FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Model řazení převodovky se synchronizační spojkou

Model of gearbox gearshift with help of synchroniser clutch

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Tomáš ZEMAN

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Model řazení převodovky se synchronizační spojkou“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Dr. Ing. Gabrieli Achtenové, s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze …….. Tomáš Zeman …….

Poděkování:

Zde bych rád poděkoval své vedoucí paní doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenové za zpětnou vazbu a rady, které mi poskytovala v průběhu psaní této práce. Taktéž bych rád poděkoval zejména Ing. Jiřímu Pakostovy Ph.D., díky kterému bylo možno provést potřebná měření v laboratořích na Julisce a panu Ing. Bohuslavu Novotnému za poskytnuté konzultace. Dále pak musím poděkovat svým rodičům za jejich podporu mého studia a omluvit se své přítelkyni i okolí za chvíle během této doby, kdy můj stav občas hraničil s nepříčetností. Tomu snad již bude konec. Na závěr pak děkuji i svým spolužákům, kamarádům a kolegům za společnost a vzájemné konzultace během let studia.

Jméno autora: Tomáš Zeman

Název BP: Model řazení převodovky se synchronizační spojkou

Anglický název: Model of a gearbox gearshift with help of a synchroniser clutch

Rok: 2019

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Obor studia: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

Ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Vedoucí BP: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

Bibliografické údaje:

počet stran 64

počet obrázků 45

počet příloh 1

Klíčová slova: synchronizační spojka, model, řazení, manuální převodovka, GT-Suite

Keywords: synchronizer clutch, model, gearshift, manual gearbox, GT-Suite

Anotace:

Cílem diplomové práce je vytvoření modelu řazení synchronizační spojkou v mechanické automobilové převodovce v prostředí GT-Suite.
Součástí práce je i rešerše modelů synchronizačních spojek, kalibrace modelu pomocí naměřených průběhů na setrvačníkovém stavu řazení, citlivostní analýza synchronizace na změnu různých parametrů a návrh dalšího postupu pro zpřesnění zadávaných hodnot.

Abstract:

The aim of this thesis is to create a model of gearbox gearshift with help of a synchroniser clutch in the GT-Suite software. Part of the thesis is also a research of synchronizer clutch models, calibration of the gearshift model according to a data from the internal gear shift inertia test stand measurements, a sensitivity analysis for the synchronization phase of various parameters changes and a proposal of improvements for a higher input data accuracy.

Obsah

1. Úvod 4
2. Druhy synchronizačních mechanismů 6
2.1. Nejištěná – jednoduchá synchronizace 6
2.2. Mechanismus s clonícím kroužkem 6
2.3. Synchronizace s vnějšími kuželi 6
2.4. Porsche systém 7
2.5. Mechanismus s jistícími kolíky 9
2.6. Eaton LF 10
2.7. Pákový mechanismus 12
2.8. Lamelová synchronizace 12
2.9. Alternativní systémy synchronizace 13
2.9.1. Vnějším systémem 13
2.9.2. Spalovacím motorem 14
3. Synchronní mechanismus s clonícím kroužkem 15
3.1. Jednokuželová synchronizace 15
3.2. Vícenásobná synchronizace 19
3.3. Klíčové parametry a požadavky 20
3.4. Chyby řazení 21
4. Hardwarové parametry pro model 23
4.1. Převodovka MQ200 23
4.2. Parametry 24
4.2.1. Hřídele 25
4.2.2. Ozubená kola 26
4.2.3. Synchronizační spojka 3. a 4. kola 26
4.2.4. Aretační mechanismus synchronizační spojky 27
4.3. Řadicí soustava 30

4.3.1. Aretační mechanismus řadicího voliče (řadicí buben) 31
4.4. Ztráty protáčením 34
5. Řízení řazení 35
5.1. Podmínky výpočtu 36
5.2. Vstupní hodnoty silové regulace 36
5.2.1. Řídící blok 36
5.2.2. Poloha řadící objímky 37
5.2.3. Čas 37
5.3. Výpočet řadicí síly 37
5.3.1. Fáze první–posuv do kontaktu 39
5.3.2. Fáze druhá–synchronizace 40
5.3.3. Fáze třetí– Přechod do zařazené pozice 41
5.3.4. Vyřazení do neutrálu 41
6. Měření na setrvačníkovém stavu 42
6.1. Zkušební stav v laboratořích Na Julisce 42
6.2. Měření 44
6.3. Diskuse naměřených dat 46
6.3.1. Zaměření stavu 46
6.3.2. Měřící nástroje 46
7. Výsledky programu v GT–Suite 48
7.1. Výsledky simulace 48
7.1.1. Srovnávací simulace 48
7.1.2. Simulace řazení 52
7.2. Citlivostní analýza synchronizace na změnu některých parametrů 54
7.2.1. Změna šířky třecího kuželu 54
7.2.2. Změna středního průměru třecího kuželu 55

7.2.3. Změna sklonu třecího kuželu 55
7.2.4. Změna maximální synchronizační síly 56
7.3. Diskuse modelu 57
7.3.1. Průběh řazeni 57
7.3.2. Návrh zpřesnění modelu 57
8. Závěr 59
Seznam použité literatury 60
Seznam obrázků 62
Seznam příloh 64

1. Úvod

Cílem práce je vytvoření programu v prostředí GT-SUITE simulujícím přeřazení manuální synchronizované převodovky a jeho porovnání s reálnou řadicí zkouškou, která bude provedena na setrvačníkovém stavu v laboratořích na Julisce.

Pro vytvoření modelu je zapotřebí shromáždění jednak veškerých hardwarových dat převodovky pro vytvoření jejího simulačního obrazu, jednak softwarové řízení, které by simulovalo řadicí sílu, jíž působí řidičova ruka na hlavici řadicí páky. Dále pak naměření zkoušek na setrvačníkovém stavu pro konečnou kalibraci modelu. Tento model je také vhodnou příležitostí pro posouzení kvality bloku synchronizační spojky v prostředí GT-SUITE a otestování jeho chování při změně parametrů.

Charakteristika spalovacího motoru je závislá na otáčkách a oblast v níž se nachází optimální hodnoty, ať už pro výkon, točivý moment, či spotřebu bývá úzká. Je tedy zapotřebí regulovat otáčky motoru vhledem k požadované výstupní rychlosti, kvůli splnění dynamických, ekonomických i komfortních požadavků. K tomu slouží převodovka– zařízení umožňující měnit převodový poměr mezi pohonnou jednotkou a výstupní stranou ústrojí (v tomto případě koly vozidla). Změna převodového poměru mezi motorem a poháněnými koly je dosažena změnou toku výkonu v převodovce přes jiná ozubená soukolí. Díky tomu lze adaptovat pohonné ústrojí pro různé situace nezávisle na rychlosti, kterou se vozidlo pohybuje.

První automobilové převodovky byly takzvaně nesynchronizované, tedy pro zařazení byl nutný dodatečný aktivní zásah řidiče. Ten u takového ústrojí musí srovnat otáčky vstupního hřídele s otáčkami výstupního a to buď za pomoci motoru, tak zvaným meziplynem, či počkat, až otáčky motoru na potřebnou úroveň klesnou. A teprve poté zubovou spojku na boku ozubených kol vsunout do záběru. Řazení touto metodou je nejen pomalé, ale přináší i menší komfort, jak akustický, tak v plynulosti přeřazení. Výrazně vyšší je i opotřebení komponent (zubů spojky). V současné době se vyskytuje u vozidel nesynchronizovaný pouze zpětný chod.

Pro zlepšení komfortu bylo vyvinuto zařízení, které řidiči jeho činnost usnadňuje– u synchronizovaných převodovek povinnost aktivního vyrovnání otáček

odpadá. O toto srovnání se stará mechanismus– nejčastěji kónické synchronizační kroužky (či jiný třecí mechanismus).

Třecí spojka nejprve při řazení vyrovná rychlost otáčení vstupního hřídele a zubová spojka obstarává po zařazení bezprokluzový přenos výkonu. Při správné konstrukci je přeřazení mnohem komfortnější, rychlejší a u manuálních převodovek vyžaduje po řidiči mnohem menší zúčastněnost na celém procesu.

Mimo to existují i jiné způsoby synchronizování hřídelů převodovky, bývají však provázané s nějakou dodatečnou technologií– “synchronizace řízená počítačem”. Tu v této práci pouze zmíním a šířeji se jí věnovat nebudu, protože s tématem práce přímo nesouvisí. Jedná se buď o technologii automatických převodovek a hybridních vozidel, či relativně nové technologie používané u sportovních strojů, například u poloautomatických převodovek okruhových závodních speciálů a motocyklů MOTO GP.

K vypracování teoretické části práce, která následuje, bylo využito znalostí ze studia, zdrojů uvedených na konci této práce, interních školení a materiálů firmy Ricardo Prague S.R.O a konzultacemi s odborníky z Fakulty Strojní ČVUT a firem Škoda Auto a Ricardo Prague S.R.O .

2. Druhy synchronizačních mechanismů

Potřeba hladšího přeřazení, které by nevyžadovalo zásah řidiče pro srovnání otáček, vedla ke vzniku mnoha různých konstrukcí, počínajíc u jednoduché třecí spojky, která je dnes nejpoužívanějším systémem konstrukce s clonícím kroužkem. V současné době se, zejména v oblasti motorsportu, hybridních vozidel či nákladních vozů, prosazuje aktivní synchronizace hřídelů pomocí elektromotorů, setrvačníků, nebo dokonce samotným spalovacím motorem a přídavnou brzdou.

2.1. Nejištěná – jednoduchá synchronizace

Prvním druhem synchronizačního mechanismu byl systém obsahující pouze třecí spojku a spojku zubovou, tedy bez mechanismů zabraňujících předčasnému zařazení. Jeho hlavní nevýhodou je snadná možnost posuvu obou částí zubové spojky do kontaktu bez dokončení synchronizace obou hřídelů. Následná srážka zubových spojek vede k velkému namáhání komponentů a nepříliš komfortnímu průběhu řazení.

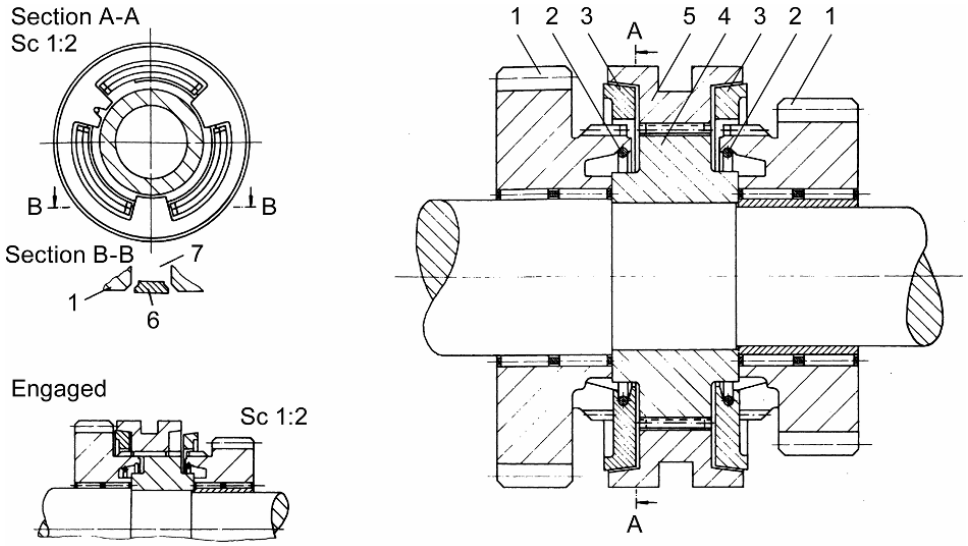
2.2. Mechanismus s clonícím kroužkem

U dnešních synchronizovaných převodovek se používá jištěná synchronizace, tedy taková že zařazení daného rychlostního stupně je díky pojistce možné teprve, když se ozubené kolo této rychlosti uvede na stejné otáčky s příslušnou řadicí objímkou.

Systém Borg-Warner s clonícím kroužkem je dnes nejpoužívanějším systémem v manuálních převodovkách osobních vozů. Jeho výhodou je jednoduchost, rychlost řazení, ale i cena. Vzhledem k použití v modelované převodovce bude následovat podrobný popis složení a funkce v rámci 3. kapitoly .

2.3. Synchronizace s vnějšími kuželi

V Systému Mercedes-Benz od stejnojmenné automobilky je synchronizační kroužek (3) neotočně přichycen pomocí pružiny (2) k ozubeném kolu (1) a jeho třecí plocha se nachází (oproti systému Borg-Warner) na jeho vnější straně.



Obrázek 1: Mercedes–Benz –systém synchronizace s vnějšími kuželi

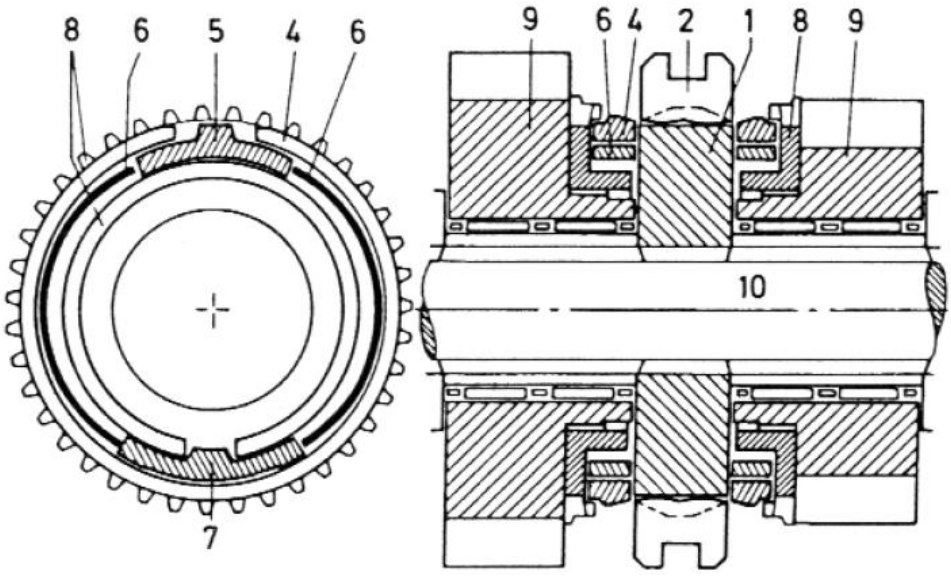
1 ozubené kolo se zubovou spojkou; 2 prstencová pružina; 3 synchronizační kroužek; 4 náboj synchronizační spojky ; 5 řadicí objímka; 6 blokovací výstupek; 7 drážka v unašecím kolu [1]

Při řazení je objímka (5) tlačena proti synchronizačnímu kroužku (3). Třecí moment mezi oběma tělesy s různou rotační rychlostí rotačně posune synchronní kroužek až ke krajní poloze pružiny, a díky tomu aretační mechanismus nedovolí další axiální posuv objímky. Jakmile jsou rotační rychlosti obou hřídelů vyrovnány a třecí moment je dostatečně malý, že ho středící pružina přetlačí, posune se synchronizační kroužek do své počáteční úhlové polohy a umožní pokračovaní axiálního posuvu a zařazení zubových spojek

Výhodou systému je zvětšená kontaktní plocha synchronizace (větší průměr synchronizačních ploch) a větší rameno, na kterém synchronizační síla působí a tedy menší síla od řidiče potřebná k zařazení.

2.4. Porsche systém

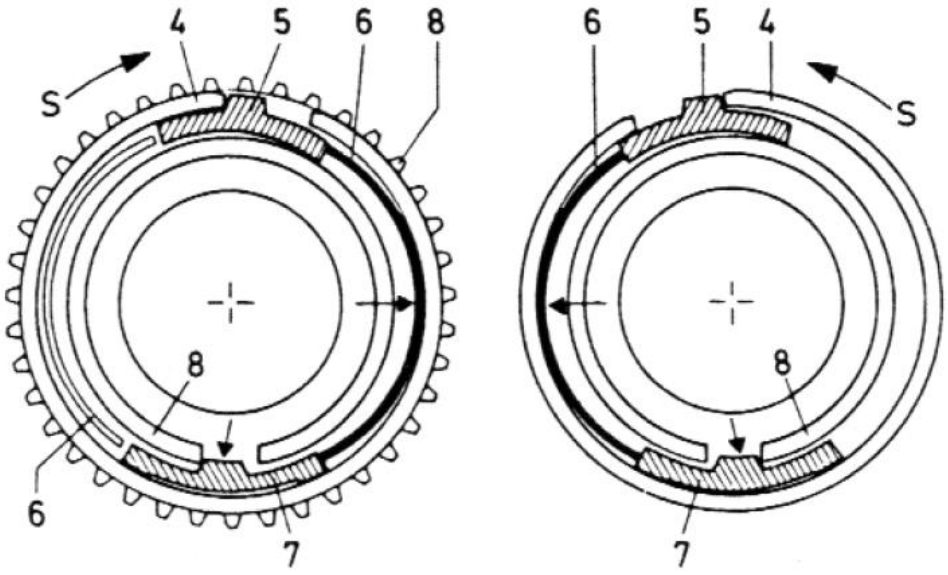
Synchronizační kroužek tohoto systému je pružný kovový prstenec s drážkami, bez blokovacího ozubení zubové spojky. Synchronizační moment je zvětšen působením blokovacích dílů uložených pod synchronizačním kroužkem.



Obrázek 2: Systém Porsche se servoúčinkem [2]

Ozubená kola (9) se střídavým posunováním řadicí objímky (2) doleva nebo doprava přes vodicí objímku (1) mohou pevně spojovat s převodovým (hnacím) hřídelem (10). Těleso spojky (8) je pevně spojeno s ozubeným kolem (9) (nalisováním). Na tělese spojky (8) je umístěn synchronizační kroužek (4), kámen (5), dva blokovací pásky (6) a doraz (7). Bočními vybroušenými plochami jsou přidržovány vodicí objímky (1). Mezi oběma ozubenými koly (9), která jsou na převodové hřídeli uložena v jehlových ložiscích, se nachází řadicí objímka (2); ta se sice může axiálně posouvat, ale s převodovou hřídelí (10) je spojena pevně pomocí vodicí objímky (1).

Při posuvu řadící objímky je její vnitřní strana přitlačena na vnější plochu kovového synchronizačního prstence (4). Pro zařazení je nutné prstenec stlačit, ten je však vlivem tření od rozdílných rychlosti otáčení oproti řadicí objímce přitlačován proti kameni (5). Ten tlačí na blokovací pásek (6), a ten následně na doraz (7), který dosedá do drážky tělesa spojky (8) a nemůže se tím pádem pohybovat dál. To má za následek to, že doraz (7) se díky šikmým hranám vysouvá vně a tlačí synchronizační kroužek (4) ven. Podobně činní i zdeformovaný blokovací pásek (6). Vzniká kontakt mezi třecími plochami a dochází k synchronizaci.
(viz následující obrázek)



Obrázek 3: Funkce blokování systému Porsche [2]

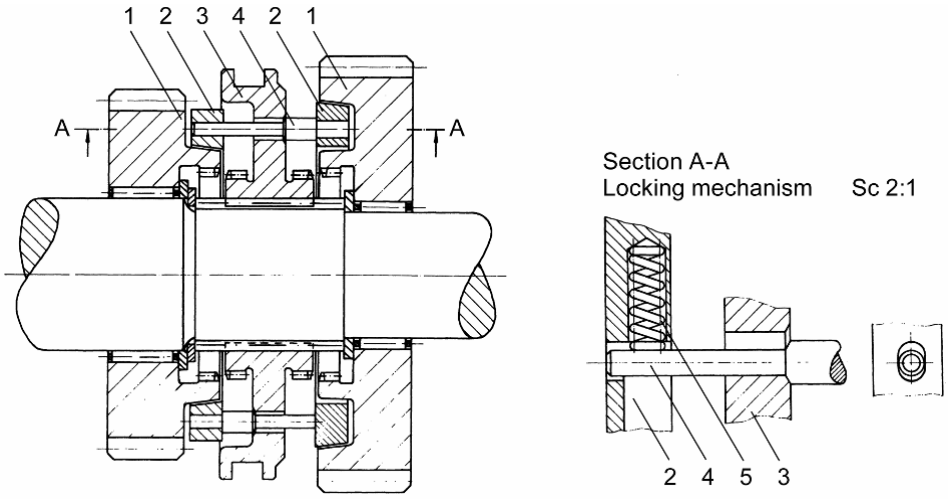
Při vyrovnání otáček se blokovací systém uvolní a neklade už stlačování synchronizačního kroužku žádný odpor a je tedy možné zařazení dokončit.

Tento systém vyžaduje velice málo řadící síly, ale jeho vysoké výrobní náklady stojí v cestě většímu rozšíření.

2.5. Mechanismus s jistícími kolíky

V Spicerově, či Thompsonově synchronizačním mechanismu je blokování posuvu před synchronizací zajištěno kolíky se dvěma průměry, mezi kterými je kuželový přechod.

V řadící objímce (3) je vyvrtaných šest otvorů a je jí umožněn axiální pohyb po hřídeli. Jistící kolíky (4) zapadají do děr v objímce a jsou pevně uchyceny k synchronizačnímu kroužku (2). Otvory s kuželovitým sražením jsou větší než první část pojistných kolíků, čímž vzniká mírná vůle. Jestliže existuje rozdíl v rychlosti otáčení mezi oběma hřídeli, tření mezi sražením otvoru v objímce a kuželového přechodu na širší části kolíku neumožňuje další posuv, a tudíž ani další posuv objímky (viz řez A–A).



Obrázek 4: Synchron s jistícími kolíky [1]

1 kolo převodu se zubovou spojku; 2 synchronizační kroužek;
3 řadící objímka; 4 jistící kolík; 5 tlačná pružinka

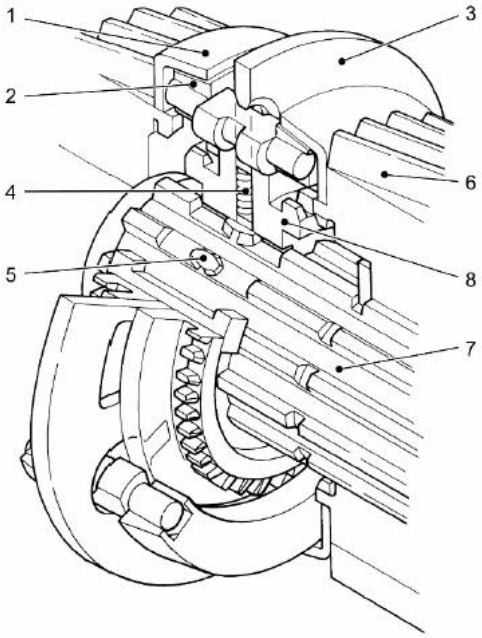
Poté co se rychlosti otáčení obou hřídelů srovnají, pružina (5) je vlivem sil stlačena a širší část kolíku se může vsunout do otvoru, tím Je umožněno dokončení řazení.

Ve srovnání se systémem Borg-Warner je zde výhodné umístění zubové spojky na menším průměru a třecí plochy naopak na větším průměru. Díky tomu je ten samý třecí moment docílen pomocí menší řadící síly. Nevýhodou jsou větší zástavbové nároky celého mechanismu.

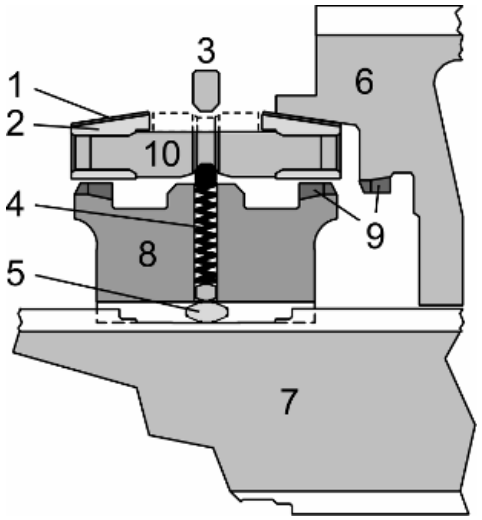
2.6. Eaton LF

Zkratka LF pochází z anglického označení “low force”. Hlavním cílem tohoto mechanismu je snížení řadicí síly potřebné k synchronizaci a zkrácení času přeřazení.

Je používán v převodovkách firmy Eaton série S se dvěma protiběžnými hřídeli pro souběžné zařazení vložených kol . Všechny synchrony této převodovky jsou totiž umístěny na prostřední hřídeli.



Obrázek 5: Eaton LF (Low Force)–synchronizer of the Eaton S Series. [1]



Obrázek 6: Eaton LF (Low Force)–synchronizer of the Eaton S Series. [1]

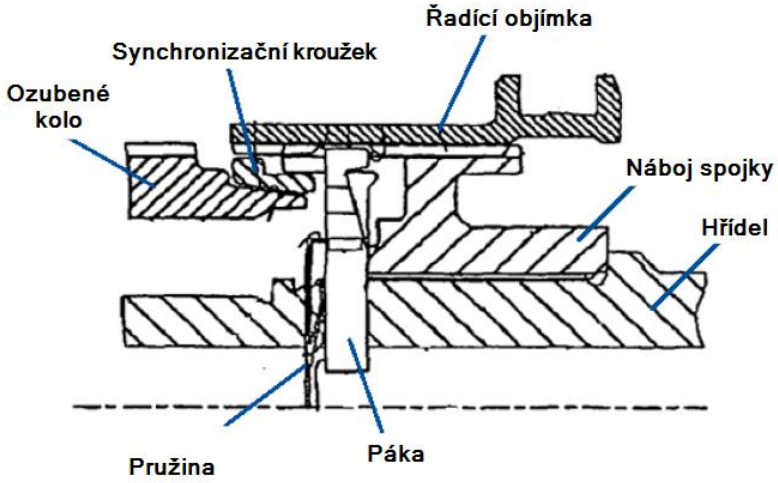
1 tělo synchronu; 2 synchronizační kroužek; 3 synchronizační talíř; 4 předepínací mechanismus; 5 náběžné plochy hlavního hřídele; 6 ozubené kolo převodu; 7 hlavní hřídel; 8 řadicí objímka; 9 zubová spojka; 10 posuvný čep

Pří působení síly ve směru zařazovaného stupně posune synchronizační talíř (3) synchronizační kroužek (2) do kontaktu s tělem synchronu (1) ozubeného kola (6) prostřednictvím posuvné objímky (8) a axiálně posuvného čepu (10). Tento pohyb předepne systém pružinového mechanismu (4) posuvem na náběžnou plochu (5) v drážkách hlavního hřídele (7). Plochy, skloněné ve směru posuvu, převádějí rotační sílu na axiální sílu namířenou směrem k ozubenému kolu, na které se řadí (6).

Tato axiální síla zvyšuje přítlačnou sílu synchronizace, a tak urychluje její čas a snižuje potřebnou sílu od řidiče. Po srovnání otáček dojde k zapadnutí zubové spojky (9) .

2.7. Pákový mechanismus

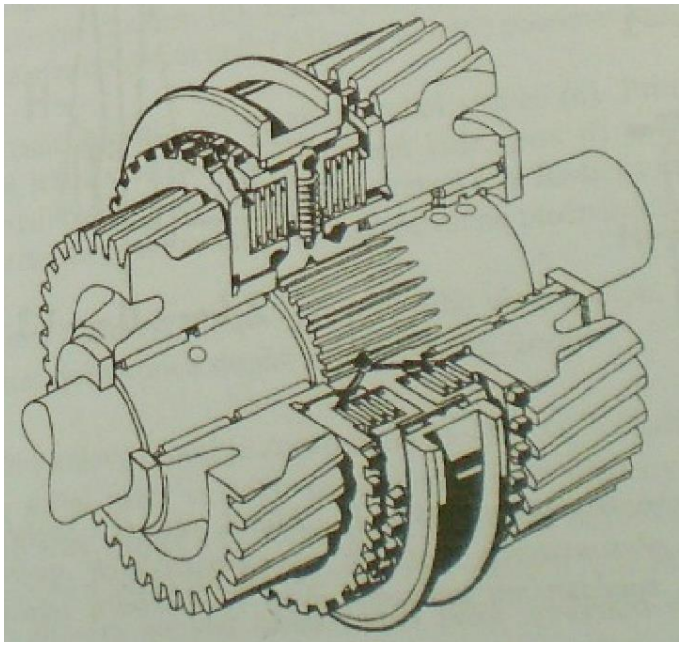
Páka je umístěna na vnitřním obvodu objímky mezi nábojem a synchronizačním kroužkem. Když se objímka posune k zařazení, páčka přitiskne synchronizační kroužek k ploše na ozubeném kole– dle principu páky a tím i násobí řadící sílu. Tento systém může být použit například pro kolo zpátečky.



Obrázek 7: Synchron pákového typu [3]

2.8. Lamelová synchronizace

Funguje na stejném principu jako synchronizace Borg-Warner (kapitola 3.), jen je třecí kroužek nahrazen lamelami. Při konstrukci se vycházelo ze zkušeností z třecích spojek a brzd.



Obrázek 8: Syncnhronizační spojka s lamelami [4]

2.9. Alternativní systémy synchronizace

Synchronizace v těchto převodovkách je aktivně řízena počítačem. Protože se tyto systémy přímo netýkají tématu práce, tak budou zmíněny pouze krátce zběžně.

2.9.1. Vnějším systémem

Na vstupní hřídel převodovky je napojen mechanismus, který se stará o zvýšení, či snížení otáček vstupní části, dle pokynů z řídící jednotky. Většinou se jedná o kombinaci brzdy a nějakého pohonu– elektro motoru / hydraulického / mechanického systému. Vyskytuje se například u hybridních vozidel, či v robotizovaných převodovkách. Převod je pak zařazen mechanismem se zubovou spojkou– např: Aisin [5] Zeroshift [6], Pakoshift [7] ,… .

2.9.2. Spalovacím motorem

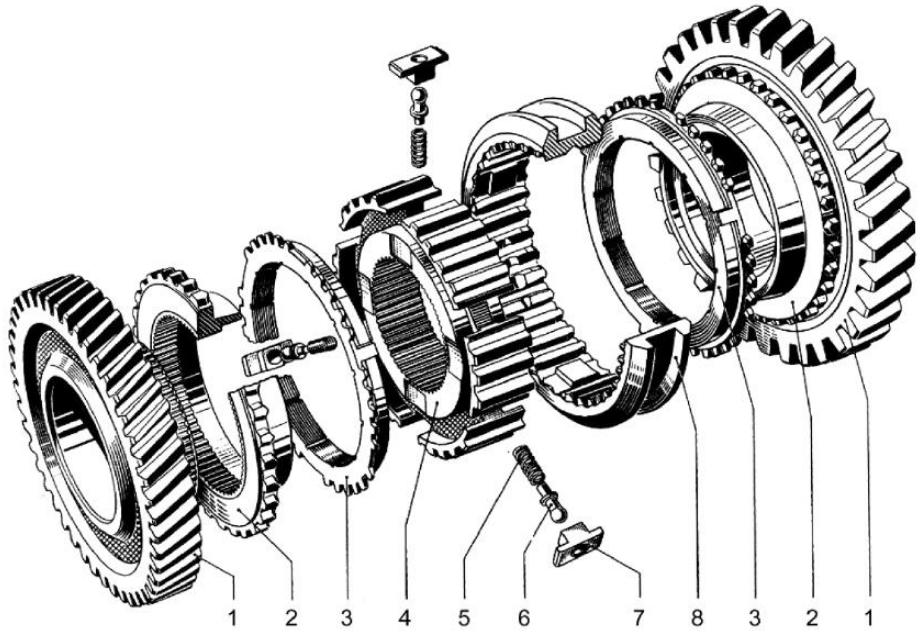
Při přeřazení je narozdíl od tradičních převodovek spojka mezi motorem a převodovkou stále sepnuta a zpomalování / zrychlování vstupní části hřídele je řízeno přímo otáčkami spalovacího motoru. Jeho nevýhodou je delší doba řazení. I přesto je od roku 1998 používám firmou ZF v některých převodovkách pro kamiony a jiné větší vozy. Lepších vlastnosti umožňující použití je dosaženo díky lepšímu elektronickému řízení motoru a doplnění brzdou v převodovce.

3. Synchronní mechanismus s clonícím kroužkem

Také známý jako systém Borg-Warner, využívá pro synchronizaci tření mezi kuželovými plochami posuvného kroužku a protiplochou umístěnou na straně ozubeného kola. K rozšíření této koncepce došlo již takřka před 70ti lety.

Protože tento systém využívá mnou modelovaná převodovka, popíšu v následujících kapitolách podrobně její funkci i vlatnosti.

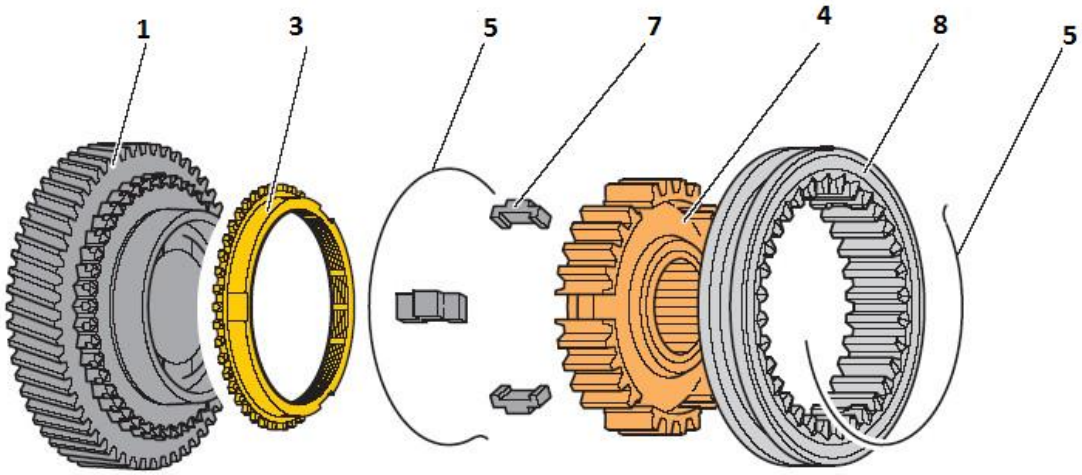
3.1. Jednokuželová synchronizace



Obrázek 9: Jednokuželová synchronizační spojka Borg-Warner (ZF-B) [1]

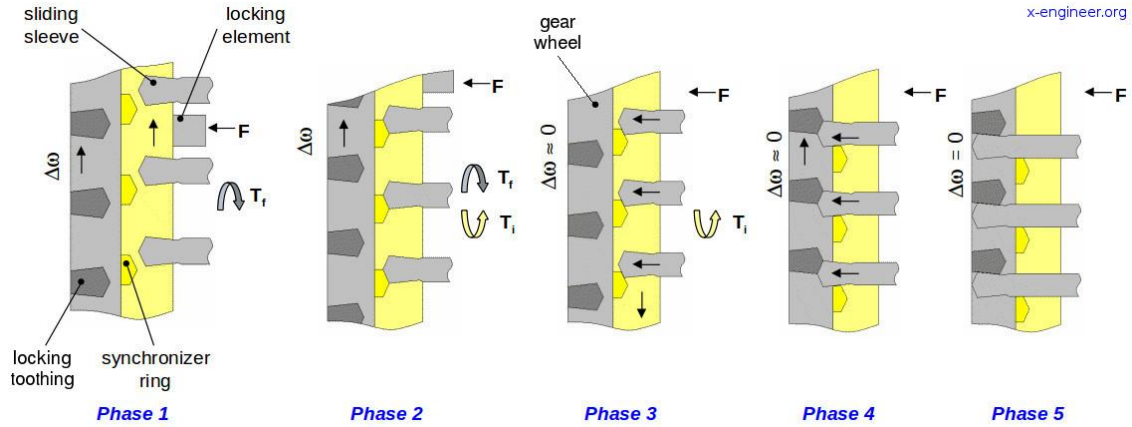
1 – ozubené kolo volně otočné na jehlovém ložisku; 2 – unašecí ozubení lisované na kole s třecím kuželem; 3 – synchronizační– clonící kroužek s protikuželem a blokovacím ozubením; 4 – náboj synchronizační spojky s vnitřním drážkováním pro spojení s hřídelem a vnějším drážkováním pro spojení s objímkou; 5 – pružina; 6 – čep s kulovou hlavou; 7 – jistící tělíska ("kameny"); 8 – řadicí objímka

Na obrázku je vidět složení mechanismu Borg-Warner s jedním synchronizačním kroužkem a aretační západkou (7) vytlačovanou kuličkou/čepem (6) na tlačné vinuté pružině (5). Ta může být nahrazena rozpěrnou pružinkou ve formě stlačeného skoro kruhového drátku a jinak tvarovanou západkou. Tak je tomu i u převodovky MQ-200, která je použita v této práci.



Obrázek 10: Jednokuželová synchronizační spojka Borg-Warner (VW) [8]

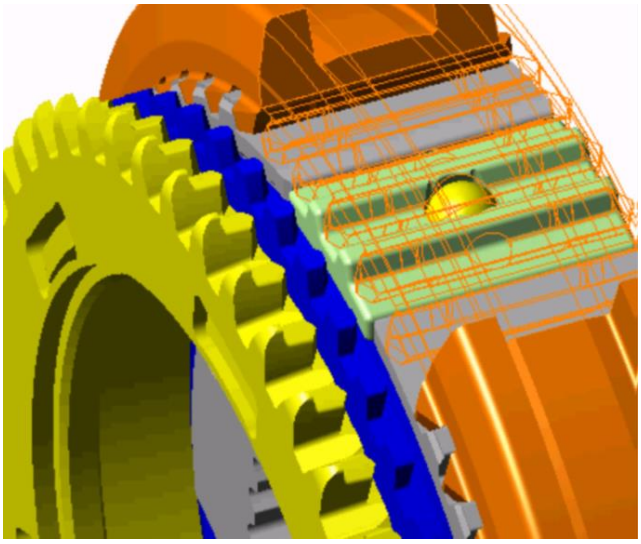
1 – ozubené kolo s unašecím ozubením; 3 – synchronizační- clonící kroužek;
4 – náboj synchronizační spojky; 5 – pružina; 7 – jistící tělíska; 8 – řadicí objímka



Obrázek 11: Fáze řazení [8]

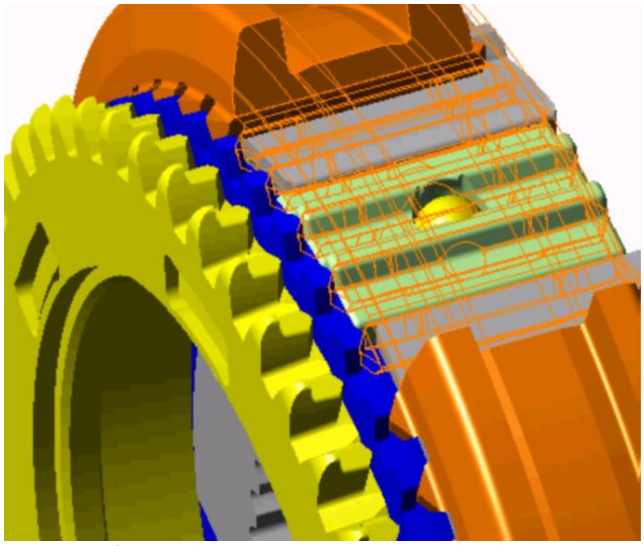
Celý posuv je řízen objímkou (8), která je pomocí drážkování rotačně spojena s nábojem (4) na hřídeli převodovky.

V neutrální poloze je objímka vystředěna pomocí aretačního tělíska a pružiny (5,6,7) a nehrozí tak, že by se samovolně posouvala. Při působení axiální síly je nejprve potřeba překonat aretační sílu. (Fáze 1) Při posuvu se pohybují též aretační kameny (7) středícího mechanismu, které tlačí svojí čelní plochou na clonící kroužek (3) .



Obrázek 12: Pozice neutrálu a začátek posuvu (fáze 1) [9]

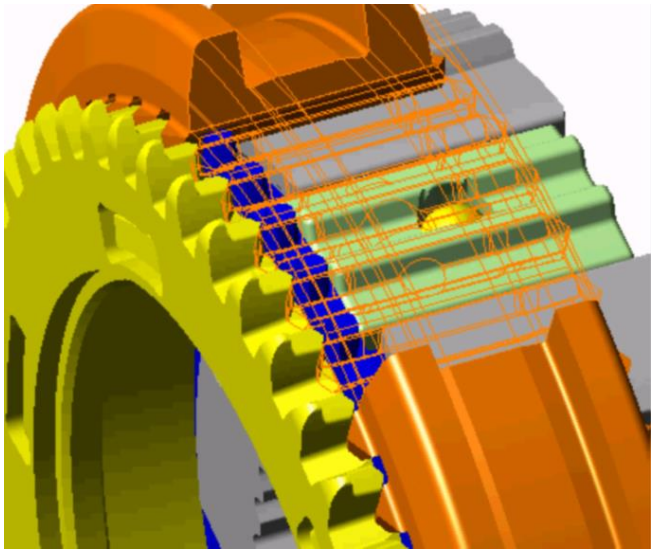
Při kontaktu obou třecích kuželových ploch dojde vlivem rozdílných úhlových rychlostí ke vzniku třecího momentu, který vyvolává natočení synchronizačního kroužku. Tím se šikmé zuby objímky tlačí na šikmé zuby synchronizačního kroužku a zabraňují dalšímu posuvu. Řadicí síla nyní působí na clonící kroužek nejen přes kameny, ale i přes kontakt drážkování objímky a ozubení clonícího kroužku. Dokud nedojde k vyrovnání úhlových rychlostí (synchronizaci), je třecí síla mezi clonícím kroužkem ozubením objímky větší než řadící síla. Objímka tím pádem nemůže být posunuta a nelze předčasně zařazení dokončit. (fáze 2)



Obrázek 13: Synchronizace (fáze2) [9]

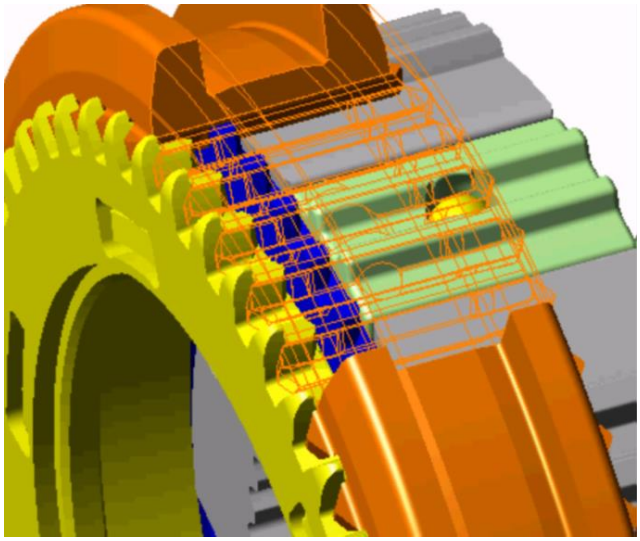
Po vyrovnání otáček je mechanismus odblokován, clonící kroužek se pootočí a do mezery mezi jeho zuby se posouvá řadící objímka. (fáze 3)

Posuv pokračuje až do kontaktu s unášecím ozubením. Aby bylo umožněno zařazení, musí se objímka a ozubení vůči sobě správně natočit. To je docíleno pomocí vhodné kontaktní geometrie obou prvků. (fáze 4)



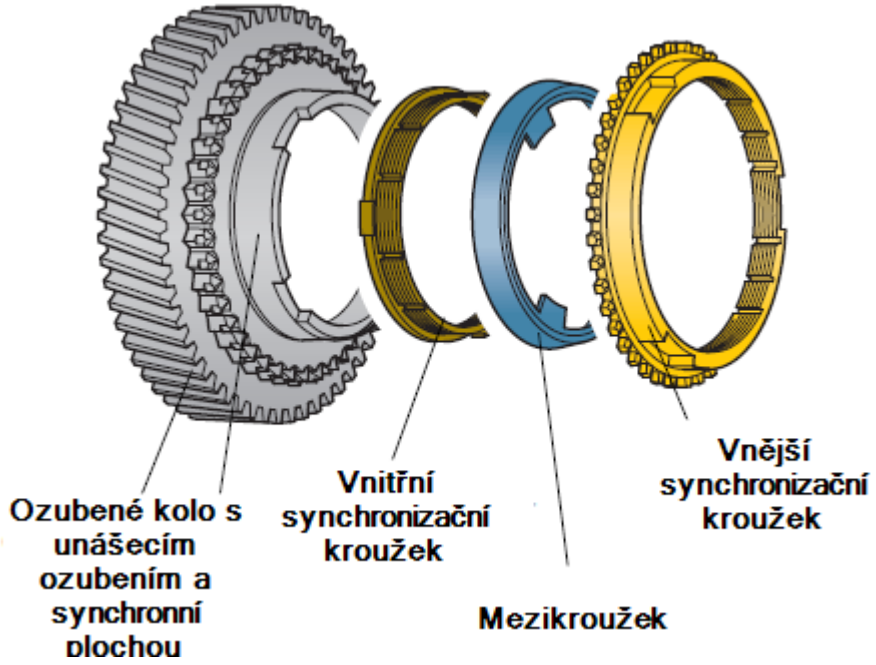
Obrázek 14: Kontakt zubových spojek (fáze 4) [9]

Dokončení řazení– objímka je vsunuta mezi zuby unášecího ozubení a přenos točivého momentu mezi vstupem a výstupem převodovky je zajištěn. Díky tvaru unášecího ozubení a působení přenášeného točivého momentu, nemá spojka tendenci se samovolně vyřazovat. (fáze 5)



Obrázek 15: Zařazeno (fáze 5) [9]

3.2. Vícenásobná synchronizace



Obrázek 16: Dvojitý synchronizační kroužek [10]

Při potřebě velkého zvýšení synchronizačního momentu, například pro nižší převodové stupně, či pro těžká převodová ústrojí, by se musela úměrně zvyšovat i řadící síla vyvíjená řidičem, či zástavbové prostory. To však vzhledem ke komfortním a funkčním požadavkům není ideálním řešením. Proto je zvětšení třecí plochy docíleno pomocí jejího rozdělení. Jak je zřejmé z obrázku, místo jednoho jsou použity 2 synchronizační kroužky s vloženým prstencem. Díky přidání další třecí plochy se výkon synchronu zvedne skoro o 50 %, a díky tomu je řadící síla pro dané použití skoro poloviční oproti klasickému mechanismu. [11]

Nevýhodou tohoto řešení je kromě větších zástavbových nároků (ve srovnání se standartní velikostí synchronizační plochy) i zvýšení ceny a požadavků na přesnost výroby.

3.3. Klíčové parametry a požadavky

Požadavky na synchronizační spojku jsou jasně dané – dostatečný výkon pro synchronizaci rotačních hmot, spolehlivý přenos výkonu a komfortní změna převodu.

Chod řadící páky je to, co zprostředkovává řidiči pocit kvality řazení.
Tvar a přesnost kulisy, vibrace, ale hlavně rychlost jakou lze přeřadit a potřebná síla.
Řadicí sílu lze vypočítat pomocí následujícího vzorce:

$$F_a = \frac{2 \cdot \sin(\alpha) \cdot J \cdot \Delta\omega}{\mathrm{n}_c \cdot \mu \cdot d_m \cdot T_F} \qquad (1)$$

Vzorec pro výpočet řadící síly [9]

Kde α [rad] – sklon třecího kuželu, J [kg·m^2] – rotační moment synchronizovaných hmot, Δω [rad/s] – rozdíl rotačních rychlostí , n_c [-] – počet třecích spojek,
μ [-] – koeficient tření, d_m [m] – střední průměr třecích kuželů, T_F [Nm] – třecí moment.

Doporučená maximální velikost síly, kterou musí řidič vyvinout na řadicí páku, se u osobního automobilu, dle literatury, nejčastěji pohybuje mezi 80 až 120 N. [1].

Její reálné zmenšení je možné pomocí následujících variant: zvětšení průměru třecích kuželů, dvojitá synchronizace, zvětšení třecího koeficientu materiálu, či zmenšení úhlu třecích kuželů. [9] Poslední možností, která se využívá ve větších vozidlech je posilovač řazení, kde posuvu řadící páky pomáhá tlakový mechanismus, podobně jako u posilovače řízení.

Komfort přeřazení závisí především na dvou hlediscích – hluku a chodu řadicí páky. Jakýkoli hluk při přeřazení je nepřípustný a jeho nejčastějším původcem bývá špatně zkonstruovaný systém blokace a následný střed zubů. Více v kapitole 3.4 .

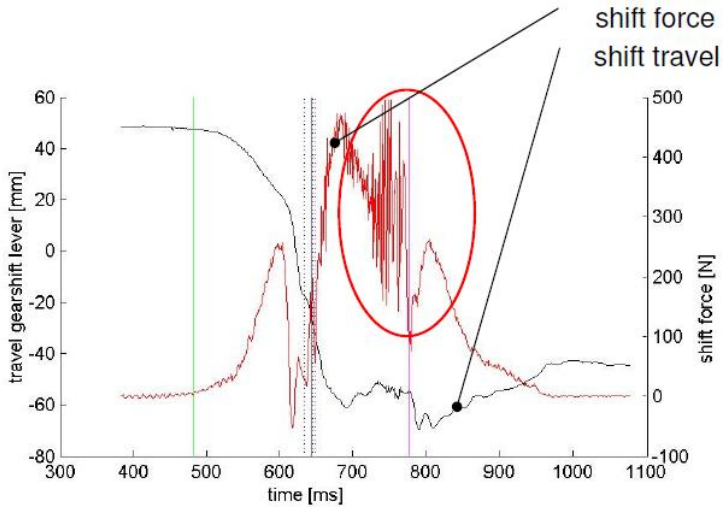
Doba řazení je velice závislá na systému i řidiči. Obecně lze říci, že se může u manuální převodovky pohybovat kdekoliv od zhruba 0.5 do 2 vteřin. [8]
(Na nejkratší přeřazení za 0,5 sekundy bývají tyto systémy z pravidla dimenzovány, maximální hodnota je pak už jen otázkou zvolené rychlosti řazení.)

3.4. Chyby řazení

Chyby řazení se mohou vyskytovat v mnoha podobách a z mnoha důvodů, obecně se však projevují buď odporovou silou, či nepříjemných zvukem v průběhu řazení. Dle [1], [9], [19] jsou toto nejčastěji se vyskytující popsané chyby řazení:

Střet zubů

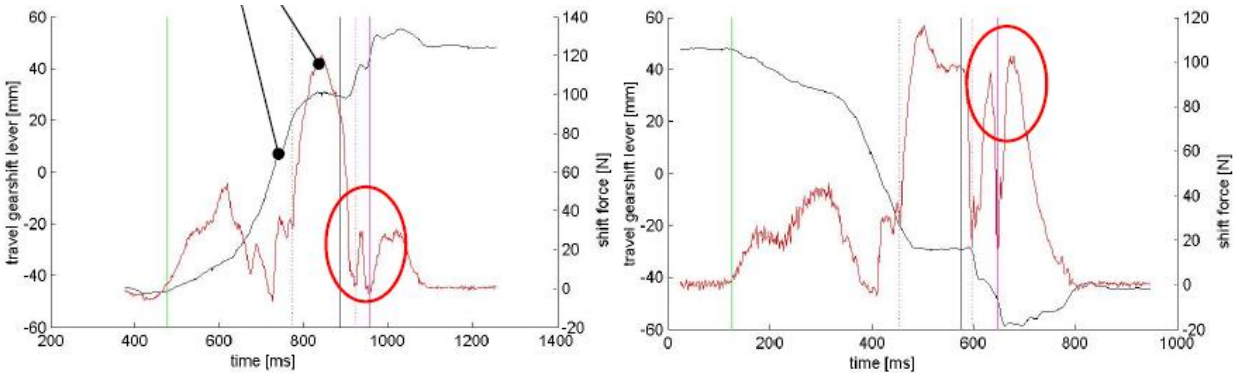
Tento jev nastává při posuvu objímky přes synchronizační kroužek ještě před vyrovnáním rotačních rychlostí. Může být způsoben špatnou geometrií, nedostatečnou synchronizací. Následkem je náraz objímky do špiček unášecího ozubení. Obě tyto součásti velice opotřebovává a může je i zničit. Je provázen hlasitým zvukem a nepříjemnou zpětnou ránou řadící páky proti pohybu řidičovy ruky. (viz zvýraznění v Obrázek 17 – červeně je naznačen silový průběh)



Obrázek 17: Výskyt střetu zubů v průběhu řazení [9]

Sekundární ráz– “double bump”

Jedná se o druhotný nárůst řadící síly po fázi synchronizace. Po dokončení synchronizace musí být, pro pokračování řazení, ozubení synchronizačního kroužku správně natočeno vzhledem k zubům objímky. Proto je třeba nejdříve synchronizační kroužek natočit na protikuželu ozubeného kola. Tato síla závisí na vzájemné poloze ozubení, ale je zde i možnost krátkodobého přilnutí kroužku ke kuželu a znemožnění jeho okamžitého otočení. Řidič pak může pocítit nepříjemné zpětné škubnutí během řazení. (viz zvýraznění v Obrázek 18 –červeně je naznačen silový průběh)



Obrázek 18: Výskyt „double bump“ v průběhu řazení [9]

Chvění

Při synchronizaci kroužek odskakuje, či při posuvu do zařazené polohy je znát drobné chvění. Tento problém je zapříčiněn špatným nadimenzováním některých komponent, či špatným vytlumením soustavy řazení.

Vyskočení zařazeného stupně

Po dokončení řazení se mechanismus samovolně vyřadí zpět do neutrální polohy. Způsobeno je to buď špatně navrženou geometrií unášecího ozubení, či jeho opotřebením a vibracemi.

4. Hardwarové parametry pro model

Model řazení je vytvořen v prostředí GT-Suite verze 2017, CAE simulačním softwaru společnosti Gamma Technologies, pro komplexní simulaci 0D/1D/3D soustav. Software je zaměřen především pro vývoj spalovacích motorů, pohonných jednotek
a simulací celkových technických celků.

Mnou vytvořený model řazení je zjednodušený a jeho účelem je návrh principu řízení řazení– je proto možné řadit pouze 3. a 4. převodový stupeň modelované převodovky. Do budoucna by měl sloužit jako základ pro vybudování komplexnější řadící simulace.

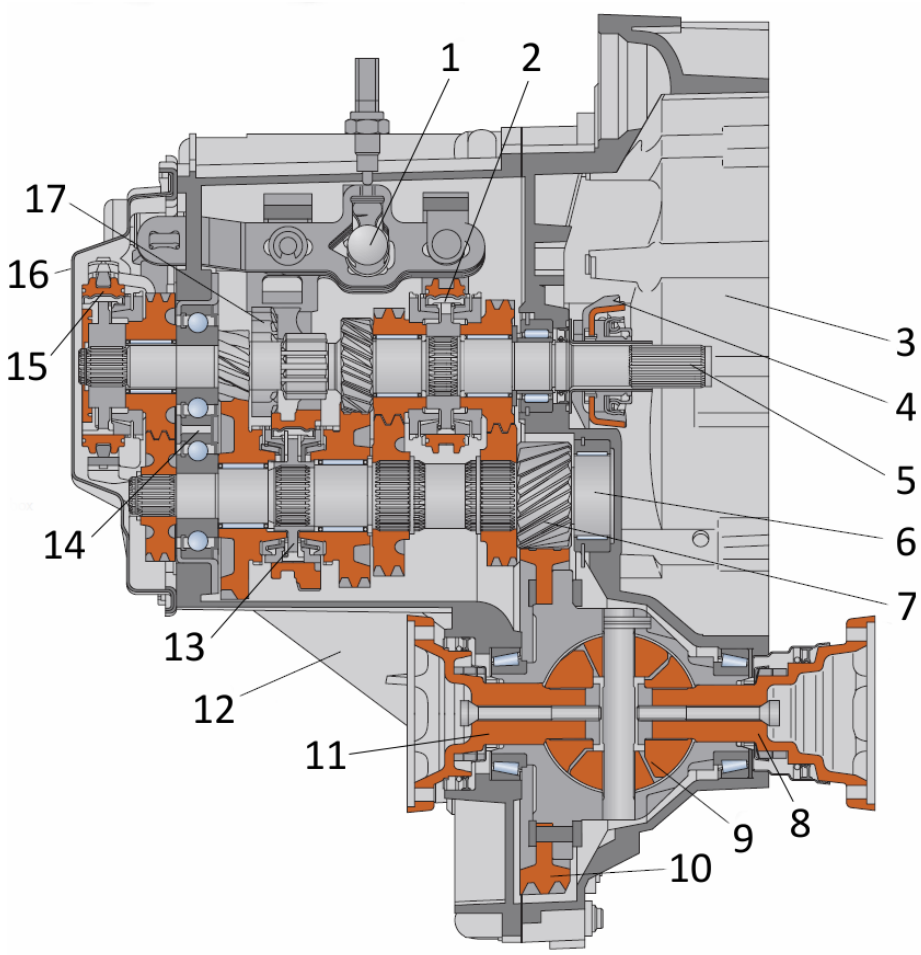
4.1. Převodovka MQ200

Převodovka modelovaná v programu je šestistupňová převodovka koncernu VW typ MQ200 KA PRQ. Na této převodovce probíhalo i měření na zkušebním stavu v laboratořích na Julisce. I přes základ konstrukce pocházející z devadesátých let, stále představuje typického zástupce manuálně řazených převodovek sériových osobních vozů dnešní doby. Její výhodou je vysoká modularita, jednoduchá konstrukce, nízká váha a dobré vlastnosti řazení i přenosu výkonu.

Tato převodovka je určena pro vozy různých velikostí s příčnou zástavbou pohonného řetězce a přední poháněno nápravou. Je dimenzována pro motory s maximálním točivým momentem 200 Nm. Existují různé varianty s různými převodovými poměry, i varianta s pěti rychlostními stupni.

Převodovka má dva hřídele a přídavnou osu pro zpětný chod. Ten je řazen posuvným kolem s přímým ozubením a jako jediný je bez synchronizace.
Zbylé stupně jsou synchronizovány a používají šikmé ozubení.
Všechny synchronizační spojky jsou konstrukce Borg–Warner, přičemž první dva stupně mají dvojitý synchronizační kroužek, ostatní synchrony jsou jednoduché.

Další a podrobnější informace o použité převodovce lze nalézt například v publikacích [10], či [11]



Obrázek 19: Příčný řez převodovkou MQ200 02T [11]

1 – řadicí mechanismus; 2 – synchronizační spojka 3. a 4. rychlostního stupně; 3 – skříň spojky; 4 – vypínací páka spojky; 5 – vstupní hřídel; 6 – výstupní hřídel; 7 – ozubené kolo stálého převodu na výstupní hřídeli; 8 – výstupní hřídel k pravému kolu;9 – diferenciál; 10 – ozubené kolo stálého převodu na diferenciálu; 11 – výstupní hřídel k levému kolu; 12 – skříň převodovky;13 – synchronizační spojka 1. a 2. rychlostního stupně; 14 – ložisková jednotka;15 – synchronizační spojka 5. rychlostního stupně; 16 – víko převodovky; 17 – posuvné kolo zpětného chodu

4.2. Parametry

Rozměrové a hmotnostní parametry pro bloky programu znázorňující převodovku byly získány především díky vývojovému oddělení převodovek firmy Škoda Auto a byly odečteny a dopočítány z výkresové dokumentace.

4.2.1. Hřídele

Hřidele jsou modelovány bloky *„shaft“* a bloky osazení (ozubená kola, synchrony...), které jsou součástí hřídele. Tyto bloky jsou spojeny do celku hřídele pomocí bloků *„shaft torsion“* znázorňujících rotační elastickou deformovatelnost mezi jednotlivými spojenými prvky. Zadávané parametry jsou průměr a délky jednotlivých úseků a materiálové parametry hřídele. Díky tomu se celky hřídelů nechovají, jako ideálně tuhá tělesa a jsou tak blíže k realitě.

Na hřídel stálého převodu *„diff_shaft“* je definovaná stálá rotační rychlost z diferenciálu vozidla (či pohonného zkušebního motoru v případě převodovkového stavu v laboratořích na Julisce) – slouží jako ideální pohon celé soustavy a udržuje neměnnou rotační rychlost.

Dále, za stálým převodem, je výstupní hřídel převodovky (blok *„output_shaft-1“* a na něj v přímce navázané bloky znázorňující její osazení, či součásti a tvořící tak virtuální znázornění celku hřídele. Jeho součástí je ozubení stálého převodu, tudíž je moment setrvačnosti ozubení započítán přímo do hodnoty přiřazené samotnému hřídeli. A skrze drážkování je (tedy rotačně pevná vazba) osazena ozubeným kolem 1.,2. a 5.,6. převodového stupně a synchronizační spojkou 3. a 4. stupně. Ozubené kolo 3. a 4. je pak osazeno skrze jehlová ložiska znázorněná bloky „*GF“*, které zahrnují koeficient účinnosti daných ložisek a umožňují vzájemný rotační pohyb. Tento hřídel je skrze ozubení pevně svázán s hřídelem stálého převodu a jeho rotační rychlost je tedy stálá a nemění se.

Dále je zde vstupní hřídel převodovky. Jeho součástí je ozubení 3., 4. stupně a ozubení zpátečky. Skrze drážkování (pevná vazba) je osazena synchronizačním mechanismem 1.,2. a 5.,6. převodového stupně. Přes ložiska, znázorněna v programu obdobně jako na výstupním hřídeli, ozubenými koly 1.,2.,5.,6. stupně. Narozdíl od výstupního hřídele, který se při simulaci otáčí stále stejnou rychlostí, se rychlost otáčení mění dle zařazeného stupně a její celková setrvačnost je důležitá ke správné simulaci synchronizace.

Na konci řetězce je na vstupní hřídel napojen blok „Measure_Clutch“, který znázorňuje moment setrvačnosti měřící obruby spojky, která slouží na stavu na Julisce k měření rychlosti otáčení hřídele [12]. Tento blok je obsažen z důvodu

porovnatelnosti obou simulací v rámci této práce a za normálních okolností by byl nahrazen pouze znázorněním části spojkového mechanismu.

4.2.2. Ozubená kola

Jednotlivá převodová soukolí jsou znázorněna bloky *„FirstGear,SecondGear…“.* Jejich zadávanými parametry jsou převodový poměr, účinnost a moment setrvačnosti jednotlivých ozubených kol.

4.2.3. Synchronizační spojka 3. a 4. kola

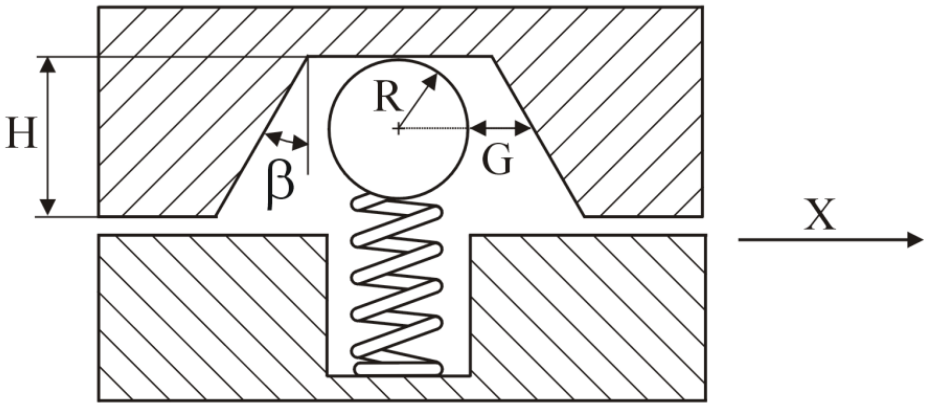
V převodovce se nachází celkem 3 synchronizační mechanismy a řazení zpátečky. Vzhledem k modelování řazení pouze mezi 3. a 4. převodovým stupněm je nastavena podrobná kinematika a rozměrové údaje pouze u příslušného bloku *“Synchro3-4"*, ve zbylých jsou upřesněny pouze hodnoty momentů setrvačnosti.

Příslušné přiřazené hodnoty synchronu jsou uvedeny v příloze.
Hmotnostní a setrvačné parametry byly poskytnuty z 3D dokumentace oddělením vývoje Škody Auto. Parametry rozměrové byly dopočteny z výkresové a sestavové dokumentace převodovky MQ200.

Problémem se ukázaly být parametry tuhosti a tlumení třecích ploch, zubové spojky a kamene západky. Tyto parametry závisí jak na materiálu, tak na geometrii jednotlivých dílů. Protože tyto parametry nelze nijak jednoduše zjistit ani dopočítat, byly použity hodnoty odpovídající vzorovým úlohám z prostředí GT-Suite. Tyto parametry byly následně podrobeny funkčním zkouškám v rámci mého programu řazení v prostředí GT-Suite. Zadání nevhodných parametrů by mělo na průběhu řazení důsledek nerealistického tlumení při kontaktu ve vyšších rychlostech posuvu, či naopak přemrštěné odrazy a vibrace znemožňující zařazení. Nevyhovující byl posouzen pouze parametr kontaktního tlumení synchronizačního kroužku, který musel být pro vyšší rychlosti posuvu a použití vyšších sil mírně zvětšen ze 120 na 150 N*s/m. Bez podrobnější znalostí kontaktních tuhostí a tlumení jednotlivých komponentů, však nelze tyto parametry lépe nastavit.

Ač je blok synchronu v programu velice podrobný a zdařilý, vyskytuje se zde jeden pro moji práci nevhodný parametr– uvažovaná aretační západka je jiné konstrukce, než v modelované převodovce. Proto bylo nutné provést přepočet pro vkládané parametry:

4.2.4. Aretační mechanismus synchronizační spojky

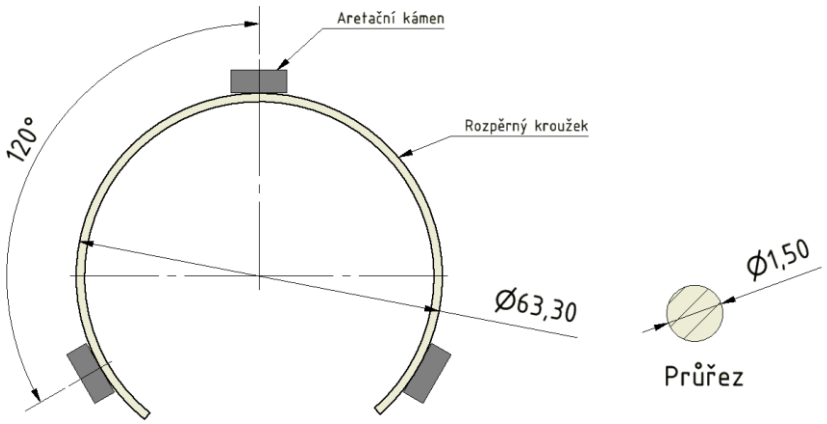


Obrázek 20: Schématické znázornění aretační západky synchronu uvažované v programu GT-Suite [13]

Obrázek 20 ukazuje schématické znázornění aretační západky využívané v bloku synchronu prostředí GT. Převodovka MQ200 oproti tomu používá západku konstrukce jako je na Obrázek 10 , jejich funkce je však natolik podobná, že stačí pouze přepočet určitých parametrů.

Hloubka drážky H, vůle G i sklon β jsou stejné jako v západce modelované převodovky. Poloměr kuličky R (ovlivňuje průběh síly– kontakt kuličky) je zvolen dle zaoblení hran kamenu západky. Parametry pružiny– tuhost a předpětí jsou dopočteny pomocí teorie rámů z údajů rozpěrného kroužku.

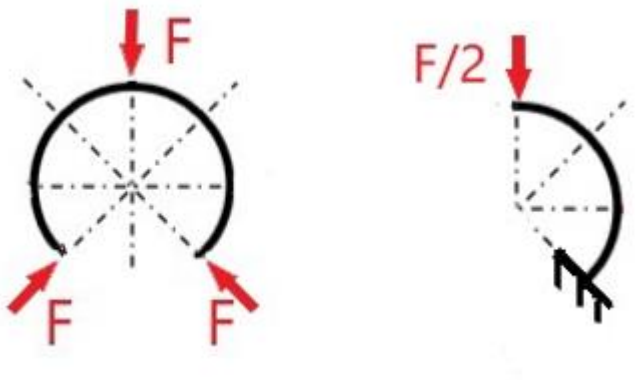
Rozpěrný kroužek je drát kruhového průřezu stočený do kruhového tvaru, na který působí po 120° umístěné aretační kameny.



Obrázek 21: Rozpěrný kroužek a aretačn kameny při zamontovaném stavu

Rozpěrný kroužek si tedy lze představit jako rám kruhového průřezu a tvaru 2/3 kružnice na nějž působí po 120° tři stejně velké síly – síly které působí na kameny.

Zjednodušenou úlohu lze tedy zakreslit takto (Obrázek 22) a díky symetrii stačí počítat pouze jednu polovinu:



Obrázek 22: Schéma výpočtu rozpěrného kroužku– rám

Namáhání je kinematické, známe volný průměr kroužku, průměr klidové polohy i průměr zmenšený. Ze zmenšení průměru můžeme dopočítat posuv imaginárního volného konce, a následně z teorie ohybu rámů i sílu F.

Volný průměr je D_v je 76 mm, zamontovaný stav D_z 63,3 mm.
Stlačení při posuvu mimo drážku je H_z je 1 mm.

Stlačení proti volnému stavu pružinového kroužku při aretaci je:

$$v_{f0} = \frac{D_v - D_z}{2} = \frac{76 - 63{,}3}{2} = 6{,}35\ mm \tag{2}$$

Při posuvu z neutrální polohy pak:

$$v_{f1} = v_{f0} + H_z = 6{,}35 + 1 = 7{,}35\ mm \tag{3}$$

Použitím Castiglianovy věty a Mohrova integrálu získáme dle [14] vzorec pro posuv konce nosníku ve směru síly F/2.

$$v_f = \int_0^{\frac{2}{3}\pi} \frac{\frac{F}{2} \cdot r \cdot \sin\varphi \cdot r \cdot \sin\varphi}{E \cdot J} \cdot r \cdot d\varphi = \frac{\frac{F}{2} \cdot r^3}{E \cdot J} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left[\left(\frac{2}{3} \cdot \pi - \sin\left(\frac{2}{3} \cdot \pi\right) \cdot \cos\left(\frac{2}{3} \cdot \pi\right)\right) - (0)\right] = A \cdot \frac{F \cdot r^3}{4 \cdot E \cdot J} \quad (4)$$

$$A = \left(\frac{2}{3} \cdot \pi - \sin\left(\frac{2}{3} \cdot \pi\right) \cdot \cos\left(\frac{2}{3} \cdot \pi\right)\right) - (0) = 2{,}527407 \quad (5)$$

Vzorec pro kvadratický model průřezu J je pro kruhový tvar:

$$J = \frac{\pi \cdot {d_d}^4}{64} \quad (6)$$

Po vyjádření síly a dosazení jednotlivých parametrů a Youngova modulu pružnosti v tahu pro ocel, dostáváme následující vzorce a výsledné síly působící na jednu západku.

Pro zaaretovaný stav západky (Neutrál)– tedy předpětí pružiny:

$$F_{Z0} = \frac{v_{f0} \cdot 4 \cdot E \cdot J}{r^3 \cdot A} = \frac{6{,}35 \cdot 4 \cdot 210000 \cdot \pi \cdot 1{,}5^4}{38^3 \cdot 64 \cdot 2{,}527407} = \mathbf{9{,}558\ N} \quad (7)$$

Pro stlačený stav při posuvu z neutrální polohy:

$$F_{Z1} = \frac{v_{f1} \cdot 4 \cdot E \cdot J}{r^3 \cdot A} = \frac{7{,}35 \cdot 4 \cdot 210000 \cdot \pi \cdot 1{,}5^4}{38^3 \cdot 64 \cdot 2{,}527407} = 11{,}063\ N \quad (8)$$

Tuhost náhradní pružiny zadávané do bloku synchronu je tedy:

$$k_z = \frac{F_{Z1}}{v_{f1}} = \frac{11{,}063}{7{,}35} = \mathbf{1{,}505\ N \cdot m^{-1}} \quad (9)$$

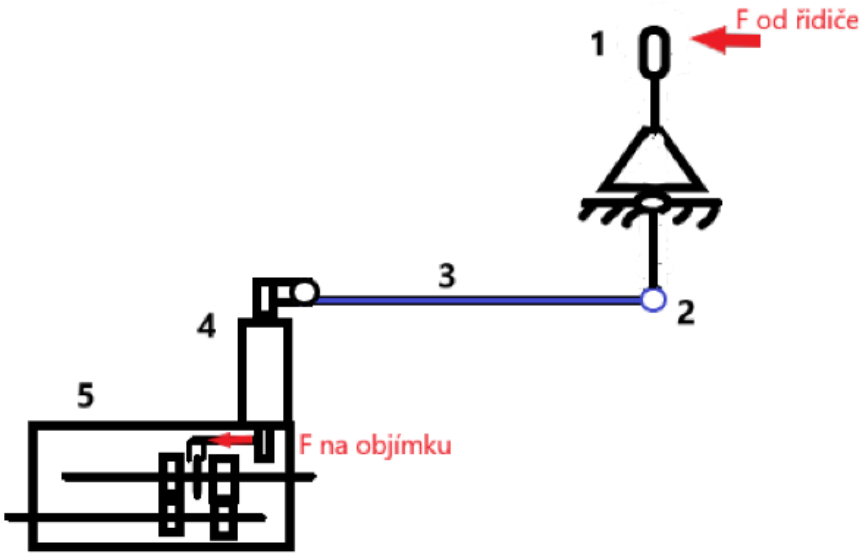
4.3. Řadicí soustava

Řadicí soustavou se rozumí celý mechanismus přenosu řadící síly od hlavice řadicí páky v interiéru, až k řadicím vidličkám aplikujícím sílu na řadicí objímkou.

Přepákování této soustavy $i_{\check{r}}$ je 1 : 5,8 , tedy síla 1 N by se za ideálních podmínek projevila na řadící objímce jako 5,8 N, z toho převod $i_{\check{r}-b} = 1 : 2{,}2$ je mezi řadicí pákou a bovdeny – tento převod není v měřícím stavu na Julisce obsažen, neboť jeho vzduchové písty jsou přímo napojeny na bovdeny (viz kapitola 6.6). Poměr přepákování mezi bovdeny a objímkou je pak:

$$i_{b-O} = \frac{i_{\check{r}}}{i_{\check{r}-b}} = \frac{,8}{2{,}2} = 2{,}636 \tag{10}$$

Ztráty jsou díky tření bovdenů a kontaktů značné, účinnost řadicí soustavy se v literatuře udává nejčastěji okolo 70 % – např zde 60-70 % [15].
Dle jiných zdrojů od výrobce (Škoda Auto) by měla být u mnou použité převodovky účinnost o trochu vyšší, přesné hodnoty však nejsou známy. Uvažuji proto účinnost řadicí soustavy $\eta_{\check{r}-O} = 75\ \%$ a účinnost řadicí soustavy od lanovodu k objímce (tedy bez mechanismu řadicí páky) $\eta_{\check{r}-O} = 80\ \%$. Na řadící objímku je v modelu také aplikován tlumič s koeficientem tlumení 45 N-s/m. Bez tohoto tlumícího prvku je průběh řazení velice náchylný ke zpětným rázům a vibracím a řadicí síla je nepřirozeně rozkmitaná. Protože celkové tlumení reálné řadicí soustavy a tření jejích komponentů je prakticky neměřitelné, byla hodnota stanovena jako nejnižší možná pro nerozkmitaný průběh řazení modelu.



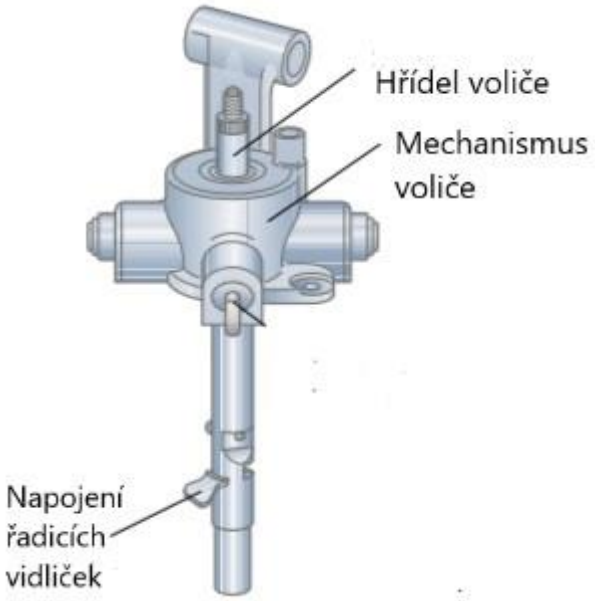
Obrázek 23: Schématické znázornění řadicí soustavy

Kde: 1- řadicí páka , 2- napojení řadicích bovdenů- v tomto místě je na řadicím stavu v laboratořích na Julisce napojen řadicí robot, 3- řadicí bovdeny, 4- řadicí volič (buben), 5- převodovka- z řadicího bubnu je síla přenášena pomocí vidliček na řadicí objímku

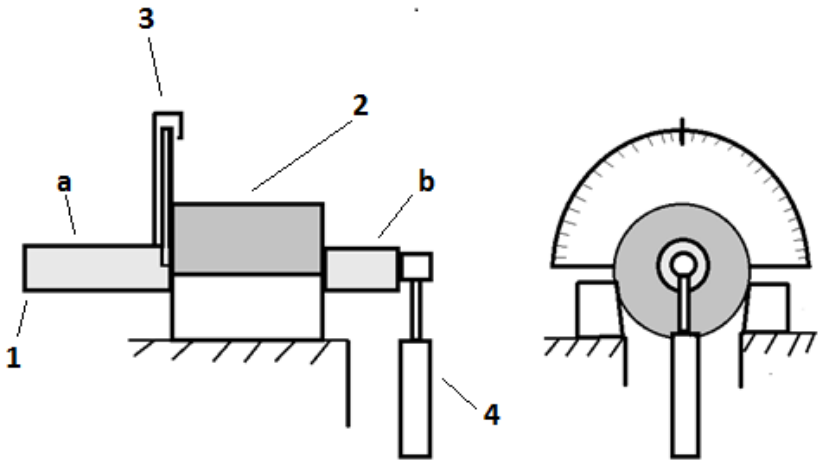
4.3.1. Aretační mechanismus řadicího voliče (řadicí buben)

Síla, která dopomáhá zapadnutí řazeného stupně, případně vystředění objímky v neutrální poloze, vzniká v řadícím voliči (či taky zvaném řadicí buben).
Ten se nachází v řadicí soustavě za lanovody a ovládá řadící vidličky a jeho mechanismus vymezuje kulisu řazení.
Tuto sílu lze cítit při pohybu řadící pákou v ose jízdy vozidla.

K měření byl použit řadící buben převodovky MQ 200. Hodnoty odporového momentu byly odečítány z digitálního momentového klíče FACOM E.306-30D v závislosti na natočení hřídele.

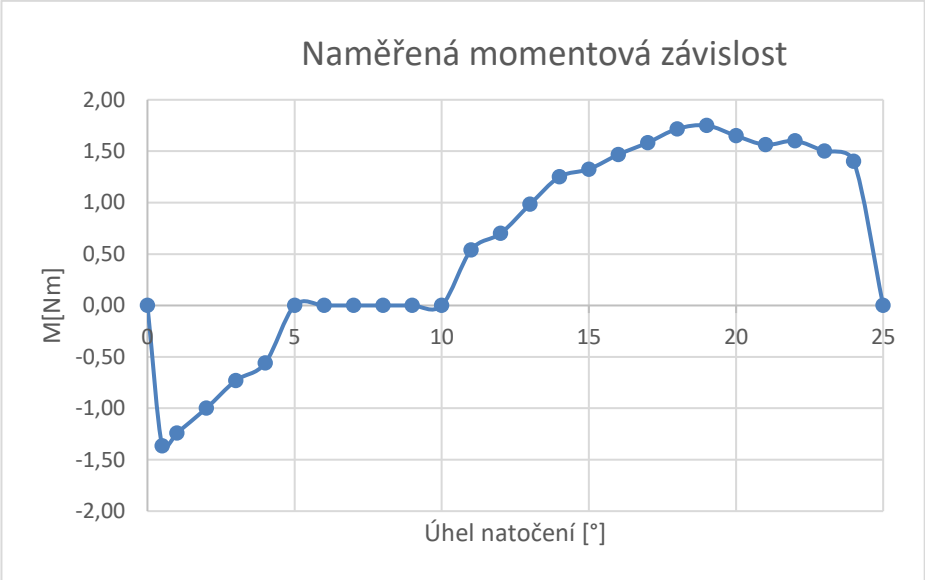


Obrázek 24: Řadicí volič převodovky MQ-200 [11]



Obrázek 25: Schéma měření odporů řadícího voliče (bubnu)

1.Hřídel s úchyty pro ovládání řadících vidliček (a) a prvku pro bovdeny od řadicích páky (b)
2.Řadicí buben s integrovanou kulisou řazení a aretačním mechanismem
3. Úhlová měrka s rafičkou
4. Digitální momentový klíč

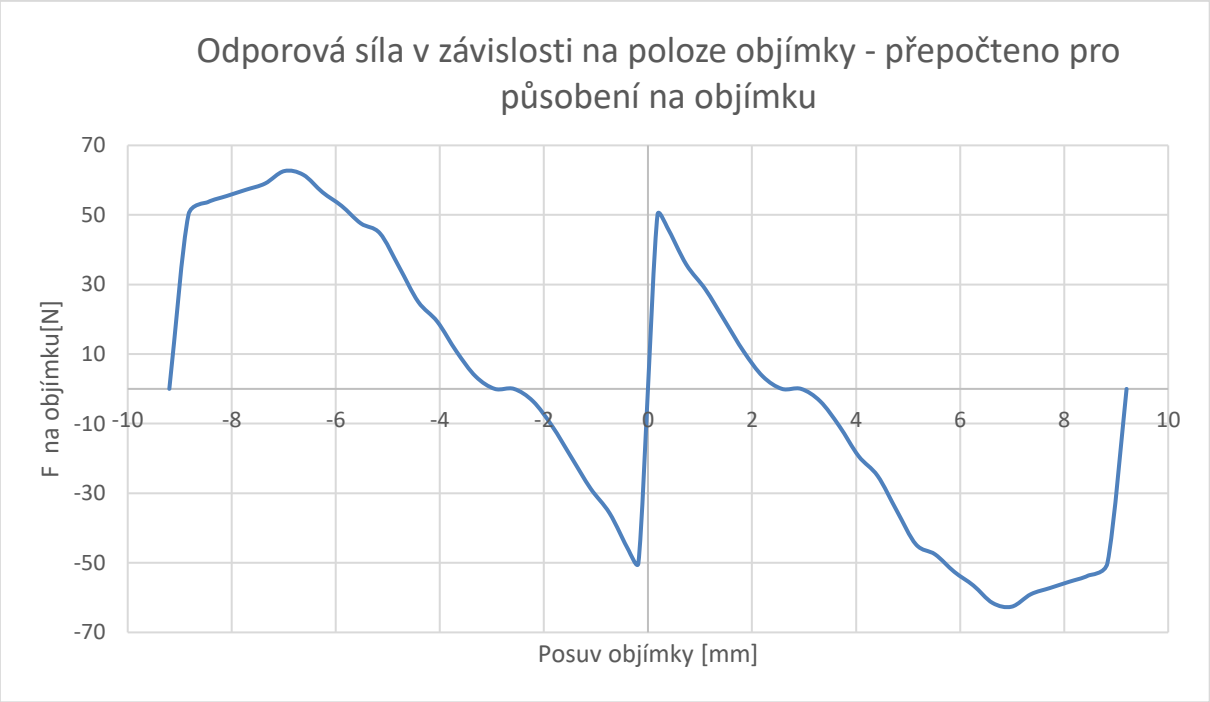


Obrázek 26: Naměřená momentová závislost řadicího bubnu

Tato závislost (Obrázek 26) pak byla vyhlazena (zejména přechod přes nulovou hodnotu momentu, kde měl měřící nástroj nedostatečnou citlivost) a přepočítána na posuvnou sílu působící na řadící objímku. Celkové přepákování mechanismu od konce bovdenu k objímce bylo vypočteno v předchozí kapitole. Vdálenost ukotvení lanovodu od osy řadícího bubnu $A_{osa-bovden}$ je 7cm, ztráty na mechanismu řadicích vidliček jsou pak odhadnuty na 5 %.

$$F_{O-\check{r}b} = \frac{M_{\check{r}b}}{A_{osa-bovden}} \cdot i_{b-O} \cdot \eta_{b-O} \tag{11}$$
$$= \frac{M_{\check{r}b}}{0{,}07} \cdot 2{,}636 \cdot 0{,}95$$
$$= M_{\check{r}b} \cdot 37{,}657\ N$$

Výsledná charakteristika síly působící na objímku tedy vypadá takto:



Obrázek 27: Průběh aretační síly řadicího bubnu působící na objímku v závislosti na její poloze

V modelu je tato síla zavedena pomocí bloku pružiny “Spring_aret“ se silovou charakteristikou průběhu z Obrázek 27 v závislosti na poloze objímky (tedy s vazbou jedné strany pružiny na objímku v bloku synchronu a druhé na pevné uchycení).

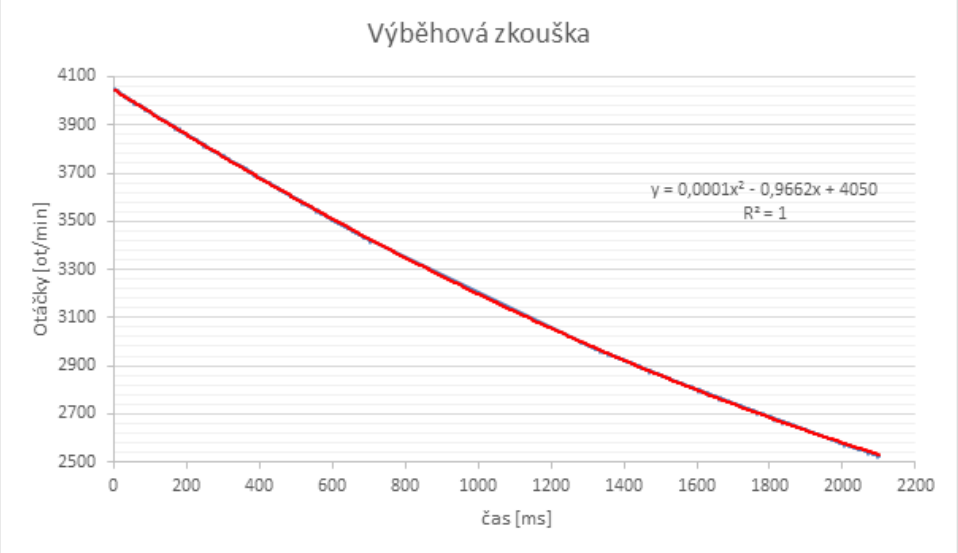
4.4. Ztráty protáčením

Celkové rotační odpory převodovky jsou vyvolány třením ložisek a především odporem olejové náplně.

Ztráty z ložisek jsou simulovány jednotlivými bloky *„Rotational Friction Connection“.*

Ztráty protáčením hřídelů v oleji jsou v programu simulovány jedním blokem „rot dumper“ navázaným na výstupní hřídel. Celkový ztrátový koeficient odporů byl stanoven z měření v laboratořích na Julisce. Při měření byla provedena výběhová referenční zkouška, podrobnosti o měření na zkušebním stavu na Julisce jsou v příslušné kapitole.

Ze zařazeného 3. a 4. stupně byla převodovka vyřazena do neutrálu a byly měřeny průběhy zpomalování vstupního hřídele převodovky. Z důvodů omezení měřicího a řídícího programu stanoviště byla doba pro jedno měření omezena pouze na 1.6 sekundy a tudíž nebylo možno provést celkovou zkoušku až do úplného zastavení. Následující graf (Obrázek 28) je složen z nerozkmitaných úseků výsledků zkoušek vyřazení 4. a 3. stupně, které byly interpolovány křivkou druhého řádu. Podle ní byly stanoveny ztráty protáčením.



Obrázek 28: Průběh zpomalení otáček převodovky při výběhové zkoušce

Výsledná interpolovaná křivka má vzorec: $y = 0{,}0001x^2 - 0{,}9662x + 4050$
Výsledný koeficient odporu je nastaven porovnáním křivek ve výsledných grafech výběhů. Tento koeficient byl stanoven na 0.001375 Nm*s/rad. To odpovídá výsledné výběhové křivce programu: $y = 0.0001x^2 - 0.9667x + 4050$.

5. Řízení řazení

Mechanismus řazení je řízen rozhodovacím blokovým polem, které ze vstupních dat získaných z bloků znázorňujících hardware (převodovku) vypočítává aktuální sílu působící přímo na řadící objímku. Účelem je vytvořit takový proměnný průběh síly, který reaguje na odpory i nenadálé problémy řazení a simuluje tak reálné chování řidiče při řazení.

Veškeré odpory a jevy vyskytující se během přeřazení jsou buď naprogramovány v rámci bloku *"synchro"* v programu GT, nebo jsou vymodelovány v prvcích simulujících hardware – popsáno v minulé kapitole.

5.1. Podmínky výpočtu

Stanovení rychlosti řazení je řešeno pomocí stanovení "imaginární" ideální rychlosti posuvu z daného ideálního času zařazení t_{ideal} (či posuvu do Netrální pozice atd…). K této rychlosti se pak snaží řízení řadicí síly působící na objímku přiblížit. Tato posuvná síla, ale i síla synchronizační, je pak omezena maximální povolenou silou $F_{O\,max}$.

Jak již bylo uvedeno v kapitole 0, doporučená maximální velikost síly na hlavici řadicí páky se obecně pohybuje mezi 80 až 120 N. Což z výše uvedených údajů odpovídá síle na objímce:

$$F_{Omaxt1} = F_{\check{r}azmaxt} \cdot i_{\check{r}} \cdot \eta_{\check{r}-O} = \cdots = \ 348 \ a\check{z} \ 522\ N \qquad (12)$$

Omezení maximální síly používané na řadícím stavu na Julisce je 180-200 N (měřeno na řadicím robotu před bovdeny). Což přepočteno na sílu na objímce odpovídá:

$$F_{Omaxt2} = F_{stavmaxt} \cdot i_{b-O} \cdot \eta_{b-O} = \cdots = \ 380\ a\check{z}\ 421\ N \qquad (13)$$

Ne vždy je této síly při řazení dosáhnuto– tato síla je brána spíše jako dosažitelné maximum. Její volba je popsána vždy u výsledků jednotlivých měření.

5.2. Vstupní hodnoty silové regulace

Hlavními parametry, které vstupují do řídící soustavy jsou:

5.2.1. Řídící blok

Blok „*SignalGenerator*" určuje, jaký převodový stupeň a kdy má být zařazen. Vysílaný signál je řízen navolenou skokovou funkcí závislou na čase simulace. Tento signál poté vstupuje do bloku „*SynchronizerController*", který určí směr posuvu

na úrovni synchronizační objímky. Tedy jestli výsledná síla F_O má charakter záporné (řazení na levou stranu– v tomto případě řadí 3. převodový stupeň), či kladné (řazení na pravou stranu– v tomto případě řadí 4. převodový stupeň) hodnoty síly.

5.2.2. Poloha řadící objímky

Z bloku „Synchro Three-Four“, znázorňující synchronizační spojku, je získán údaj o aktuální poloze řadící objímky, kde 0 značí neutrální polohu. Z tohoto údaje se zderivováním dle času získává i údaj o rychlosti, resp. zrychlení, kterým se řadící objímka pohybuje.

5.2.3. Čas

Posledním vstupním parametrem blokového schématu je čas trvání simulace. Ten si počítá program sám. Dílčí časové úseky využívané ve výpočtech například ve fázi synchronizace jsou počítány bloky „*Timer*“ , o nich podrobně až později.

5.3. Výpočet řadicí síly

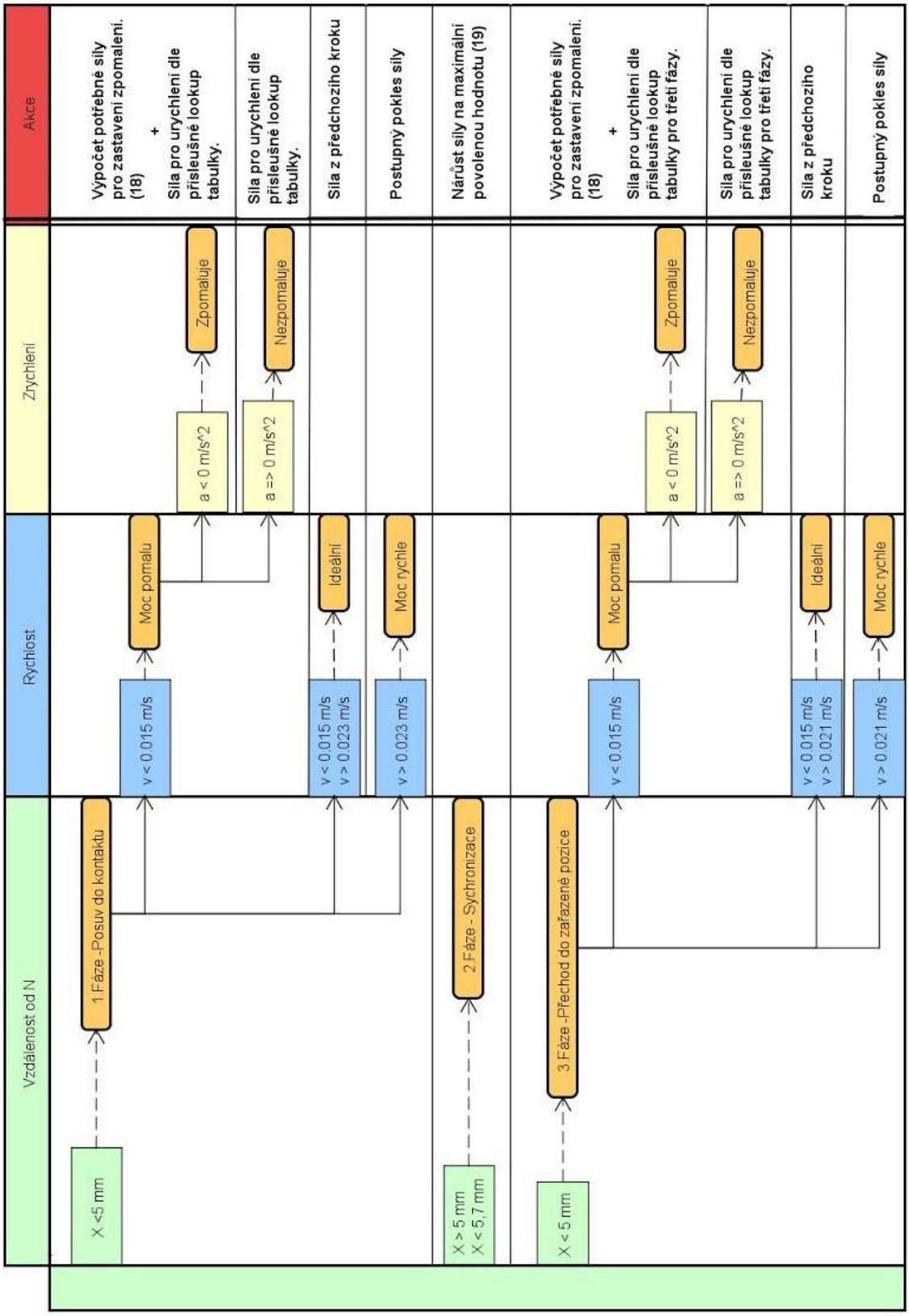
Způsob výpočtu se liší dle polohy objímky. Celý proces řazení je zjednodušen na tři různé fáze, dle obecné charakteristiky, která se během ní děje. První je fáze posuvu, poté fáze synchronizace a fáze dokončení přeřazení po srovnání rotačních rychlostí obou hřídelů.

Účelem první fáze je dostat do kontaktu komponenty třecí spojky. Výpočet je stejný pro vyřazení z převodového stupně i posuvu z neutrální polohy. Principem je snaha udržet posuv řadící objímky okolo zvolené ideální rychlosti.

V druhé fázi probíhá synchronizace úhlových rychlostí hřídelů převodovky, třecí plochy jsou v kontaktu, je tedy zapotřebí dosáhnout plynulého náběhu na maximální povolenou hodnotu síly.

Třetí fáze zajišťuje posuv objímky do zařazené pozice a zapadnutí zubové spojky.

Výsledná síla je pak ještě vyhlazena přes „First order filter“ s časovou konstantou, který zajišťuje hladší průběh řídící síly bez krátkých výkmitů. Dle směru řazení je vynásobena kladnou, či zápornou hodnotou a aplikována na blok synchronu.



Obrázek 29: Základní zjednodušené logické schéma pro výpočet řadicí síly pro příklad hodnot z následujících kapitol

5.3.1. Fáze první–posuv do kontaktu

Pro prvotní odhad síly je potřeba stanovit základní parametr, tím byla zvolena rychlost posuvu objímky. Hodnota teoretické ideální rychlosti posuvu objímky byla určena z požadavku na ideální dobu zařazení t_{ideal}. Známe pak vzdálenost, kterou musí řadící objímka překonat mezi pozicí neutrálu a zařazeného stupně– například pro řazení 4. stupně: $X_{N-4} = 9{,}2$ mm.

Tedy, pokud si zvolíme, že zařazení má proběhnout v rozmezí 0,4-0,6 s.

$$v_{idealv} = \frac{x_{N-4}}{\mathrm{t}_{přeřaz_idealm}} = \frac{0{,}0092}{0{,}4} = 0{,}023\ m * s^{-1} \tag{14}$$

$$v_{idealm} = \frac{x_{N-4}}{\mathrm{t}_{přeřaz_idealv}} = \frac{0{,}0092}{0{,}6} = 0{,}015\ m * s^{-1} \tag{15}$$

Program se tedy bude snažit udržet rychlost posuvu objímky mezi $v_{ideal} = 0{,}023 - 0{,}015\ m*s^{-1}$.

Jestliže bude rychlost posuvu objímky v daném rozmezí hodnot, program udržuje konstantní sílu z předchozího časového kroku.

Pokud je aktuální rychlost posuvu moc velká, dochází k poklesu působící síly. Tento pokles je řízen blokem regulátoru *„First order filter“* s časovou konstantou τ*=0,002* s.

$$Y(s) = \frac{1}{\tau \cdot 5 + 1} \cdot U(s) \tag{16}$$

$$\tau \dot{y} = -y + u \tag{17}$$

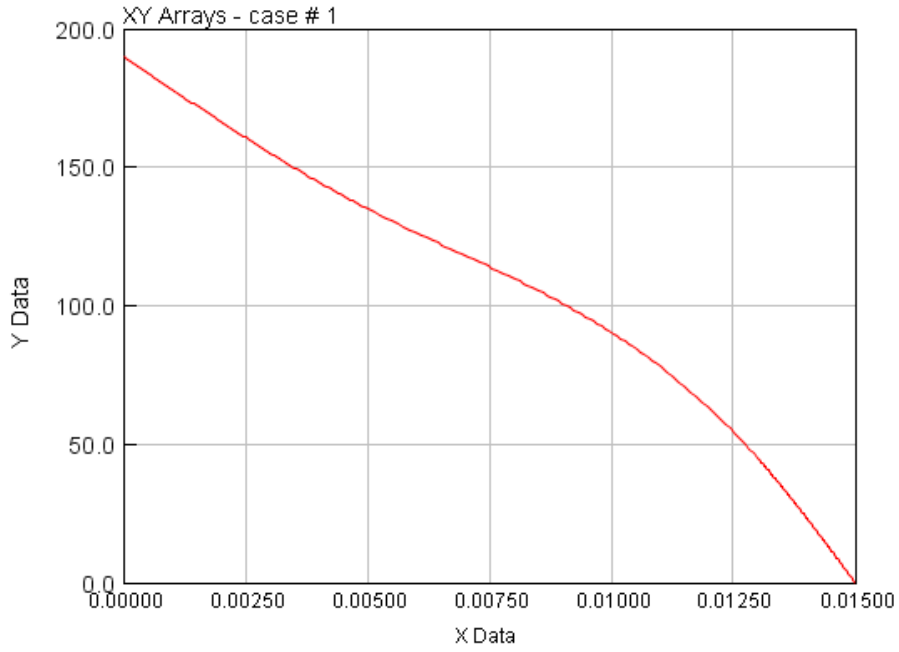
Dle popisu bloku v programu GT-Suite [13]
Kde: $\tau = časová\ konstanta$, y= výstupní signál, u= vstupní signál, s= laplaceova komplexní proměnná

Naopak při nedostatečné rychlosti je potřeba působící sílu zvýšit a objímku urychlit. V první řadě je potřeba zastavit deceleraci – teoretická síla potřebná k

zastavení decelerace je vypočtena dle Newtonova zákona síly, kde hmotnost je součet pohybujících se součástí – tedy objímky a západek. -podobně jako v [15]

$$\left(m_{obj} + n_{jt} \cdot m_{jt}\right) \cdot \ddot{x}_{obj} = F_{Očast1} \tag{18}$$

Druhou složkou je pak síla sloužící k urychlení na požadovanou rychlost. Síla pro urychlení je získávána z „lookup tabulky“, řídící se aktuální rychlostí. Čím větší je rozdíl oproti požadované rychlosti, tím větší bude působící síla – až do ½ maximální povolené síly. Čím menší rozdíl požadované a reálné rychlosti je, tím naopak působící síla klesá, díky čemuž nedochází k přílišnému zrychlení objímky a systém se tak chová stabilně. Tabulka automaticky nastavuje svoje parametry dle zadávaných požadavků na ideální rychlost. Příklad je na Obrázek 30.



Obrázek 30: Řídící “Look up” tabulka modelu v GT – Y data je působící síla, X data je aktuální rychlost

5.3.2. Fáze druhá–synchronizace

Vycházel jsem ze způsobu výpočtu použitém v práci „Synchronization processes and synchronizer mechanisms in manual transmissions“ [15].

Zjednodušeně se dá říci, že je potřeba zajistit plynulý náběh posuvné síly na její maximální povolenou hodnotu. Jako počáteční je použita síla $F_{O,poč}$ z předchozího

kroku výpočtu. Síla pak narůstá do maximální povolené síly F_{Omax} dle následně plynule vyhlazené náběhové křivky:

$$F_O(t) = F_{O,poč} + \frac{F_{Omax} - F_{O,poč}}{t_{synchr}} \tag{19}$$

Čas t značí čas od začátku synchronizace. Tedy přechodu z fáze první, do fáze druhé – do intervalu 5 – 5,7 mm od neutrálu. Fáze končí ve vzdálenosti, kde jsou proti sobě již srovnány zuby objímky a synchronizačního kroužku a je umožněn další posuv. Jakmile objímka opustí tuto fázi, je blok „Timer“ měřící čas synchronizace vynulován. Celkový čas náběhu na maximální sílu t_{synchr} se pohybuje v desetinách sekundy, dle výsledků simulace se většinou osvědčila hodnota okolo 0,1 s. Celkový průběh je vyhlazen pomocí bloku filtru (zajišťuje plynulý náběh).

5.3.3. Fáze třetí– Přechod do zařazené pozice

Schéma řízení vychází s několika úpravami z logiky fáze číslo 1. Ve třetí fázi dochází ke kontaktu ozubení spojek a například i k natočení synchronizačního kroužku pro umožnění dalšího posuvu řadicí objímky (viz kapitola 3.1). Toto všechno je zohledněno geometrií i pravděpodobností chyby řazení počítanou v základních blocích GT znázorňujících hardware (*“synchro”*). V rámci rozhodovacího schématu výpočtu sil je tato potřeba zohledněna rychlejšími náběhy sil, a tudíž pohotovější reakcí řízení.

Pří dosažení maximální vzdálenosti od neutrálu (9,2 mm) dojde ke strmému růstu odporové síly aretačního mechanismu vůči dalšímu pohybu, čímž je vytvořen doraz. Po ustálení v krajní poloze program vyhodnotí dokončení řazení a řadící síla klesne na nulu. Zde setrvá, dokud řídící blok nedá povel k přeřazení na jiný stupeň.

5.3.4. Vyřazení do neutrálu

Při povelu pouhého přeřazení do neutrální polohy je nejdříve využito pro vyřazení silové řízení z první fáze. Při přiblížení se neutrální poloze ve vzdálenosti je síla plynule zmenšena, a o vystředění se postará aretační mechanismus řadícího bubnu a synchronizační spojky.

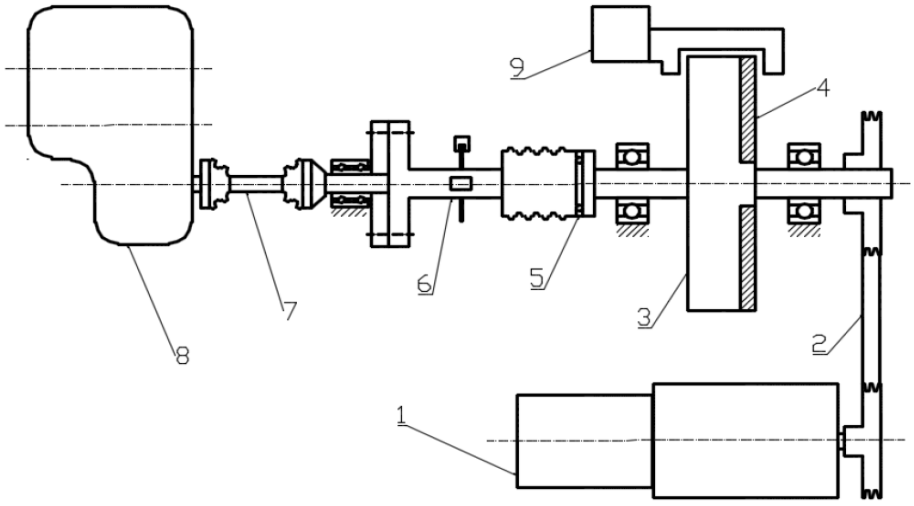
6. Měření na setrvačníkovém stavu

6.1. Zkušební stav v laboratořích Na Julisce

Setrvačníkový stav nacházející se v laboratořích na Julisce byl vyvinut zejména Ing. Jiřím Pakostou, PhD. Jeho účelem je simulace provozních podmínek a především zkoušek životnosti hřídelových převodovek a jejich komponent.

Ke zkoušené převodovce je na výstup připojen setrvačníkový pohon pro simulaci pohybu vozidla a jeho setrvačných hmot. Setrvačník je poháněn asynchronním elektromotorem o výkonu 18,5 kW a o řízení jeho otáček je obstaráno pomocí PID regulátoru. Parametry setrvačníku jsou: průměr 620 mm s momentem setrvačnosti 14 kgm2 a hmotnost 300 kg.

Hnací moment od setrvačníku k převodovce je dále veden přes dutý hřídel, která je polepena tenzometry a slouží pro měření točivého momentu. [12]

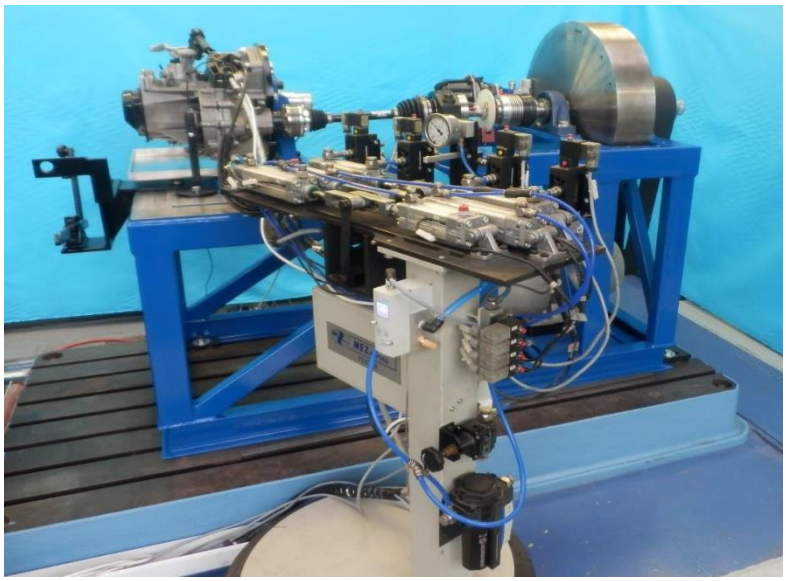


Obrázek 31 Schéma uspořádání pohonu [12]

1-elektromotor s vnější ventilací, 2-řemenový převod, 3-setrvačník, 4-přídavný kotouč, 5-pojistná a pružná spojka, 6-tenzometrický hřídel pro snímání točivého momentu, 7-kloubový hřídel, 8-převodovka s integrovanou rozvodovkou, 9-nouzová brzda

„K řazení v převodovce je využíván pneumatický řadicí robot, který je dlouhodobě zapůjčen ze Škody Auto. Ten pomocí šesti pneumatických válců simuluje mechanismus řadicí páky a přes dva lanovody ovládá řadicí ústrojí převodovky. … Tlak vzduchu proudícího do válců je regulován proporcionálním

redukčním ventilem, díky němuž lze nastavit rozdílnou velikost řadicí síly pro jednotlivá řazení.“ [12]



Obrázek 32: Setrvačníkový stav bez zakrytování hlavních částí [12]

Pro řízení a zpracování naměřených dat je využíváno prostředí NI LabVIEW s naprogramovaným řídícím softwarem.

Hlavní nevýhodou tohoto stavu pro měření využitá v této práci je jeho zaměření spíše na dlouhodobé zkoušky životnosti, než na dynamické testy jednoho přeřazení. (více v kapitole 6.3)

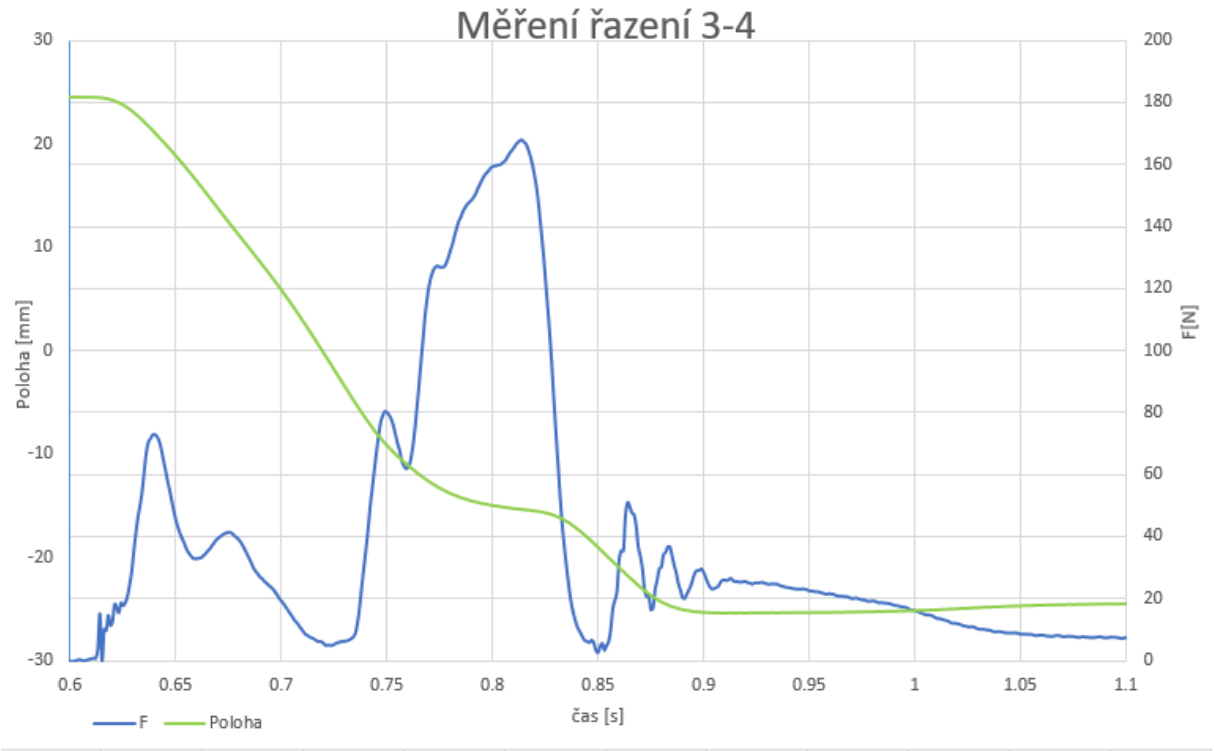
6.2. Měření

Měření probíhalo při stabilních podmínkách a jednotlivá naměřená přeřazení by tak vůči sobě neměla být ovlivněna vnějšími podmínkami.

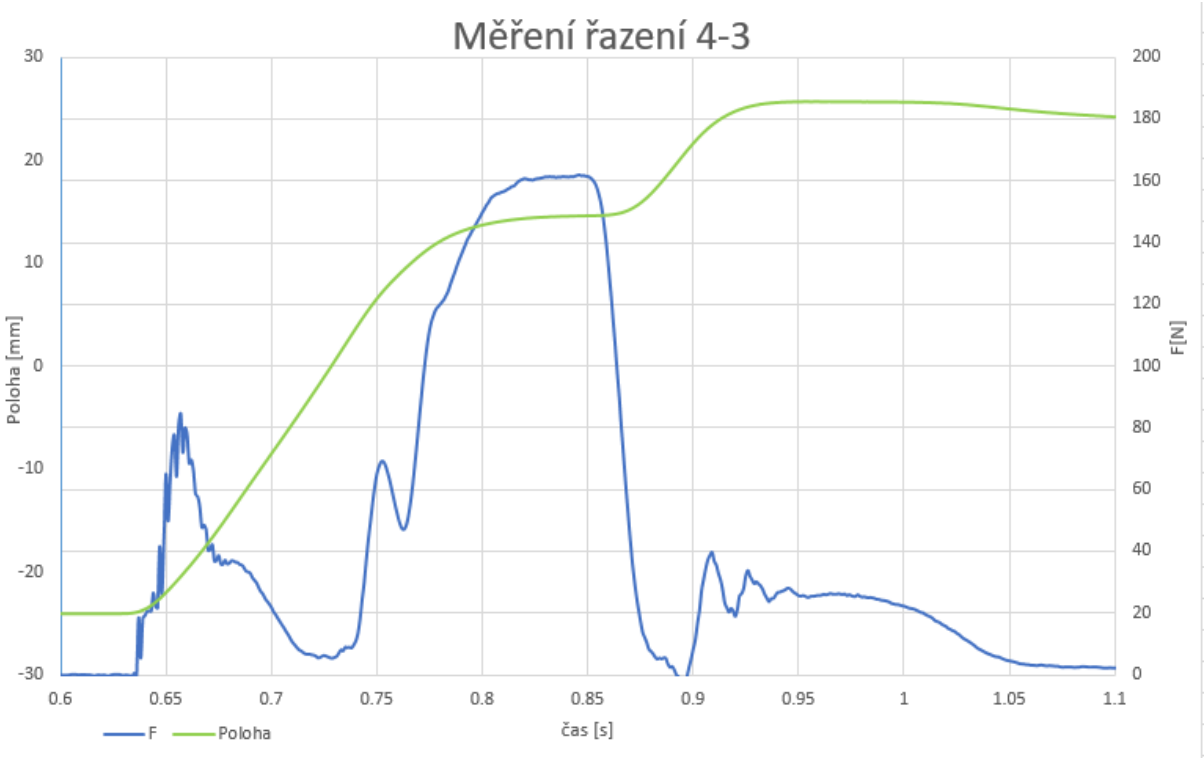
Kvůli provozní viskozitě oleje, jehož závislost na teplotě výrazně ovlivňuje hladkost a průběh řazení, je doporučeno udržovat teplotu olejové náplně minimálně nad 40°C, ideálně však nad 45°C. Při zkoušce byla z tohoto důvodu teplota olejové náplně držena v rozmezí 47 - 49°C.

Maximální možná síla pro přeřazení generovaná písty je pak omezena pomocí redukčních ventilů na 180-200 N. A posuvná ovládací síla je měřena na jejich spoji s lanovody.

V následujících grafech lze vidět výsledné naměřené průběhy přeřazení:



Obrázek 33: Naměřené průběhy pro řazení mezi 3. a 4. stupněm



Obrázek 34: Naměřené průběhy pro řazení mezi 4. a 3. stupněm

Z grafů je dobře patrný hlavní průběh řadicí síly, který se shoduje s předpokládaným výsledkem: hned v úvodu průběhu (1) je vidět nárůst síly potřebný pro zahájení posuvu a vyřazení, ten se mění dle odporu zubů zubové spojky, středicích prvků a jiných odporů. Kolem polohy neutrálu (2) je patrný pokles síly, protože v těchto místech posuvu pomáhá i aretační mechanismus, ten však po překročení neutrálu působí opět proti posuvu a síla tak narůstá (3). Dochází k prvnímu kontaktu třecích ploch a začíná synchronizace, jejíž důsledkem je zpomalení posuvu a nárůst působící síly (5). Po dokončení synchronizace následuje strmý pokles síly (6). Při posuvu do zařazené polohy je pak patrný mírný nárůst (7) a rozkmitání, síla působí i po dokončení řazení (8). Robot je takto nastaven kvůli ustálení soustavy a eliminaci možnosti samovolného vyřazení.

Rozdílný čas pro synchronizaci je dán směrem řazení, kdy při snižování otáček synchronizační spojce „pomáhají“ odpory, které synchronizovaný hřídel zpomalují.

Zajímavý je velice hladký průběh polohy objímky, jedná se buď o vyhlazení měřícím programem, či o velmi dobré tlumení vibrací pružností ovládací soustavy.

6.3. Diskuse naměřených dat

Jak již bylo uvedeno, odchylky a nepřesnosti jsou dány především zaměřením stavu, je však nutné zmínit i některá nevhodná umístění snímačů.

6.3.1. Zaměření stavu

Celkový čas přeřazení je velice malý– zhruba 0,3 s. I pokud bychom brali za součást řazení zvýšenou stabilizační sílu po dosažení konce posuvu (8), pořád odpovídá čas spíše dvouspojkovým, či ozubcovým převodovkám. Jakožto primárně zkušební stanoviště opotřebení a výdrže komponentů, usuzuji, že měřící stav namáhá převodovku co nejvíce a dosažené časy přeřazení jsou spíše minimální možné, než během reálného provozu ve vozidle dosažitelné. Extrémně vysoká je zejména rychlost posuvu.

Ovládání táhel řazení pomocí pneumatických pístů má z principu jiný průběh působení a silové reakce než reálný řidič. Například již zmiňované velké vytlumení zpětných rázů. Vzhledem k primárnímu určení stavu a technickým omezením je však jejich použití logické a vhodné.

6.3.2. Měřící nástroje

Zakmitání průběhu je patrné zejména při větších změnách rychlosti otáčení. Toto je důsledkem torzních deformací a kmitů hřídelů– snímač otáček je umístěn až na konci na vypružení lamely spojky.

Měření síly i polohy je nejvíce ovlivněno především umístěním snímače až na táhlech řazení před řadícími bovdeny. Výsledná data jsou tedy poznamenána přenosem síly přes bovdeny a silentbloky řazení, a to včetně ztrát v řadicí soustavě, které lze pouze odhadovat dle informací z literatury. Náběh měřených hodnot je pomalejší, a ne tak ostrý, jak je tomu v realitě, navíc je velice snížena citlivost na rychlejší změny a průběh je tedy výrazně vyhlazený.

V tomto posledním úseku řazení (7) (Obrázek 33, Obrázek 34) je zřejmé, že výsledná charakteristika není úplně důvěryhodná a tudíž nebyla brána jako referenční při tvorbě modelu.

Učinil jsem tak z několika důvodů:

- V silovém průběhu je patrné rozkmitání měřícího mechanismu, způsobené rázy během řazení.
- V této fázi jsou odpory vůči pohybu dány natočením jednotlivých komponentů vůči sobě (více ve 3. kapitole). Síla potřebná pro překonání těchto odporů může tedy být pro každý průběh jiná.
- Po zařazení je robot nastaven na zachování dodatečné síly pro ustálení soustavy. Silové ustálení po zapadnutí zubové spojky (8) je tak pouze naprogramovaná silová pojistka proti vyřazení.

Navzdory všem těmto nedostatkům považuji naměřená data za vhodná k zjištění, či upřesnění dat vkládaných do modelu. S přihlédnutím k možným nepřesnostem (obzvláště v části průběhu 7,8) a odlišnostem měření (času přeřazení, vyhlazení, tlumení,….) je možné i orientačně posoudit fungování modelu– například silový průběh v jednotlivých fázích.

7. Výsledky programu v GT–Suite

Jelikož výsledky programu jsou nastavitelné dle požadovaných hlavních vstupních parametrů, jako jsou teoretická ideální rychlost posuvu objímky (a tedy výsledný čas), maximální síla a podobně, bude v této kapitole uvedeno několik příkladů nastavení a jejich výsledků. Pro jeden z vybraných průběhů pak bude provedena citlivostní analýza při změně některých, například hardwarových parametrů převodovky.

7.1. Výsledky simulace

7.1.1. Srovnávací simulace

V prvním nastavení se pokusím napodobit, aby se průběh svými parametry přiblížil datům naměřeným na zkušebním stavu, uvedeným v předchozí kapitole.

- Maximální síla na objímce:

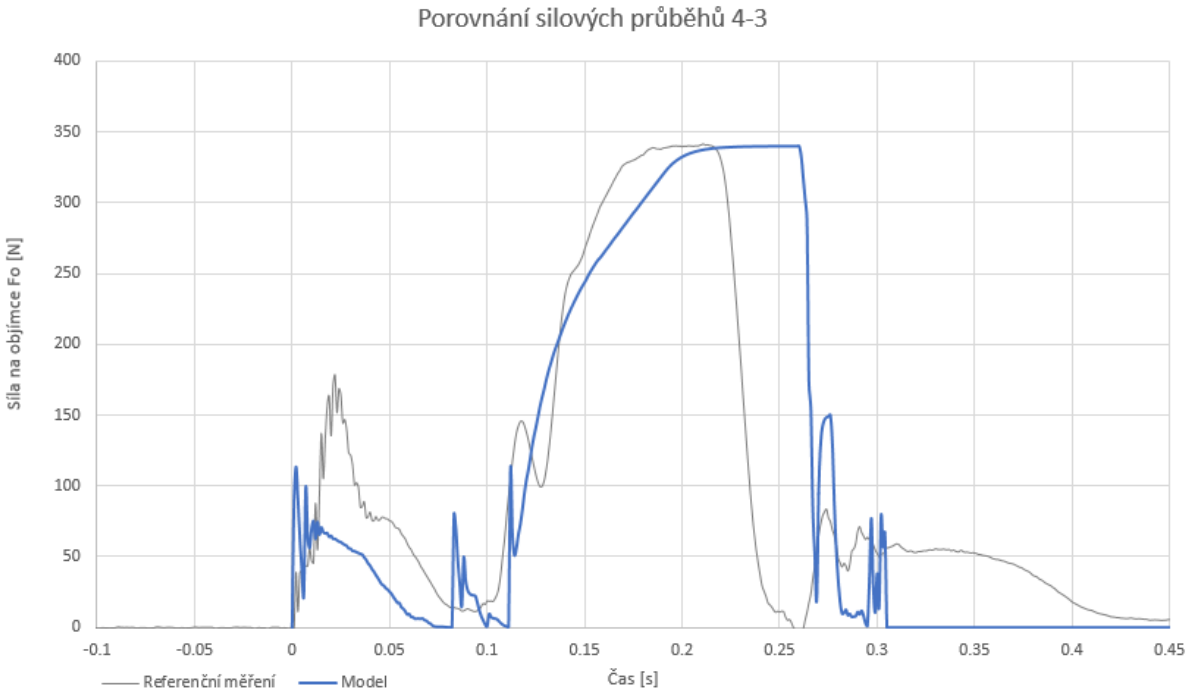
$$F_{Omax} = F_{Bmax} \cdot i_{b-O} \cdot \eta_{b-O} = F_{Bmax} \cdot 2{,}636 \cdot 0{,}8 = \ldots \quad (20)$$

$$\boldsymbol{F_{Omax3-4} = 360\ N}$$
$$\boldsymbol{F_{Omax4-3} = 340\ N}$$

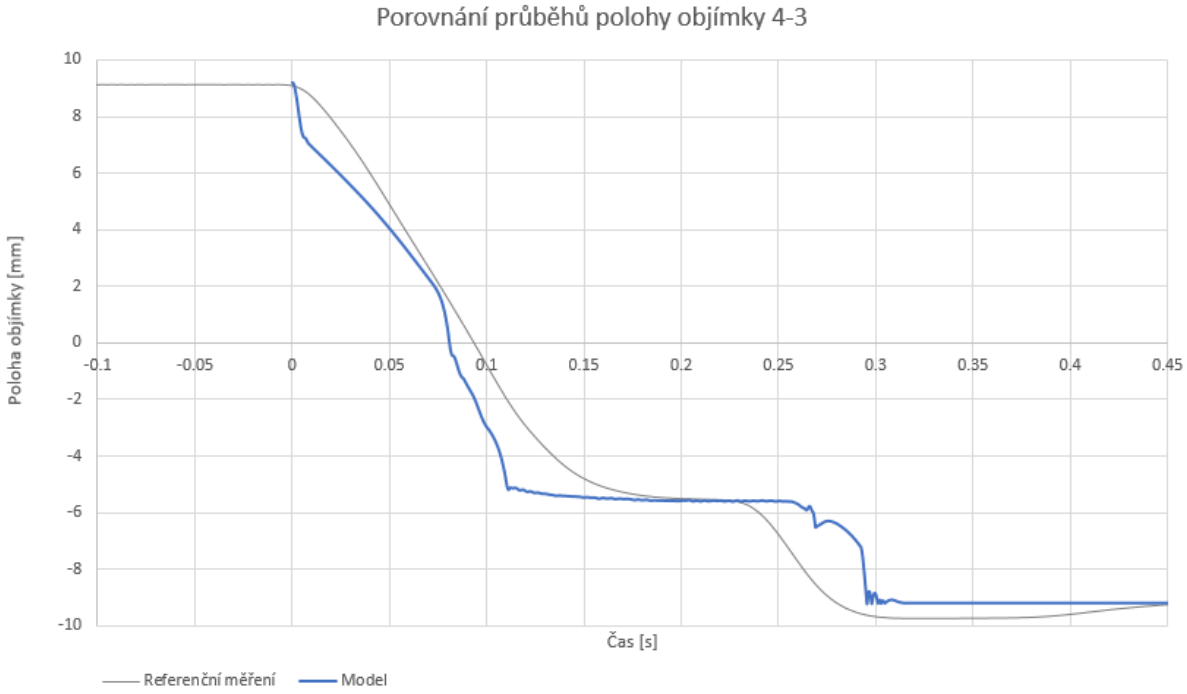
- Celkový čas přeřazení 0,3 s
- Ideální rychlost posuvu byla určena z posuvu do nulové polohy z naměřených dat

$$\boldsymbol{v_{O\ ideal} = \frac{s_{3-N}}{t_{3-N}} = \frac{0{,}0092}{0{,}1} = 0{,}092\ m \cdot s^{-1}} \quad (21)$$

- Rychlý náběh synchronizační síly (maximum za 0,08 s)



Obrázek 35: Porovnání průběhu síly při řazení mezi 4 a 3 stupněm v závistlosti na čase



Obrázek 36: Porovnání průběhu polohy při řazení mezi 4 a 3 stupněm v závistlosti na čase

Při snaze se co nejblíže přiblížit výsledkům laboratorních měřeních jsem dosáhl pouze částečného úspěchu. Jak lze vidět na průbězích při této rychlosti přeřazení se model chová již velice nestabilně, patrné jsou silové zákmity () Obrázek 35, i nestabilní průběh posuvu () –Obrázek 36. Z grafu posuvu je také vidět, že v modelu má velký vliv na rychlost objímky síla vystředění z řadícího bubnu. Oproti tomu posuv naměřený na setrvačníkovém stavu má až strojově hladkou rychlost posuvu beze změn rychlosti – je to zřejmě díky ovládání pneumatickými písty.

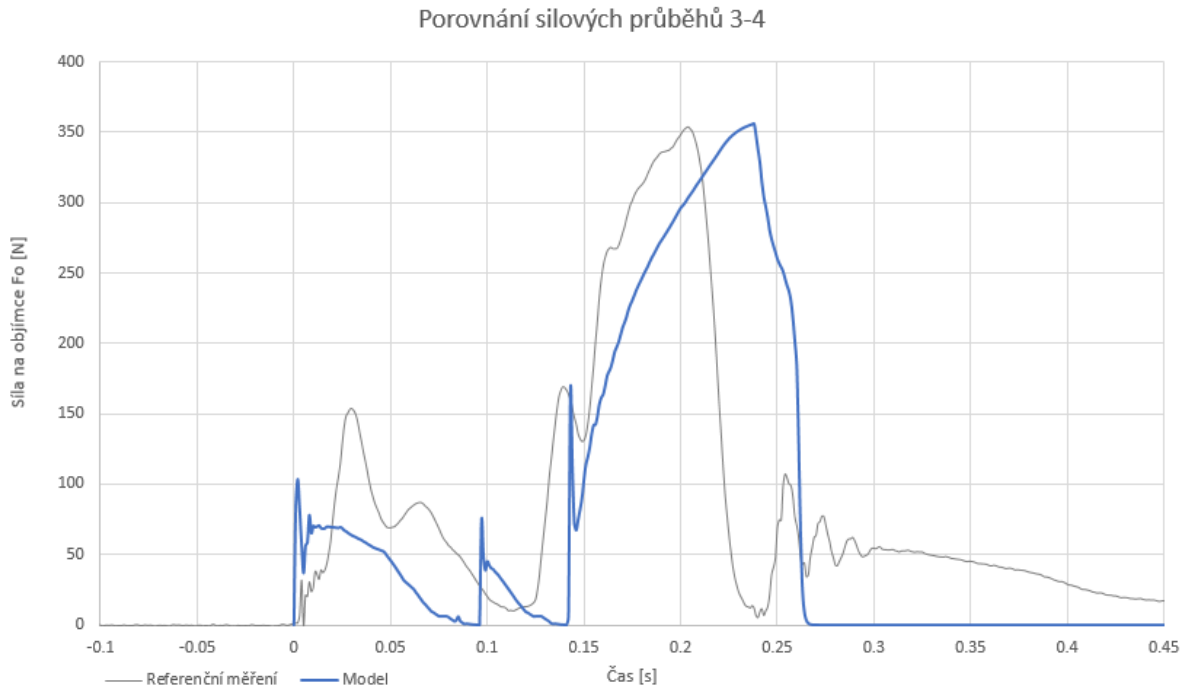
Silový průběh modelu v čase 0-0,11 s, kdy dochází k vyřazení a posuvu do kontaktu třecích ploch, má podobný průběh jako naměřené hodnoty. Pouze je, díky již zmíněným lokálním rozdílům v rychlosti (a tedy aktuální poloze vůči času), trochu časově posunut. Nástup řadicí síly na počátku je rychlejší, než v případě setrvačníkového stavu, a to má za následek i nižší maximální sílu v této první fázi.

V čase 0,11-0,27 probíhá synchronizace, ta je o něco delší, než při měření na setrvačníkovém stavu. Je možné, že na vině je mírně odlišně zvolený koeficient tření v modelu. Ten byl volen dle katalogu výrobce synchronních kroužků, ovšem jeho přesné reálné hodnoty v měřeném kusu převodovky je z výrobních důvodů těžké odhadovat.

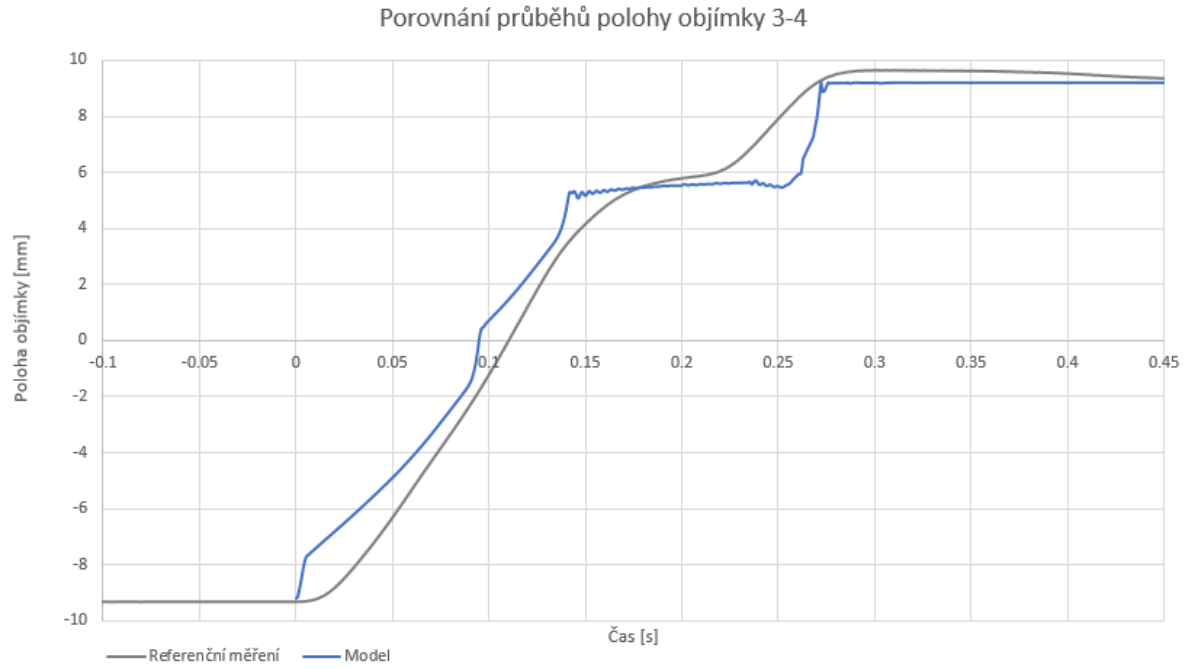
Po skončení fáze synchronizace (0,27 s) je patrný tzv. double bump (více v kapitole 3.4), vzniká z důvodu velké rychlosti přeřazení. Při snaze nastavit program blíže k referenčním hodnotám, začalo docházet k více chybám řazení. Je to důkazem i toho, že blok synchronu v GT-suite je velmi podrobný, a počítá i s vlivem geometrie synchronu a podmínek řazení na pravděpodobnost chyb a hladkost přeřazení.

Zbylé dořazení je již hladké a děje se především díky síle z aretačního mechanismu. Po dosažení maximální výchylky a ustálení je proces řazení dokončen (narozdíl od setrvačníkového stavu, který nadále působící sílu udržuje a dochází u něj k lehkému vychýlení mimo konečnou polohu).

Předpokládám, že schopnost setrvačníkového stavu řadit za tak krátký čas, může být způsobena hlavně vznikem řadící síly pomocí pneumatických pístů. Díky nim má řadící soustava schopnost velkého tlumení. Zajišťuje tak hladkost řazení i působení síly za extrémních podmínek. Tak velké tlumení v modelu není, a tím pádem není možná ani taková rychlost a hladkost přeřazení.



Obrázek 37: Porovnání průběhu síly při řazení mezi 3 a 4 stupněm v závistlosti na čase



Obrázek 38: Porovnání průběhu polohy při řazení mezi 3. a 4. stupněm v závislosti na čase

Při řazení ze 3. na 4. stupeň na vidíme podobné souvislosti, jako byly popsány v předchozích grafech řazení ze 4. na 3. rychlostní stupeň. Jediným rozdílem je čas synchronizace, který je zde stejný, jako při měření na setrvačníkovém stavu. Svojí

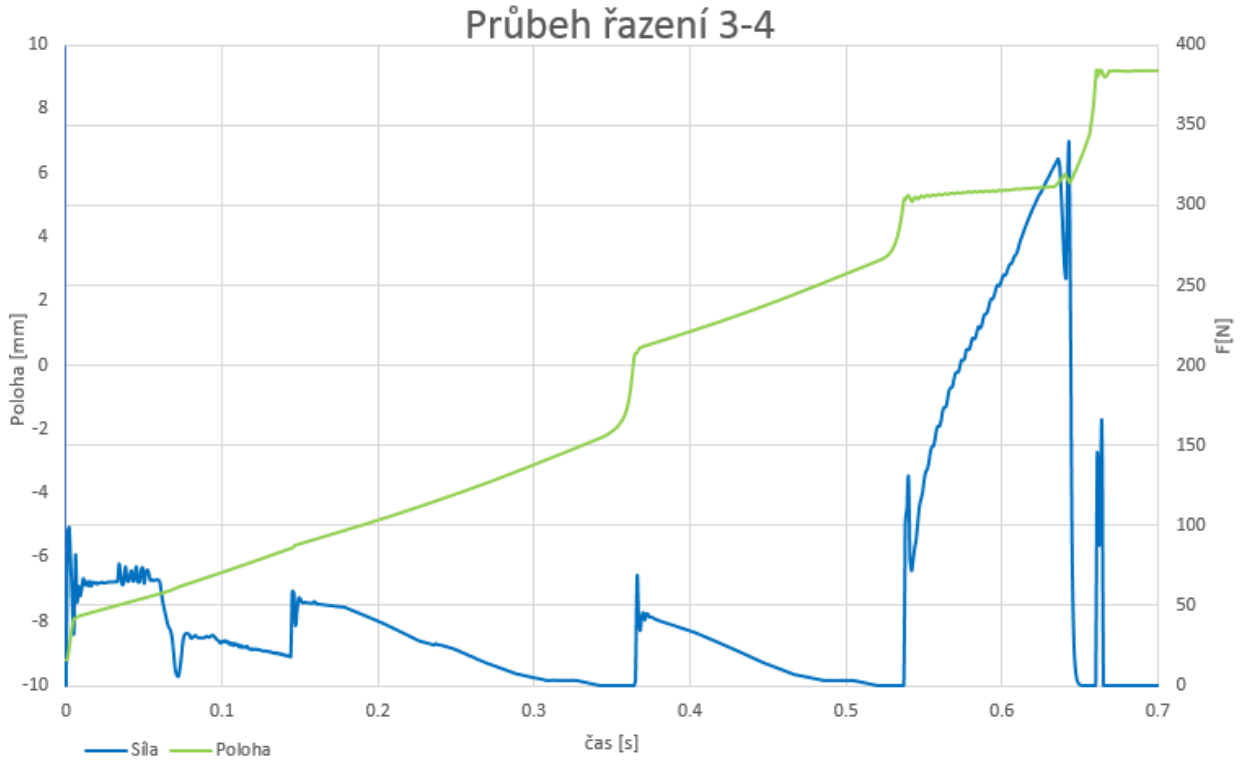
silovou charakteristikou však obě řazení odpovídají předpokládanému průběhu, který se obvykle vyskytuje. Viz například výzkumná práce zde [17], či zde [18]

7.1.2. Simulace řazení

Dalším nastavením je takové, které by mohlo odpovídat podmínkám reálného řazení v automobilu.

- Maximální dosažitelná síla na objímce $F_{Omax} = 350\ N$
  (což odpovídá zhruba 80 N na hlavici řadící páky)
- Celkový čas přeřazení okolo 0,7 s
- Ideální rychlost posuvu:
- $$\boldsymbol{v_{O\ ideal}} = \frac{s_{3-N}}{t_{3-N}} = \frac{0{,}0092}{0{,}35} = \boldsymbol{0{,}026\ m \cdot s^{-1}} \quad (22)$$

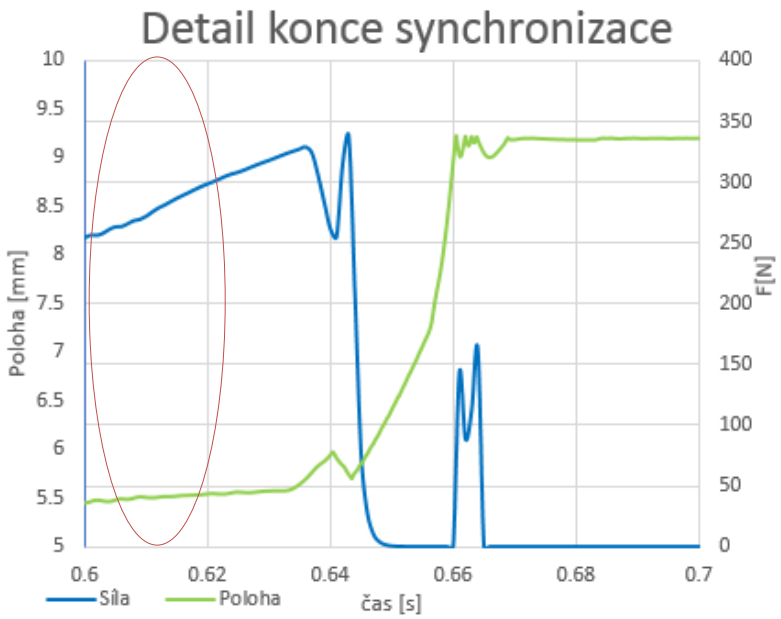
- Náběh synchronizační síly za 0,1 s



Obrázek 39: Průběh řazení při normálních podmínkách mezi 3-4 stupněm

Průběhy na Obrázek 39 potvrzují poznatky z předchozích simulací. Řazení je zahájeno náběhem síly, která zahajuje řazení. Po počátečním odporu vůči vyřazení síla poklesá a při posuvu do neutrální polohy reaguje na odpory komponentů, a díky pomalejšímu průběhu jsou lépe vidět i silové náběhy reagující na odpor aretačního mechanismu (náběhy v čase 0,15 a 0,36 s).

Zhruba v čase 0,54 vidíme, že se dostávají do kontaktu třecí plochy, prvotní záchvěv po nárazu se uklidní (drobné rozkmitání na zeleném průběhu polohy a výkmit na počátku synchronizace v silovém průběhu). Následně narůstá synchronizační síla až do vyrovnání otáček a zapadnutí ozubení synchronizačního kroužku a objímky v čase 0,64. To je detailněji znázorněno na Obrázek 40, kde je vidět odskočení synchronizačního kroužku, které umožňuje zapadnut ozubení (viz zvýraznění).



Obrázek 40: Detail konce synchronizace a řazení

Řazení je dokončeno dosažením krajní polohy. Odraz od krajní polohy je vyrovnán a objímka se ustálí v zařazené poloze. Celkový čas řazení je 0,67 s.

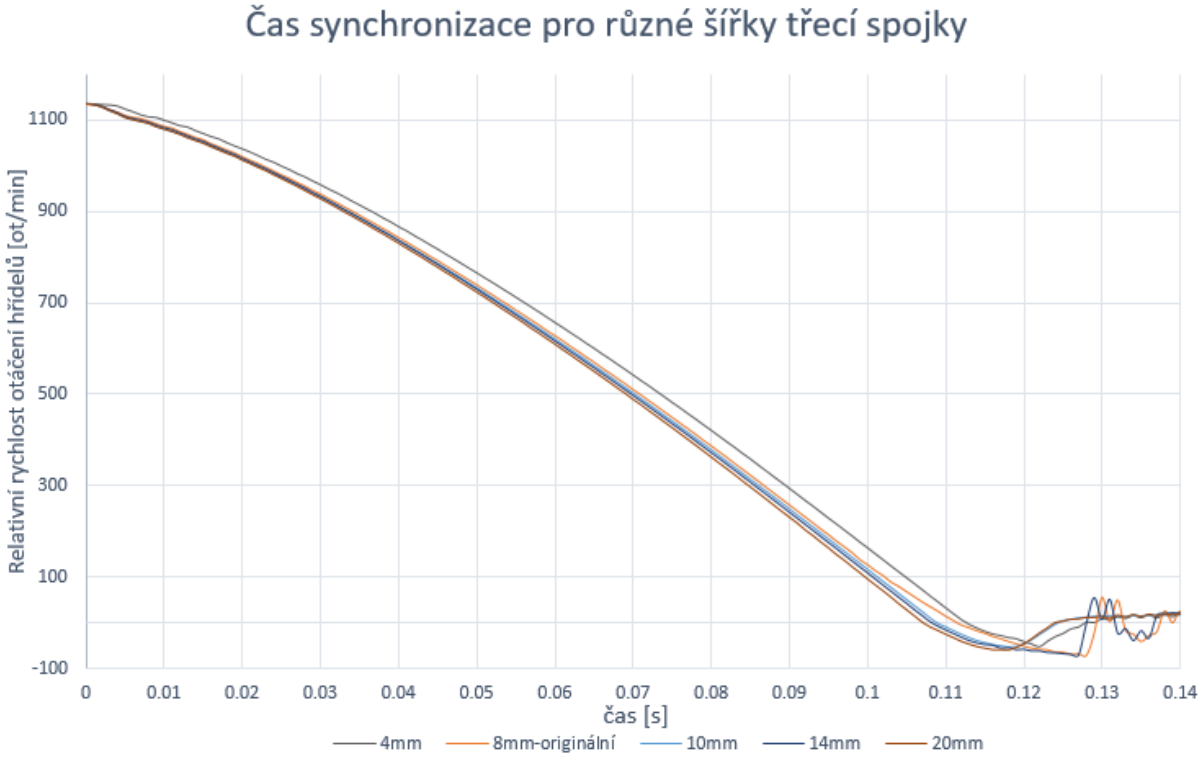
7.2. Citlivostní analýza synchronizace na změnu některých parametrů

Cílem je zjistit chování modelu na změnu některých parametrů synchronizační spojky. Budou uvedeny průběhy relativní rychlosti otáčení synchronizovaného hřídele vůči hřídeli výstupnímu.

Pokud není uvedeno jinak simulace probíhají s parametry jako řazení mezi 3. a 4. převodovým stupněm v kapitole 7.1.1 .

7.2.1. Změna šířky třecího kuželu

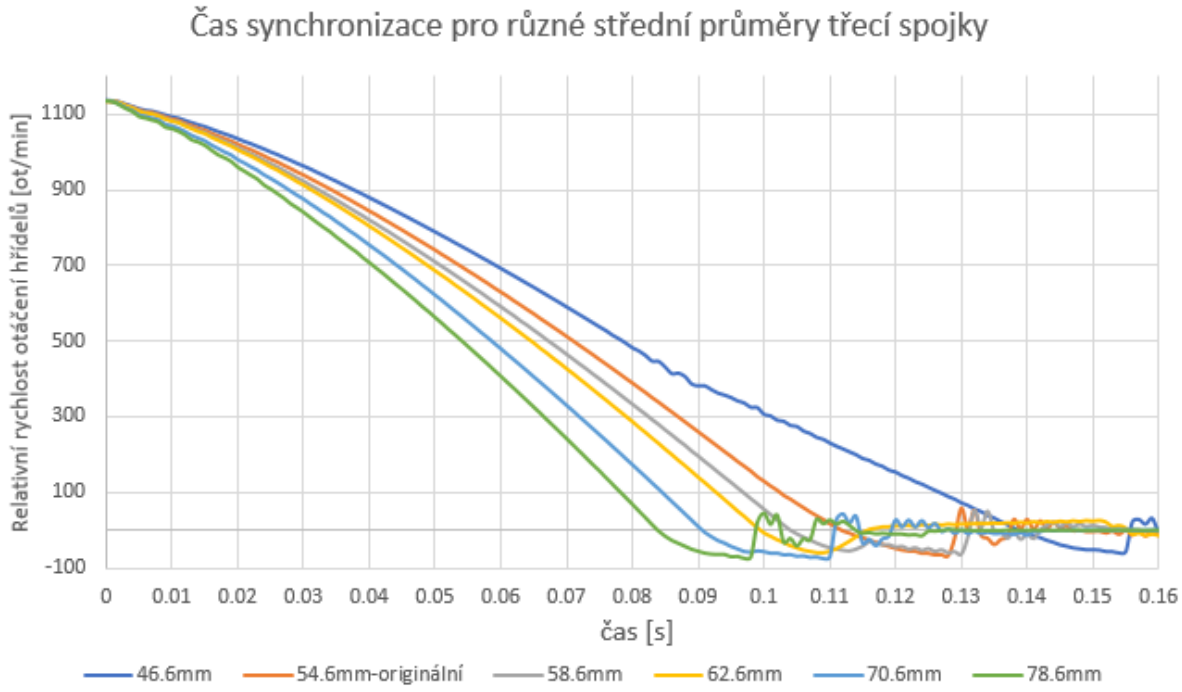
Šířka třecí plochy synchronizačního kroužku převodovky je 8 mm. Z citlivostní analýzy překvapivě vyplívá, že šířka třecí plochy má na výsledný čas synchronizace pouze velmi malý vliv.



Obrázek 41: Čas synchronizace pro různé průměry synchronizačního kroužku

7.2.2. Změna středního průměru třecího kuželu

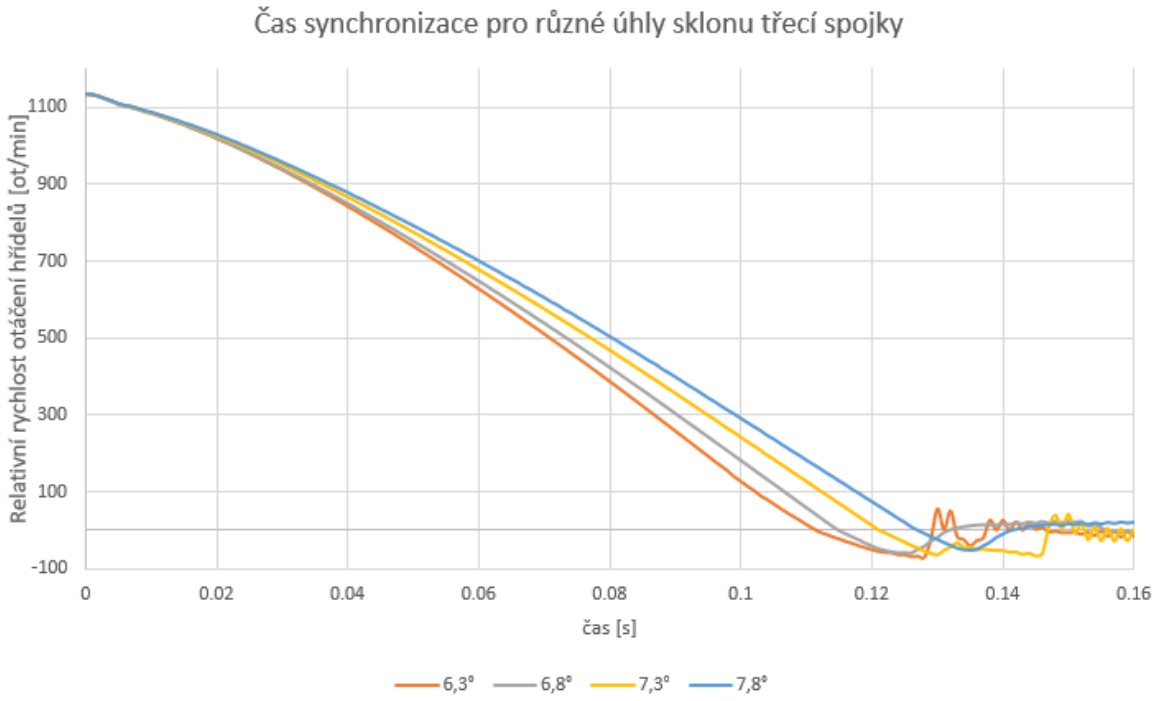
Jak je vidět na následujícím grafu, změna středního průměru třecího kuželu je velice důležitým parametrem při dimenzování výkonu synchronizační spojky. Čím větší je průměr, tím rychleji roste synchronizační výkon– je to jednak z důvodu větší třecí plochy, tak kvůli většímu poloměru, na kterém třecí síly působí.



Obrázek 42: Čas synchronizace pro různé průměry synchronizačního kroužku

7.2.3. Změna sklonu třecího kuželu

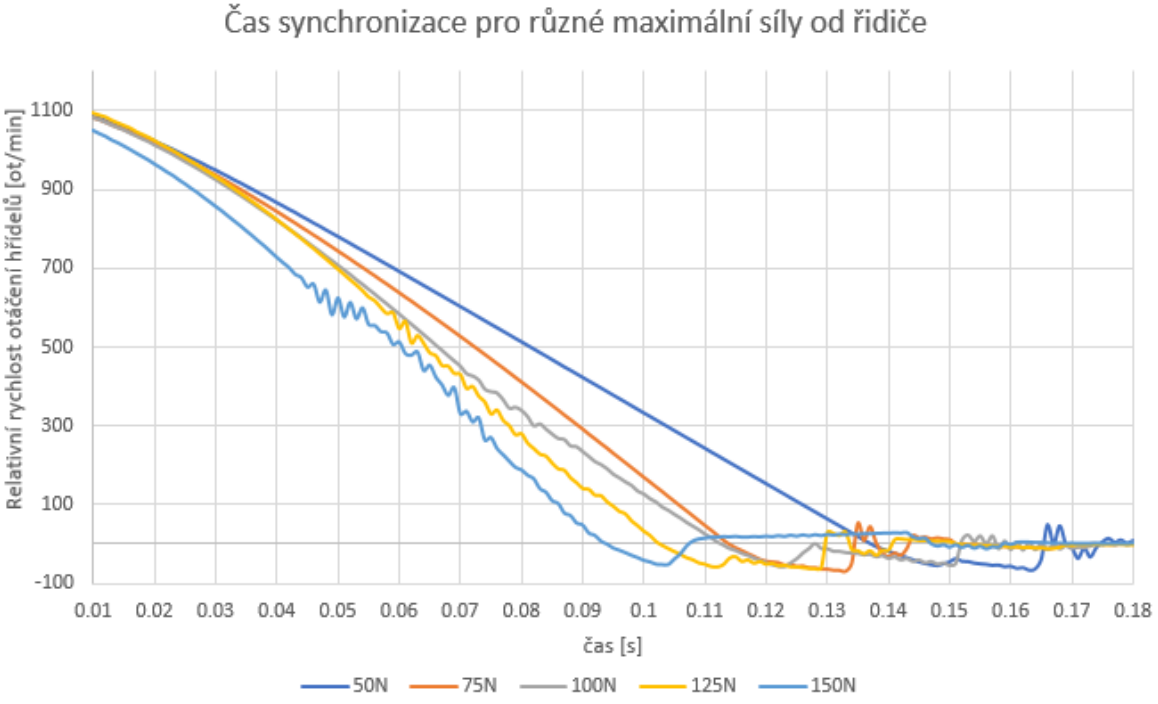
Parametry synchronizační spojky byly nastaveny tak, aby se nezměnila šířka, ale pouze úhel sklonu plochy synchronizačního kuželu. Z následujících grafů je patrné, že čím je ploška vodorovnější k ose hřídele, tím je její synchronizační výkon větší. Je to zejména větší třecí plochou, která díky menšímu sklonu kuželu vzniká. Menší úhly než je 6.8° však vykazovaly velkou citlivost na vibrace a nestálost synchronizace, proto nejsou v přehledu uvedeny.



Obrázek 43: Čas synchronizace pro různé úhly sklonu třecí plochy synchronizačního kroužku

7.2.4. Změna maximální synchronizační síly

Dle očekávání má na čas synchronizace největší vliv použitá maximální síla, kterou působí řidič na řadicí páku. Daní za nižší čas přeřazení jsou však vibrace a rázy, které jsou znát i na nehladkém průběhu křivky otáček u vyšších sil.



Obrázek 44: Čas synchronizace pro různé úhly sklonu třecí plochy synchronizačního kroužku

7.3. Diskuse modelu

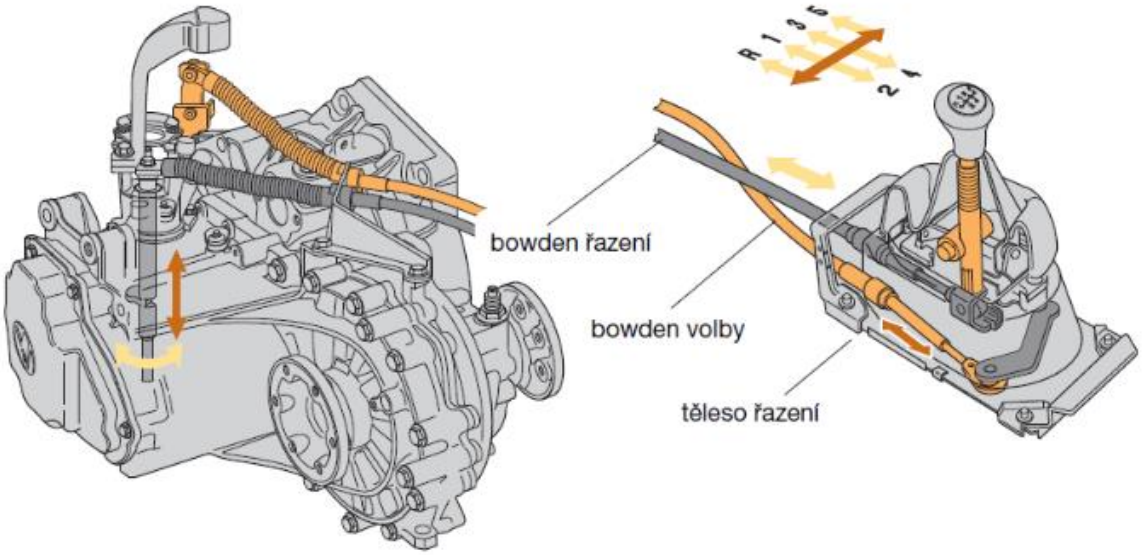
7.3.1. Průběh řazeni

Na průběhu polohy řazení je vidět, že rychlost posuvu objímky je velice ovlivňována silou aretačního mechanismu v řadícím bubnu (kapitola 4.3.1). Jestli je tak značné ovlivnění reálné nelze posoudit. Referenční data naopak vykazují neobvykle konstantní průchod řadicí kulisou. Vzhledem k tomu, že silové znázornění řadicího bubnu je modelováno dle exaktních dat naměřených na reálné součásti, považuji tento jev za správný.

7.3.2. Návrh zpřesnění modelu

Model je extrémně citlivý na zadávaná data. I malá změna tlumení, či filtru vyhlazujícího průběh působící síly (třeba i 0,001 sekundy) může znamenat nevhodné nastavení a nemožnost dokončení řazení. Tato skutečnost má za následek mnohdy i nemožnost přeřazení při pokusu o změnu parametrů modelu a nutnost drobných úprav nastavení. Další zpřesnění zadávaných dat proto považuji za stěžejní prvek dalšího vývoje modelu, který umožní lepší fungování celku programu i zpřesnění výsledků simulace.

Největší nepřesností je odhad účinnosti řadicího mechanismu dle obecných poznatků literatury. Vhodné je tedy provést experimentální měření účinnosti přenosu ovládacích sil mezi řadicí pákou, začátkem bovdenů, jejich koncem a řadicí objímkou. Zároveň by bylo možné velice přesně zjistit i celkové zpřevodování řadící soustavy. Výsledná data by velmi upřesnila přepočet vstupních a výstupních parametrů ovládání i porovnání se setrvačníkovým stavem.



Obrázek 45: Řadicí soustava vozidla s bovdenovým přenosem síly [16]

Vhodné by bylo i naměření reálnějších referenčních dat. Setrvačníkový stav v laboratořích na Julisce je svým zaměřením na testy opotřebení spíše nevhodný k dynamickým zkouškám jednotlivých přeřazení. Jednou z možností je vylepšení měřících čidel a jejich umístění na současném stavu a přeprogramování jeho řazení na parametry, které by více odpovídaly reálným hodnotám řazení v automobilu. Další možností je nové měření s řazením reálného řidiče, či na jiném řadícím robotu. Takto získaná data by mohla lépe posloužit k validaci a nastavení neznámých parametrů modelu.

Z hardwarových dat převodovky považuji za méně přesná pouze data týkající se materiálových vlastností reálných komponent bloku synchronu:
Bylo by možné získat, či naměřit třecí koeficient konkrétních synchronizačních kroužků při různých podmínkách, a tím model tření synchronizační spojky dále zpřesnit. Za důležité považuji i nahrazení převzatých parametrů z výukových modelů GT-Suite. Jedná se o hodnoty vzájemných kontaktních tuhostí a tlumení dotykových ploch řadící objímky, synchronizačního kroužku a aretačních kamenů, které jsou zadávány do bloků synchronizačních spojek. K jejich získání je zapotřebí simulace kontaktu daných součástí, včetně jejich podrobné geometrie a materiálu.

8. Závěr

Vytvořil jsem program v prostředí GT-Suite simulující řazení převodovky MQ-200 mezi 3. a 4. převodovým stupněm. Hardwarové údaje pro věrné vytvoření obrazu převodovky v prostředí jsem získal z výkresové dokumentace převodovky, literatury a konzultacemi s vývojovým oddělením převodovek ve Škoda Auto. Zbylé parametry (například odpory) jsem získal experimentálně. V laboratořích na Julisce jsem naměřil a zpracoval průběh řazení reálné převodovky umístěné na setrvačníkovém stavu. Následně jsem vytvořil řídící schéma, které podle údajů z hardwarových bloků a požadovaných parametrů vytváří řadicí sílu. Výsledný program jsem porovnal s výsledky naměřenými z měření reálné převodovky, vyzkoušel nastavení i pro jiné vstupní požadavky a provedl citlivostní analýzu.

Mnou vytvořený simulační program považuji za dobrý základ komplexnější simulaci, která by umožňovala řazení všech převodových stupňů převodovky. Jeho vytvoření by nebylo obtížné, vzhledem k univerzálnosti řídícího systému, který lze nakopírovat k jednotlivým blokům synchronizačních spojek převodovky a nastavit jejich parametry pro dané bloky. Jako vhodné pro lepší fungování však považuji nejprve zpřesnění modelu popsané v kapitole 7.3.2 .

Modul pro simulaci převodových mechanismů v prostředí GT-Suite považuji za velice zdařilý a věrný. Blok znázorňující synchronizační spojku je pak velice podrobný a zahrnuje i možnost chyby řazení, například při střetu zubů zubových spojek. Největším problémem, na který jsem při tvorbě modelu narazil, tak zůstává extrémní citlivost na zadávané parametry a velké množství zadávaných parametrů. Vytvoření funkční simulace tak vyžaduje náročné doladění celého systému. Považuji to však za jev, který je stinnou stránkou související s podrobností celého virtuální znázornění.

Seznam použité literatury

[1] NAUNHEIMER, H., BERTSHCE, B., RYBORZ, J., NOVAK, W. Automotive Transmissions:Fundamentals, Selection, Design and Application. Berlín : Springer-Verlag, 2011.ISBN 978-3-642-16216-8

[2] AutoExpert: nezávislý časopis profesionálů v autoopravárenství. Praha: AutoPress, 2007, -„Praktická dílna-Mechanické stupňové převodovky“.

[3] Daizuke Saito, O., Yukio Ueda, T. and Yuji Gatade, Y. (2011):Synchronizer device.U.S. Patent No.8,020,682 B2

[4] VLK, František. Převodová ústrojí motorových vozidel. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. 2. vydání. ISBN 80-239-0025-0.

[5] IWATA, T., KYOSUKE, M., MAUYAMA, T., NAKAMURA, S., et al. Development of theSynchronizer-Less System for HV-AMT. SAE Technical Paper 2016-01-1172, 2016,doi:10.4271/2016-01-1172.

[6] MARTIN, Wesley William. Transmission system. WO 2004/099654 A1. Velká Británie,5. květen 2003. Patent.

[7] LIPČAK, Dmitrij. Úprava vnitřního mechanismu řazení pro následnou automatizaci. Praha :České vysoké učení technické v Praze, 2016. Diplomová práce.

[8] Gear synchro – x-engineer.org. x-engineer.org – Engineering Tutorials [online]. Copyright © 2018 [cit.29.12.2018]. Dostupné z: https://x-engineer.org/automotive-engineering/drivetrain/transmissions/gear-synchro/

[9] Hoerbirger. Basics of Synchronizers. [Online] [Citace: 20. prosinec 2018]. Dostupné z: https://www.hoerbiger.com/upload/file/2013_basicsofsynchronizers.pdf .

[10] SCHWARZ, Jiří. Automobily Škoda Fabia II: konstrukce, technika, údržba . Praha: Grada, 2008. ISBN 978 - 80 - 247 - 2 155 - 2.

[11] VOLKSWAGEN AG. Manual Gearbox 02T. [Online] [Citace: 20. prosinec 2018.] www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_237_d1.pdf.

[12] PAKOSTA, J., ACHTENOVÁ, G. Návrh setrvačníkového zkušebního stavu pro zkoušky řazenípřevodovek. Mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních azemědělských strojů. Liberec : Technická universita v Liberci, 2015. Konferenční příspěvek.ISBN 978-80-7494-196-2

[13] Výukové a nápovědné materiály softwaru GT-Suite (2017). Gamma Technologies LCC.

[14] MAREŠ, Tomáš. Bulletin of Applied Mechanics. Circular Rings for Students. Praha : Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering, 2005.

[15] BEDMAR, A. . P. (2013): *Synchronization processes and synchronizer mechanisms in manual transmission Modelling and simulation of synchronization processes*. Master’s thesis, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY Göteborg , Sweden, 2013.

[16] Řadící ústrojí, [online]. 2012 dostupné z: http://www.skolahostivar.cz/DownloadPF/18.pdf [Citace: 5.února 2018]

[17] Yuvraj V. Dhanal and Yuvaraj M. Jadhav Tata Motors, Ltd. (2013): Simulation of Clutch Inertial Effects on Gear Shifting, Synchronizer Capacity and Accelerated Testing of Synchronizers. Technical Report 2013-01-2807. SAE Technical Paper Series. 2013.

[18] Aravindraj Alaguvel and Vijayakumar Chekuri Ashok Leyland Technical Center (2015): An Effective Way To Measure Manual Gearbox Synchroniser Performance. Technical Report 2015-01-2784 . SAE Technical Paper Series 2015

[19] Interní materiály firmy Ricardo Prague s.r.o.

Seznam obrázků

Obrázek 1: Mercedes–Benz –systém synchronizace s vnějšími kuželi 7
Obrázek 2: Systém Porsche se servoúčinkem [2] 8
Obrázek 3: Funkce blokování systému Porsche [2] 9
Obrázek 4: Synchron s jistícími kolíky [1] 10
Obrázek 5: Eaton LF (Low Force)–synchronizer of the Eaton S Series. [1] 11
Obrázek 6: Eaton LF (Low Force)–synchronizer of the Eaton S Series. [1] 11
Obrázek 7: Synchron pákového typu [3] 12
Obrázek 8: Syncnhronizační spojka s lamelami [4] 13
Obrázek 9: Jednokuželová synchronizační spojka Borg-Warner (ZF-B) [1] 15
Obrázek 10: Jednokuželová synchronizační spojka Borg-Warner (VW) [8] 16
Obrázek 11: Fáze řazení [8] 16
Obrázek 12: Pozice neutrálu a začátek posuvu (fáze 1) [9] 17
Obrázek 13: Synchronizace (fáze2) [9] 17
Obrázek 14: Kontakt zubových spojek (fáze 4) [9] 18
Obrázek 15: Zařazeno (fáze 5) [9] 18
Obrázek 16: Dvojitý synchronizační kroužek [10] 19
Obrázek 17: Výskyt střetu zubů v průběhu řazení [9] 21
Obrázek 18: Výskyt „double bump“ v průběhu řazení [9] 22
Obrázek 19: Příčný řez převodovkou MQ200 02T [11] 24
Obrázek 20: Schématické znázornění aretační západky synchronu uvažované v programu GT-Suite [13] 27
Obrázek 21: Rozpěrný kroužek a aretačn kameny při zamontovaném stavu 27
Obrázek 22: Schéma výpočtu rozpěrného kroužku– rám 28
Obrázek 23: Schématické znázornění řadicí soustavy 31
Obrázek 24: Řadicí volič převodovky MQ-200 [11] 32
Obrázek 25: Schéma měření odporů řadícího voliče (bubnu) 32
Obrázek 26: Naměřená momentová závislost řadicího bubnu 33
Obrázek 27: Průběh aretační síly řadicího bubnu působící na objímku v závislosti na její poloze 34
Obrázek 28: Průběh zpomalení otáček převodovky při výběhové zkoušce 35
Obrázek 29: Základní zjednodušené logické schéma pro výpočet řadicí síly pro příklad hodnot z následujících kapitol 38
Obrázek 30: Řidící “Look up” tabulka modelu v GT – Y data je působící síla, X data je aktuální rychlost 40
Obrázek 31 Schéma uspořádání pohonu [12] 42
Obrázek 32: Setrvačníkový stav bez zakrytování hlavních částí [12] 43
Obrázek 33: Naměřené průběhy pro řazení mezi 3. a 4. stupněm 44
Obrázek 34: Naměřené průběhy pro řazení mezi 4. a 3. stupněm 45

Obrázek 35: Porovnání průběhu síly při řazení mezi 4 a 3 stupněm v závistlosti na čase 49
Obrázek 36: Porovnání průběhu polohy při řazení mezi 4 a 3 stupněm v závistlosti na čase 49
Obrázek 37: Porovnání průběhu síly při řazení mezi 3 a 4 stupněm v závistlosti na čase 51
Obrázek 38: Porovnání průběhu polohy při řazení mezi 3. a 4. stupněm v závislosti na čase 51
Obrázek 39: Průběh řazení při normálních podmínkách mezi 3-4 stupněm 52
Obrázek 40: Detail konce synchronizace a řazení 53
Obrázek 41: Čas synchronizace pro různé průměry synchronizačního kroužku 54
Obrázek 42: Čas synchronizace pro různé průměry synchronizačního kroužku 55
Obrázek 43: Čas synchronizace pro různé úhly sklonu třecí plochy synchronizačního kroužku 56
Obrázek 44: Čas synchronizace pro různé úhly sklonu třecí plochy synchronizačního kroužku 56
Obrázek 45: Řadicí soustava vozidla s bovdenovým přenosem síly [16] 58

Seznam příloh

Příloha 1: Model řazení v GT-Suite