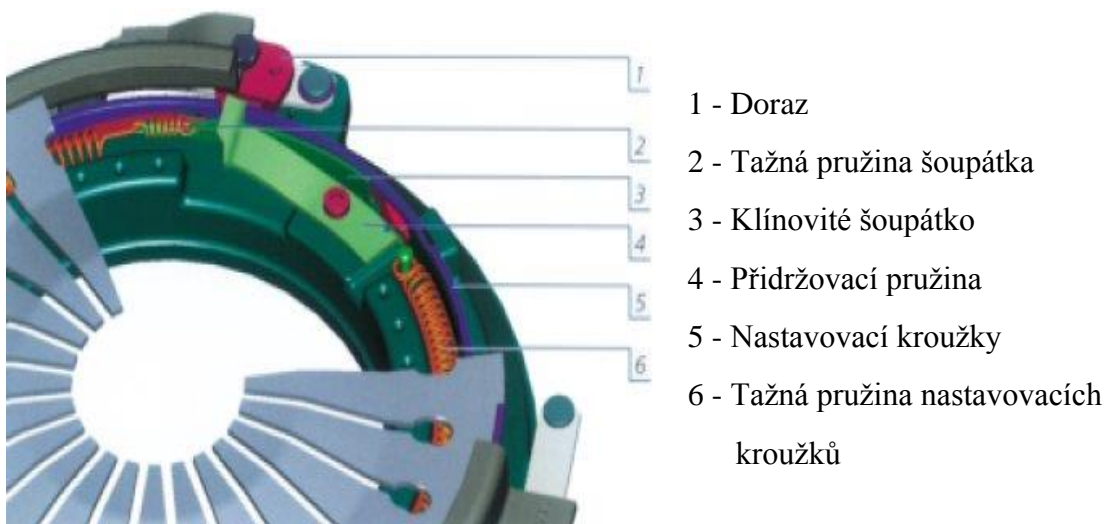
Obrázek 13 – Vůle u hydraulického vypínání [3]

Uspořádání bez vůle

U spojek bez vůle dosedá ložisko trvale na vypínací ústrojí. V tomto případě je žádoucí zajistit, aby se vliv opotřebení obložení kompenzoval samočinně. Je toho docíleno zavedením malého předpětí (40 - 100 N), kterým je vypínací ložisko tlačeno na jazýčky membránové pružiny nebo na vypínací páčky. U mechanicky vypínaných spojek je předpětí dosaženo pružinou, která neustále napíná ovládací lanko. U hydraulicky vypínaných spojek se předpětí vytváří v hlavním válci. Pomocí pístu a tlačného kolíku je předpětí přenášeno na další části ústrojí.

Automatické vyrovnávání opotřebení

Spojkové obložení podléhá opotřebení, které je způsobeno používáním spojky při provozu vozidla. V důsledku změny tloušťky obložení se mění pozice membránové pružiny a tím také velikost přitlačné a vypínací síly. Proto, výrobce spojek a spojkových systémů, firma Sachs vyvinula mechanismus XTend, který automaticky vyrovnává opotřebení spojkového obložení.



Obrázek 14 – Přitlačný kotouč XTend [14]

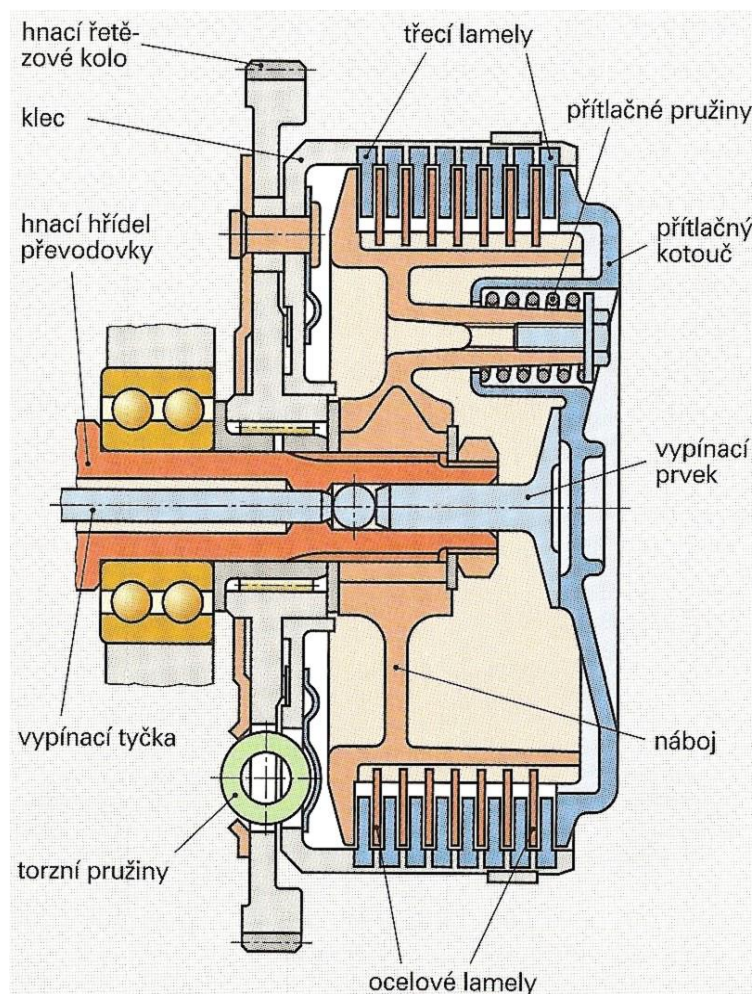
Při každém sepnutí spojky se pomocí dorazu (1) zkontroluje, jestli se změnila tloušťka obložení spojkového kotouče. Pokud tento stav nastane, doraz zvedne přidržovací pružinu (4) z nastavovacích kroužků (5) přesně o tuto dráhu opotřebení. Šoupátko (3) pak může svojí tažnou pružinou (2) zatáhnout do vzniklé mezery. V této poloze je zajištěno pomocí přidržovací pružiny. Při dalším vypnutí spojky může membránová pružina zaujmout svoji původní pozici. Systém spojky se nastaví na optimální charakteristiku dráhy a síly.

Automatické vyrovnávání opotřebení XTend umožňuje získat rezervu snížením maximálních vzniklých drah, protože během živostnosti spojky jsou vypínací charakteristiky prakticky stejné jako v novém stavu. Tato výhoda lze využít dvěma způsoby. Může se zmenšit membránová pružina nebo zvýšit přenášený točivý moment.

XTend pracuje nezávisle na charakteristikách pružin obložení a membránové pružiny. V důsledku toho lze systém spojky optimálně přizpůsobit individuálním požadavkům na vozidlo. Je necitlivý vůči extrémním kolísáním teplot, znečištění a stárnutí. Automatické vyrovnávání umožňuje na rozdíl od obvyklých spojek podstatné zvýšení objemu opotřebení, což vede ke zvýšení životnosti.

1.2. Lamelová spojka

Lamelová spojka je ústrojí, které se nejvíce využívá u motocyklů. Spojku této konstrukce najdeme také v automobilu s automatickou převodovkou. Většinou se v ní vyskytují dvě nebo někdy i tři lamelové spojky. Slouží hlavně k řazení jednotlivých planetových převodů.

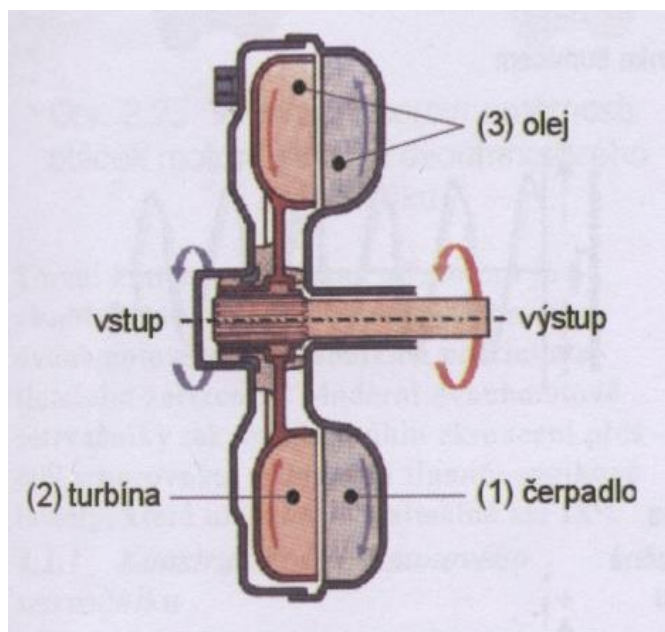


Obrázek 15 – Lamelová spojka [4]

Konstrukční řešení je následující. Hnací kotouče s vnějším ozubením a hnané kotouče s vnitřním ozubením jsou za sebou střídavě uspořádány a pracují většinou v olejové lázni. Kotouče s vnějším ozubením (třecí lamely) zabírají do drážek klece kotoučů s vnitřním ozubením (ocelové lamely). Přítlačný kotouč zachycuje několik přítlačných pružin. Pomocí náboje je kotouč spojen s hnací hřídelí převodovky. Pokud je spojka sepnutá, přítlačné pružiny přitlačují přítlačný kotouč, třecí lamely a ocelové lamely k sobě. Třením dochází k tomu, že třecí lamely s sebou strhávají ocelové lamely. Klec spojky a náboj jsou tak vzájemně spojeny. Točivý moment spalovacího motoru se přenáší klecí spojky na třecí lamely. Protože mezi lamelami existuje vazba, momentový tok pokračuje přes přítlačný kotouč a náboj na vstupní hřídel převodovky. Vypínání spojky je založeno na principu zdvihnutí přítlačného kotouče od lamel spojky. Vypínací zařízení tlačí přes vypínací tyčku a vypínací prvek proti přítlačnému kotouči. Ten se proti síle přítlačných pružin zdvihne a tok je přerušen.

1.3. Hydrodynamická spojka

Spojka se skládá z čerpadla, turbíny a pouzdra. Obě kola jsou opatřena lopatkami, mezi nimiž proudí olej. Pomocí pouzdra a příruby je spojka připevněna k setrvačníku motoru.



Obrázek 16 – Hydrodynamická spojka [3]

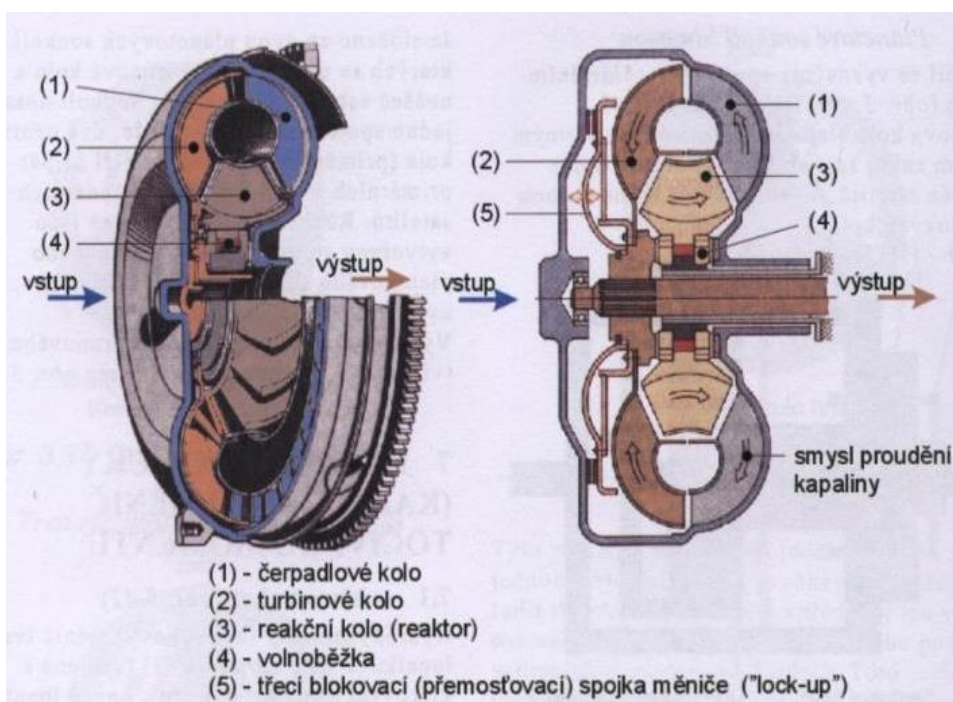
Nejdříve dojde k roztočení čerpadla (1) pomocí točivého momentu motoru, zatímco turbína (2) se nepohybuje. Po roztočení čerpadla se olej (3) rozproudí a přenáší svoji pohybovou energii na lopatky turbíny. Pohybová energie způsobí roztočení turbíny a výstupního hřídele, čímž je zajištěn přenos momentu.

Pro přenos je důležité, aby otáčky na vstupu byly větší než na výstupu. Za této podmínky dochází ke skluzu. Kapalina může proudit a moment je přenášen. Pokud podmínka rozdílu velikosti otáček není splněna, k žádnému přenosu momentu nedochází.

Hlavní výhodou hydrodynamické spojky je měkký záběr při rozjezdu vozidla. Vlivem skluzu je maximální přenášený moment posunut do oblastí nižších rychlostí, což napomáhá k rychlejšímu rozjezdu.

1.4. Hydrodynamický měnič točivého momentu

Hydrodynamický měnič točivého momentu je v automobilu umístěn mezi motorem a automatickou převodovkou. Jeho úkolem je plynule zvětšovat přenášený točivý moment a částečně přebírat funkci rozjezdové spojky (zajistit měkký rozjezd).



Obrázek 17 – Hydrodynamický měnič momentu [3]

Princip činnosti měniče je vcelku podobný jako činnost hydrodynamické spojky. Pokud se vozidlo rozjíždí, má čerpadlové kolo stejné otáčky jako jsou otáčky motoru v daném okamžiku. Ale turbinové kolo a reakční člen se v tu dobu ještě nepohybují. Kapalina (většinou olej) proudí od čerpadlového kola na turbinové. Přitom dochází k transformaci pohybové energie na točivý moment. Turbinové kolo se začne otáčet až v okamžiku, kdy je transformovaný moment větší než odporový moment na vstupním hřídeli převodovky. Proud kapaliny postupuje na reakční člen měniče a snaží se ho otáčet proti směru otáčení čerpadlového kola. Tento úmysl je blokován volnoběžkou.

Kapalina působí na zahnuté lopatky stále stojícího reaktoru. Tok kapaliny způsobuje zpětnou reakci, která má za následek zvýšení rotační síly na lopatkách turbínového kola a tím i zvýšení točivého momentu. Reakční člen vede olej zpět na čerpadlové kolo, aby se okruh uzavřel. S rostoucími otáčkami turbínového kola dochází k tomu, že se rozdíl mezi jejími otáčkami a otáčkami čerpadlového kola snižuje. Teď už kapalina působí na lopatky reakčního členu v jiném směru a z toho důvodu se sníží přenášený moment na převodovku. Reaktor se začíná pomalu otáčet. V okamžiku, kdy kapalina vstupující do reakčního členu přestane vytvářet reakční sílu, má reaktor přibližně stejné otáčky jako turbínové kolo. Pak už nedochází k násobení přenášeného momentu, který je v tu chvíli stejný jako točivý moment motoru. Činnost reaktoru odpadá a měnič začíná fungovat jako hydrodynamická spojka.

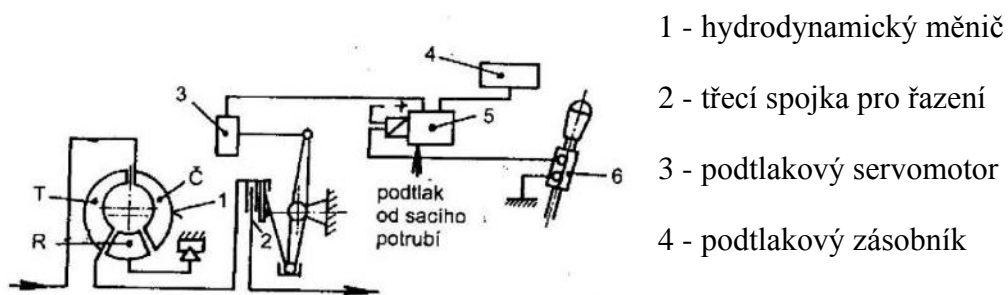
Současné měniče jsou obvykle opatřeny třecí spojkou, která je ovládána hydraulicky. Tato spojka blokuje funkci měniče při zařazeném třetím nebo čtvrtém rychlostním stupni, a to tak, že vytvoří pevnou vazbu mezi turbínovým a čerpadlovým kolem. Tím je zajištěno, že se točivý moment přenáší téměř beze ztrát do převodovky. Mezi hlavní výhody hydrodynamického měniče patří skutečnost, že zajišťuje plynulý rozjezd a nedochází k mechanickému opotřebením součástí jako u samotné třecí spojky. Nevýhodou je nižší účinnost.

1.5. Samočinná spojka

Samočinné spojky jsou prvky hnacího ústrojí, které umožňují tzv. dvoupedálové ovládání vozidla. Při použití spojek této konstrukce není nutné mít v automobilu zavedený spojkový pedál, čímž je samotné ovládání vozidel jednodušší a komfortnější. Během let se vyvinulo několik systémů, které řeší samočinné vypínání a ovládání spojky.

1.5.1. Systém WSK

Systém WSK byl vyvinut firmou Fichtel & Sachs a je možno ho zařadit mezi polosamočinné ovládací systémy.



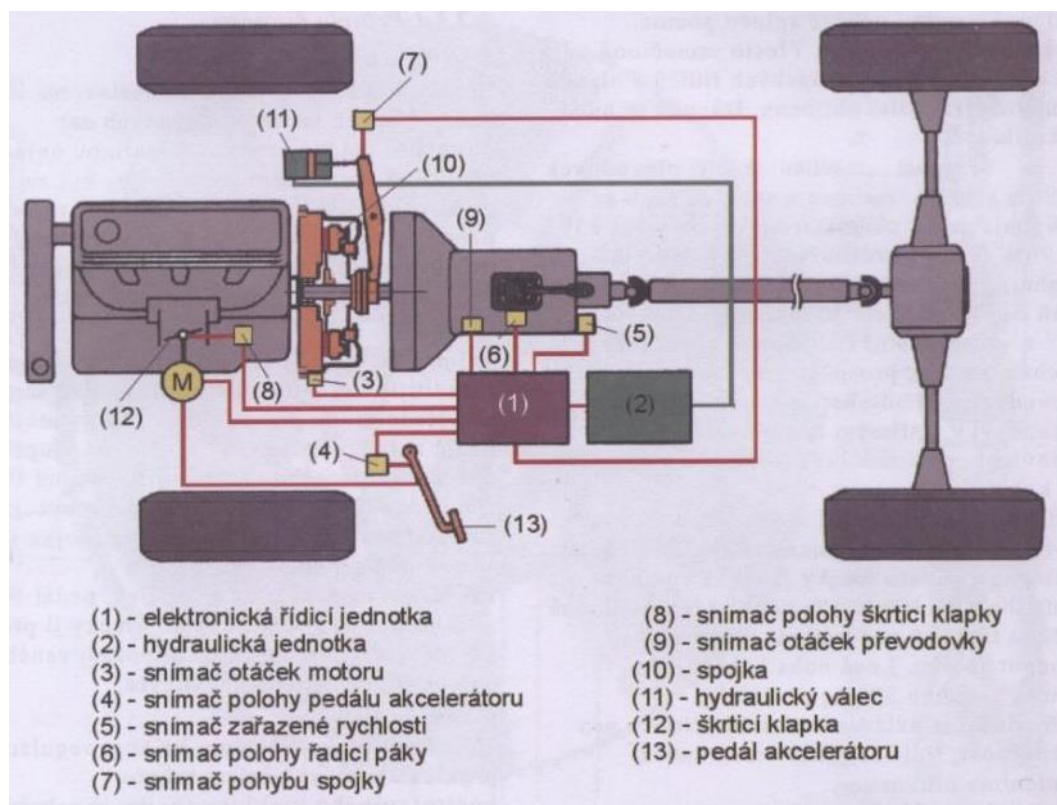
Obrázek 18 – Schéma systému WSK [1]

- 1 - hydrodynamický měnič
- 2 - třecí spojka pro řazení
- 3 - podtlakový servomotor
- 4 - podtlakový zásobník
- 5 - řídicí ventil
- 6 - řadicí páka s konstantním spínačem

Mezi hlavní části patří hydrodynamický měnič a třecí spojka. Měnič pouze zvyšuje přenášený momentový tok, který dále pokračuje na mechanickou třecí spojku pro řazení jednotlivých rychlostních stupňů. Tato spojka je vybavena membránovou pružinou, která je při vypínání roztahována, a ne stlačována. Vypínání se děje samočinně. Je využíváno rozdílu mezi tlakem v sacím potrubí motoru a tlakem vnějšího ovzduší. Při řazení je pohybem řadicí páky sepnut elektrický kontakt. Tímto způsobem je do řídicího ventilu vtaženo magnetické jádro, které uvolní spojení mezi sacím potrubím a servomotorem. Již dříve zmíněný tlakový rozdíl vyvolá pohyb pístu servomotoru. Ten pomocí vypínacích pák vypne řadicí spojku.

1.5.2. Systém EKM

Systém EKM lze zařadit do kategorie elektronické spojkové systémy. Byl vyvinutý německou firmou LUK. Spojka je řízena samočinně prostřednictvím elektronické řídicí jednotky a hydraulické jednotky spojky.



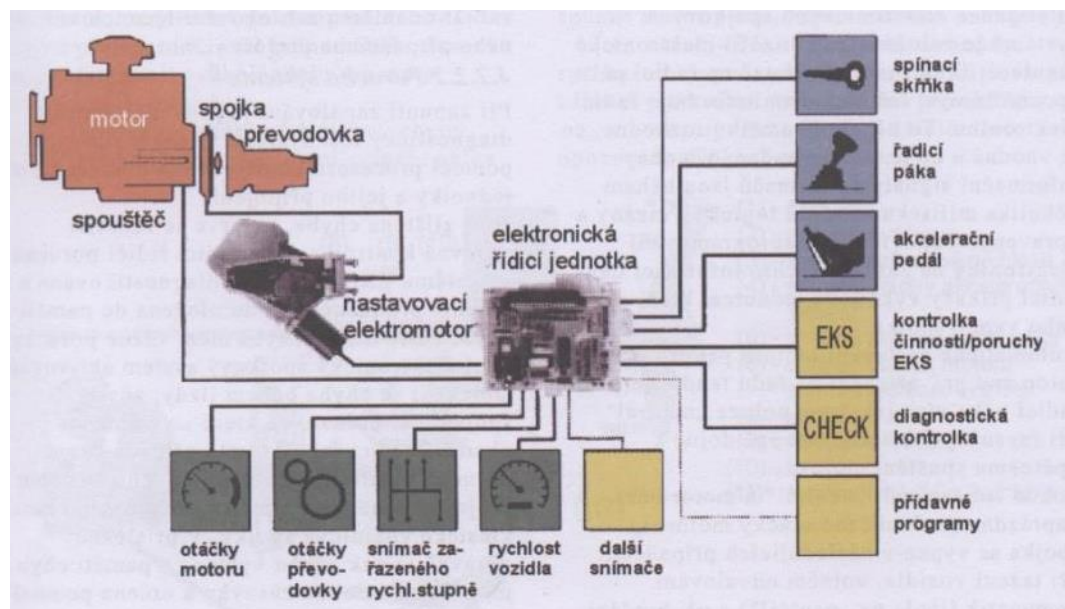
Obrázek 19 – Schéma systému EKM [3]

Elektronická řídicí jednotka je hlavní částí tohoto systému. Získává totiž informace ze snímačů otáček motoru a převodovky. Dále zaznamenává polohu škrtkové klapky a pedálu akcelérátoru. Také snímá, jaký je v daný okamžik zařazený rychlostní stupeň. Na základě všech těchto vstupů řídicí jednotka ovládá hydraulickou jednotku a hydraulický válec spojky. Princip zařazení je následující. Snímač na řadicí páce rozpozná úmysl řidiče změnit rychlostní stupeň.

Vypnutí spojky je zajištěno hydraulickým válcem, a tak dojde k zařazení požadovaného stupně. Jeho snímač pak řídicí jednotce podává informaci o tom, že už došlo ke změně převodu. Následně se spojka samočinně sepne. Výhodou je, že se při řazení nemusí uvolňovat pedál akceleračního pedálu, a to proto, že před samotným procesem řazení dojde k přivření škrticí klapky pomocí ovládacího prvku. Po změně převodového stupně je klapka samočinně otevřena. Tento systém však plní další důležitou funkci, konkrétně regulaci prokluzu spojky. Účelem kontrované regulace je zabránit přenosu vibrací a rázů, vzniklých nerovnoměrným chodem motoru, dále do převodovky, což je jedna z výhod EKM systému.

1.5.3. Systém EKS

Systém EKS lze zařadit do kategorie elektronické spojkové systémy. Byl vyvinutý firmou Fichtel & Sachs.



Obrázek 20 – Schéma systému EKS [3]

Spojka je ovládána elektro-hydraulicky a centrem je elektronická řídicí jednotka. Její software je nastaven tak, aby vyhovoval charakteristice vozidlového motoru a celkovému uspořádání hnacího ústrojí. Princip činnosti celého systému je následující. Nejdříve dochází k tomu, že snímače zvoleného rychlostního stupně a polohy plynového pedálu spolu s kontaktním snímačem aktivují program pro rozjezd vozidla. Ten je naprogramován v softwaru řídicí jednotky. Řídicí jednotka částečně rozpoznává citlivost jízdy vozidla (sportovní, normální) a podle toho nastaví odpovídající rychlost vypínání spojky. Rozjezd je možný pouze na nižší převodové stupně. Pokud dojde k zařazení nevýhodného stupně, aktivuje se varovná kontrolka a rozjezd není možný.

Elektronika systému umožňuje i proměnný prokluz, který je nutný při pojíždění nebo rozjezdu do stoupání. Při řazení rychlostního stupně, který je z hlediska jízdních poměrů nevýhodný, dojde k vypnutí spojky. Ovšem spojka se po zařazení zpátky nesepe. Také teď je řidič upozorněn varovnou kontrolkou. Tato chyba je registrována řídicí jednotkou pomocí snímače zařazeného stupně a otáček výstupního hřídele převodovky. Tím, že nedojde k sepnutí spojky, zabráníme náhlému zablokování hnacích kol vozidla nebo možnému přetočení motoru.

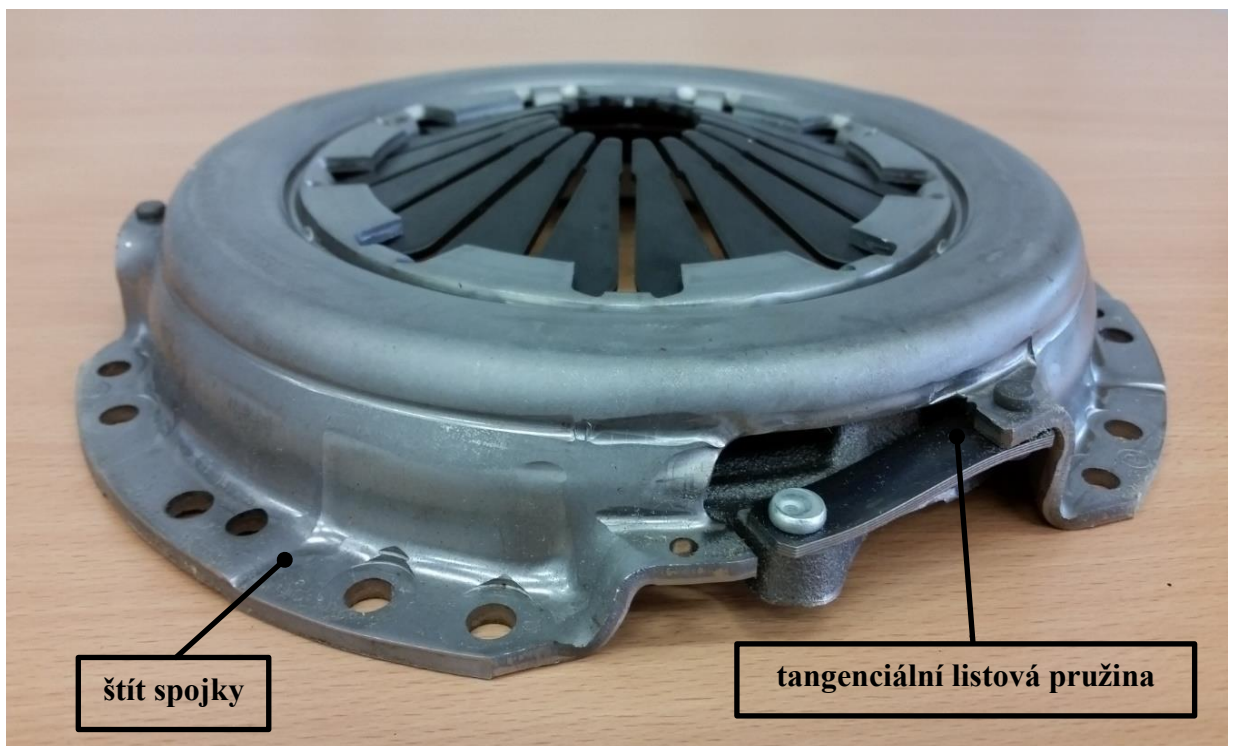
2. NÁVRH VYPÍNACÍHO ÚSTROJÍ SPOJKY

Návrh vypínacího ústrojí spojky bude vycházet z experimentálního měření přítlačného kotouče.

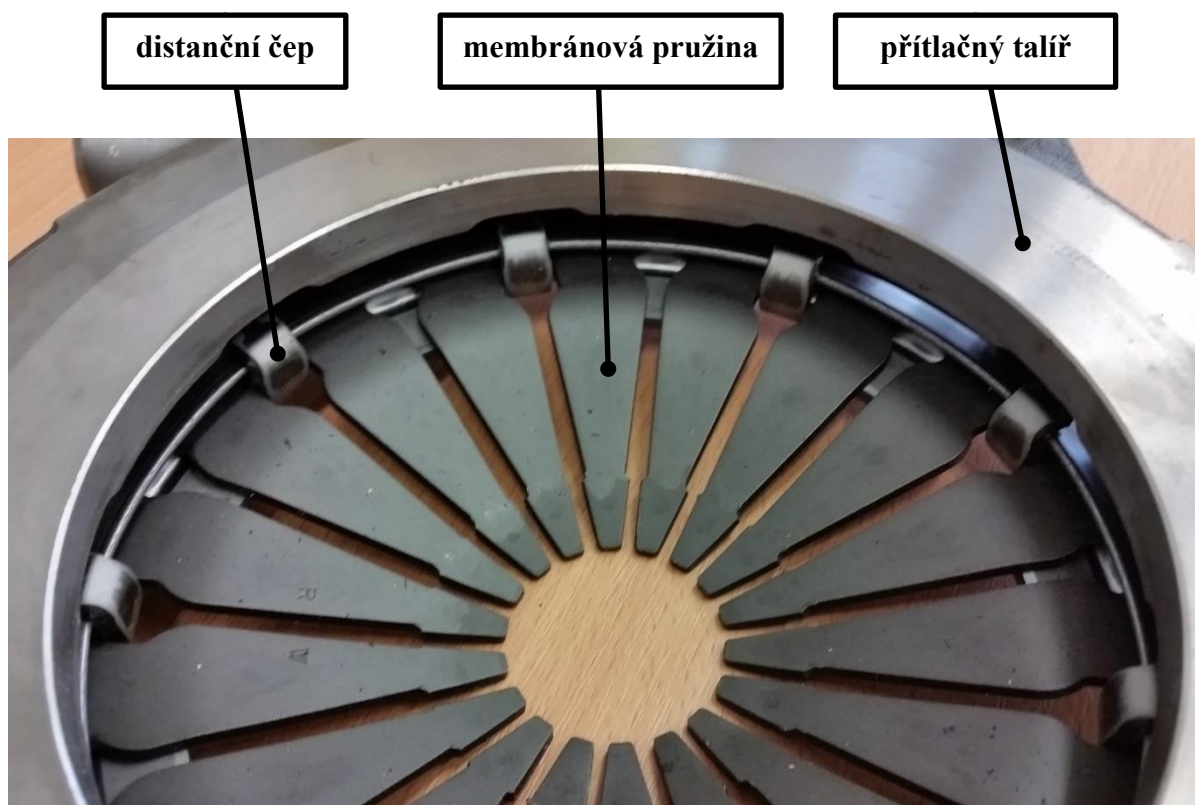
2.1. Popis experimentu

K získání experimentální dat byl použit přítlačný kotouč, který byl vyroben francouzskou firmou VALEO. Zvolený vzorek se používal v konstrukci spojky u následujících vozidel (Peugeot Boxer a Citroen Jumper – obě vozidla rok výroky: 1994 až 2002).

Vzorek je tedy tvořen přítlačným kotoučem, tangenciální listovou pružinou, distančním čepem a membránou pružinou s tzv. jazýčky. Pružina se při stlačování vlivem působení vypínacího ložiska deformuje. Deformace zajistí oddálení přítlačného kotouče od spojkového kotouče a tímto způsobem je přenos točivého momentu motoru přerušen.



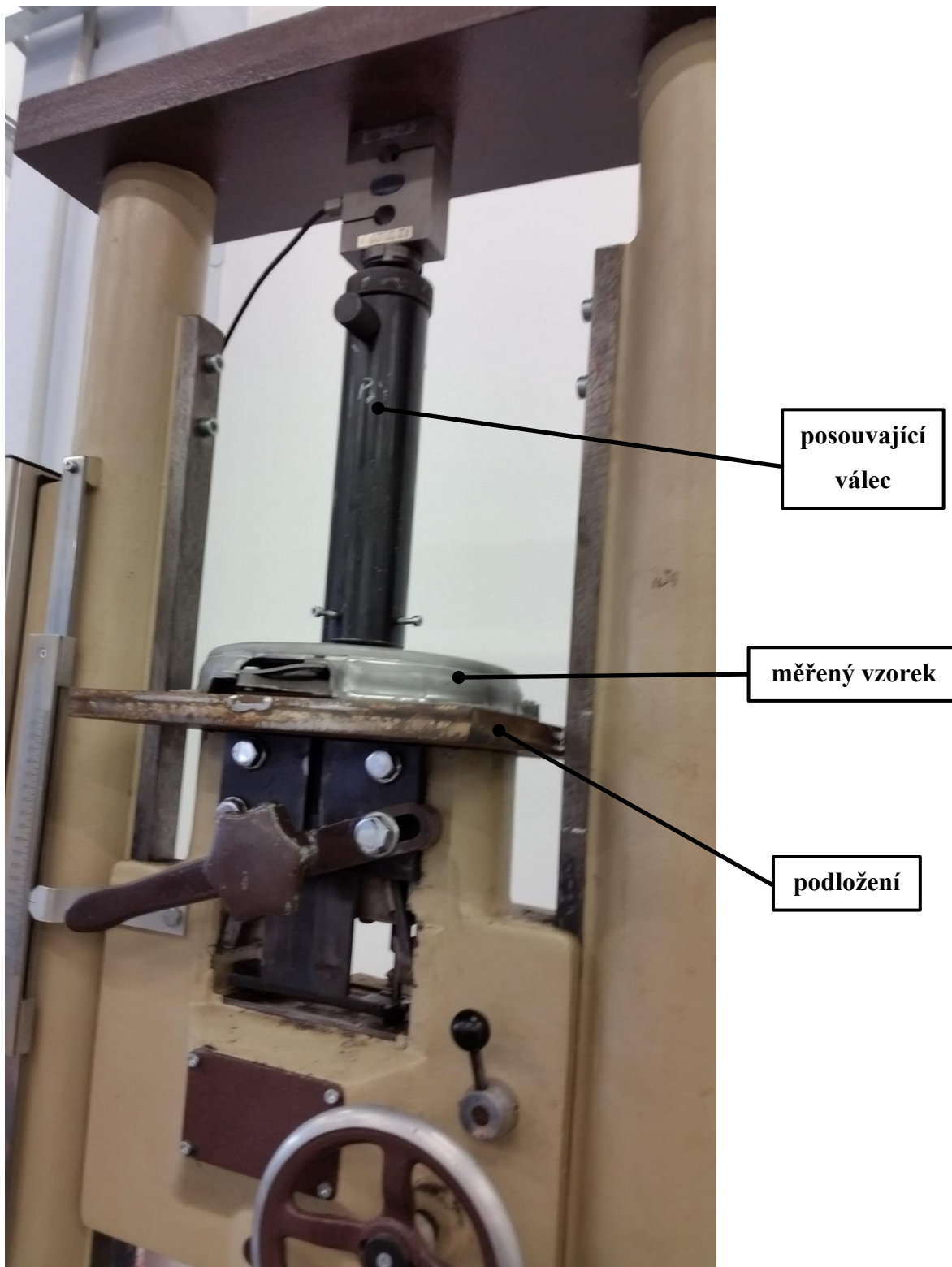
Obrázek 21 – První pohled na měřený vzorek



Obrázek 22 – Druhý pohled na měřený vzorek

Měření bylo provedeno v laboratoři VVCD – Výzkumné a výukové centrum v dopravě v Doubravicích. Využito bylo zařízení, které se používá ke zjišťování statických tahových, popřípadě statických tlakových vlastností jednotlivých vzorků různých materiálů, přičemž je vzorek vystaven působení kvazistatického zatížení. Měřicí zařízení je zobrazeno na obr. 23.

Základní částí měřicího stroje je posouvající válec, který je ovládán tlakem hydraulické kapaliny. Při zvyšování zatěžovací síly působící na vzorek je na válec vyvíjen zvyšující se hydraulický tlak, který zajistí posun válce. Posouvání válce pak má za následek tlakové namáhání vzorku.



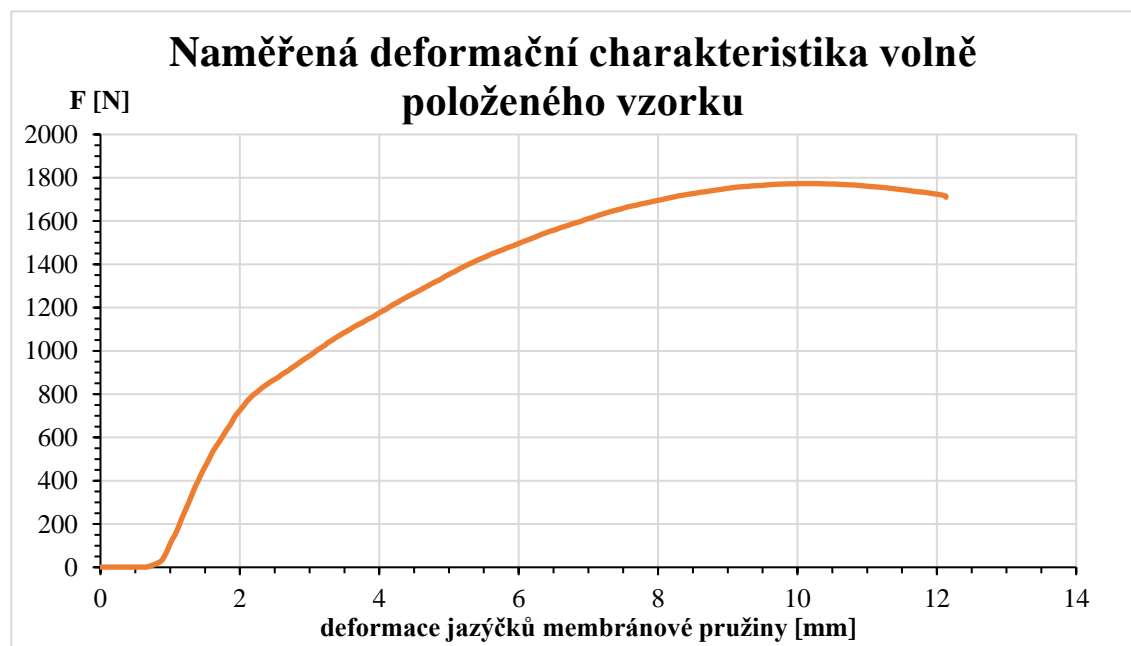
Obrázek 23 – Měřicí zařízení se vzorkem

Před samotným měřením bylo nutné válec nastavit do takové polohy, aby byl v kontaktu s jazýčky membránové pružiny. Tato poloha byla označena jako referenční (nulová). Tím je myšleno, že od této polohy se začne snímat jeho posuv (resp. deformace pružiny) a tlaková síla. Cílem měření bylo získat deformační charakteristiku membránové pružiny (závislost deformace na tlakové síle).

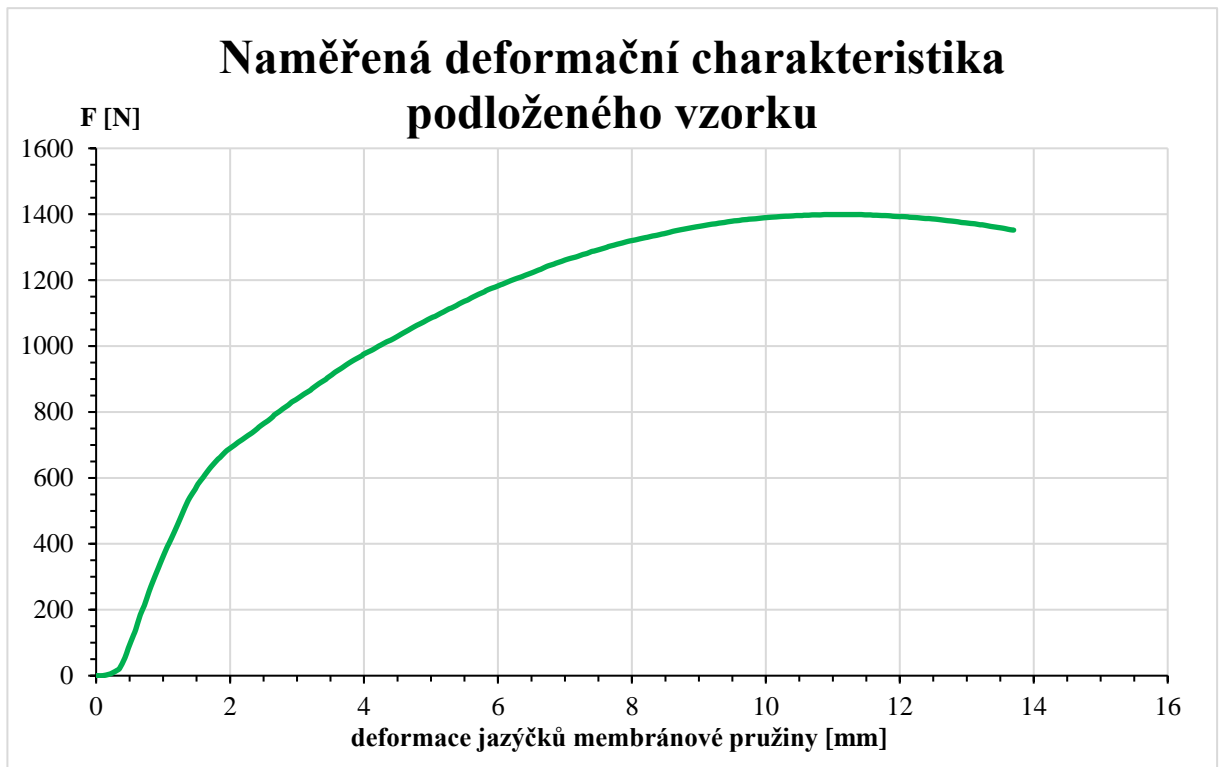
Měření probíhalo ve dvou krocích. V prvním kroku byl měřený vzorek volně položen na správné místo na měřicím zařízení. Vzorek byl v tomto případě podepřen za přítlačný talíř (viz obr. 22). Posouvající válec se nastavil do výše zmíněné nulové polohy. Zařízení se následně spustilo a válec se vlivem zvyšující se síly začal posouvat a způsobovat tlakové namáhání vzorku. Měření bylo pozastaveno až chvíli po dosažení maximální síly. Cílem bylo zjistit průběh po dosažení maxima.

V druhém kroku bylo pod měřený vzorek umístěno podložení (kovová deska s dírou) viz obr. 23. Při použití podložení nebyl měřený vzorek podepřen za přítlačný kotouč, ale za štít spojky (viz obr. 21). Válec byl opět nastaven do polohy kontaktu s jazýčky membránové pružiny měřeného vzorku. Pak se celé měření opakovalo a bylo opět zastaveno až chvíli po naměření maximální hodnoty síly. Podložení bylo použito z důvodu zjištění účinků tangenciální listové pružiny spojkového kotouče (viz obr. 21).

Naměřené deformační charakteristiky



Obrázek 24 – Deformační charakteristika volně položeného vzorku



Obrázek 25 – Deformační charakteristika podloženého vzorku

Z grafů deformačních charakteristik je patrné, že při stejné velikosti deformace jazyčků membránové pružiny, v případě podloženého vzorku membránové pružiny, nabývá tlaková síla menších hodnot než v případě volně položeného vzorku. To znamená, že tangenciální pružiny spojkového kotouče částečně ovlivňují tuhost a maximální síly.

	volně položený vzorek	podložený vzorek
maximální síla F_{\max} [N]	1773	1400
deformace při F_{\max} [mm]	10,2	11,2

Tabulka 1 – Hodnoty maximální síly a deformace pro 2 případy měření

Při navrhování vypínacího ústrojí spojky budu vycházet z výsledků měření podloženého vzorku. Toto uložení zkušební vzorku lépe popisuje reálné umístění spojky (přítlačný kotouč a štít spojky) na setrvačnicku spalovacího motoru vozidla. Proto budu uvažovat, že axiální síla, kterou vypínací ložisko tlačí na jazyčky nabývá hodnoty **$F_A = 1400 \text{ N}$** .

Vypínací ústrojí spojky se skládá z vypínacího ložiska, vysouvací vidlice, pracovního válce spojky, hlavního válce spojky a spojkového pedálu. Hlavní válec je připevněn pomocí čepu na spojkovém pedálu a pracovní válec je umístěn ve víku převodovky. Při sešlapování spojkového pedálu působí na píst hlavního válce síla. Ta zapříčiní jeho posun a vytvoření tlaku v hydraulickém vedení. Tlak působí na píst pracovního válce, ke kterému je upevněna tlačná tyč. Vlivem tlakového účinku dojde k jeho posunu, čímž dochází k pohybu tlačné tyče. K této tyči je upevněna vysouvací vidlice, která pak působí na objímku s vypínacím ložiskem.

Na základě zvolené velikosti vypínací síly, kterou ložisko tlačí na jazýčky membránové pružiny, se bude jako první počítat trvanlivost vypínacího ložiska. Navazovat bude návrh a pevnostní výpočet vysouvací vidlice. Návrh spojkového pedálu a jeho pevnostní kontrola bude provedena jako poslední spolu s výpočtem a možnou realizací čepového spojení pedálu k jeho pouzdru a spojení hlavního spojkového válce ke spojkovému pedálu.

2.2. Výpočet trvanlivosti axiálního ložiska

Z katalogu ložisek SKF bylo vybráno axiální ložisko s podobnými rozměry, jako spojkové ložisko, které se používalo ve vozidlech s daným přítlačným kotoučem.

Použito kuličkové ložisko SKF 51405.

$$D = 60 \text{ mm} \qquad f_d = 1,2$$

$$d = 25 \text{ mm} \qquad f_u = 1$$

$$F_A = 1400 \text{ N} \qquad X = 0$$

$$F_R = 0 \text{ N} \qquad Y = 1$$

$$n = 2500 \text{ min}^{-1} \qquad a = 3$$

$$C = 42\,300 \text{ N}$$

Konkrétní hodnota axiální síly byla zvolena podle výsledků měření, které bylo provedeno na výše uvedeném přítlačném kotouči spojky.

1) Přepočet zatížení na ekvivalentní zatížení se započtením sil v axiálním směru

$$F_{A_1} = F_A \cdot f_d \cdot f_u = 1400 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1680 \text{ N}$$

2) Přepočítání zatížení na ekvivalentní zatížení se započtením sil v radiálním směru

$$F_{R_1} = F_R \cdot f_d \cdot f_u = 0 \cdot 1,2 \cdot 1 = 0 \text{ N}$$

kde f_d je součinitel přidavných sil od připojených strojů a f_u je součinitel přidavných sil z nepřesnosti ozubení. V tomto případě se druhý jmenovaný součinitel neuvažuje, což znamená, že nabývá hodnoty $f_u = 1$.

3) Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska

$$P = X \cdot F_{R_1} + Y \cdot F_{A_1} = 0 \cdot 0 + 1 \cdot 1680 = 1680 \text{ N}$$

4) Výpočet trvanlivosti ložiska v hodinách

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot \frac{1 \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{42\,300}{1680}\right)^3 \cdot \frac{1 \cdot 10^6}{60 \cdot 2500} = 106\,415 \text{ hodin} \sim 12,2 \text{ let}$$

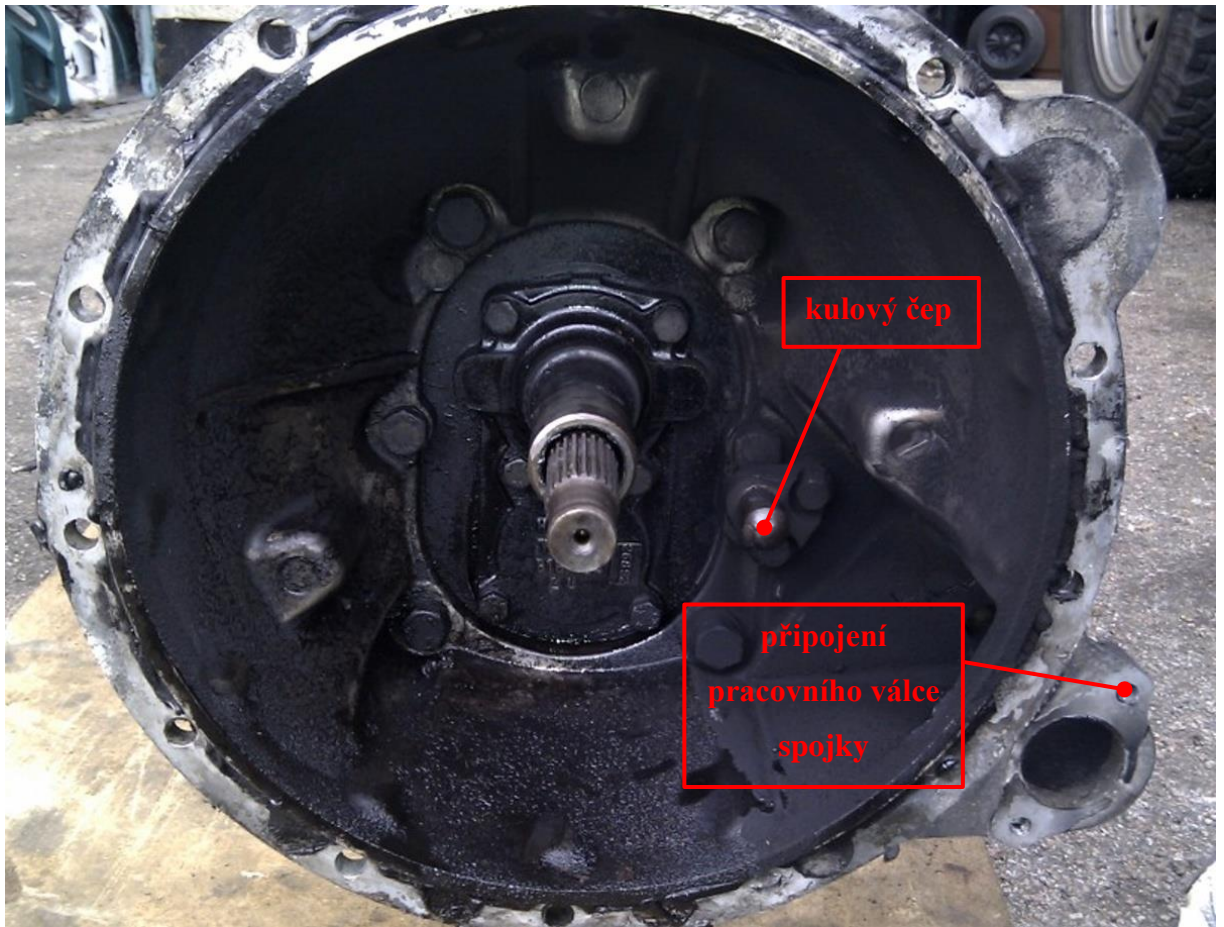
Pokud bude vypínací ložisko zatěžováno konstantním výše vypočteným zatížením a bude se otáčet výše uvedenými konstantními otáčkami, jeho trvanlivost bude přibližně 12,2 let. Vypínací ložisko s objímkou, ve kterém je uloženo, je ovládáno pomocí vysouvací vidlice spojky.

2.3. Návrh vysouvací vidlice spojky

Vysouvací vidlice spojky slouží k přenosu síly vyvozeném na pracovním válci spojky na objímku s vypínacím ložiskem. Vidlice je uložena ve víku převodovky pomocí kulového čepu.

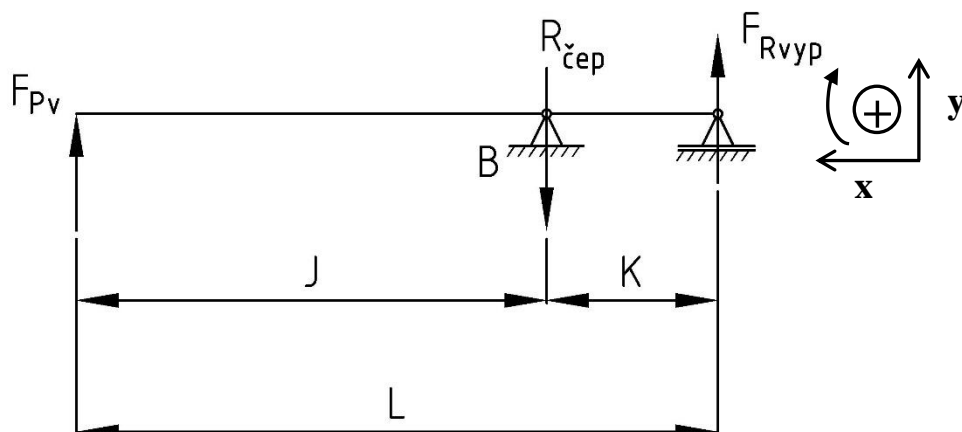


Obrázek 26 – Kulový čep



Obrázek 27 – Víko převodovky s kulovým čepem

Vysouvací vidlice pracuje na principu dvojzvrtné páky. Silové poměry jsou zobrazeny na následujícím obr. 28.



Obrázek 28 – Silové poměry na vysouvací vidlici spojky

Data pro výpočet silových poměrů:

$$J = 60 \text{ mm}$$

$$K = 40 \text{ mm}$$

$$F_{Rvyp} = F_A = 1400 \text{ N}$$

$$L = 100 \text{ mm}$$

kde F_{Rvyp} je reakce v uložení spojkové vysouvací vidlice na objímce vypínacího ložiska a F_A je vypínací síla

5) Výpočet síly vyvíjenou a přenášenou tlačnou tyčí na vidlici

$$\sum M_{i_B} = 0$$

$$F_{P_v} \cdot J - F_{Rvyp} \cdot K = 0$$

$$F_{P_v} = F_{Rvyp} \cdot \frac{K}{J} = 1400 \cdot \frac{40}{60} = 933 \text{ N}$$

6) Výpočet reakční síly v uložení vidlice v kulovém čepu

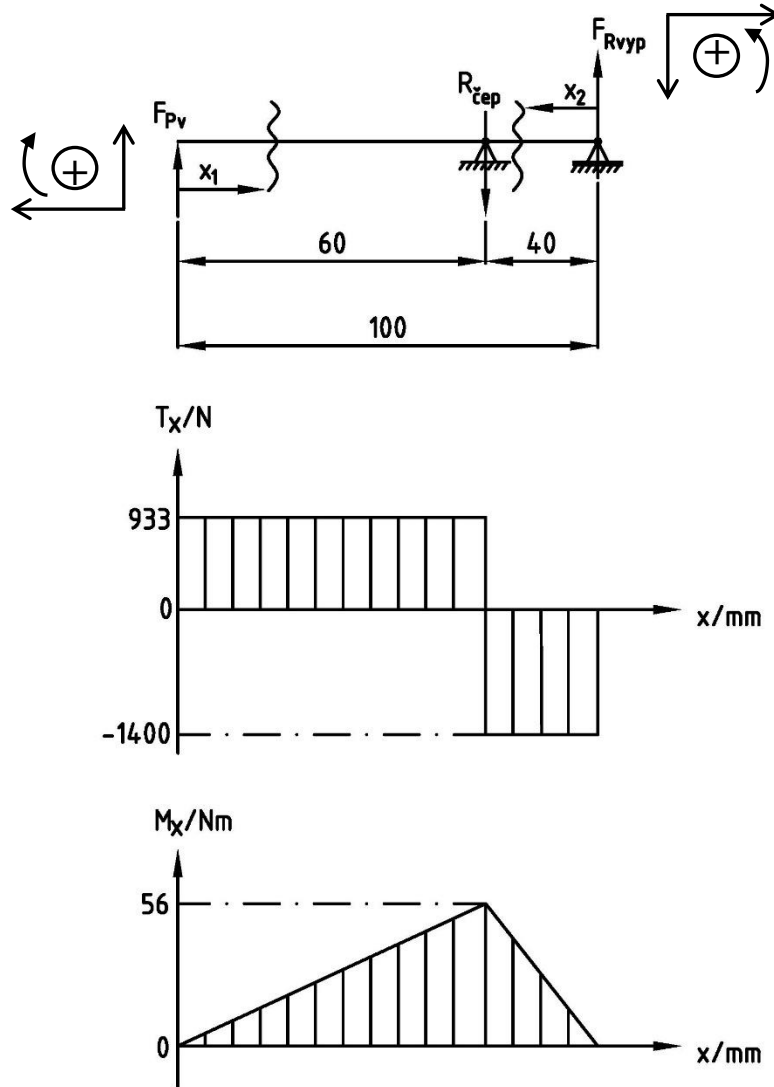
$$\sum F_{iy} = 0$$

$$F_{P_v} - R_{\check{c}ep} + F_{Rvyp} = 0$$

$$R_{\check{c}ep} = F_{Rvyp} + F_{P_v} = 1400 + 933 = 2333 \text{ N}$$

7) Výpočet vnitřních silových účinků

Návrh možného provedení vysouvací vidlice spojky je zobrazen v příloze bakalářské práce. Pro výpočet pevnosti je nejprve nutné určit velikost vnitřních účinků.



Obrázek 29 – Vnitřní silové účinky na vysouvací vidlici spojky

a) $x_1 \in \langle 0; 60 \rangle$

$$T_x = F_{Pv} = 933 \text{ N}$$

$$M_x = F_{Pv} \cdot \frac{x}{1000} \Rightarrow M_{60} = M_{o_{max}} = 933 \cdot \frac{60}{1000} = 56 \text{ Nm}$$

kde T_x je posouvající síla, F_{Pv} je síla vyvíjená pracovním válcem spojky, M_x je ohybový moment a $M_{o_{max}}$ je maximální ohybový moment.

b) $x_2 \in \langle 0; 40 \rangle$

$$T_x = F_{Rvyp} = -1400 \text{ N}$$

$$M_x = R_{vyp} \cdot \frac{x}{1000} \Rightarrow M_{40} = M_{o_{max}} = 1400 \cdot \frac{40}{1000} = 56 \text{ Nm}$$

kde T_x je posouvající síla, F_{Rvyp} je síla v uložení vysouvací vidlice na objímce vypínacího ložiska, M_x je ohybový moment a $M_{o_{max}}$ je maximální ohybový moment.

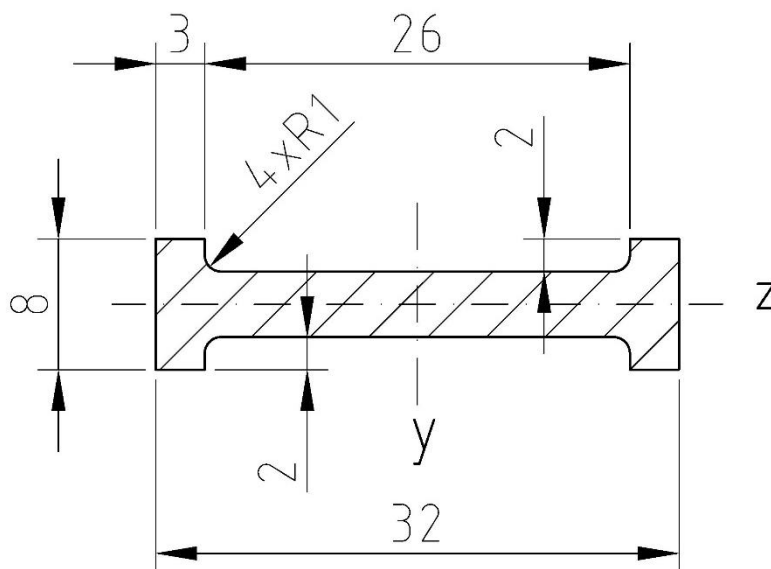
Po vypočítání konkrétních hodnot vnitřních účinků je zapotřebí určit, jak velké mechanické napětí tyto účinky uvnitř materiálu vyvolají.

8) Výpočet redukováného mechanického napětí

Z předešlého výpočtu vnitřních účinků je patrné, že vysouvací vidlice spojky je namáhána posouvající silou a ohybovým momentem. Posouvající síla způsobuje namáhání materiálu na střiž. Ohybový moment je vytvářen právě onou posouvající silou působící na rameni určité délky. Pevnostní kontrola bude provedena v místě největšího namáhání vysouvací vidlice.

8.1. Výpočet ohybového na napětí

Ohybový moment vyvolá v materiálu normálové napětí σ .



Obrázek 30 – Průřez vysouvací vidlicí

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot 8 \cdot 32^3 - 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 2 \cdot 26^3 = 15\,987 \text{ mm}^4$$

$$y_{max} = 4 \text{ mm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{I_y} \cdot y_{max} = \frac{56 \cdot 10^3}{15\,987} \cdot 4 = 14 \text{ MPa}$$

kde $M_{o_{max}}$ je maximální ohybový moment (viz obr. 29)

8.2. Výpočet smykového napětí

Smykové napětí uvnitř materiálu spojkové vidlice je vyvoláno posouvající silou.

$$S = 32 \cdot 8 - 2 \cdot 2 \cdot 26 = 256 - 104 = 152 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{|T_{x_{max}}|}{S} = \frac{1400}{152} = 9,2 \text{ MPa}$$

kde $T_{x_{max}}$ je maximální hodnota vnitřní posouvající síly (viz obr. 29)

8.3. Výpočet redukovaného napětí

Protože je vidlice namáhána jak smykovým napětím, tak i normálovým napětím, je nutno tuto kombinaci zatížení přepočítat na ekvivalentní (redukované) normálové napětí. Proto byla použita pevnostní hypotéza HMM (Huber, von Mises, Hencky).

$$\sigma_{red} = \sigma_{HMM} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{14^2 + 3 \cdot 9,2^2} = 21,2 \text{ MPa}$$

kde σ_o je normálové ohybové napětí a τ je smykové (stříhové) napětí

$$R_e = 235 \text{ MPa} [10]$$

$$k = 1,15 [11]$$

kde k je součinitel spolehlivosti materiálu a R_e je mez kluzu materiálu

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k} = \frac{235}{1,15} = 188 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{DOV}$$

$21,2 \text{ MPa} \leq 188 \text{ MPa} \Rightarrow \text{NÁVRH Z HLEDISKA PEVNOSTI VYHOVUJE}$

2.4. Výpočet sil zatěžující pedál spojky

Z předešlého výpočtu byla zjištěna síla, která působí na vysouvací vidlici pomocí tlačné tyče. Síla je vytvářena pohybem pístu pracovního spojkového válce. Proto je tedy nutné spočítat tlak, který na onen píst působí.

9) Tlak působící na pístu pracovního válce spojky

$$D_p = 20,6 \text{ mm}$$

$$p_p = \frac{F_{P_v}}{S_p} = \frac{F_{P_v}}{\pi \cdot \frac{D_p^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_{P_v}}{\pi \cdot D_p^2} = \frac{4 \cdot 933}{\pi \cdot 20,6^2} = 2,8 \text{ MPa}$$

kde F_{P_v} je síla působící na vysouvací vidlici spojky přes tlačnou tyč a D_p je průměr pístu pracovního válce spojky



Obrázek 31 – Zvolený pracovní spojkový válec [8]

Tento tlak se přenáší hydraulickým vedením od hlavního spojkového válce k pracovnímu. Proto je nutné ho přepočítat na sílu, která působí na píst hlavního válce spojky.

10) Síla působící na píst hlavního válce spojky

$$D_h = 15,9 \text{ mm}$$

$$F_{H_v} = p_p \cdot S_h = p_p \cdot \frac{\pi \cdot D_h^2}{4} = 2,8 \cdot \frac{\pi \cdot 15,9^2}{4} = 556 \text{ N}$$

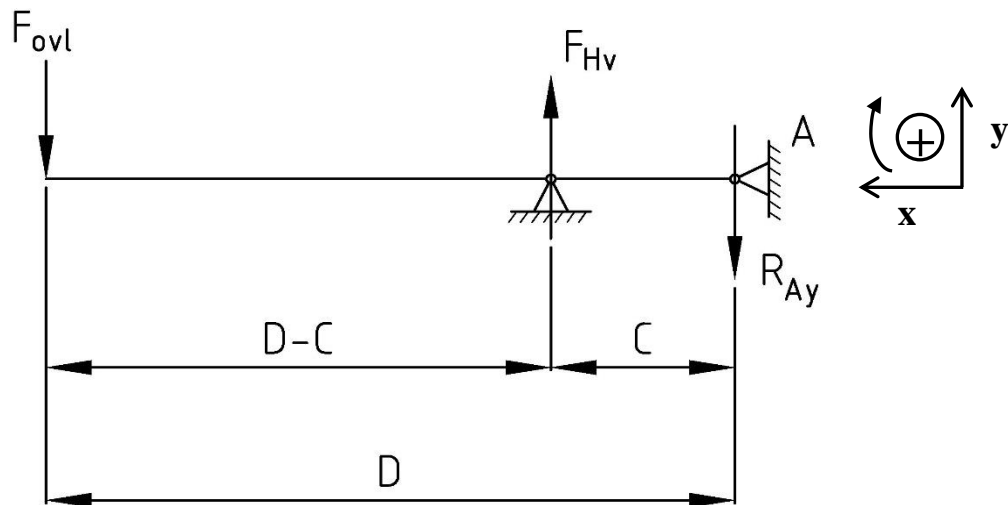
kde p_p je tlak vyvolán hlavním válcem působící na píst pracovního válce a D_h je průměr pístu hlavního spojkového válce.



Obrázek 32 – Zvolený hlavní spojkový válec [7]

Hlavní spojkový válec je umístěn a upevněn na spojkovém pedálu. Síla, která působí na píst hlavního válce spojky je vyvolána postupným stlačováním spojkového pedálu. Tuto sílu je nutno zachytit v jeho uložení. Proto při řešení silových poměrů v uložení bude tato síla stejně veliká, ale opačného smyslu.

Spojkový pedál lze zjednodušeně chápat jako nosník upevněný na dvou podporách. Silové poměry na nosníku jsou zobrazeny na následujícím obrázku.



Obrázek 33 – Silové poměry na spojkovém pedálu

11) Složka síly v uložení pedálu ve svislém směru

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$F_{Hv} - F_{ovl} - R_{Ay} = 0$$

$$R_{Ay} = F_{Hv} - F_{ovl} = F_{Hv} - F_{ovl} = 556 - 80 = 476 \text{ N}$$

12) Pedálový poměr spojky

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$F_{Hv} \cdot C - F_{ovl} \cdot D = 0$$

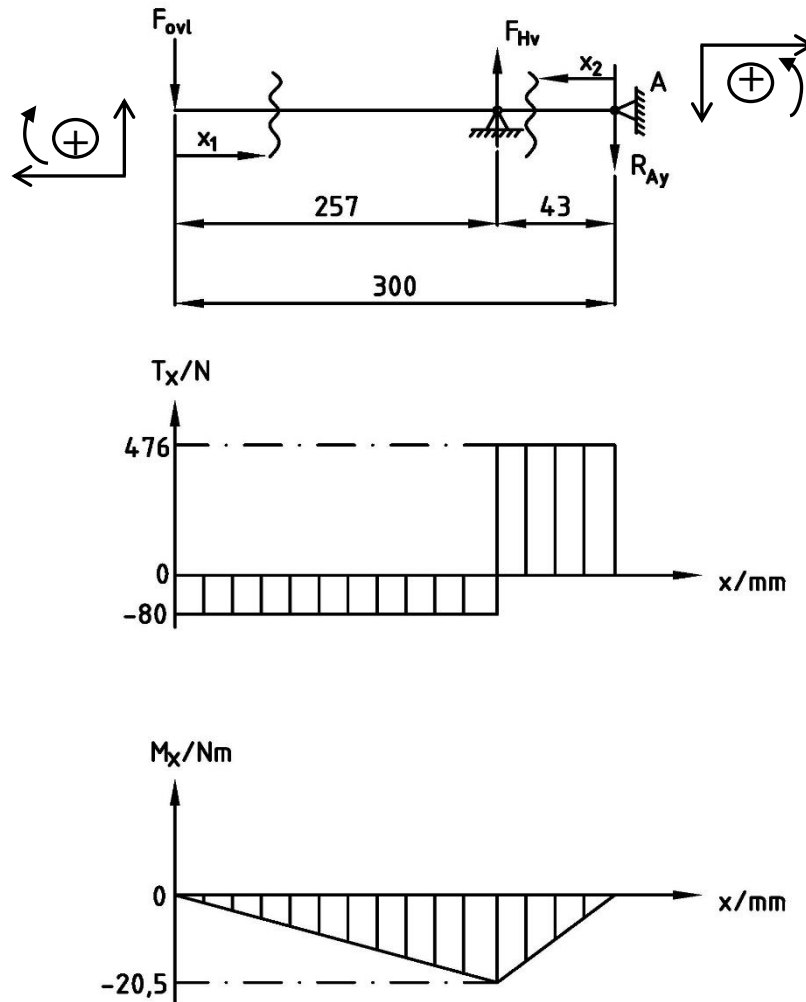
$$F_{Hv} \cdot C = F_{ovl} \cdot D \Rightarrow \frac{D}{C} = \frac{F_{Hv}}{F_{ovl}}$$

$$i = \frac{D}{C} = \frac{F_{Hv}}{F_{ovl}} = \frac{F_{Hv}}{F_{ovl}} = \frac{556}{80} = 6,95$$

kde F_{ovl} je ovládací síla na spojkový pedál a F_{Hv} je síla, která působí na píst hlavního válce.

2.5. Návrh spojkového pedálu

Návrh možného provedení spojkového pedálu je zobrazen v příloze bakalářské práce. Pro výpočet pevnosti je nejprve zapotřebí určit velikost vnitřních účinků.



Obrázek 34 – Vnitřní silové účinky na spojkovém pedálu

13) Výpočet vnitřních silových účinků

a) $x_1 \in (0; 257)$

$$T_x = -F_{ovl} = -80 \text{ N}$$

$$M_x = -F_{ovl} \cdot \frac{x}{1000} \Rightarrow M_{257} = M_{o_{max}} = -80 \cdot \frac{257}{1000} = -20,5 \text{ Nm}$$

kde T_x je posouvající síla, F_{ovl} je ovládací síla na spojkový pedál, M_x je ohybový moment a $M_{o_{max}}$ je maximální ohybový moment.

b) $x_2 \in \langle 0; 43 \rangle$

$$T_x = R_{Ay} = 476 \text{ N}$$

$$M_x = -R_{Ay} \cdot \frac{x}{1000} \Rightarrow M_{43} = M_{o_{max}} = -476 \cdot \frac{43}{1000} = -20,5 \text{ Nm}$$

kde T_x je posouvající síla, R_{Ay} je síla v uložení spojkového pedálu, M_x je ohybový moment a $M_{o_{max}}$ je maximální ohybový moment.

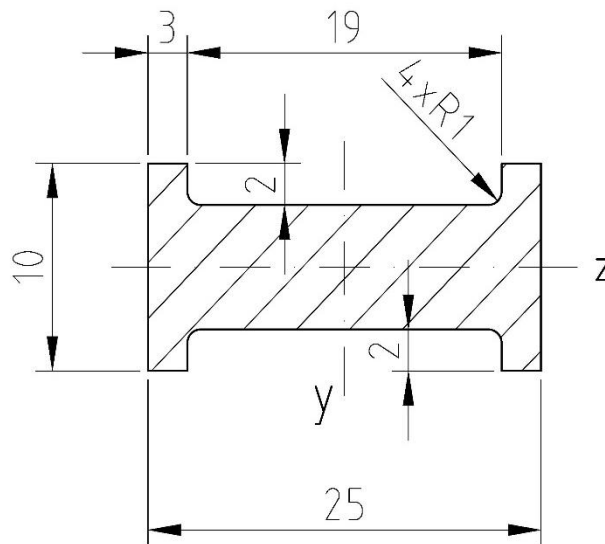
Po vypočítání konkrétních hodnot vnitřních účinků je nutno určit, jak velké mechanické napětí tyto účinky uvnitř materiálu vyvolají.

14) Výpočet redukováného mechanického napětí

Z předešlého výpočtu vnitřních účinků je patrné, že spojkový pedál je namáhán posouvající silou a ohybovým momentem. Posouvající síla způsobuje namáhání materiálu na stříh. Ohybový moment je vytvářen právě onou posouvající silou působící na rameni určité délky.

14.1. Výpočet ohybového napětí

Ohybový moment vyvolá v materiálu normálové napětí σ .



Obrázek 35 – Průřez spojkového pedálu

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot 10 \cdot 25^3 - 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 2 \cdot 19^3 = 10\,735 \text{ mm}^4$$

$$y_{max} = 5 \text{ mm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{I_y} \cdot y_{max} = \frac{20,5 \cdot 10^3}{10\,735} \cdot 5 = 9,54 \text{ MPa}$$

kde $M_{o_{max}}$ je maximální ohybový moment (viz obr. 34)

14.2. Výpočet smykového napětí

Smykové napětí uvnitř materiálu spojkového pedálu je vyvoláno posouvající silou.

$$S = 25 \cdot 10 - 2 \cdot 2 \cdot 19 = 250 - 76 = 174 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{T_{x_{max}}}{S} = \frac{476}{174} = 2,74 \text{ MPa}$$

kde $T_{x_{max}}$ je maximální hodnota vnitřní posouvající síly (viz obr. 34)

14.3. Výpočet redukovaného napětí

Protože je pedál namáhán jak smykovým napětím, tak i normálovým napětím, je nutno tuto kombinaci zatížení přepočítat na ekvivalentní (redukované) normálové napětí. Proto byla použita pevnostní hypotéza HMM (Huber, von Mises, Hencky).

$$\sigma_{red} = \sigma_{HMM} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{9,54^2 + 3 \cdot 2,74^2} = 10,7 \text{ MPa}$$

kde σ_o je normálové ohybové napětí a τ je smykové (stříhové) napětí

Tuto hodnotu je nutno porovnat s hodnotou dovoleného normálového napětí materiálu, ze kterého je spojkový pedál vyroben.

$$R_e = 235 \text{ MPa} \text{ [10]}$$

$$k = 1,15 \text{ [11]}$$

kde k je součinitel spolehlivosti materiálu a R_e je mez kluzu materiálu

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k} = \frac{235}{1,15} = 204 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{DOV}$$

$$10,7 \text{ MPa} \leq 204 \text{ MPa} \Rightarrow \text{NÁVRH Z HLEDISKA PEVNOSTI VYHOVUJE}$$

2.6. Návrh čepového spojení

Spojkový pedál je uložen pomocí čepu do pouzdra pedálové skupiny. Pomocí čepu je k pedálu připevněn hlavní spojkový válec. Návrh se tedy bude zabývat pevnostním výpočtem čepového spojení, kontrolou otláčení a zhodnocením možného únavového poškození.

15) Uložení spojkového pedálu do pouzdra pedálové skupiny

Čep je vyroben z následujícího materiálu: ČSN 11 500

Data pro výpočet:

$$d_{\text{čep}} = 12 \text{ mm}$$

$$R_{mp} = 470 \text{ MPa [10]}$$

$$R_e = 245 \text{ MPa [10]}$$

$$k_1 = 1,25 \text{ [11]}$$

kde $d_{\text{čep}}$ je průměr čepu, R_{mp} je mez pevnosti, R_e je mez kluzu a k_1 je součinitel únosnosti čepu

15.1. Pevnostní výpočet

V tomto případě je čep namáhán pouze smykovým napětím.

$$S = \pi \cdot \frac{d_{\text{čep}}^2}{4} = \pi \cdot \frac{12^2}{4} = 113,1 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{R_{Ay}}{S} = \frac{476}{113,1} = 4,2 \text{ MPa}$$

kde R_{Ay} je síla působící v uložení spojkového pedálu (viz obr. 33)

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k_1} = \frac{245}{1,25} = 196 \text{ MPa}$$

$$\tau_{DOV} = \frac{\sigma_{DOV}}{2} = \frac{196}{2} = 98 \text{ MPa}$$

pro výpočet velikosti napětí τ_{DOV} byla použita hypotéza TRESCA

$$\tau \leq \tau_{DOV}$$

$$4,2 \text{ MPa} \leq 98 \text{ MPa} \Rightarrow \text{NÁVRH Z HLEDISKA PEVNOSTI VYHOVUJE}$$

15.2. Kontrola otlačení

Při kontrole otlačení se vypočte tlak v dotykové oblasti čepu a spojované součásti.

$$S = l_{styk} \cdot d_{čep} = 6 \cdot 12 = 72 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{R_{Ay}}{S} = \frac{476}{72} = 6,6 \text{ MPa}$$

l_{styk} je délka stykové plochy, $d_{čep}$ je průměr čepu a R_{Ay} je síla působící v uložení spojkového pedálu (viz obr. 33)

$$p_{DOV} = 30 \text{ MPa} [12]$$

$$p \leq p_{DOV}$$

$$6,6 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa} \Rightarrow \text{NÁVRH Z HLEDISKA OTLAČENÍ VYHOVUJE}$$

15.3. Hodnocení únavy

Únava se v tomto případě bude hodnotit pouze z hlediska vlivu smykového napětí. Lze konstatovat, že průběh napětí na čepu je míjivého charakteru.

$$\tau_A = \frac{\tau}{2} = \frac{4,2}{2} = 2,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{4,2}{2} = 2,1 \text{ MPa}$$

kde τ je smykové napětí v materiálu, τ_A je amplituda míjivého napětí a τ_m je střední hodnota míjivého napětí

Stanovení meze vysokocyklové únavy dle Heywooda:

$$\sigma_{co} = 0,47 \cdot R_{mp} = 0,47 \cdot 470 = 221 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = 1,6 \cdot \sigma_{co} = 1,6 \cdot 221 = 353,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = \frac{\sigma_c}{2} = \frac{353,6}{2} = 176,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_c^* = \tau_c \cdot \frac{\eta \cdot \vartheta}{\alpha} = 176,8 \cdot \frac{0,95 \cdot 1}{2} = 84 \text{ MPa}$$

kde σ_{co} je mez vysokocyklové únavy v ohybu, σ_c je mez vysokocyklové únavy pro střídavý tah – tlak, τ_c je mez vysokocyklové únavy pro smyk, α je součinitel vrubu [10], η je součinitel drsnosti povrchu [10] a ϑ je součinitel velikosti součásti [10]

Stanovení amplitudy pro střídavé napětí:

$$\tau_A^* = \tau_A + \frac{2 \cdot \tau_c^*}{R_{mp}} \cdot \tau_m = 2,1 + \frac{2 \cdot 84}{470} \cdot 2,1 = 2,85 \text{ MPa}$$

Stanovení součinitel bezpečnosti proti únavovému lomu při působení smykového napětí

$$k_{smyk} = \frac{\tau_c^*}{\tau_A^*} = \frac{84}{2,85} = 29,5$$

$$k_{bezp.} = 1,5 \text{ [11]}$$

$$k_{smyk} \geq k_{bezp.}$$

$$29,5 \geq 1,5 \Rightarrow \text{BEZPEČNOST VŮČI ÚNAVĚ JE DOSTAČUJÍCÍ}$$

16) Uložení hlavního spojkového válce na spojkový pedál

Čep je vyroben z následujícího materiálu: ČSN 12 050

Data pro výpočet:

$$d_{\check{c}ep} = 14 \text{ mm}$$

$$R_{mp} = 600 \text{ MPa [10]}$$

$$R_e = 305 \text{ MPa [10]}$$

$$k_1 = 1,25 \text{ [11]}$$

kde $d_{\check{c}ep}$ je průměr čepu, R_{mp} je mez pevnosti, R_e je mez kluzu a k_1 je součinitel únosnosti čepu

16.1. Pevnostní výpočet

V tomto případě je čep namáhán smykovým napětím a také normálovým ohybovým napětím.

$$S = \pi \cdot \frac{d_{\check{c}ep}^2}{4} = \pi \cdot \frac{14^2}{4} = 154 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F_{Hv}}{S} = \frac{556}{154} = 3,6 \text{ MPa}$$

$$W_o = \pi \cdot \frac{d_{\check{c}ep}^3}{32} = \pi \cdot \frac{14^3}{32} = 269,4 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} = \frac{20,5 \cdot 10^3}{269,4} = 76,1 \text{ MPa}$$

kde F_{Hv} je síla působící v uložení hlavního spojkového válce, W_o je modul průřezu v ohybu, $M_{o_{max}}$ je maximální ohybový moment působící v uložení hlavního spojkového válce na spojkový pedál (viz obr. 34)

$$\sigma_{red} = \sigma_{HMH} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{76,1^2 + 3 \cdot 3,6^2} = 76,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k_1} = \frac{305}{1,25} = 244 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{DOV}$$

$$76,4 \text{ MPa} \leq 244 \text{ MPa} \Rightarrow \text{NÁVRH Z HLEDISKA PEVNOSTI VYHOVUJE}$$

16.2. Kontrola otláčení

Při kontrole otláčení se vypočte tlak v dotykové oblasti čepu a spojované součásti.

$$S = l_{styk} \cdot d_{čep} = 6 \cdot 14 = 84 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_{Hv}}{S} = \frac{556}{84} = 6,6 \text{ MPa}$$

l_{styk} je délka stykové plochy, $d_{čep}$ je průměr čepu a F_{Hv} je síla působící v uložení hlavního spojkového válce (viz obr. 33)

$$p_{DOV} = 140 \text{ MPa} [13]$$

$$p \leq p_{DOV}$$

$$6,6 \text{ MPa} \leq 140 \text{ MPa} \Rightarrow \text{NÁVRH Z HLEDISKA OTLAČENÍ VYHOVUJE}$$

16.3. Hodnocení únavy

V tomto případě je nutné zkontrolovat únavu z hlediska působení smykového napětí, následně pak z působení ohybového napětí, a nakonec z působení jejich kombinace. Lze konstatovat, že průběh napětí na čepu je míjivého charakteru.

a) Působení smykového napětí

$$\tau_A = \frac{\tau}{2} = \frac{3,6}{2} = 1,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{3,6}{2} = 1,8 \text{ MPa}$$

kde τ je smykové napětí v materiálu, τ_A je amplituda míjivého napětí a τ_m je střední hodnota míjivého napětí

Stanovení meze vysokocyklové únavy dle Heywooda:

$$\sigma_{co} = 0,47 \cdot R_{mp} = 0,47 \cdot 600 = 282 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = 1,6 \cdot \sigma_{co} = 1,6 \cdot 221 = 451,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = \frac{\sigma_c}{2} = \frac{451,2}{2} = 225,6 \text{ MPa}$$

pro výpočet hodnoty τ_c byla použita hypotéza Tresca

$$\tau_c^* = \tau_c \cdot \frac{\eta \cdot \vartheta}{\alpha} = 225,6 \cdot \frac{0,95 \cdot 1}{2} = 107,16 \text{ MPa}$$

kde σ_{co} je mez vysokocyklové únavy v ohybu, σ_c je mez vysokocyklové únavy pro střídavý tah – tlak, τ_c je mez vysokocyklové únavy pro smyk, α je součinitel vrubu [10], η je součinitel drsnosti povrchu [10] a ϑ je součinitel velikosti součásti [10]

Stanovení amplitudy pro střídavé napětí:

$$\tau_A^* = \tau_A + \frac{2 \cdot \tau_c^*}{R_{mp}} \cdot \tau_m = 1,8 + \frac{2 \cdot 107,16}{600} \cdot 1,8 = 2,44 \text{ MPa}$$

Stanovení součinitel bezpečnosti proti únavovému lomu při působení smykového napětí

$$k_{smyk} = \frac{\tau_c^*}{\tau_A^*} = \frac{107,16}{2,44} = 44$$

b) Působení ohybového napětí

$$\sigma_{Ao} = \frac{\sigma_o}{2} = \frac{76,1}{2} = 38,05 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_o}{2} = \frac{76,1}{2} = 38,05 \text{ MPa}$$

kde σ_o je ohybové napětí v materiálu, σ_{Ao} je amplituda mívivého napětí a σ_m je střední hodnota mívivého napětí

Stanovení meze vysokocyklové únavy dle Heywooda:

$$\sigma_{co} = 0,47 \cdot R_{mp} = 0,47 \cdot 600 = 282 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\eta \cdot \vartheta}{\alpha} = 282 \cdot \frac{0,95 \cdot 1}{2} = 133,95 \text{ MPa}$$

kde σ_{co} je mez vysokocyklové únavy v ohybu, σ_{co}^* je špičková mez vysokocyklové únavy v ohybu, α je součinitel vrubu [10], η je součinitel drsnosti povrchu [10] a ϑ je součinitel velikosti součásti [10]

Stanovení amplitudy pro střídavé napětí:

$$\sigma_{Ao}^* = \sigma_{Ao} + \frac{2 \cdot \sigma_{co}^*}{R_{mp}} \cdot \sigma_m = 38,05 + \frac{2 \cdot 133,95}{600} \cdot 38,05 = 55 \text{ MPa}$$

Stanovení součinitel bezpečnosti proti únavovému lomu při působení smykového napětí

$$k_{ohyb} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{Ao}^*} = \frac{133,95}{55} = 2,44 \text{ MPa}$$

c) Působení kombinace smykového a ohybového napětí

Při působení výše uvedené kombinaci zatížení se bezpečnost vůči únavovému lomu vypočte pomocí součtové podmínky.

$$k_v = \frac{k_{smyk} \cdot k_{ohyb}}{\sqrt{k_{smyk}^2 + k_{ohyb}^2}} = \frac{44 \cdot 2,44}{\sqrt{44^2 + 2,44^2}} = 2,45$$

Zhodnocení únavy:

$$k_{bezp.} = 1,5 \text{ [11]}$$

$$k_v \geq k_{bezp.}$$

$$2,45 \geq 1,5 \Rightarrow \text{BEZPEČNOST VŮČI ÚNAVĚ JE DOSTAČUJÍCÍ}$$

ZÁVĚR

Mnou předkládaná práce se zabývá konstrukčním návrhem vypínacího ústrojí spojky, což je velmi důležitá součást zajišťující správné vypnutí spojky.

Teoretická část bakalářské práce pojednává o provedení zmíněného ústrojí v závislosti na technickém provedení dané spojky, které se objevují v konstrukci silničních vozidel. Nejvíce je rozebíráno vypínací ústrojí třecí spojky, protože se v současném automobilovém průmyslu používá nejvíce. Pro zpracování této kapitoly byla použita níže uvedená literatura.

Praktická část se zabývá vlastním návrhem vypínacího ústrojí, což byl hlavní cíl práce. Návrh vycházel z experimentálních dat, získaných z měření přitlačného kotouče VALEO 801687. Během zpracování této kapitoly bylo osvětleno, z jakých materiálů se jednotlivé prvky ústrojí vyrábějí. Následně byl prováděn pevnostní výpočet, který mi podal informace, jakým druhům namáhání je ústrojí vystaveno během vypínání spojky při provozu vozidla, což bylo dalším cílem bakalářské práce. Návrh je vytvořen pomocí modelovacího programu SOLIDWORKS a AUTOCAD.

Výstupem této bakalářské práce je návrh a dokumentace pro výrobu spojkového pedálu a vysouvací vidlice. Tento návrh spolu s použitím vypínacího ložiska a dalších částí hydraulického vypínacího ústrojí (hlavní spojkový válec, pracovní spojkový válec) lze použít ve vozidlech Citroen Jumper, Peugeot Boxer (rok výroby 1994-2002).

POUŽITÉ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 8023964631.
- [2] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900250.
- [3] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. Nové a upr. vyd. Brno: Avid, 2008. ISBN 9788087143049.
- [4] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. Praha: Sobotáles, 2001. ISBN 808592076X.
- [5] Hebei Fuldon Auto Parts Co.,Ltd. [online]. [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: <http://www.clutchdiaphragmspring.com/13-diaphragm-spring>
- [6] Autodily-cardo.cz – Kvalitní nové autodíly. [online]. [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: <http://www.autodily-cardo.cz/spojka/spojkove-lozisko-sachs-sa-3151600562/>
- [7] Autodíly, příslušenství, tuning - obchod Motointegrator.cz [online]. [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: https://media1mi.cz/p/1/55/62/photo-e8352d72-b4c0-4ae3-8c44-9c3192cac502-for_zoom.jpg
- [8] Autodily-cardo.cz - Kvalitní nové autodíly [online]. [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: <http://www.autodily-cardo.cz/galerie/132945/pomocny-valec-spojka-sachs-sa-6283600520-fiat-default.jpg>
- [9] Axiální kuličková ložiska, jednosměrná - 51405. [online]. [cit. 2017-05-28]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/single-direction/index.html?designation=51405&unit=metricUnit>
- [10] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [11] ČSN 73 1401: *Navrhování ocelových konstrukcí*. 1998.
- [12] ČSN 41 1373: *Ocel 11 373*. 1994.
- [13] ČSN 42 2050: *Ocel 12 050*. 1978.

[14] Sachs Xtend – spojky s automatickým vyrovnáváním opotřebení – MotoFocus.cz.

MotoFocus.cz – Portál pro autoservisy, mechaniky a profesionály aftermarketu s autodíly [online]. [cit. 2017-05-30]. Dostupné z:

<http://motofocus.cz/technika/2990,sachs-xtend-spojky-s-automatickym-vyrovnanim-opotrebeni>

SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

OBRÁZKY

Obrázek 1 - Spojka s obvodovými pružinami [2].....	11
Obrázek 2 - Spojka s membránovou pružinou [4].....	12
Obrázek 3 - Membránová pružina [5].....	12
Obrázek 4 - Tlačené a tažené vypínání spojky [4].....	13
Obrázek 5 - Mechanické vypínací ústrojí [4]	14
Obrázek 6 - Hydraulické vypínací ústrojí [4]	15
Obrázek 7 - Hlavní válec [4].....	16
Obrázek 8 - Pracovní válec [3]	16
Obrázek 9 - Otočně spojené ložisko [3].....	17
Obrázek 10 - Posuvně spojené ložisko [3].....	18
Obrázek 11 - Vypínací ložisko [6].....	18
Obrázek 12 – Vůle u mechanického vypínání [4]	19
Obrázek 13 – Vůle u hydraulického vypínání [3].....	19
Obrázek 14 – Přítlačný kotouč XTend [14].....	20
Obrázek 15 – Lamelová spojka [4].....	21
Obrázek 16 – Hydrodynamická spojka [3]	22
Obrázek 17 – Hydrodynamický měnič momentu [3]	23
Obrázek 18 – Schéma systému WSK [1].....	24
Obrázek 19 – Schéma systému EKM [3].....	25
Obrázek 20 – Schéma systému EKS [3].....	26
Obrázek 21 – První pohled na měřený vzorek.....	27
Obrázek 22 – Druhý pohled na měřený vzorek	28
Obrázek 23 – Měřicí zařízení se vzorkem	29
Obrázek 24 – Deformační charakteristika volně položeného vzorku.....	30
Obrázek 25 – Deformační charakteristika podloženého vzorku.....	31
Obrázek 26 – Kulový čep	33
Obrázek 27 – Víko převodovky s kulovým čepem.....	34
Obrázek 28 – Silové poměry na vysouvací vidlici spojky.....	35
Obrázek 29 – Vnitřní silové účinky na vysouvací vidlici spojky	36
Obrázek 30 – Průřez vysouvací vidlicí	37
Obrázek 31 – Zvolený pracovní spojkový válec [8].....	39

Obrázek 32 – Zvolený hlavní spojkový válec [7].....	40
Obrázek 33 – Silové poměry na spojkovém pedálu	41
Obrázek 34 – Vnitřní silové účinky na spojkovém pedálu.....	42
Obrázek 35 – Průřez spojkového pedálu	43

TABULKY

Tabulka 1 – Hodnoty maximální síly a deformace pro 2 případy měření	31
---	----

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

D	[mm]	průměr vnějšího kroužku ložiska
d	[mm]	průměr vnitřního kroužku ložiska
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
f_u	[1]	součinitel přídatných sil z nepřesnosti ozubení
f_d	[1]	součinitel přídatných sil od připojených strojů
X, Y	[1]	čísla charakterizující stavbu ložiska
n	[min ⁻¹]	rychlost otáčení spojkového hřídele
L_h	[h]	trvanlivost ložiska v hodinách
a	[1]	číslo charakterizující typ dotyku valivých elementů ložiska
F_A	[N]	klidové axiální zatížení ložiska
F_R	[N]	klidové radiální zatížení ložiska
F_{A1}	[N]	axiální zatížení ložiska zahrnující rázové účinky
F_{R1}	[N]	radiální zatížení ložiska zahrnující rázové účinky
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
F_{Pv}	[N]	síla vyvíjená pracovním válcem spojky
$R_{\text{čep}}$	[N]	reakce na kulovém čepu v uložení vysouvací vidlice spojky
F_{Rvyp}	[N]	reakce v uložení spojkové vysouvací vidlice na objímce vypínacího ložiska
D_p	[mm]	průměr pístu pracovního válce spojky
D_h	[mm]	průměr pístu hlavního válce spojky
S_p	[mm]	plocha pístu pracovního válce spojky
S_h	[mm]	plocha pístu hlavního válce spojky
p_p	[MPa]	tlak v hydraulickém ústrojí spojky
F_{ovl}	[N]	ovládací síla na spojkový pedál

F_{Hv}	[N]	síla působící na píst hlavního spojkového válce
R_{Ay}	[N]	reakce v uložení spojkového pedálu
i	[1]	pedálový poměr spojky
I_y	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu v ohybu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
T_x	[N]	vnitřní posouvající síla
T_{xmax}	[N]	maximální hodnota vnitřní posouvající síly
M_o	[Nm]	vnitřní ohybový moment
M_{Omax}	[Nm]	maximální hodnota vnitřního ohybového momentu
σ_o	[MPa]	normálové ohybové napětí
τ	[MPa]	smykové napětí
σ_{HMH}	[MPa]	redukované normálové napětí dle hypotézy HMH (Huber, von Nises, Hencky)
$d_{\check{c}ep}$	[mm]	průměr čepu v uložení spojkového pedálu a průměr čepu v uložení hlavního spojkového válce na spojkový pedál
R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu
k	[1]	součinitel bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu
R_{mp}	[MPa]	mez pevnosti materiálu v tahu
σ_{DOV}	[MPa]	maximální dovolené normálové napětí
τ_{DOV}	[MPa]	maximální dovolené smykové napětí
τ_A	[MPa]	amplituda mívivého mechanického napětí
τ_m	[MPa]	střední hodnota mívivého mechanického napětí
σ_{co}	[MPa]	mez vysokocyklové únavy v ohybu
σ_c	[MPa]	mez vysokocyklové únavy pro střídavý tah – tlak
τ_c	[MPa]	mez vysokocyklové únavy pro smyk
η	[1]	součinitel drsnosti povrchu

α	[1]	součinitel vrubu
ϑ	[1]	součinitel velikosti součástí
τ_A^*	[MPa]	amplituda střídavého napětí ve smyku
σ_{co}^*	[MPa]	špičková mez vysokocyklové únavy v ohybu
σ_{Ao}^*	[MPa]	amplituda střídavého napětí v ohybu
k	[1]	součinitel spolehlivosti materiálu
k_1	[1]	součinitel únosnosti čepu
k_{smyk}	[1]	součinitel bezpečnosti proti únavovému lomu při působení smykového napětí
k_{ohyb}	[1]	součinitel bezpečnosti proti únavovému lomu při působení normálového ohybového napětí
k_v	[1]	výsledný součinitel bezpečnosti proti únavovému lomu při působení smykového a ohybového napětí
$k_{bezp.}$	[1]	součinitel bezpečnosti vzhledem k únavovému poškození
SKF		Svenska Kullagerfabriken Švédský výrobce ložisek
ČSN		Česká státní norma
WSK		WandlerShaltkupplung Měnič – řadící spojka
EKS		Elektronisches Kupplungs System Elektronický spojkový systém
EKM		Elektronisches Kupplungs Management Elektronické řízení spojky

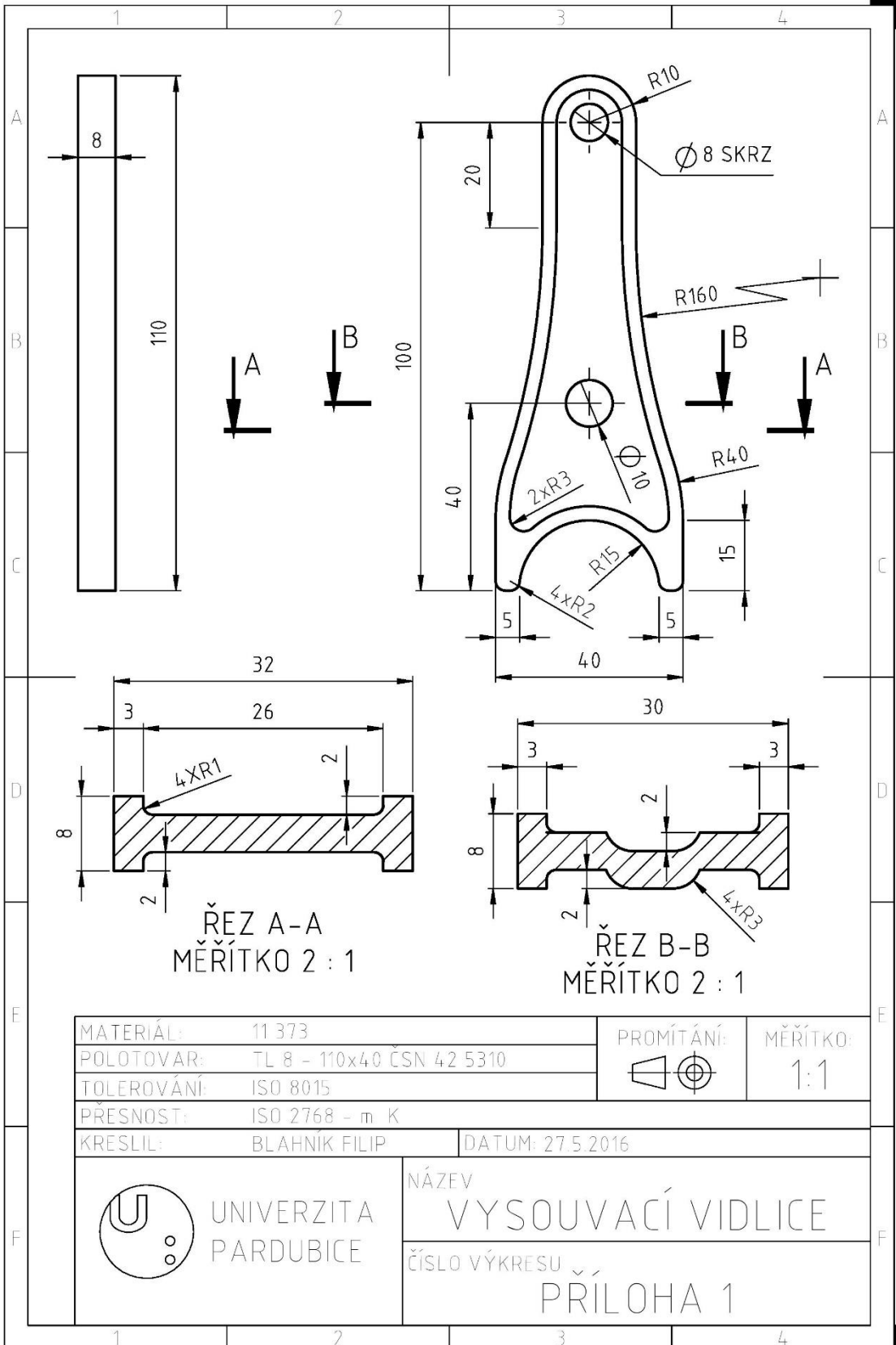
SEZNAM PŘÍLOH

č.1 – Výkres vysouvací spojkové vidlice

č.2 – Výkres spojkového pedálu

Příloha č.1

Výkres vysouvací spojkové vidlice



MATERIÁL:	11 373	PROMÍTÁNÍ:	MĚŘITKO:
POLOTOVAR:	TL 8 - 110x40 ČSN 42 5310		1:1
TOLEROVÁNÍ:	ISO 8015		
PŘESNOST:	ISO 2768 - m, K		
KRESLIL:	BLAHNÍK FILIP	DATUM:	27.5.2016
UNIVERZITA PARDUBICE	NÁZEV VYSOUVAČÍ VIDLICE		
	ČÍSLO VÝKRESU PŘÍLOHA 1		

Příloha č.2

Výkres spojkového pedálu

