

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
Fakulta strojní - Ústav automobilů spalovacích
motorů a kolejových vozidel



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Konstrukční návrh ovládání vypínání rozjezdové spojky
pro pneumatický řadicí robot**

2017

Martin Zicha

Poděkování

Děkuji panu Ing. Jiřímu Pakostovi, Ph.D. za účinnou a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování bakalářské práce, umožnění cest do firmy Škoda, trpělivost a vytrvalost. Dále chci poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.

Prohlášení

Prohlašuji,

že jsem tuto závěrečnou práci vypracoval zcela samostatně a veškerou použitou literaturu a další podkladové materiály, které jsem použil, uvádím v seznamu literatury, a že svázaná a elektronická podoba práce je shodná. Současně prohlašuji, že souhlasím se zveřejněním této práce podle § 47b zákona č.111/1998Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

7.6.2017 _____

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá výpočtem a konstrukčním návrhem ovládání rozpínací spojky pro pneumatický řadící robot, sloužící k testování převodových skříní. Při konstrukci zařízení je kladen důraz na univerzalitu, aby bylo možné provádět zkoušky životnosti a spolehlivosti převodových skříní, pro širokou škálu různých typů a modelů převodovek, které se testují samostatně a také na válcové brzdě jako součást motorového ústrojí. Výsledné zařízení je navrženo tak, aby mohlo rozpínat hydraulicky, hydraulicko-mechanicky a s malou úpravou i mechanicky ovládané spojky.

Klíčová slova

Spojka, jednokotoučová spojka, převodovka, pneumatika, hydraulika, převodovka MQ200

Abstract

This thesis deals with calculation and structural design of a control system for start-off clutches on a shifting pneumatic robot used for testing gearboxes. The device will be universally designed for testing service life and reliability for a wide range of different types of gearboxes. The gearboxes can be tested stand-alone and on a roller blade as a part of an engine. The device will be able to control hydraulically, hydraulic-mechanically and with little modification mechanically operated clutches.

Keywords

Clutch, Plate clutch, gearbox, pneumatic, hydraulic, MQ200 gearbox

Obsah

1	Úvod	7
2	Spojka	8
2.1	<i>Princip</i>	8
2.2	<i>Druhy rozjezdových spojek</i>	9
2.2.1	Jednokotoučová třecí suchá spojka	9
2.2.2	Dvojkotoučová třecí suchá spojka	11
2.2.3	Vícelamelová třecí spojka	12
2.2.4	Odstředivá spojka	13
2.2.5	Elektromagnetická spojka.....	14
2.2.6	Hydrodynamická spojka.....	16
2.3	<i>Ovládací okruh spojky</i>	17
2.3.1	Mechanický ovládací okruh spojky	17
2.3.2	Hydromechanický ovládací okruh spojky	18
2.4	<i>Axiální ložiska ve spojkách tažná a tlačná</i>	19
3	Lineární pohony	20
3.1	<i>Elektromechanické pohony</i>	20
3.2	<i>Hydraulické pohony</i>	21
3.3	<i>Pneumatické pohony</i>	21
4	Výpočet Hydromechanického ovládacího okruhu spojky	22
4.1.1	Výpočet převodu ovládacího okruhu spojky	22
4.1.2	Odvození přenášeného točivého momentu	25
4.1.3	Výpočet přítláčné síly.....	26
4.2	<i>Výpočet požadované síly a zdvihu od lineárního pohonu na pedál</i>	27
4.2.1	Výpočet požadovaného zdvihu lineárního pohonu	32
4.2.2	Výpočet požadované síly lineárního pohonu.....	33
5	Výběr vhodného typu pohonu	34
5.1	<i>Výběr vhodného pneumatického aktuátoru</i>	34
6	Konstrukční návrh variabilního pedálu	37

6.1	<i>Kontrola na ohyb</i>	37
7	Konstrukce rámu	40
7.1	<i>Uchycení jednotlivých komponent</i>	41
7.1.1	<i>Pneumatický aktuátor</i>	41
7.1.2	<i>Pedálové ústrojí</i>	42
7.2	<i>Uchycení na pneumatický řadící robot</i>	43
8	Závěr	44
8.1	<i>Návaznost této práce</i>	44
9	Zdroje	45
9.1	<i>Literární zdroje</i>	45
9.2	<i>Internetové zdroje</i>	45
10	Použité zkratky a symboly	47
11	Seznam obrázků, tabulek a příloh	49
11.1	<i>Seznam obrázků</i>	49
11.2	<i>Seznam tabulek</i>	50
11.3	<i>Seznam příloh</i>	51

1 Úvod

Tímto tématem se zabýváme, protože chceme být schopni testovat převodové skříně na funkčnost, životnost a spolehlivost. Převodové skříně se navrhují na určitý počet bezporuchových přeřazení. Je nutné výpočet podložit experimentem, abychom zjistili, zda byly výpočet a konstrukce provedeny správně. Pro realizaci zkoušek na zkušebně potřebujeme osadit pneumatický řadící robot mechanismem pro rozpínání rozjezdové spojky.

Požadavky, které by mělo naše zařízení splňovat je především univerzálnost, protože existuje mnoho typů a modelů převodovek u nichž se liší princip ovládání (hydraulické, hydraulicko-mechanické, mechanické) nebo ovládací síla potřebná k rozpojení spojky. Velikost ovládací síly závisí na přenášeném točivém momentu a zároveň typu spojky. Zařízení by mělo být jednoduché, kompaktní, lehké, a zároveň by nemělo razantně ovlivnit prostorovou zástavbu a statické či dynamické vlastnosti pneumatického řadícího robota, jelikož při spínání spojky může docházet k torzním vibracím.

Zabýváme se tedy návrhem lineárního pohonu, rámu a způsobu uchycení navrhovaného zařízení na rám již existujícího řadícího robota. Důraz je především kladen na výpočet, konstrukční návrh a funkčnost jednotlivých komponentů.

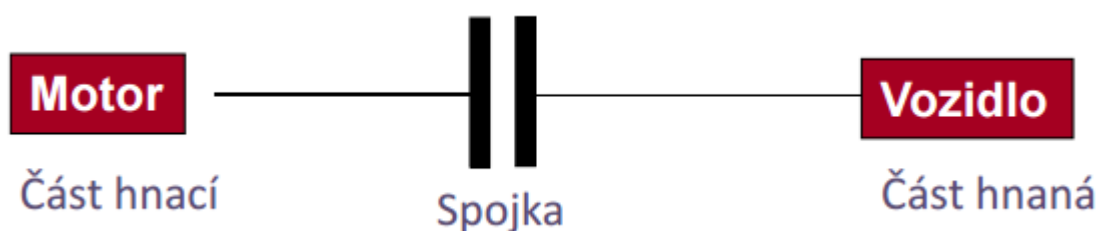
2 Spojka

2.1 Princip

Spojka je součástí převodového ústrojí vozidla. Je umístěna mezi hnací a hnané části. Hlavní úlohou spojky je přenést točivý moment. Vypnutím spojky je přerušen přenos točivého momentu. K plynulému vyrovnávání otáček obou hřídelů dochází pozvolným spínáním spojky. Při tomto procesu vzniká ztrátový výkon, který se uvolňuje ve formě tepla a namáhá jednotlivé komponenty spojky [1].

Režimy spojky:

- Startování motoru - Sešlápnutím spojkového pedálu při startování motoru odpojíme převodovku. Tím pádem i při zařazeném rychlostním stupni můžeme nastartovat motor.
- Rozjezd a zastavení vozidla - Uvolňováním spojkového pedálu zvyšujeme přitlačnou sílu mezi lamelou, třecími plochami setrvačnicku a přitlačného kotouče. Tím dochází k vyrovnávání otáček motoru a převodovky, tudíž i hnané nápravy. Při úplném uvolnění spojkového pedálu dojde k úplnému propojení vstupní a výstupní hřídele.
- Přeřazení rychlostního stupně - Pro přeřazení rychlostního stupně rozpojit spojku.



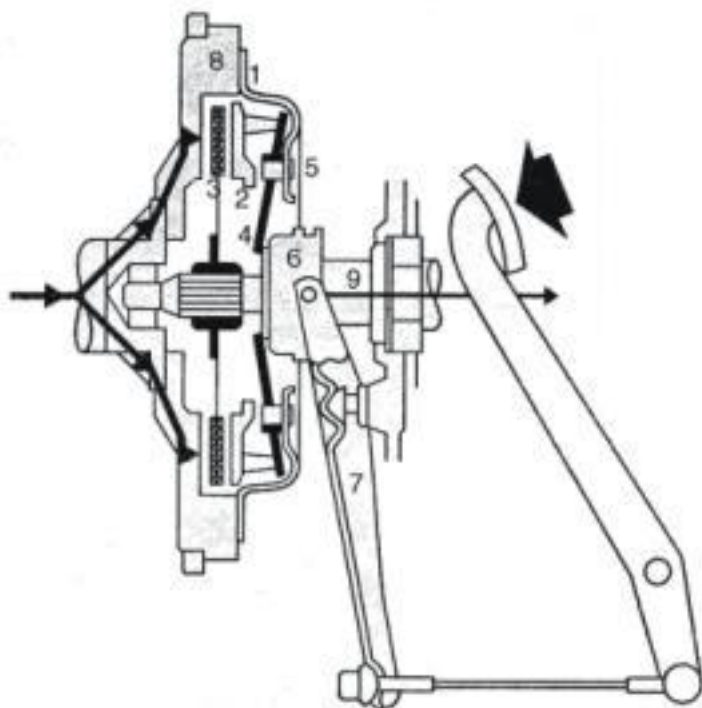
Obr. 1 - Princip spojky - převzato z [i1]

2.2 Druhy rozjezdových spojek

Jak jsme již uvedli výše, pro různé aplikace jsou vhodné různé konstrukční provedení spojek. Princip funkce současných konstrukčních provedení rozjezdových spojek si popíšeme v této kapitole.

2.2.1 Jednokotoučová třecí suchá spojka

Nejpoužívanějším provedením je díky své nízké hmotnosti, rychlému a snadnému ovládání jednokotoučová třecí suchá spojka, kde přítlak zajišťuje membránová pružina.



- 1 - kryt spojky
- 2 - přítlačný kotouč
- 3 - kotouč spojky (lamela)
- 4 - membránová pružina
- 5 - přepákování pružiny
- 6 - spojkové ložisko
- 7 - pedál spojky
- 8 - setrvačnický kotouč
- 9 - výstupní hřídel (vstupní hřídel převodovky)

Obr. 2 - Schéma jednokotoučové třecí suché spojky - převzato z [i3]

Výkon je přenášen od motoru pomocí klikové hřídele (na Obr. 2 z levé strany). Kliková hřídel je spojena se setrvačником. Na setrvačnik dosedá lamela, která je přitlačována přitlačným kotoučem.

Membránová pružina svou konstrukcí zajišťuje potřebnou přitlačnou sílu mezi oběma dosedacími plochami. Spojková lamela je ve svém náboji opatřena drážkováním, kterým je tvarově spojena se vstupním hřídelem převodovky. Při dostatečném přitlaku mezi dosedacími plochami je tak zajištěn přenos výkonu ze vstupního hřídele na výstupní. Spojku rozepneme sešlápnutím spojkového pedálu. Pomocí pákového mechanismu a vypínacího ložiska zatlačíme na membránovou pružinu, což způsobí odlehnutí přitlačného kotouče. Po odlehnutí přitlačného kotouče již není zajištěna potřebná přitlačná síla mezi dosedacími plochami a spojka prokluzuje. Tohoto procesu využíváme při řazení a startování. Postupným uvolňováním spojkového pedálu zvyšujeme přitlačnou sílu a spojka začíná znovu zabírat. V momentu, kdy spojkový pedál uvolníme úplně, spojka přestane prokluzovat [1].



Obr. 3 - Řez jednokotoučovou třecí suchou spojkou Fichtel & Sachs - převzato z [i4]

2.2.2 Dvojkotoučová třecí suchá spojka

Princip tohoto uspořádání je obdobný principu jednokotoučové spojky. Hlavním důvodem použití této spojky je přenesení většího točivého momentu. Limitujícími faktory při návrhu třecí spojky jsou obvykle měrná třecí práce a měrný tlak vyvíjený na obložení. Tyto veličiny je možno přímo ovlivnit velikostí třecích ploch, neboli zvětšením průměru kotouče. Zejména u nákladních automobilů je potřebný točivý moment tak velký, že bychom museli průměr lamely zvětšit na hodnotu, která by znamenala velký konstrukční problém z hlediska zástavbového prostoru motoru. Tento problém můžeme snadno překonat právě přidáním druhého kotouče [1].



Obr. 4 - Částečný řez dvojkotoučovou třecí suchou spojkou - převzato z [i12]

2.2.3 Vícelamelová třecí spojka

Vícelamelová spojka je v podstatě další modifikací principu jednokotoučové třecí suché spojky. Principem je použití většího počtu lamel, čímž zvětšíme počet třecích ploch a dosáhneme tak celkové potřebné třecí plochy při menším průměru lamel. Tento princip se využívá zejména u motocyklů nebo obecně v aplikacích, kde je výrazně omezen zástavbový prostor a klasickou jednokotoučovou třecí spojku by nebylo možno použít.

Spojka se skládá ze spojkového koše, hnacích a hnaných lamel, unašeče a přítlačného talíře. Spojkový koš je na obvodu opatřen ozubením primárního převodu a je drážkovaný. Ve drážkách jsou pomocí tvarové vazby usazeny hnací lamely, které jsou opatřeny třecím obložením. Drážka jim dovoluje axiální pohyb, ale v otáčení kolem své osy jim brání. Hnací lamely jsou proloženy lamelami hnanými, které jsou opatřeny vnitřním drážkováním a jsou spojeny tvarovou vazbou s unašečem, který je spojen se vstupní hřídelí převodovky. Hnací lamely jsou vyrobeny z plechu a nemají obložení. Drážkování jim též umožňuje pouze axiální pohyb v drážce, nikoliv však otáčení kolem své osy. Celá sestava lamel je přítlačována pomocí přítlačného talíře, na který působí spirálovité nebo talířové pružiny.

Spojka je obvykle koncipována jako mokrá, neboli trvale provozovaná v olejové lázni. Olej sice sníží tření (a tím pádem i účinnost), ale lépe odvádí teplo a spojka citlivěji zabírá při rozjezdu. Suchá koncepce se používá zejména u závodních motocyklů. Přenesení stejného kroutícího momentu při menším rozměru a má lepší účinnost, nicméně ztratí výhody mokré spojky [2].



Obr. 5 - Vícelamelová spojka - převzato z [i5]

2.2.4 Odstředivá spojka

Odstředivé spojky je možno řadit do kategorie automatických. Z jejich principu funkce vyplývá, že pedál spojky odpadá, a tak je vozidlo ovládáno pouze pomocí plynu a brzdy.

Těchto spojek se hojně využívá v motocyklovém průmyslu, zejména pro usnadnění ovládání, jako například u skútrů. Přítlačnou sílu zajišťuje odstředivá síla, která působí na závaží rotující se štítem spojky. Závaží jsou opatřena čelistmi s obložení, kterým působí na přítlačný kotouč spojky. I při volnoběhu na závaží působí jistá odstředivá síla, která by za normálních okolností způsobovala kontakt mezi čelistmi a přítlačným kotoučem. Tomuto zamezují pružiny, které přitahují závaží zpět. Pro řazení převodových stupňů je nezbytné rychlé vypínání spojky. U nemodifikované odstředivé spojky by proces přeřazení trval dlouho, protože otáčky a s nimi přítlačná síla by klesaly pomalu. Z toho důvodu je odstředivá spojka vybavena přídatným zařízením (obvykle posilovačem napojeným na sací potrubí motoru), který je elektricky ovládán při pohybu řadicí páky [2].



Obr. 6 - Odstředivá spojka - převzato z [i6]

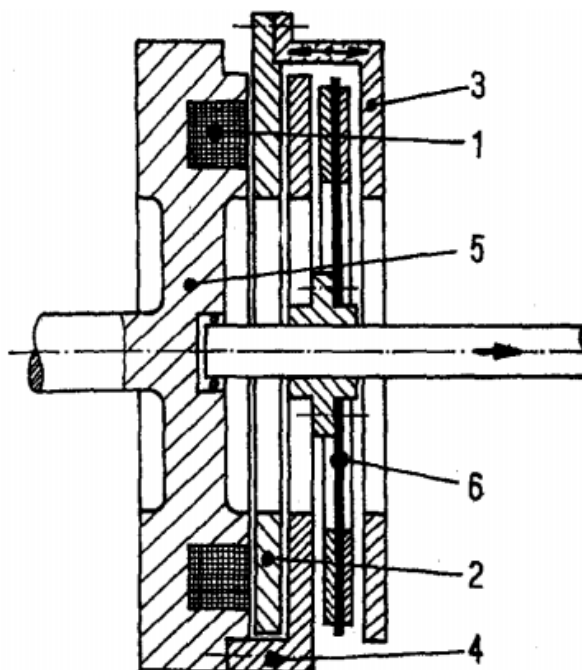
2.2.5 Elektromagnetická spojka

U tohoto typu spojek se dosahuje spojení mezi hnací a hnanou částí elektromagnetickým účinkem. Koncem 50. let se rozšířili 2 typy elektromagnetických spojek, které popíšeme níže.

2.2.5.1 Třecí spojka s elektromagnetickým přtlakem

Skládá se ze šesti částí: elektromagnetická hlava s vinutím, kotvový kotouč, přtláčný kotouč, pevný kotouč, setrvačnick a třecí kotouč.

Na přtláčném kotouči je připevněn sběrací kroužek pro přívod elektrického proudu a sběrací kroužek pro odvod elektrického proudu. Při zastaveném motoru nebo při nízkých otáčkách je spojka vypnuta tlakem pružin uložených mezi kotvovým a pevným kotoučem. Při zvyšování otáček se pohybem akceleračního pedálu zmenšuje regulační odpor, dynamo dodává větší proud a spojka zapíná. S rostoucími otáčkami se zvětšuje přtlak. Při řazení převodových stupňů se vysunutím řadicí páky zapne ovládací okruh elektromagnetu, kterým se vypne proudový okruh buzení elektromagnetu. Tím se spojka vypne a umožní se řazení žádaného převodu. Při stojícím motoru lze krátkodobě zapínat spojku proudem z akumulátoru a umožnit zajištění stojícího vozidla na svahu. Přtláčná síla se nepřenáší na klikový hřídel a nepůsobí axiální síly v jeho uložení při vypínání spojky [2].

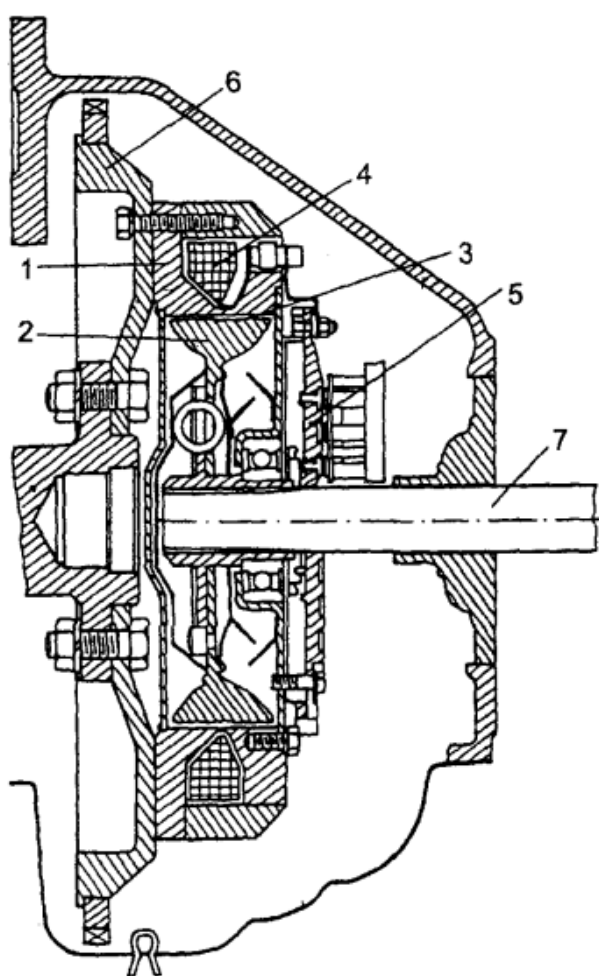


- 1 - elektromagnetická hlava s vinutím
- 2 - kotvový kotouč
- 3 - přtláčný kotouč
- 4 - pevný kotouč
- 5 - setrvačnick
- 6 - třecí kotouč

Obr. 7 - Schéma elektromagnetické spojky Ferlec - převzato z [1]

2.2.5.2 Magnetická prášková spojka

Tento typ spojky se též nazývá Smith-Jaeger. Třecí plocha mezi setrvačníkem a třecím kotoučem je válcová. Tyto plochy se však nestýkají. Prostor mezi nimi je vyplněn kovovým práškem, který způsobuje mezi oběma plochami tření, jestliže se pomocí kartáčků a sběracích kroužků zavede proud do budící cívky uložené v setrvačnicku. Při sepnutí proudového okruhu vznikne magnetické pole, jemný prášek se navzájem spojí a přilne k třecím plochám, takže setrvačnick a třecí kotouč se otáčejí shodnými otáčkami jako jeden celek. Třecí kotouč je kvůli změkčení záběru radiálně odpružen vinutými pružinami [2].



- 1 - vnější kotouč
- 2 - vnitřní kotouč s obvodovými pružinami
- 3 - mezera s železnými pilinami
- 4 - vinutí elektromagnetu
- 5 - sběrací kroužek a kartáčky pro přívod proudu
- 6 - setrvačnick
- 7 - spojkový hřídel

Obr. 8 - Prášková elektromagnetická spojka - převzato z [1]

2.2.6 Hydrodynamická spojka

Hydrodynamická spojka se skládá ze dvou základních částí, odstředivého čerpadla a odstředivé turbíny. Otáčky čerpadla jsou vždy vyšší, než otáčky turbíny. Z toho vyplývá, že hydrodynamická spojka vždy pracuje se skluzem a tím pádem s malou ztrátou. Turbína má vždy o dvě lopatky méně, aby se zamezilo rázům a opakovanému přenosu kapaliny mezi dvěma stejnými body na čerpadle a turbíně. Čerpadlové kolo je spojeno s klikovým hřídelem a turbínové se vstupním hřídelem převodovky. Motor tak otáčí čerpadlovým kolem, které předává pohybovou energii kapalině ve spojce. Tato kapalina roztáčí turbínové kolo a začíná mezi oběmi koly proudit.

Účinnost hydrodynamické spojky se mění v závislosti na poměru otáček mezi turbínou a čerpadlem, největší hodnoty však dosahuje při poměru 0,97. Nad touto hodnotou dojde k prudkému snížení účinnosti způsobenému nežádoucími hydrodynamickými jevy. Pro odstranění tohoto problému je spojka doplněna o spojku lamelovou, která pokrývá oblast poklesu účinnosti.

Mezi turbínou a čerpadlem nedochází ke kontaktu, tím pádem ani k opotřebení. Další výhodou je tlumení dynamických rázů a jištění proti přetížení. Z těchto důvodů se hydrodynamická spojka používá hlavně pro extrémně náročné aplikace jako jsou například stavební stroje nebo nákladní vozidla s požadavky na velkou stoupavost [2].



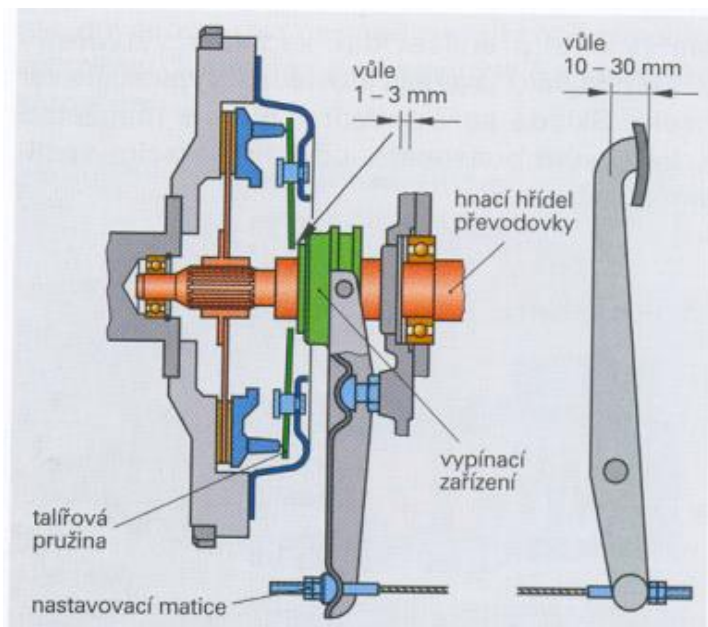
Obr. 9 - Hydrodynamická spojka - převzato z [i13]

2.3 Ovládací okruh spojky

Zde se budeme zabývat pouze řazením s přerušením toku výkonu, které jsou nejčastěji používané. O přenos signálu vyslaného řidičem (pomocí spojkového pedálu) až k vypínacímu ložisku se stará ovládací okruh spojky. Je to řetězec tvořený mechanickými, pneumatickými nebo hydraulickými prvky. Co se mechanického a pneumatického přenosu týče, jde v automobilovém průmyslu spíše o historické varianty. Momentálně je nejpoužívanější variantou spojka ovládaná hydraulicky.

2.3.1 Mechanický ovládací okruh spojky

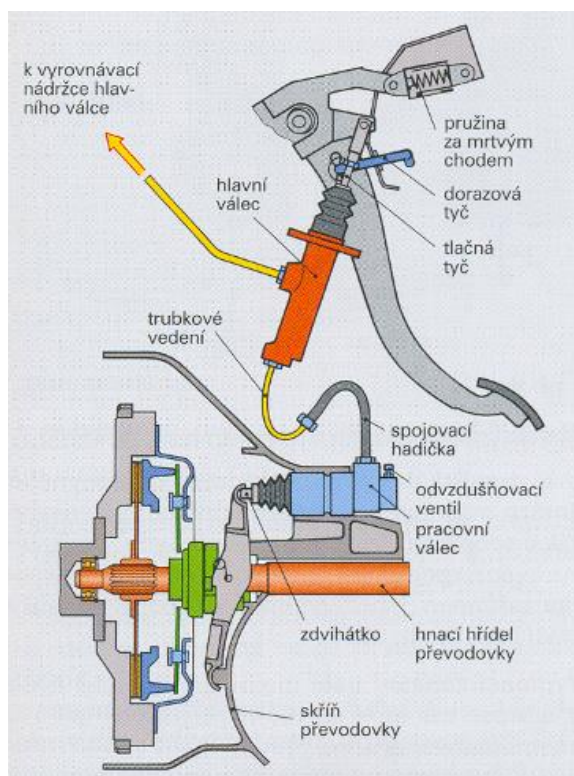
Mechanický ovládací okruh se skládá z pák a lanovodu, případně táhla, které je vraceno do původní polohy pomocí pružin. Celkový převod je dán převodem spojkového pedálu, převodem vidličky ovládající vypínací ložisko a převodem membránové pružiny. Táhla a lanovody jako takové samozřejmě žádný převod nemají a snažíme se je vést zástavbou co možná nepříměji a konstruovat je co nejkratší. Záhyby způsobují snížení tuhosti táhel, což společně se třením mezi jednotlivými členy zapříčiňuje snižování účinnosti celkového převodu [i8].



Obr. 10 - Mechanický ovládací okruh spojky - převzato z [i8]

2.3.2 Hydromechanický ovládací okruh spojky

Při použití hydraulického ovládacího okruhu můžeme oproti mechanickému využít převodu mezi hlavním a pomocným hydraulickým válcem. Tím docílíme buď nižší síly potřebné k sešlápnutí pedálu, nebo vyšší síly ovládací membránovou pružinu, případně kompromisu mezi nimi. Hlavní válec je konstruován tak, že má větší průměr než pomocný válec, čímž generujeme větší ovládací sílu. Poměr ploch pístů pracujících ve válcích pak přímo určuje hydraulický převod. K vedlejšímu válci bývá obvykle připojena nádobka s hydraulickou kapalinou, ale může být připojena i k válci hlavnímu. Celková účinnost okruhu je vyšší díky minimální stlačitelnosti hydraulické kapaliny a také díky faktu, že snížíme počet třecích míst. Další výhodou je možnost umístit ovládání daleko od vypínání právě díky vlastnostem hydraulické kapaliny. Jak již bylo řečeno výše, hydraulický ovládací okruh je možno napojit i na vypínací ložisko spojky, což přispěje k integritě celé soustavy [i8].



Obr. 11 - Hydromechanický ovládací okruh spojky - převzato z [i8]

2.4 Axiální ložiska ve spojkách tažná a tlačná

Axiální ložisko je jeden z komponentů rozpínacího ústrojí spojky. Může být buď tažné nebo tlačné podle realizace spojky, musíme to tedy brát v úvahu pro správné zvolení směru ovládání.



Obr. 12 - Detail spojkového systému - převzato z [i14]

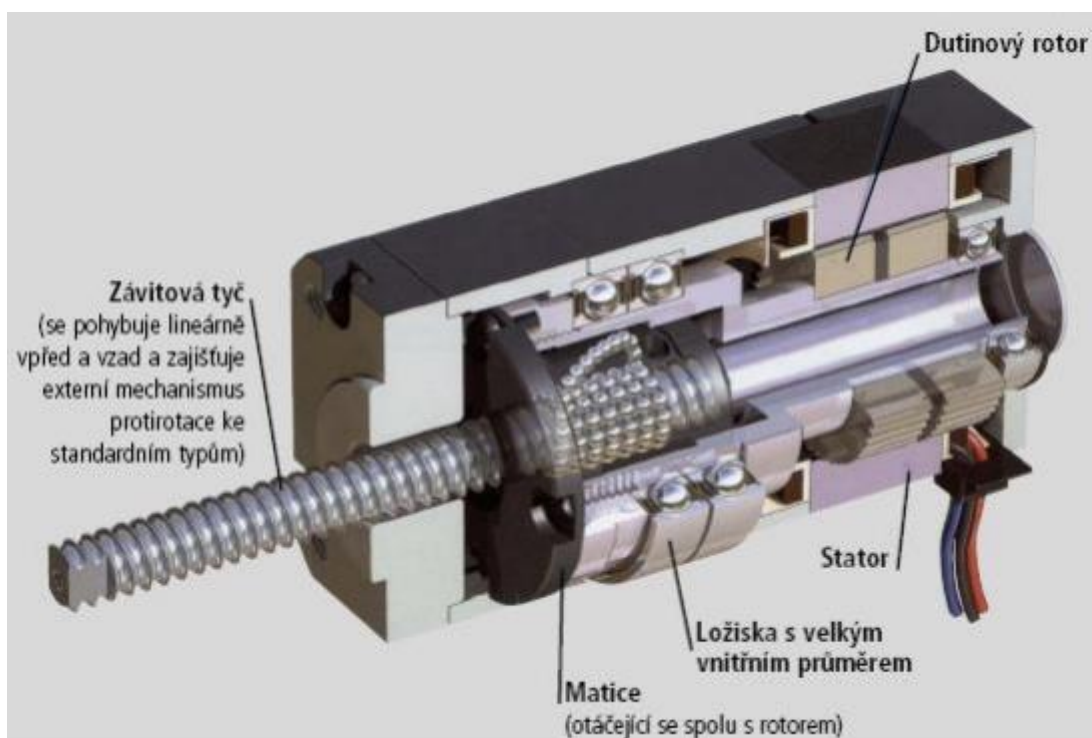
3 Lineární pohony

Aby bylo možné rozpojit rozjezdovou spojku potřebujeme vyvinout axiální sílu. Je nutné navrhnout lineární pohon. Typy pohonů, které se dají použít na naší aplikaci:

- 1) Elektromechanické pohony
- 2) Hydraulické pohony
- 3) Pneumatické pohony

3.1 Elektromechanické pohony

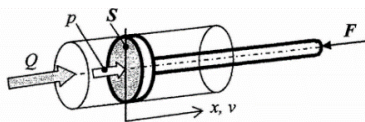
Elektromotor nebo servomotor otáčí s maticí, v které je závitová tyč nebo kuličkový šroub. Rotační pohyb se přeměňuje na posuvný.



Obr. 13 - Příklad kompaktního lineárního pohonu firmy Oriental motor - převzato z [i10]

3.2 Hydraulické pohony

Kapalina přenáší tlak na píst, a tím vyvozuje posuvný pohyb. Pohony jsou tuhé, mají velkou účinnost, dobrý odvod tepla ale vyžadují zdroj hydraulické kapaliny a je problém dosáhnout vysokých rychlostí.



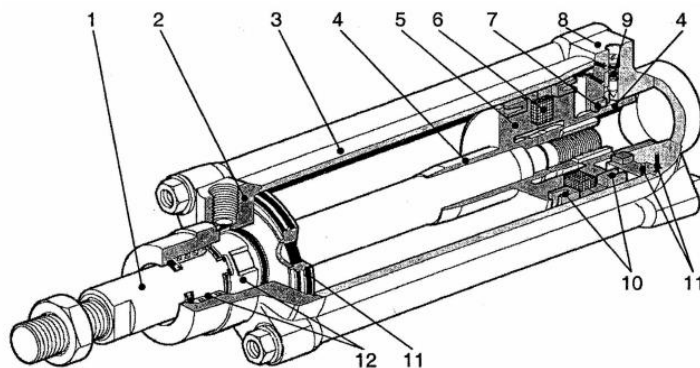
Obr. 14 - Princip hydromotoru

Základem hydraulických pohonů je čerpadlo. Vyrábějí se v různých provedeních například zubová, lamelová, pístová a šroubová. Všechny pracují na výtlačném principu.

3.3 Pneumatické pohony

Na rozdíl od hydraulických pohonů se zde používá stlačený vzduch. Dosahuje se vysokých rychlostí, není zapotřebí zpětného vedení média, provoz je čistý, ale tuhost je malá, je problém dosáhnout malé pohybové rychlosti a rovnoměrného chodu.

Zdrojem stlačeného vzduchu je kompresor. Používají se pístové, membránové, křídlové (lamelové), šroubové, zubové a spirálové [4].



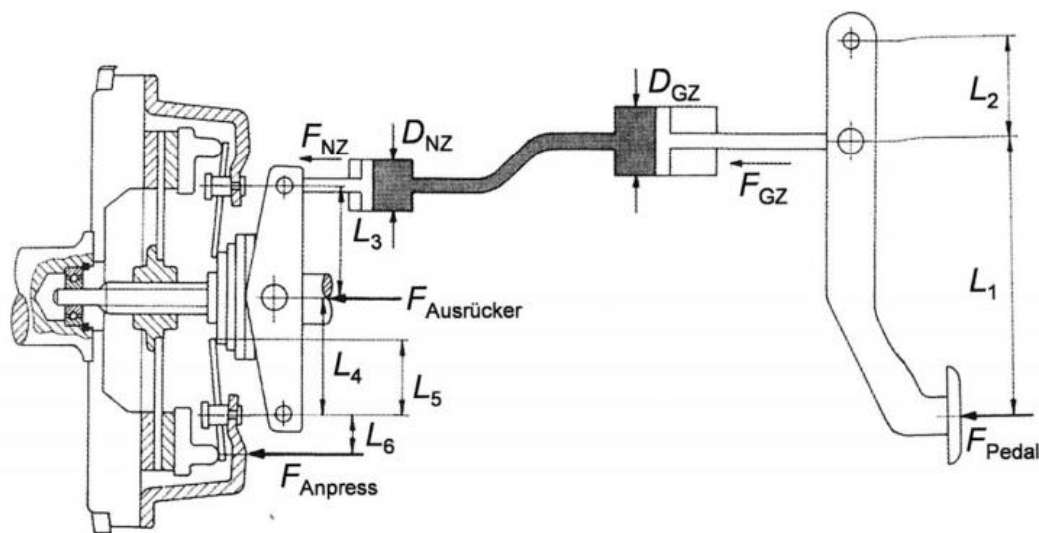
Obr. 15 - Pneumatický dvojčinný přímočarý motor s jednostrannou pístní tyčí, s oboustranným tlumením - převzato z [4]

- 1 - pístnice, 2 - přední víko, 3 - těleso válce, 4 - tlumící nákrůžek, 5 - dělený píst,
 6 - permanentní magnet (indikace polohy pístu), 7 - těsnění tlumení, 8 - zadní víko, 9
 - škrtkový ventil, 10 - těsnění pístu, 11 - těsnění víka, 12 - těsnění a vedení pístnice

4 Výpočet Hydromechanického ovládacího okruhu spojky

Podrobněji se budeme zabývat hydromechanicky ovládanou spojkou. Specificky převodovou skříňí MQ200 od firmy Škoda, která dokáže přenést točivý moment 200 Nm. Důvod proč se zabýváme zrovna tímto modelem je, že tato převodovka se nachází v areálu školy, tudíž jsem si o ní jednoduše zjistil všechny potřebné parametry. Postup by byl obdobný pro jiné převodové skříňe. Pamatujme, že je důraz na univerzalitu, chceme být schopni testovat různé typy a modely. Výsledný přípravek bude možné jednoduše modifikovat na žádanou vypínací sílu a zdvih. V následující kapitole vypočteme, jak velkou sílu na pedál budeme potřebovat na rozpojení spojky.

4.1.1 Výpočet převodu ovládacího okruhu spojky

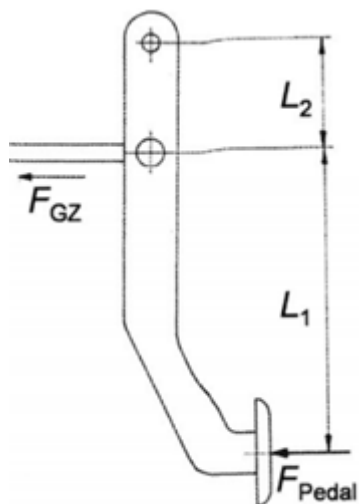


Obr. 1 - Hydraulické ovládání a mechanismus spojky - převzato z [i1]

Celkový převod mechanismu i_{celk} vyjadřuje rovnice (1):

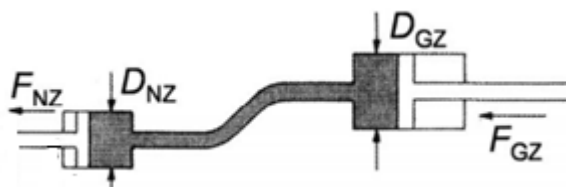
$$i_{celk} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \quad (1)$$

kde i_1, i_2, i_3, i_4 jsou převody jednotlivých částí mechanismu, které spočítáme ze zakreslených sil a rozměrů v Obr. 16 dle následujících rovnic.



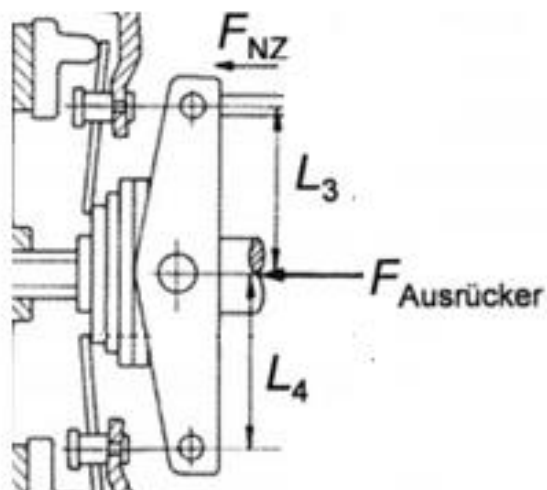
$$i_1 = \frac{F_{GZ}}{F_{Pedal}} = \frac{(L_1 + L_2)}{L_2} \quad (2)$$

Obr. 17 - Výpočet 1. části celkového převodu



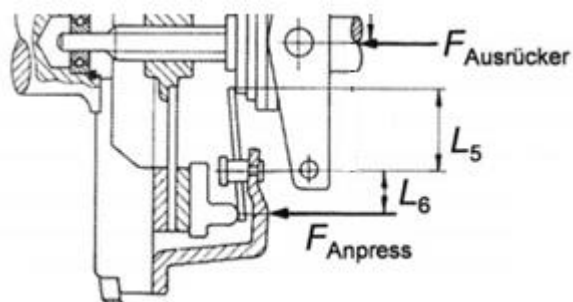
$$i_2 = \frac{F_{NZ}}{F_{GZ}} = \frac{D_{GZ}^2}{D_{NZ}^2} \quad (3)$$

Obr. 2 - Výpočet 2. části celkového převodu



$$i_3 = \frac{F_{Ausrücker}}{F_{NZ}} = \frac{(L_4 + L_3)}{L_4} \quad (4)$$

Obr. 3 - Výpočet 3. části celkového převodu



$$i_4 = \frac{F_{Anpress}}{F_{Ausrücker}} = \frac{L_5}{L_6} \quad (5)$$

Obr. 20 - Výpočet 4. části celkového převodu

Zpětným dosazením získáme výsledný vzorec:

$$i_{celk} = \frac{(L_1 + L_2) \cdot D_{NZ}^2 \cdot (L_4 + L_3) \cdot L_5}{L_2 \cdot D_{GZ}^2 \cdot L_4 \cdot L_6} \quad (6)$$

Rozměry mechanismu jsou získané z ručního měření v prostorách školy, kde jsou k dispozici komponenty, se kterými v této aplikaci pracujeme.

L_1	210 mm
L_2	52 mm
L_3	80 mm
L_4	100 mm
L_5	50 mm
L_6	17,5 mm
D_{NZ}	19 mm
D_{GZ}	16 mm

Tab. 1 - rozměry spojkového mechanismu

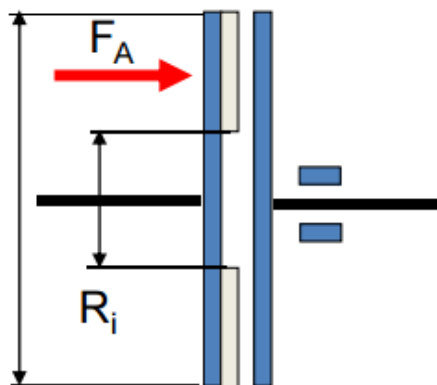
$$i_{celk} = \frac{(210 + 52) \cdot 19^2 \cdot (100 + 80) \cdot 50}{52 \cdot 16^2 \cdot 80 \cdot 17,5}$$

$$i_{celk} = 45,67$$

Celkový převod mechanismu má hodnotu 45,67.

4.1.2 Odvození přenášeného točivého momentu

Budeme vycházet ze základních vzorců (7, 8, 9, 10), kde M je přenášený točivý moment, R_s je účinný poloměr spojky, F_t je třecí síla, n je počet třecích ploch, μ je součinitel tření, F_A je přitlačná síla, p je tlak, S je plocha, R_E je externí poloměr a R_I je interní poloměr.



$$M = R_s \cdot F_t \cdot n \quad (7)$$

$$F_t = \mu \cdot F_A \quad (8)$$

$$p = \frac{F_A}{S} \quad (9)$$

$$S = \pi \cdot (R_E^2 - R_I^2) \quad (10)$$

Obr. 21 - Schématický obrázek pro výpočet přitlačné síly - převzato z [i1]

Odvození se týká nové spojky s dvěma třecími plochami. Účinný poloměr spojky R_s se liší pro novou a zaběhanou spojku, ale jen nepatrně, nebudeme tudíž na tento fakt brát zřetel.

Rovnici (10) dosadím do (9) rovnice:

$$p = \frac{F_A}{\pi \cdot (R_E^2 - R_I^2)} \quad (11)$$

V rovnici (11) vyjádříme přitlačnou sílu F_A a vyjádříme derivaci podle poloměru:

$$dF_A = p \cdot 2\pi \cdot R \cdot dR \quad (12)$$

Rovnici (12) vynásobíme součinitelem tření μ a za tlak p dosadíme rovnici (11):

$$dF_t = \frac{2 \cdot \mu \cdot F_A}{(R_E^2 - R_I^2)} \cdot R \cdot dR \quad (13)$$

Rovnici (13) vynásobíme poloměrem R a počtem třecích ploch n , tudíž třecí síla F_t se změní na kroutící moment M a dále celou rovnicí integrujeme v mezikruží třecích ploch:

$$\int dM = \frac{2 \cdot \mu \cdot F_A \cdot n}{(R_E^2 - R_I^2)} \int_{R_I}^{R_E} R^2 dR \quad (14)$$

Po integraci má rovnice tvar:

$$M = \frac{2 \cdot \mu \cdot F_A \cdot n}{3} \cdot \frac{(R_E^3 - R_I^3)}{(R_E^2 - R_I^2)} \quad (15)$$

Z rovnice (15) vyplývá, že účinný poloměr je:

$$R_s = \frac{2}{3} \cdot \frac{(R_E^3 - R_I^3)}{(R_E^2 - R_I^2)} \quad (16)$$

4.1.3 Výpočet přitlačné síly

Z rovnice (15) vyjádříme přitlačnou sílu F_A :

$$F_A = \frac{M \cdot \beta \cdot 3}{2 \cdot \mu \cdot n} \cdot \frac{(R_E^2 - R_I^2)}{(R_E^3 - R_I^3)} \quad (17)$$

Výpočet provedeme pro převodovku MQ200, která přenesse maximální kroutící moment 200 Nm, musíme brát na vědomí momentovou kapacitu spojky, která slouží k zachycení setrvačných sil rotujících součástí, proto kroutící moment násobíme bezpečnostním součinitelem β . Rozměry spojkové lamely známe. Součinitel tření μ se pohybuje, pro suchou třecí spojku, mezi 0,15 až 0,3.

M	200 Nmm
β	1,5
μ	0,3
n	2
R_E	100 mm
R_I	80 mm

Tab. 2 - parametry pro výpočet přitlačné síly

$$F_A = \frac{200 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 3}{2 \cdot 0,3 \cdot 2} \cdot \frac{(100^2 - 80^2)}{(100^3 - 80^3)}$$

$$F_A = 5,5 \text{ kN}$$

Přitlačná síla odpovídá hodnotě 5,5 kN.

4.2 Výpočet požadované síly a zdvihu od lineárního pohonu na pedál

Přítlačnou sílu F_A vydělíme celkovým převodovým poměrem i_{celk} , tím získáme požadovanou sílu na pedál F_{Pedal} .

$$F_{Pedal} = \frac{F_A}{i_{celk}} \quad (18)$$

$$F_{Pedal} = \frac{5500}{45,68}$$

$$F_{Pedal} = 120,4 \text{ N}$$

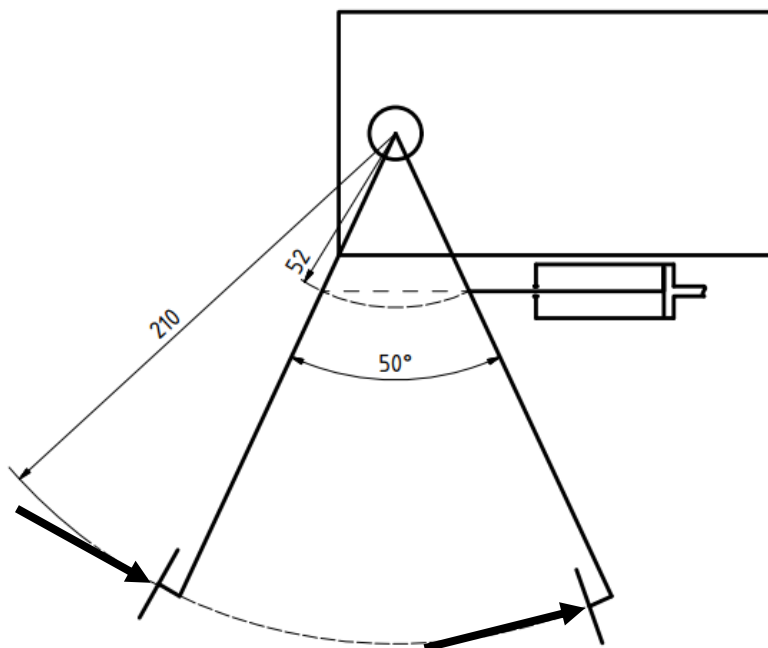
Požadovaná síla na pedál je 120,4 N.

Pro získání zdvihu použijeme pedálové ústrojí viz. Obr. , který se používá u většiny modelů aut firmy Škoda, např. model Fabia 1. V příloze 1 se nachází první návrh jedné z variant, která vylučuje pedál spojky.



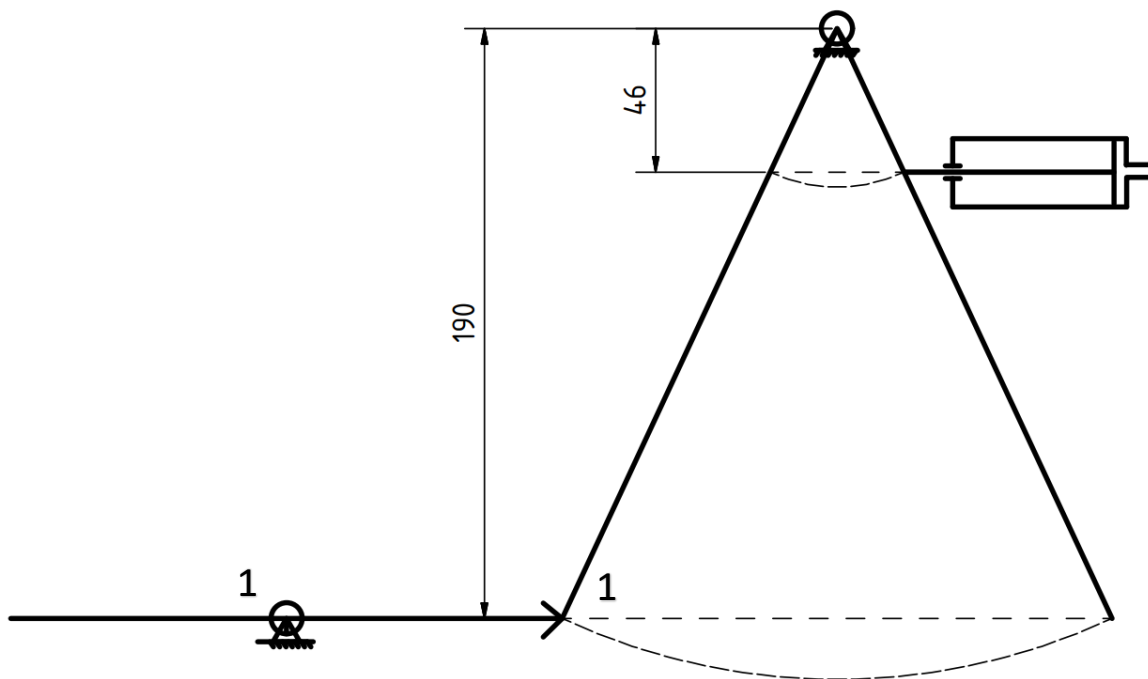
Obr. 22 - Pedálové ústrojí Škoda Fabia I - převzato z [i9]

Z rozměrů a konstrukce byli zjištěny potřebné parametry, které jsou dále zakresleny v Obr. .



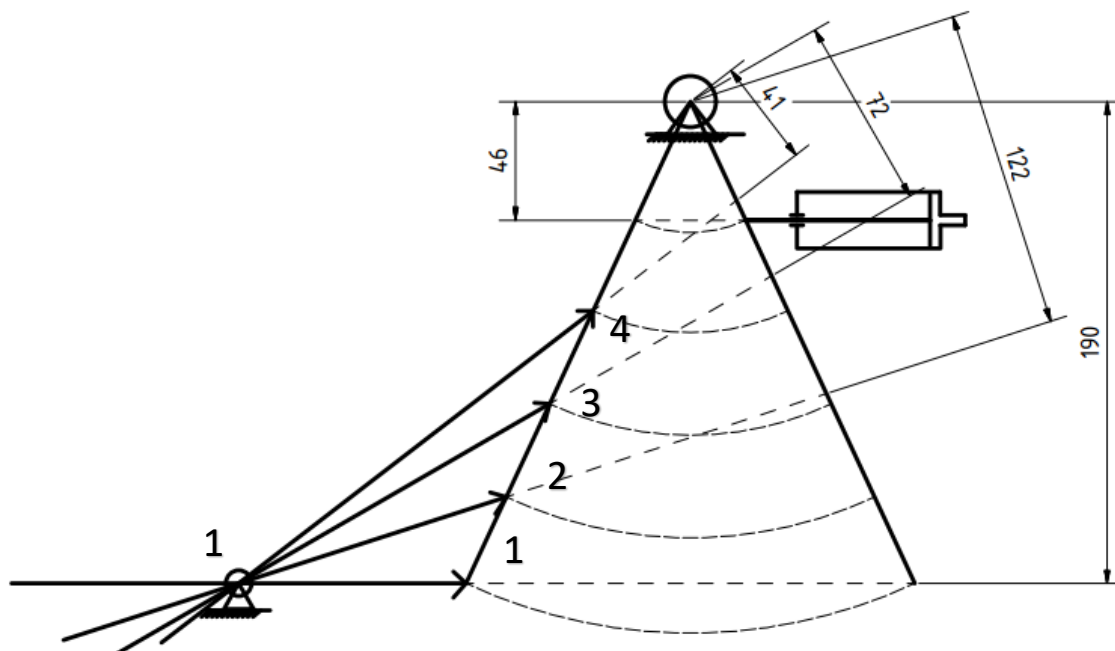
Obr. 23 - Schematický obrázek spojivového pedálu

Pracovní úhel je tedy 50° a potřebný zdvih je závislý na rameni působitě síly.



Obr. 24 - Schematický obrázek neproměnných komponent

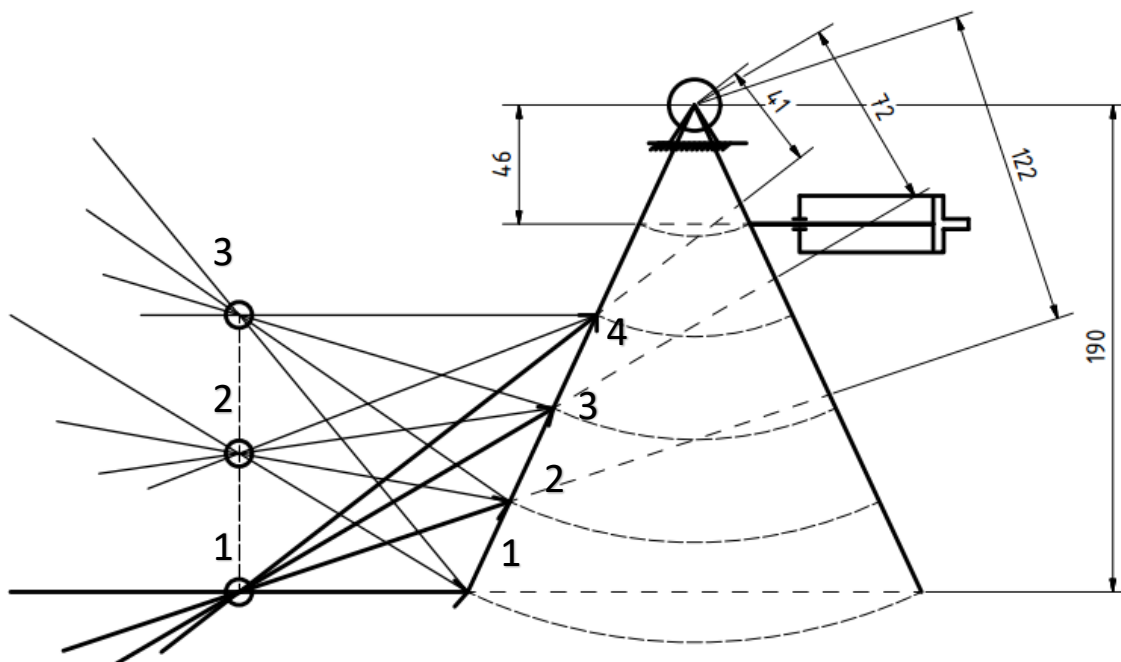
Z provedení viz. Obr. je patrné, že působíště síly a zdvih jsou pevně dané. Chceme být schopni tyto parametry měnit, abychom mohli ovládat širokou škálu druhů a modelů převodových skříní. Nahradíme tedy samotný pedál spojky jiným pedálem, na kterém budeme měnit působíště síly (rameno síly) a tudíž i zdvih.



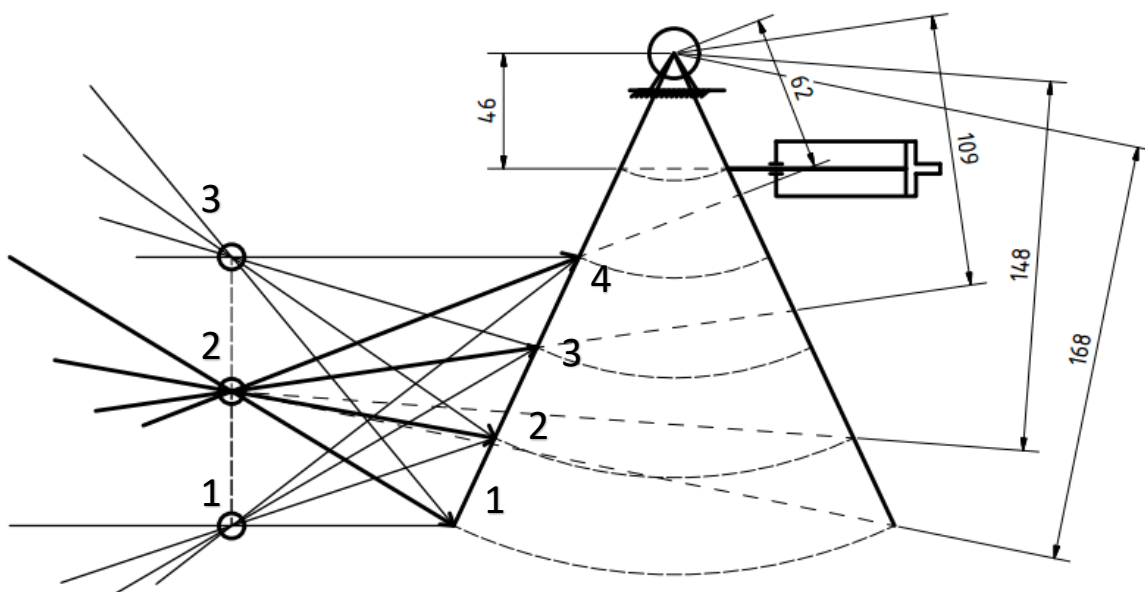
Obr. 25 - Schematický obrázek s variabilním pedálem

Vidíme, že rameno (sílu a zdvih) můžeme nyní zaměňovat podle potřeby, ale při nejmenším nastaveném rameni (varianta 1-4) velká složka síly působí směrem do rotační vazby. Uděláme proto ještě jednu změnu, a to zavedení variabilní pozice pohonu.

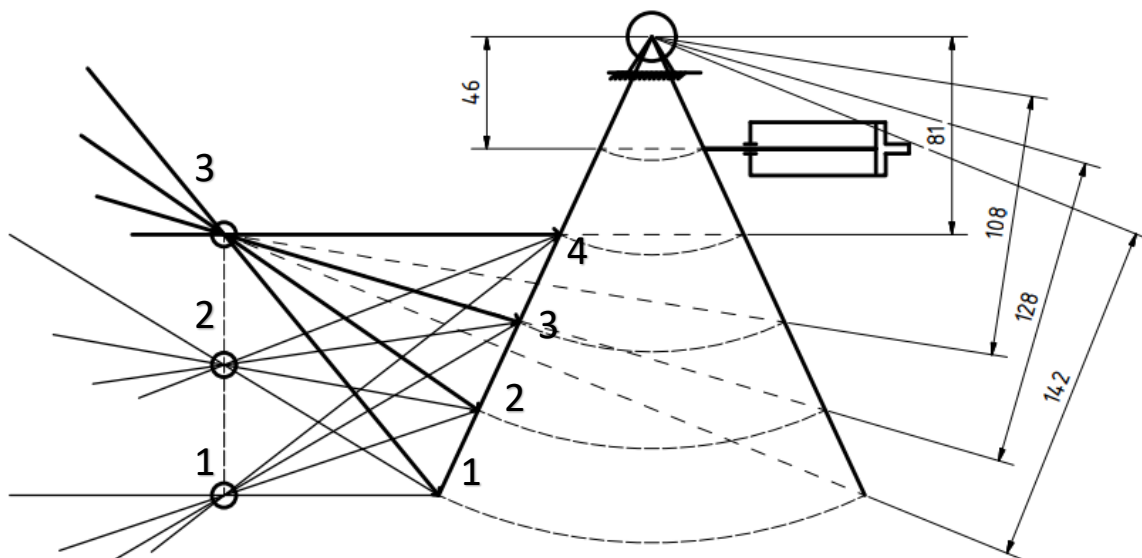
Při konání kývavého pohybu se rameno mění. V následujících obrázcích jsou proto okótovány nejmenší ramena, abychom mohli správně dimenzovat potřebnou sílu pohonu.



Obr. 26 - Schématický obrázek proměnné komponenty nastavení 1



Obr. 27 - Schématický obrázek proměnné komponenty nastavení 2

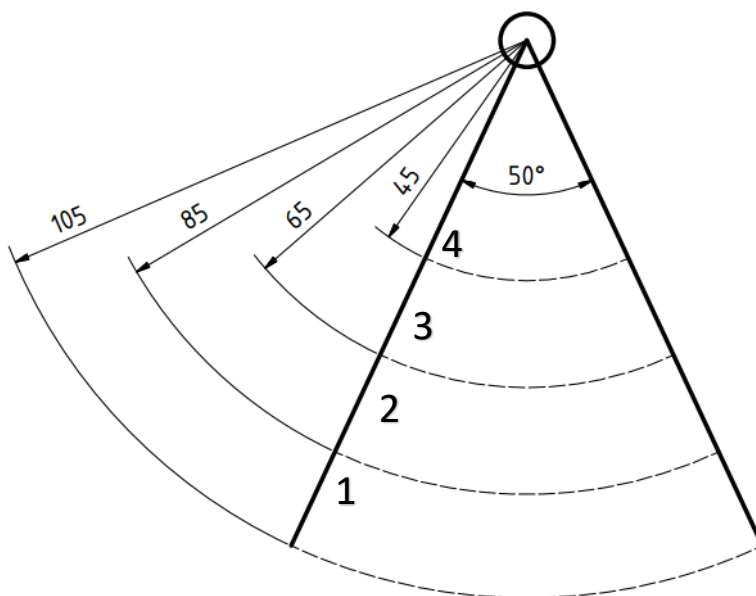


Obr. 28 - Schématický obrázek proměnné komponenty nastavení 3

Pomocí rozměrů z obrázků uvedeme příklad výpočtu převodu a zdvihu.

Varianta 1 - 1

$$\text{Výpočet převodu } i_{1-1} = \frac{L_{sily}}{L_{pistu}} = \frac{190}{46} = 4,13 \quad (19)$$



Obr. 29 - Schématický obrázek poloměrů variabilního pedálu

$$\text{Výpočet zdvihu } z_1 = \frac{\pi \cdot 50}{180} \cdot r_1 = \frac{\pi \cdot 50}{180} \cdot 105 = 91,6 \text{ mm} \quad (20)$$

i_{1-1}	4,22
i_{1-2}	2,71
i_{1-3}	1,60
i_{1-4}	0,91
i_{2-1}	3,73
i_{2-2}	3,29
i_{2-3}	2,42
i_{2-4}	1,38
i_{3-1}	3,16
i_{3-2}	2,84
i_{3-3}	2,40
i_{3-4}	1,80

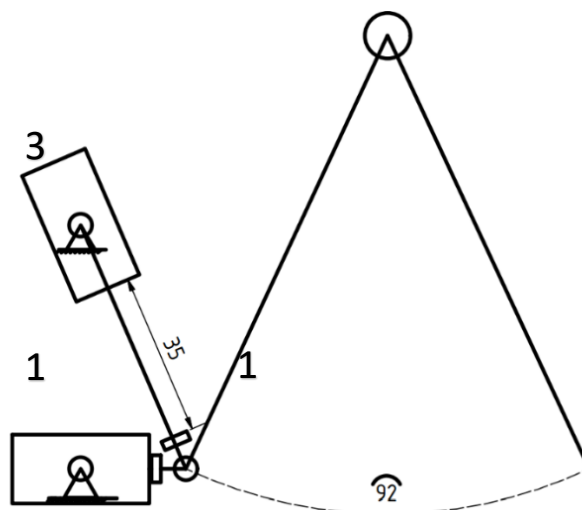
Tab. 3 - Tabulka převodů

z_1	92
z_2	74
z_3	57
z_4	39

Tab. 4 - Tabulka zdvihů

4.2.1 Výpočet požadovaného zdvihu lineárního pohonu

Zdvih stanovíme z hrubého schématického Obr. . Varianta 3-1 požaduje největší hodnotu zdvihu tj. $z_{min} = 35 + 92 = 127 \text{ mm}$, potřebujeme tedy lineární pohon s minimálním zdvihem 127 mm.



Obr. 30 - Schématický obrázek pro stanovení zdvihu

4.2.2 Výpočet požadované síly lineárního pohonu

V kapitole 4.1.1 jsme došli k rovnici (19), kde se zaměříme na člen i_1 , který reprezentuje pákový převod pedálu.

$$i_{celk} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \quad (20)$$

V předešlé kapitole jsme si ale spojkový pedál nahradili variabilním spojkovým pedálem, tudíž se v rovnici (21) si nahradíme člen i_1 členy z Tab. 1 podle zvolené varianty. Požadovanou sílu na lineární pohon získáme z varianty 1-4, kde je nejmenší převod.

$$i_{celk1-4} = i_{1-4} \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \quad (21)$$

$$F_{Pedal1-4} = \frac{F_A}{i_{celk1-4}} \quad (22)$$

$$F_{Pedal1-4} = \frac{5500}{0,91 \cdot \frac{19^2 \cdot (100 + 80) \cdot 50}{16^2 \cdot 80 \cdot 17,5}}$$

$$F_{Pedal1-4} = 667 \text{ N}$$

Potřebujeme tedy lineární pohon, který bude mít zdvih 0 - 127 mm a sílu 0 - 667 N.

5 Výběr vhodného typu pohonu

Uvedené typy pohonů v kapitole 3 se běžně používají, existuje i mnoho dalších, ale svojí komplikovaností a složitostí ovládání sahají nad rámec této práce. Ze zadání je patrné, že se jedná o pneumatický řadící robot, který je již opatřen vlastním kompresorem. Jako nejvhodnější řešení se proto nabízí použití pneumatického aktuátoru.

5.1 Výběr vhodného pneumatického aktuátoru

Požadavky:

- Síla 0 - 667 N
- Zdvih 0 - 127 mm
- Dvočinný - umožňuje aktivní návrat pístu
- Uchycení na rotační vazbě
- Nastavovatelné koncové dorazy

Z katalogu firmy Norgren byl vybrán model SPRA/182040/M/160 s komponenty rotační vazby QA/8040/41, PQA/182040/40 a koncovým očkem QM/8040/32.



Obr. 31 - Pneumatický aktuátoru Norgren - převzato z [i15]

Technical data

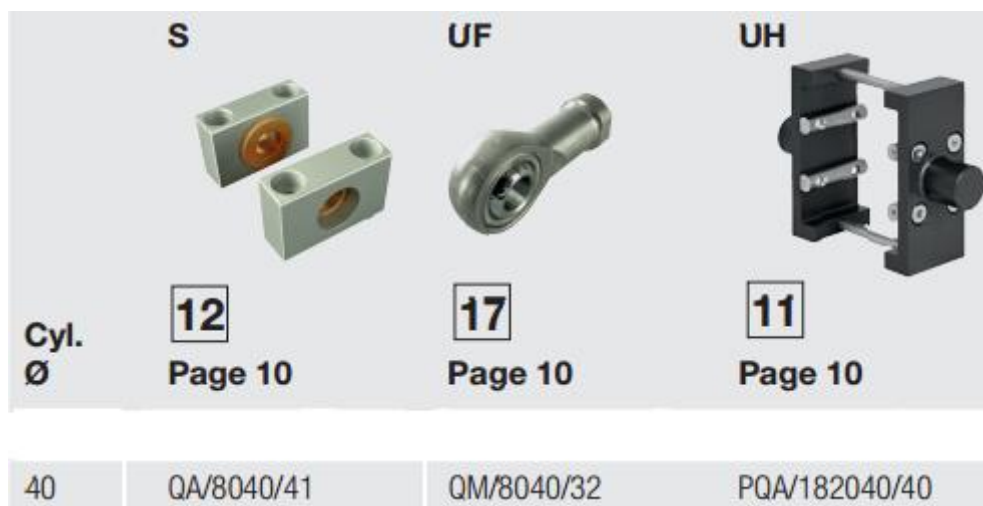
Cylinder Ø (mm)	32	40	50
Port size	G1/8	G1/4	G1/4
Piston rod Ø (mm)	12	16	20
Piston rod thread	M10 x 1,25	M12 x 1,25	M16 x 1,5
Cushion length (mm)	19	22	24
Initial cushion volume (cm ³)	12,3	20,7	36
Theoretical thrusts at 6 bar outstroke (N)	482	754	1178
Theoretical thrusts at 6 bar instroke (N)	414	633	990
Air consumption at 6 bar outstroke (l/cm)	0,056	0,088	0,137
Air consumption at 6 bar instroke (l/cm)	0,048	0,074	0,114

Obr. 32 - Parametry vybraného aktuátoru - převzato z [i15]

Standard strokes

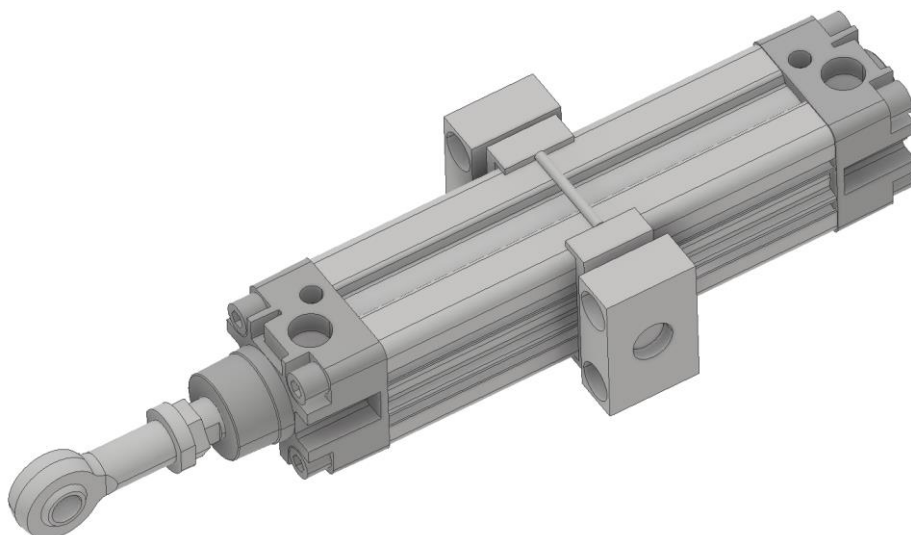
Cylinder Ø (mm)	Stroke length (mm)						
	25	50	80	100	125	160	200
32	•	•	•	•	•	•	•
40	•	•	•	•	•	•	•
50	•	•	•	•	•	•	•

Obr. 33 - Zdvih vybraného aktuátoru - převzato z [i15]



Obr. 34 - Uchyovací komponenty - převzato z [i15]

Síla při výsuvu vyhovuje, ale při zásuvu je menší než požadovaná ($633 < 667$ N). Tento fakt nám nevadí, pedál by se měl vracet samočinně pomocí přítlačných pružin, tudíž by stačil i jednočinný motor, ale pro lepší ovladatelnost je použit dvojitý.



Obr. 35 - Model vybraného aktuátoru

Pro řízení takového aktuátoru musíme zavést zpětnou vazbu. Od firmy Norgren existují snímače polohy, které se dají jednoduše pořídit a nainstalovat.

**M/50/LSU/*V, M/50/LSU/5U,
TM/50/RAU/2S**
Cable length L = 2, 5 or 10 m



Plug-in connector cable with nut



Outer cover	Cable length (m)	Weight (kg)	Connector	Connector
PVC 3 x 0,25	5 m	0,18	M8 x 1	MP73001/5
PUR 3 x 0,25	5 m	0,18	M8 x 1	MP73002/5
PUR 3 x 0,34	5 m	0,21	M12 x 1	MP34594/5

M/50/RAC/5V
Cable length L = 5 m

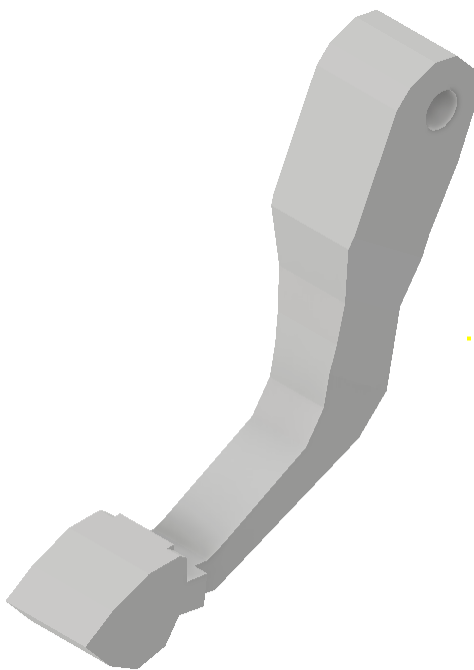


M/50/LSU/CP



Obr. 36 - Snímače polohy a příslušenství - převzato z [i15]

6 Konstrukční návrh variabilního pedálu



Obr. 37 - Originální spojkový pedál

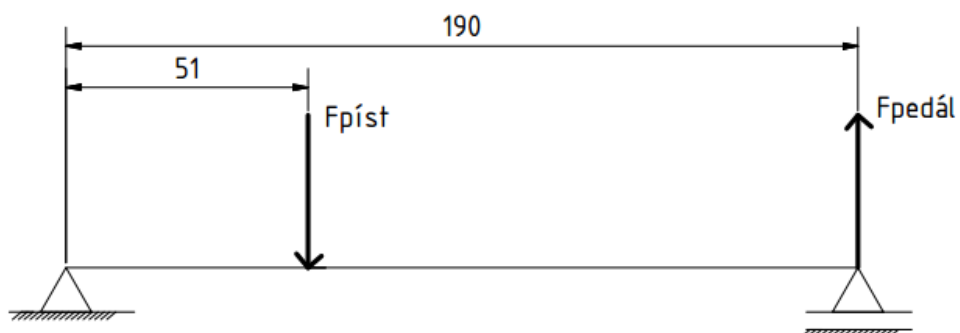


Obr. 38 - Variabilní spojkový pedál

Výchozí polotovár je čtvercový profil 40x40x2, ve kterém jsou vhodně vyvrtané díry pro uchycení osy rotace, ojnice pístku a pohonu.

6.1 Kontrola na ohyb

Náš případ si můžeme nahradit staticky určitým nosníkem s jednou posunou vazbou viz Obr. 39.

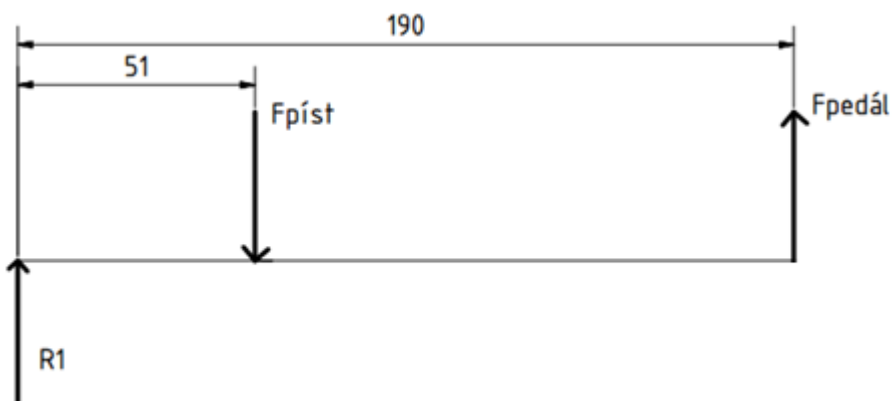


Obr. 39 - Staticky určitý nosník

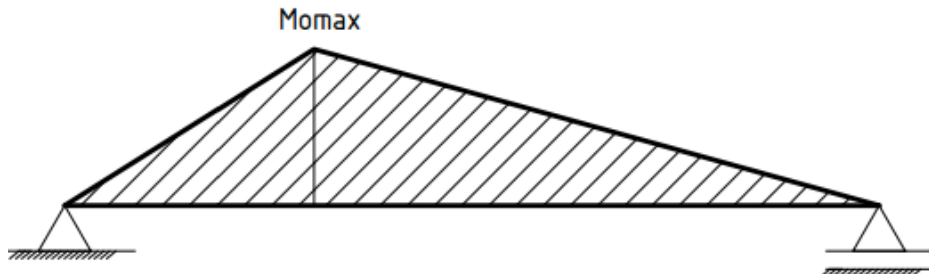
Hodnota $F_{píst}$ vyplývá ze síly pružin působící na obložení spojkové lamely. Tato síla vrací pedál do základní polohy. Z kapitoly 4.1.3 víme, že přítláčná síla je $F_A = 5,5 \text{ kN}$. Tuto sílu vynásobíme i_2, i_3, i_4 a získáme $F_{píst}$.

$$F_{píst} = F_A \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 = 5500 \frac{19^2 \cdot (100+80) \cdot 50}{16^2 \cdot 80 \cdot 17,5} = 607 \text{ N} \quad (23)$$

$F_{pedál}$ je největší možná síla vyvolaná aktuátorem, což je 754 N.



Obr. 40 - Uvolnění nosníku



Obr. 41 - Průběh momentu

M_{omax} získáme, když vynásobíme $F_{pedál}$ ramenem k bodu, kde víme, že se nachází maximální ohybový moment ($190 - 51 = 139 \text{ mm}$).

$$M_{omax} = F_{pedál} \cdot 139 = 754 \cdot 139 = 104\,806 \text{ Nmm} \quad (24)$$

Maximální ohybové napětí σ_o spočítáme dle vzorce (25), kde W_o je ohybový modul v průřezu, a porovnáme jej s dovoleným napětím s ohledem na bezpečnost.

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \quad (25)$$

W_o spočítáme pro místo, kde má variabilní spojkový pedál největší ohybový moment. V tomto místě má pedál průřez tvar profilu U a hodnota W_o je 4211,2 mm³ dle [i17]. Dosadíme hodnoty do rovnice (25)

$$\sigma_o = \frac{104\,806}{4211,2} = 24,9 \text{ MPa}$$

Materiál				Vlastnosti							
Chemická značka	Evropská norma	Stav	Alternativa podle ČSN (pouze orientačně)	Minimální pevnost v tahu Rm [MPa]	Minimální mez kluzu Rp0,2 [MPa]	Tažnost A 50 mm [%]	Doporučený poloměr ohybu (u plechu) pro 180° a 90°, t=tloušťka materiálu		Vhodnost k eloxování	Svařitelnost	Obrobitelnost
AlMgSi	EN AW-6060	T6 T66	ČSN 42 4401	170 195	140 150	6 6			ano ano	velmi dobrá velmi dobrá	velmi dobrá velmi dobrá

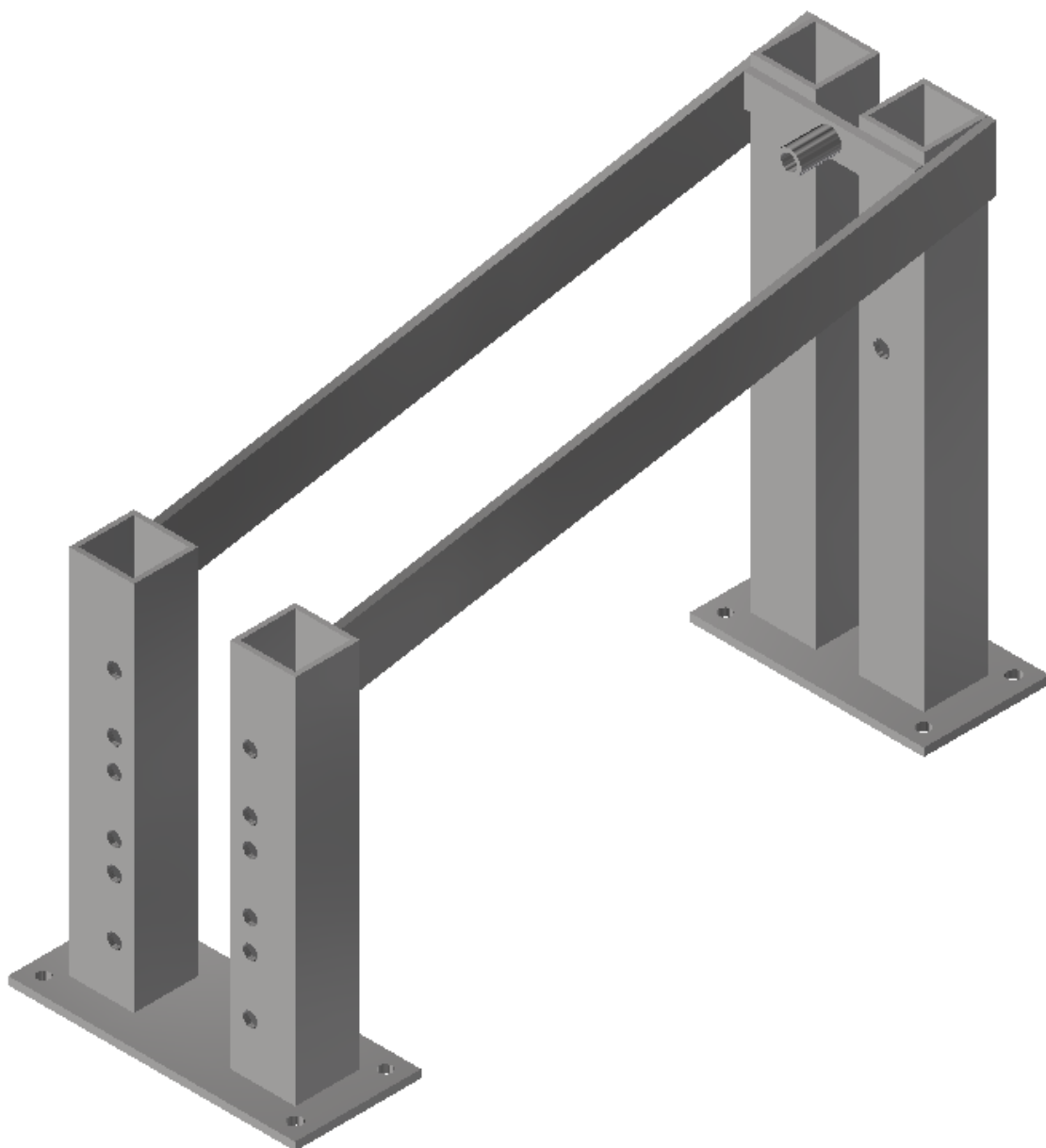
Obr. 42 - Vlastnosti použitého materiálu - převzato z [i16]

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{140}{24,9} = 5,6 \quad (26)$$

Vyvrtné díry mohou zanedbat, protože u neutrální osy je malá hodnota ohybového napětí. Velká hodnota bezpečnosti znamená, že jsme stále v bezpečném rozsahu a nedojde k plastické deformaci ani lomu.

7 Konstrukce rámu

Rám by měl být tuhý ve směru namáhání, mít nastavitelnou polohu aktuátoru, musí být uchytitelný na pneumatického řadícího robota a zároveň musí umožnit upevnění pedálové ústrojí. V příloze 2 je jeden z prvních návrhů celého zařízení. Na Obr. 43 je finální návrh rámu. Je to svařenec z čtvercových profilů a obdélníkových profilů, které jsou provrtané tak, abychom mohli uchytit ostatní komponenty.

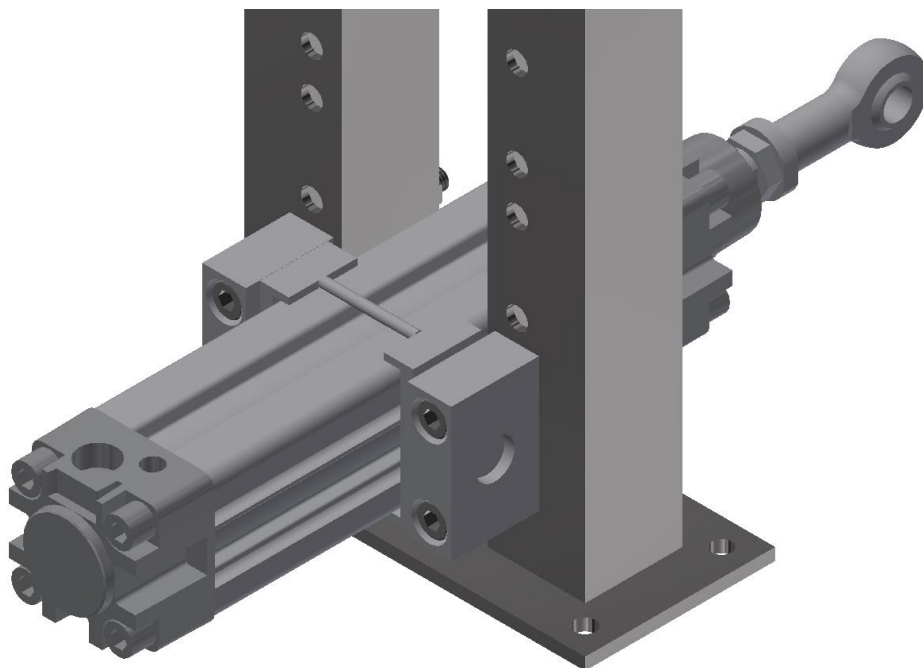


Obr. 43 - Finální návrh rámu

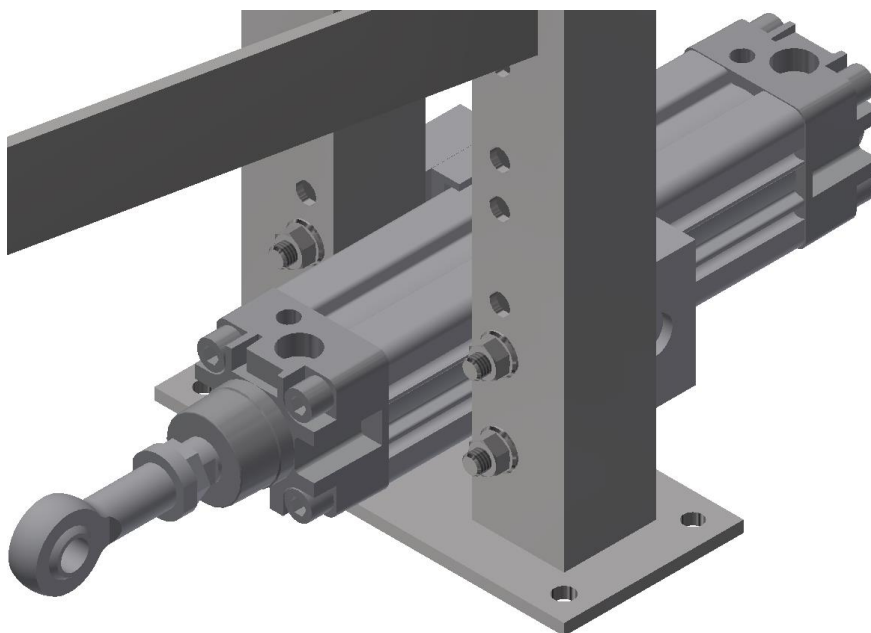
7.1 Uchycení jednotlivých komponent

7.1.1 Pneumatický aktuátor

Pneumatický aktuátor je uchycen čtyřmi šrouby M8 s válcovou hlavou a šestihrannými maticemi s podložkami viz. Obr. 42, kde si dále můžeme všimnout připravených děr pro různé polohy pohonu.



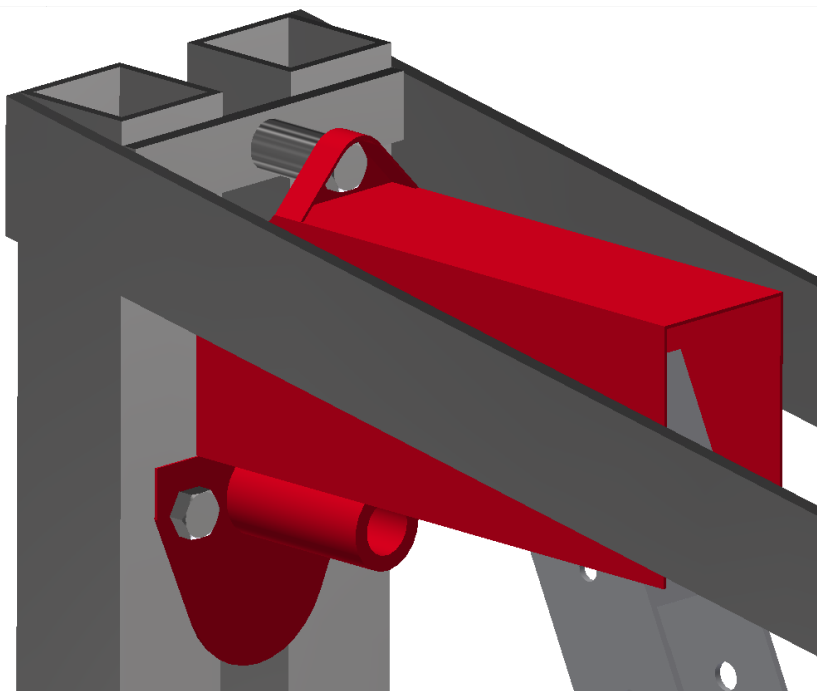
Obr. 44 - Uchycení pneumatického aktuátoru - pohled 1



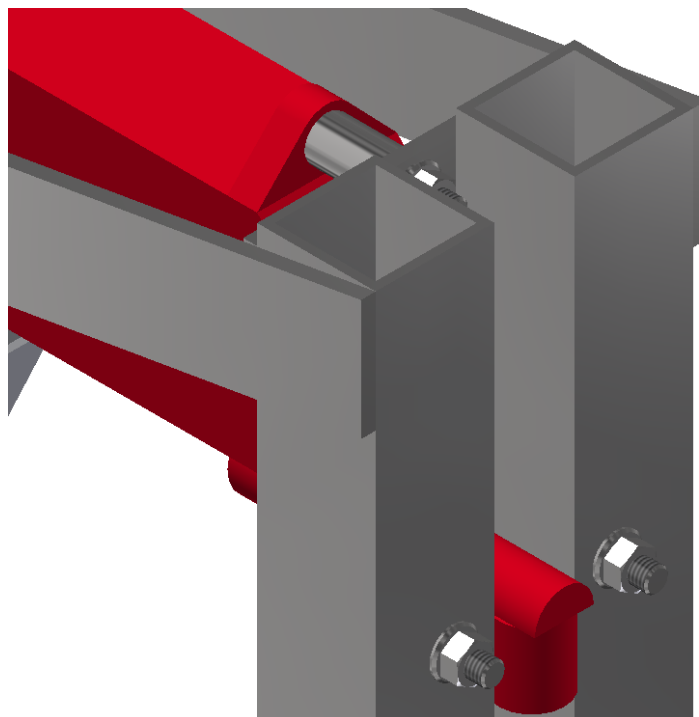
Obr. 45 - Uchycení pneumatického aktuátoru - pohled 2

7.1.2 Pedálové ústrojí

Využijeme děr připravených pro montáž do automobilu a pedálové ústrojí bude k rámu připevněno třemi šrouby M8 s šestihrannou hlavou, které jsou dotaženy maticemi s podložkami.



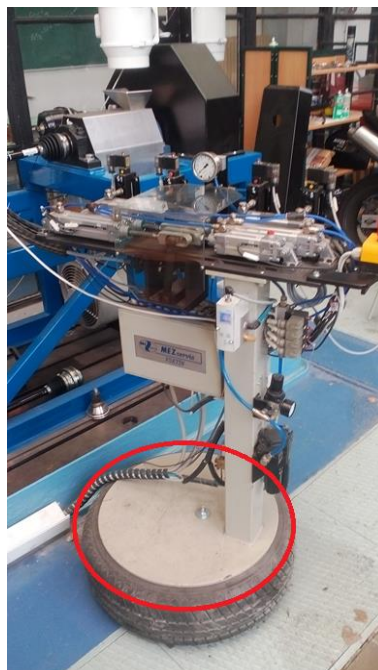
Obr. 46 - Uchycení pedálové ústrojí - pohled 1



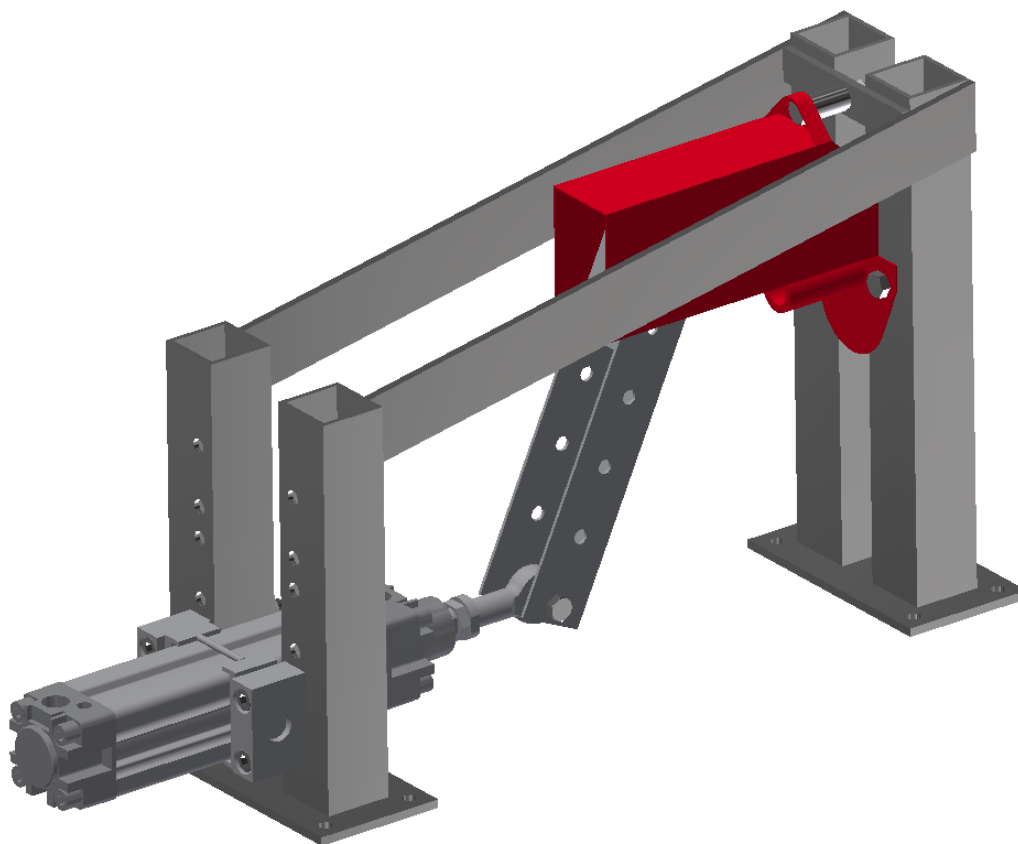
Obr. 47 - Uchycení pedálové ústrojí - pohled 2

7.2 Uchycení na pneumatically řídicí robot

Na Obr. 48 je pneumatically řídicí robot, kde je vyznačeno kam připevníme celé zařízení. Vyuvtáme osm děr podle navrženého rámu a přichytíme šrouby M8. Celé zařízení je lehce smontovatelné. Dále zbývá připojit hydraulické, pneumatically hadice a vyřešit řízení zařízení.



Ob. 48 - Pneumatically řídicí robot



Obr. 49 - Finální zařízení

8 Závěr

V teoretické části pojednáváme obecně o spojkách; jaké existují druhy, typy a jak se ovládají. Analyzovali jsme i možné typy lineárních aktuátorů použitelných pro naše zařízení.

Praktická část prezentuje nejen specifickou konstrukci, ale i postup jak podobné zařízení navrhnout. Zvolil jsem jeden typ spojky a zjistil všechny potřebné parametry. Poté jsem navrhl ovládání a postupným vylepšováním získal univerzální mechanismus s variabilní ovládací silou. Obdobně bychom postupovali u odlišné spojky, získali potřebné parametry a zvolili žádanou variantu nastavení.

Výsledkem je tedy konstrukční návrh ovládání vypínání rozjezdové spojky pro pneumatický řadící robot. S tímto zařízením bude možné provádět zkoušky životnosti a spolehlivosti převodových skříní, u kterých je požadováno ovládání rozjezdové spojky.

8.1 Návaznost této práce

Tato bakalářská práce se zaměřuje na mechanický návrh zařízení pro ovládání rozjezdové spojky. Dalším krokem bude rozšíření funkce řídicí jednotky pro ovládání tohoto zařízení. Řízenými ventily se bude ovládat pneumatický aktuátor a snímače polohy budou poskytovat zpětnou vazbu o poloze pístu.

9 Zdroje

9.1 Literární zdroje

- [1] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900250.
- [2] KOZÁK, Ferdinand. *Převodová ústrojí automobilu: spojky, převodové skříně, spojovací hřídel a klouby, stálá redukce a diferenciál*. 3. vydání. V Praze: Ústav pro učební pomůcky průmyslových a odborných škol, 1947. Konstruktér.
- [3] TEKUTINOVÉ MECHANISMY A POHONY ČÁST PRVNÍ - HYDRAULIKA 2014 Doc. Ing. Vladimír ANDRLÍK, CSc. a kol
- [4] TEKUTINOVÉ MECHANISMY A POHONY ČÁST DRUHÁ - PNEUMATIKA 2014 Doc. Ing. Vladimír ANDRLÍK, CSc. a kol

9.2 Internetové zdroje

- [i1] Gabriela Achtenová, 2012, *Třecí členy v převodných ústrojích* [online]. [cit. 2017-06-03]. Dostupné z: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211581-Prevody/6-spojky.pdf>
- [i2] *Sestava rozjezdové spojky osobního automobilu* [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/63291/F2-DP-2015-Slaby-Michal-Diplomova%20prace%20-%20Michal%20Slaby.pdf?sequence=->
- [i3] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: www.jostrans.org/issue11/images/art_goepferich_image006.jpg
- [i4] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: http://mechmecca.blogspot.cz/2011_09_18_archive.html
- [i5] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/iz-350-clutch-assembly>
- [i6] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <http://www.adrenalin-pedstop.co.uk/upload/products/bd48f129-e917-44f9-b383-4b4e58bb150e.jpg>
- [i7] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <http://kds.vsb.cz/mhd/konstrukce-spojky.htm>
- [i8] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <http://mladymechanik.webnode.sk/okruhy/spojky/>
- [i9] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <https://img.sbazar.cz/big/201604/1909/b5/5715f9a4b5cf4f5d2e940100.jpg>

- [i10] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <http://www.orientalmotor.com/index.html>
- [i11] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <http://net-auto.cz/moodle/mod/resource/view.php?r=11>
- [i12] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: https://d25g25bk48as5o.cloudfront.net/pdf/en_1_5_135_PRA_182000.pdf
- [i13] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <http://slideplayer.cz/slide/3351544/>
- [i14] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <http://www.bos.dk/dsg-gear/7g-dsg-gearkasse/>
- [i15] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: https://d25g25bk48as5o.cloudfront.net/pdf/en_1_5_135_PRA_182000.pdf
- [i16] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <http://www.aluplus.cz/Katalog.pdf>
- [i17] [online]. [cit. 2017-06-05]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/14-kvadraticky-moment-a-modul-prurezu-v-ohybu>

10 Použité zkratky a symboly

i_{celk}	celkový převod	[-]
i_1	převod 1. části mechanismu	[-]
i_2	převod 2. části mechanismu	[-]
i_3	převod 3. části mechanismu	[-]
i_4	převod 4. části mechanismu	[-]
F_{GZ}	síla na vstupní píst	[N]
F_{Pedal}	síla na pedál	[N]
L_1	rozměr pedálu do působíště síly	[mm]
L_2	rozměr pedálu nad působíštěm síly	[mm]
F_{NZ}	síla z výstupního pístu	[N]
D_{NZ}	průměr vstupního pístu	[mm]
D_{GZ}	průměr výstupního pístu	[mm]
F_{Aus}	síla na axiální ložisko	[N]
L_3	rozměr vypínací páky	[mm]
L_4	rozměr vypínací páky	[mm]
F_{Anp}	síla na spojkový kotouč	[N]
L_5	rozměr talířové spojky	[mm]
L_6	rozměr talířové spojky	[mm]
M	momentová kapacita spojky	[Nm]
R_s	účinný poloměr spojky	[mm]
F_t	třecí síla	[N]
μ	součinitel tření	[-]
n	počet třecích ploch	[-]
p	tlak	[MPa]
S	Plocha	[mm ²]
R_E	vnější poloměr obložení	[mm]
R_I	vnitřní poloměr obložení	[mm]
F_A	přítlačná síla	[N]
β	bezpečnostní součinitel	[-]
L_{sily}	vzdálenost působíště pedálové síly	[mm]
L_{pistu}	vzdálenost působíště síly od pístu	[mm]
i_{1-1}	převod varianty 1-1	[-]
i_{1-2}	převod varianty 1-2	[-]
i_{1-3}	převod varianty 1-3	[-]
i_{1-4}	převod varianty 1-4	[-]
i_{2-1}	převod varianty 2-1	[-]
i_{2-2}	převod varianty 2-2	[-]
i_{2-3}	převod varianty 2-3	[-]
i_{2-4}	převod varianty 2-4	[-]
i_{3-1}	převod varianty 3-1	[-]
i_{3-2}	převod varianty 3-2	[-]
i_{3-3}	převod varianty 3-3	[-]

i_{3-4}	převod varianty 3-4	[-]
z_1	zdvih pro variantu 1	[mm]
z_2	zdvih pro variantu 2	[mm]
z_3	zdvih pro variantu 3	[mm]
z_4	zdvih pro variantu 4	[mm]
r_1	poloměr variabilního pedálu 1	[mm]
r_2	poloměr variabilního pedálu 2	[mm]
r_3	poloměr variabilního pedálu 3	[mm]
r_4	poloměr variabilního pedálu 4	[mm]
$F_{Pedal1-4}$	síla na pedál pro variantu 1-4	[N]
$i_{celk1-4}$	celkový převod pro variantu 1-4	[-]
M_{omax}	Maximální ohybový moment	[Nmm]
W_o	průřezový modul	[mm ³]
σ_o	ohybové napětí	[Nmm ⁻²]
k	bezpečnost	[-]
R_e	mez kluzu	[Nmm ⁻²]

11 Seznam obrázků, tabulek a příloh

11.1 Seznam obrázků

Obr. 8 - Princip spojky - převzato z [i1]

Obr. 9 - Schéma jednokotoučové třecí suché spojky - převzato z [i3]

Obr. 3 - Řez jednokotoučovou třecí suchou spojkou Fichtel & Sachs - převzato z [i4]

Obr. 4 - Částečný řez dvojkotoučovou třecí suchou spojkou - převzato z [i12]

Obr. 10 - Vícelamelová spojka - převzato z [i5]

Obr. 11 - Odstředivá spojka - převzato z [i6]

Obr. 12 - Schéma elektromagnetické spojky Ferlec - převzato z [1]

Obr. 8 - Prášková elektromagnetická spojka - převzato z [1]

Obr. 9 - Hydrodynamická spojka - převzato z [i13]

Obr. 10 - Mechanický ovládací okruh spojky - převzato z [i8]

Obr. 11 - Hydromechanický ovládací okruh spojky - převzato z [i8]

Obr. 12 - Detail spojkového systému - převzato z [i14]

Obr. 13 - Příklad kompaktního lineárního pohonu firmy Oriental motor - převzato z [i10]

Obr. 14 - Princip hydromotoru

Obr. 15 - Pneumatický dvojčinný přímočarý motor s jednostrannou pístní tyčí, s oboustranným tlumením - převzato z [4]

Obr. 16 - Hydraulické ovládání a mechanismus spojky - převzato z [i1]

Obr. 17 - Výpočet 1. části celkového převodu

Obr. 4 - Výpočet 2. části celkového převodu

Obr. 5 - Výpočet 3. části celkového převodu

Obr. 20 - Výpočet 4. části celkového převodu

Obr. 21 - Schématický obrázek pro výpočet přitlačné síly - převzato z [i1]

Obr. 22 - Spojkový pedál Škoda Fabia I - převzato z [i9]

Obr. 23 - Schematický obrázek spojkového pedálu

Obr. 24 - Schematický obrázek neproměnných komponentů

Obr. 25 - Schematický obrázek s variabilním pedálem

Obr. 26 - Schématický obrázek proměnné komponenty nastavení 1

Obr. 27 - Schématický obrázek proměnné komponenty nastavení 2

Obr. 28 - Schématický obrázek proměnné komponenty nastavení 3

Obr. 29 - Schématický obrázek poloměrů variabilního pedálu

Obr. 30 - Schématický obrázek pro stanovení zdvihu

Obr. 31 - Pneumatický aktuátoru Norgren - převzato z [i15]

Obr. 32 - Parametry vybraného aktuátoru - převzato z [i15]

Obr. 33 - Zdvih vybraného aktuátoru - převzato z [i15]

Obr. 34 - Uchycovací komponenty - převzato z [i15]

Obr. 35 - Model vybraného aktuátoru

Obr. 36 - Snímače polohy a příslušenství - převzato z [i15]

Obr. 37 - Originální spojkový pedál

Obr. 38 - Variabilní spojkový pedál

Obr. 39 - Staticky určitý nosník

Obr. 40 - Uvolnění nosníku

Obr. 41 - Průběh momentu

Obr. 42 - Vlastnosti použitého materiálu - převzato z [i16]

Obr. 43 - Finální návrh rámu

Obr. 44 - Uchycení pneumatického aktuátoru - pohled 1

Obr. 45 - Uchycení pneumatického aktuátoru - pohled 2

Obr. 46 - Uchycení pedálového ústrojí - pohled 1

Obr. 47 - Uchycení pedálového ústrojí - pohled 2

Obr. 48 - Pneumatický řadící robot

Obr. 49 - Finální zařízení

11.2 Seznam tabulek

Tab. 1 - rozměry spojkového mechanismu

Tab. 2 - parametry pro výpočet přitlačné síly

Tab. 3 - Tabulka převodů

Tab. 4 - Tabulka zdvihů

11.3 Seznam příloh

Příloha 1 - První návrh varianty bez spojkového pedálu

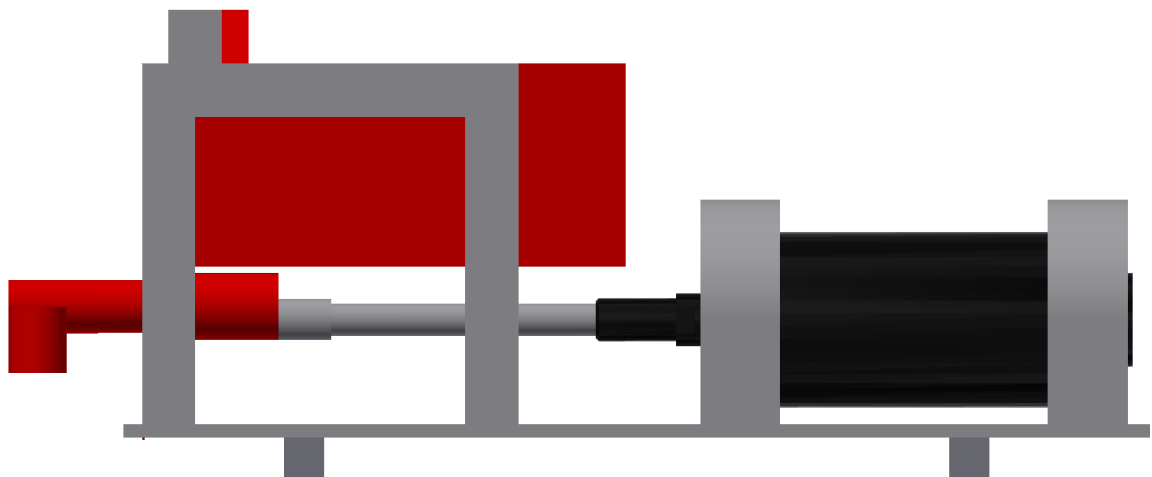
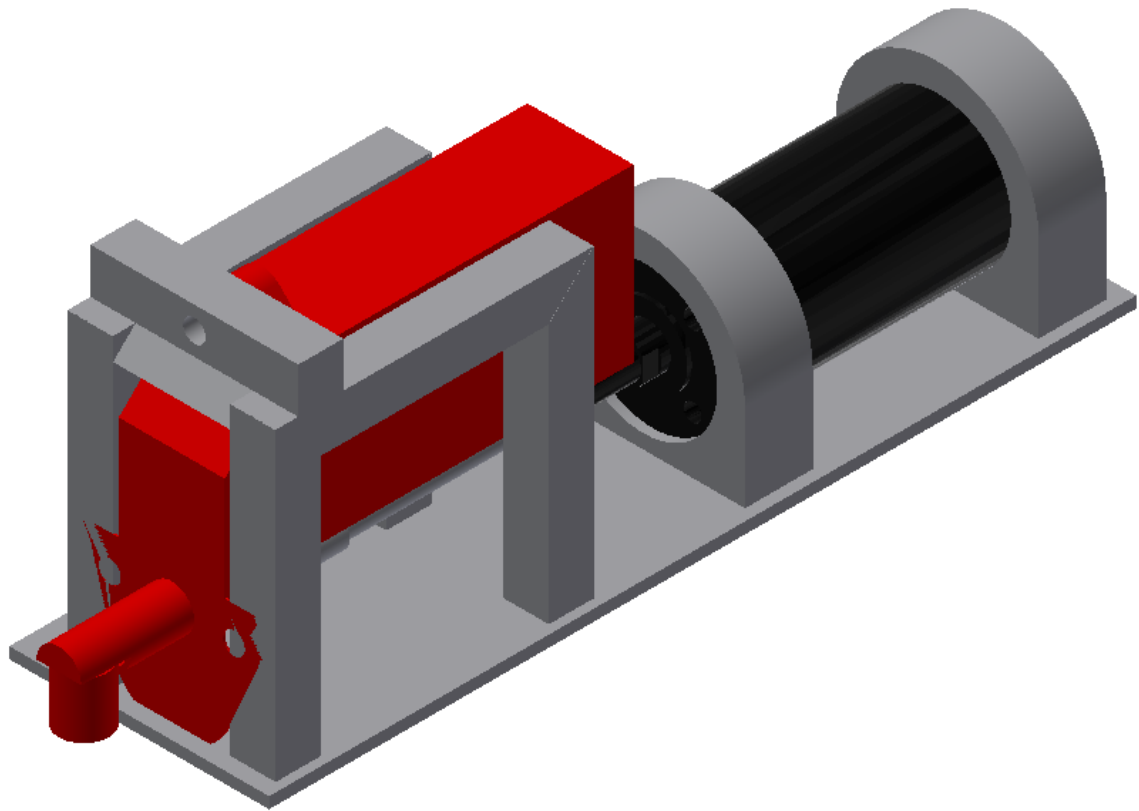
Příloha 2 - První návrh jedné z možných variant

Příloha 3 - Výkres sestavy zařízení

Příloha 4 - Výrobní výkres variabilního spojkového pedálu

Příloha 5 - CD s elektronickou formou práce a veškerou dokumentací

Příloha 1 - První návrh varianty bez spojkového pedálu



Příloha 2 - První návrh jedné z možných variant

