



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH JEDNOTNÉHO MECHANIZMU ŘAZENÍ A
AKTIVACE PARKOVACÍ BRZDY**

DESIGN OF A UNIFIED MECHANISM OF SHIFTING AND ACTIVATION OF THE PARKING BRAKE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Adam Hagara

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Adam Hagara**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Aleš Prokop, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

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

Návrh jednotného mechanismu řazení a aktivace parkovací brzdy

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na vyhotovení konstrukčního návrhu mechanismu, který bude sloužit k ovládní řazení převodovky, i k aktivaci parkovací brzdy. Vzniklý návrh bude respektovat zástavbové požadavky konkrétního převodového ústrojí, které bude studentovi poskytnuto. Finální varianta bude zpracována a prezentována formou výkresové dokumentace.

Cíle bakalářské práce:

Provést rešerši současných mechanismů řazení a aktivace parkovací brzdy.
Zhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých konstrukčních variant.
Vyhotovit koncepční návrhy možných řešení.
Vyhotovit konstrukční návrh jednotného mechanismu řazení a aktivace parkovací brzdy.
Vyhotovit výkresovou dokumentaci.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

NAUNHEIMER, Harald, Bernd BERTSCHE, Joachim RYBORZ, Wolfgang NOVAK. Automotive Transmissions. Springer Verlag, 1999, ISBN 978-3-642-16213-8.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Táto bakalárska práca sa zaoberá návrhom jednotného mechanizmu radenia a aktivácie parkovacej brzdy. Teoretická časť je venovaná bližšiemu popisu súčasných mechanizmov radenia, synchrosystému a mechanizmov parkovacej brzdy. Východiskom praktickej časti je analýza pohybov mechanizmov, následné vyhotovenie koncepčných návrhov a výber toho najvhodnejšieho. Nasleduje riešenie finálneho návrhu, ktoré zahŕňa vypracovanie silového rozboru a výpočty krútiaceho momentu. Funkčnosť geometrie navrhnutého mechanizmu je overená dynamickou analýzou, pričom sú ostatné komponenty mechanizmu podrobne rozpracované. K záveru je vykonaná MKP analýza komponentov jednotného mechanizmu na potvrdenie funkčnosti zvoleného dizajnu. Súčasťou práce je taktiež výkresová dokumentácia umiestnená v prílohe.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Parkovacia brzda, radenie, aktivácia, synchrosystém, radiaca vidlička, vačka, analýza, geometria, jednotný mechanizmus, MKP

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of a unified mechanism of shifting and activation of the parking lock. The theoretical part is devoted to a more detailed description of the current shifting mechanisms, synchrosystems and parking lock mechanisms. The practical part starts with the analysis of the movements and positions of the individual mechanisms, followed by conceptual designs and the selection of the most suitable one. This is followed by the final design elaboration, which includes the development of a force analysis and torque calculations. The functionality of the geometry of the designed mechanism is verified by dynamic analysis, while the other components of the mechanism are detailed. Finally, an FEM analysis of the components of the unified mechanism is performed to confirm the functionality of the selected design. The thesis also includes a drawing documentation attached in the annex.

KEYWORDS

Parking lock, gear shifting, activation, synchrosystem, gear selector fork, cam, analysis, geometry, unified mechanism, FEM

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

HAGARA, Adam. *Návrh jednotného mechanismu řazení a aktivace parkovací brzdy*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132217>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 102 s. Vedoucí práce Aleš Prokop.



ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Aleš Prokop, Ph.D. a s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa 21. mája 2021

.....

Adam Hagara

POĎAKOVANIE

Týmto by som chcel poďakovať vedúcemu bakalárskej práce pánovi Ing. Alešovi Prokopovi, Ph.D. za vedenie, ochotu, cenné odborné rady a konzultácie počas tvorby tejto záverečnej práce. Ďakujem taktiež pánovi Ing. Davidovi Luckému za cenné pripomienky a rady z praxe. Tvorba tejto práce by sa nezaobišla bez patričnej podpory od rodiny a blízkych, ktorým na tomto mieste patrí najväčšia vďaka.

OBSAH

Úvod	11
1 Teoretický úvod do problematiky	12
1.1 Radenie rýchlostných stupňov	12
1.1.1 Účel radenia rýchlostných stupňov	13
1.2 Radiace ústrojenstvo	15
1.2.1 Priamy radiaci mechanizmus	15
1.2.2 Nepriamy radiaci mechanizmus	16
1.3 Synchrosystém	19
1.3.1 Radenie zubovými spojkami	19
1.3.2 Synchronizované radenie	20
1.4 Mechanizmus radiacej vidličky	25
1.4.1 Funkcia radiacej vidličky	25
1.4.2 Komponenty radiacej vidličky	26
1.5 Mechanizmus parkovacej brzdy	27
1.5.1 Komponenty mechanizmu parkovacej brzdy	27
1.5.2 Uloženie mechanizmu parkovacej brzdy	28
1.5.3 Aktivácia a deaktivácia	29
1.6 Vyhotovenia mechanizmu parkovacej brzdy	30
1.6.1 ZF AG (6 HP 26 + 8 HP)	30
1.6.2 Daimler-Benz AG (9G-TRONIC 725.0)	31
1.6.3 VW, Audi - DSG	34
2 Cieľ práce, vstupné hodnoty a 3D modely	35
2.1 Požiadavky	35
2.2 3D modely a vstupné hodnoty	35
3 Analýza pohybov a polôh	38
3.1 Ovládanie mechanizmu radiacej vidličky	38
3.2 Ovládanie mechanizmu parkovacej brzdy	38
3.3 Vzájomná poloha parkovacej brzdy a radenia	39
4 Hľadanie optimálneho riešenia	40
4.1 Popis jednotlivých návrhov	40
4.1.1 Návrh č. 1 - „BUBON“	41
4.1.2 Návrh č. 2 - „PRUŽINA“	42
4.1.3 Návrh č. 3 - „DISK“	44
4.1.4 Návrh č. 4 - „MIX“	46
4.2 Zhodnotenie návrhov	48
4.2.1 Výber najvhodnejšieho návrhu	49
5 Riešenie finálneho návrhu	51
5.1 Komponenty mechanizmu	51
5.2 Možnosti prevedenia návrhu	52
5.2.1 Výroba voliča a hriadeľa	53
5.2.2 Uloženie hriadeľa	54
5.2.3 Zabezpečenie voliča voči hriadeľu	54

5.3	Zhodnotenie možných celkových prevedení	56
5.3.1	Výber vhodného prevedenia	57
6	Konštrukcia voliča	58
6.1	Pohyb vačiek a prstov.....	58
6.2	Náležitosti na geometriu.....	59
6.3	Silový rozbor	60
6.3.1	Výpočet krútiaceho momentu	60
6.3.2	Priebeh krútiaceho momentu	61
6.4	Overenie funkčnosti	62
6.4.1	Overenie vačky parkovacej brzdy	62
6.4.2	Overenie vačky vidličky	63
7	Komponenty	64
7.1	Volič	64
7.2	Hriadel'	64
7.3	Radiaca vidlička	67
7.4	Parkovacia brzda	69
7.5	Príruba	72
7.6	Ložisko v príрубе.....	73
8	Pevnostná analýza – samostatný plechový diel	74
8.1	Pôsobenie krútiaceho momentu.....	74
8.1.1	Zadefinovanie.....	75
8.1.2	Vyhodnotenie	76
8.2	Pôsobenie sily – prst parkovacej brzdy	79
8.2.1	Zadefinovanie.....	79
8.2.2	Vyhodnotenie	80
8.3	Pôsobenie sily – kolík radiacej vidličky (vnútorná stena).....	84
8.3.1	Zadefinovanie.....	84
8.3.2	Vyhodnotenie	85
8.4	Pôsobenie sily – kolík radiacej vidličky (vonkajšia stena).....	89
8.4.1	Zadefinovanie.....	89
8.4.2	Vyhodnotenie	90
8.5	Zhodnotenie analýzy	94
Záver	96	
Zoznam použitých skratiek a symbolov	100	
Zoznam príloh	102	

ÚVOD

Automobilový priemysel prešiel počas posledných rokov množstvom radikálnych zmien. S enormným rozmachom priemyslu a automobilovej dopravy sme sa dostali do štádia, kedy je nevyhnutné redukovať emisie CO₂. Drvivá väčšina svetových automobiliek sa postupom času začína prikláňať k využívaniu a k produkovaniu vozidiel s hybridným, prípadne s plne elektrickým pohonom. Vo vozidlách s týmito pohonmi sa prestáva používať, dnes ešte stále štandardná manuálna prevodovka, pričom vznikajú problémy a otázky, ako zablokovať a zamedziť pohyb vozidla, pokiaľ nevieme manuálne zaradiť rýchlosť. Taktiež väčšina dnešných elektromobilov využíva prevodovku len s jedným, prípadne dvomi rýchlostnými stupňami. Z tohto dôvodu by skôr alebo neskôr vznikla otázka, či by nebolo vhodné a efektívne systém zablokovania vozidla spolu so systémom radenia zjednotiť.

Primárnym dôvodom by bolo zníženie počtu komponentov a využitie ovládania len za pomoci jedného servomotora. Z tohto podnetu vzišla aj téma tejto záverečnej práce, ktorá sa zaoberá návrhom jednotného mechanizmu radenia a aktivácie parkovacej brzdy. Jednotným mechanizmom sa v danom prípade rozumie zariadenie schopné ovládania mechanizmu radiacej vidličky, vykonávajúcej radenie prevodového stupňa, a aktivácia spolu s deaktiváciou mechanizmu parkovacej brzdy, pričom dochádza k zamedzeniu, resp. uvoľneniu pohybu vozidla.

Táto práca skúma a rieši možné konštrukčné varianty a vytvorené návrhy tohto jednotného mechanizmu s tým, že je braný ohľad na všetky vplyvy a kritéria pri výbere najvhodnejšieho návrhu na podrobné rozpracovanie. Pri riešení tejto problematiky boli využité vedomosti nadobudnuté nielen počas štúdia, ale aj z odborných spoluprac a taktiež z rôznych odborných seminárov zaoberajúcich sa automobilovým priemyslom.

1 TEORETICKÝ ÚVOD DO PROBLEMATIKY

1.1 RADENIE RÝCHLOSTNÝCH STUPŇOV

Ako prvé by sme sa mali zamyslieť nad tým, prečo je vôbec radenie rýchlostných stupňov tak dôležité, až vlastne vo väčšine prípadoch nutné. Aká je vôbec úloha preradovania a prevodov, ako-takých?

Hlavnou úlohou prevodov ako celku, je umožniť pohyb vozidla a to za všetkých podmienok, ktoré počas jeho prevádzky berieme v úvahu. Popri tom musíme brať ohľad na ekonomickosť, ktorú potrebujeme dosiahnuť čo najvyššiu súčasne s vysokou životnosťou. Jednou z najdôležitejších požiadaviek je zabezpečiť vhodnú dynamiku vozidla, dosiahnutie maximálnej rýchlosti vozidla, ale aj potrebnú akceleráciu, napríklad pri rozbiehaní či predbiehaní. Práve k tomu nám slúžia rýchlostné stupne a ich vzájomné pomery. [1]

V prípade automobilu so spaľovacím motorom by dosiahnutie maximálnej rýchlosti a zároveň potrebnej akcelerácie pri rozbehu bolo pri použití len jedného prevodového stupňa a jeho príslušného pomeru veľmi neefektívne. Z tohto dôvodu využívame viac prevodov a ich prevodové pomery, vďaka čomu dokážeme prispôbiť otáčky a krútiaci moment výstupného hriadeľa. Ten tieto parametre následne prenáša až na hnacie kolesá. Zabezpečíme tak plynulejší chod, dosiahnutie maximálnej rýchlosti a zároveň aj efektívnu akceleráciu pri rozbiehaní v nízkych otáčkach. [1]

Prečo teda potrebujeme preradovať medzi jednotlivými rýchlostnými stupňami? Jednoduché vysvetlenie si môžeme ukázať na nasledujúcom prípade, kedy sa vozidlo bude chcieť pohybovať do stúpania.

Bežne platí, že pri jazde po rovine musí motor okrem strát vzniknutých v pohonnom ústrojenstve prekonávať len odpor valenia a odpor vzduchu. Pri jazde v stúpaní musí motor okrem odporu valenia a odporu vzduchu prekonávať aj tiažovú zložku vozidla, ktorá pôsobí proti smeru jeho pohybu. Následne môže dôjsť k takémuto problému: [5]

Výkon motora už naďalej nezvláda prekonávať všetky odpory, pričom musíme myslieť na to, že motor by sa nemal nechať preťažovať. Týmto sme donútení znížiť rýchlosť vozidla tak, aby sa znížil či už odpor vzduchu alebo odpor valenia. Tým, že výkon motora klesá v závislosti na znižujúcich sa otáčkach motora, tak je potrebné v prevodovke zaradiť nižší rýchlostný stupeň, kedy sa opäť dosiahne vyšších otáčok a tým pádom aj vyššieho výkonu, ktorý už bude stačiť k prekonaniu jazdných odporov. [5]

Splnenie týchto základných požiadaviek je pomerne náročné, a preto sa čoraz častejšie prevody v automobiloch nachádzajú v zložitých a komplikovaných sústavách. Nasvedčuje tomu napríklad aj prevodové ústrojenstvo automobilu s pohonom všetkých štyroch kolies. [3]

Nehľadiac na to, či ide o vozidlo so spaľovacím motorom, elektrickým alebo hybridným pohonom, o systém preradovania sa stará celé prevodové a radiace ústrojenstvo vozidla.

1.1.1 ÚČEL RADENIA RÝCHLOSTNÝCH STUPŇOV

Základným účelom preradovania ako-takého je, že chceme prevádzkovať vozidlo v širšom spektre rýchlostí. Potrebujeme, aby vozidlo bolo schopné dosiahnuť maximálnu rýchlosť, aby bolo schopné efektívnej akcelerácie a zároveň aby prevádzkovanie automobilu bolo čo najviac ekonomické. [3] Z týchto pár dôvodov môžeme považovať preradovanie u väčšiny automobilov za nutné.

Medzi základné účely prevodového ústrojenstva či radenia rýchlostných stupňov patrí:

- Schopnosť prenosu a zmeny krútiaceho momentu motora,
- schopnosť zmeny otáčok motora,
- umožnenie behu naprázdno - voľnobeh motora,
- možnosť zmeny zmyslu otáčania výstupného hriadeľa. [3]

ZMENA A PRENOS KRÚTIACEHO MOMENTU

V dnešnej dobe všetky automobily s piestovým spaľovacím motorom pracujú v rozsahu určitých pracovných otáčok. Tento rozsah je ohraničený hodnotami maximálnych a minimálnych otáčok. Spaľovací motor v tomto rozsahu určitých otáčok generuje istý krútiaci moment, ktorý nie je konštantný. [1] Následne musí byť veľkosť generovaného krútiaceho momentu zmenená tak, aby bolo vozidlo schopné prevádzky za akýchkoľvek podmienok, ako napríklad zrýchlenie, rozjazd, stúpanie a iné. [3]

Zmena veľkosti krútiaceho momentu je sprostredkovaná pomocou prevodovky, prípadne rozvodovky. Prevodovku môžeme definovať aj ako mechanický menič veľkosti krútiaceho momentu, ktorý podľa zaradeného rýchlostného stupňa mení veľkosť krútiaceho momentu. [3]

V bežnej praxi sa najčastejšie vyskytujú prevodovky so spolu-zaberajúcimi ozubenými kolesami, pričom nám môžu vzniknúť 3 prípady sprevodovania. Prvým z nich je prevod „do pomala“, v prípade ktorého sa jedná o zaradený nízky rýchlostný stupeň, $i > 1$, pričom sa krútiaci moment motora zväčšuje. Druhým prípadom je naopak prevod „do rýchla“, kedy je zaradený vysoký rýchlostný stupeň, $i < 1$, a krútiaci moment motora sa znižuje. Posledným možným prípadom je priamy záber (prevod), kedy je výsledný prevodový pomer rovný 1, $i = 1$, v prípade ktorého nedochádza ku zmene krútiaceho momentu motora. [3]

V prípade rozjazdu vozidla a akcelerácie je potrebné priviesť na výstupný hriadeľ, ktorý ústí na hnacie kolesá, dostatočne veľký krútiaci moment. Ten je spravidla väčší, než krútiaci moment potrebný pri rovnomernom pohybe vozidla na rovnej vozovke. Tým pádom potrebujeme krútiaci moment zväčšiť, a to v tomto prípade prostredníctvom prevodu „do pomala“, pretože základný krútiaci moment motora vstupujúci do prevodovky by na prekonanie jazdných odporov nestačil. Tento typ prevodu „do pomala“ sa taktiež využíva aj pri jazde v stúpaní. [3]

ZMENA OTÁČOK MOTORA

Zmenu otáčok motora využívame či už pri nízkych rýchlostiach, tak aj pri vysokých. Pre jazdu nízkou rýchlosťou, prípadne pri rozjazde vozidla, sú potrebné nízke otáčky výstupného hriadeľa, zatiaľ čo pri jazde vysokou rýchlosťou sú logicky potrebné vysoké otáčky tohto hriadeľa. V každom prípade musia otáčky motora ležať v určitom rozsahu, kedy je motor schopný generovať požadovaný výkon.

Zabezpečujeme to pomocou prevodovky, ktorá je schopná otáčky motora zmeniť tak, aby otáčky výstupného hriadeľa zaistovali rýchlosť, ktorá je potrebná. [3]

Z toho vyplýva nasledovné:

- Veľký prevod $i > 1$ (do pomala)
 - Nízke otáčky výstupného hriadeľa
 - Nízka rýchlosť vozidla
 - Ideálne pre rozjazd [3]
- Malý prevod $i < 1$ (do rýchla)
 - Vysoké otáčky výstupného hriadeľa
 - Vysoká rýchlosť vozidla
 - Ideálne pre dosahovanie maximálnej rýchlosti [3]

Prevodový pomer taktiež definuje vzťah medzi vstupnými a výstupnými otáčkami a je daný pomerom vstupných otáčok n_1 k výstupným otáčkam n_2 . [3]

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

Prevodový pomer je možné vyjadriť aj týmito rovnicami: [3]

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2)$$

D_1 - priemer hnacieho ozubeného kolesa,
 D_2 - priemer ozubeného kolesa hnaného,
 z_1 - počet zubov hnacieho ozubeného kolesa,
 z_2 - počet zubov ozubeného kolesa hnaného. [3]

VOĽNOBEŽNÝ STAV MOTORA

Voľnobežného stavu motora, alebo behu naprázdno dosiahneme v prípade, že v prevodovke vozidla nie je zaradený žiaden rýchlostný stupeň, ale je zaradený neutrál. V tomto prípade je prenos krútiaceho momentu prerušený, až dokým sa nezaradí iný rýchlostný stupeň. [3]

ZMENA ZMYSLU OTÁČANIA VÝSTUPNÉHO HRIADEĽA

Pod zmenou zmyslu otáčania hnacieho hriadeľa rozumieme pohyb vozidla opačným smerom, t.j. cúvanie. Aby tento stav mohol nastať, je potrebné, aby vozidlo disponovalo zariadením, vďaka ktorému sme schopný zaradiť spätný rýchlostný stupeň (spravidla označený R). Tým pádom zmeníme aj zmysel otáčania výstupného hriadeľa. [3]

1.2 RADIACE ÚSTROJENSTVO

Ako je už na začiatku práce uvedené, preradovanie ako-také je v automobile veľmi podstatná záležitosť. Jeho základnou funkciou je zmena rýchlostného stupňa, či už manuálnym posunutím radiacej páky od vodiča (manuálne prevodovky), alebo automatické preradenie rýchlostného stupňa (samočinné prevodovky), vzhľadom na určité parametre, ako sú otáčky, rýchlosť atď.

Radiaci systém prevodovky umožňuje zaradenie potrebného rýchlostného stupňa spolu s posunutím ostatných rýchlostných stupňov do polohy N – neutrál. Taktiež, pri nepohybujúcom sa vozidle s bežiacim motorom, radiaci systém je schopný nastaviť všetky rýchlostné stupne do polohy N – neutrál. [2]

Pri radení jednotlivých stupňov je potrebné zabezpečiť plynulý chod bez rázov, aby sa čo najviac zamedzilo opotrebeniu ozubenia ozubených kolies. Taktiež je nutné znížiť hlučnosť radenia, čo je riešené vyrovnávaním obvodových rýchlostí komponentov tesne pred ich vzájomným spojením. [2]

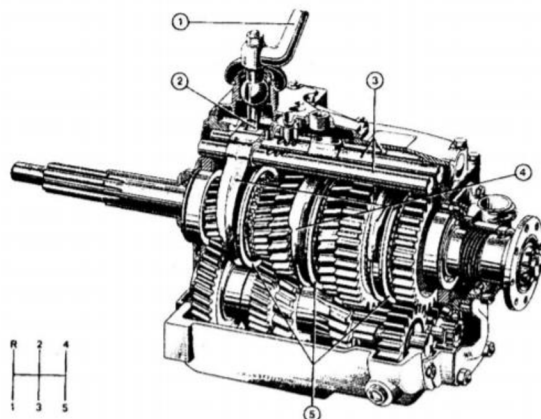
Najnáročnejšie je eliminovať už spomenutý hluk od radenia pri posuvných ozubených kolesách s čelným ozubením. Tento mechanizmus je najjednoduchší a zároveň najstarší spôsob radenia, ktorý sa v minulosti v hojnej miere využíval. Dnes tento jednoduchý spôsob radenia nahradili ozubené kolesá so šikmým ozubením spolu s mechanizmom, ktorý zabezpečuje ich spojenie. Posuvné ozubené kolesá s priamym ozubením sa využívajú už len v prípade spätného chodu, pričom do jedného pevne uloženého ozubeného kolesa sa axiálne zasúva druhé. [2]

V dnešných automobilových prevodovkách využívame 3 základné druhy radenia rýchlostných stupňov, podľa ktorých sa aj prevodovky delia na:

- Prevodovky s priamym radením, pričom radenie prebieha čisto pomocou sily vodiča a ten rozhoduje o preradení. [2]
- Prevodovky s nepriamym radením, u ktorých radenie prebieha pomocou stlačeného tlaku vzduchu alebo kvapaliny, poprípade prostredníctvom elektromagnetického zariadenia. [2]
- Prevodovky samočinné, pri ktorých radenie rýchlostných stupňov prebieha automaticky a to vzhľadom na hodnoty otáčok a zaťaženia motora, rýchlosť jazdy, veľkosti odporov a iné. [2]

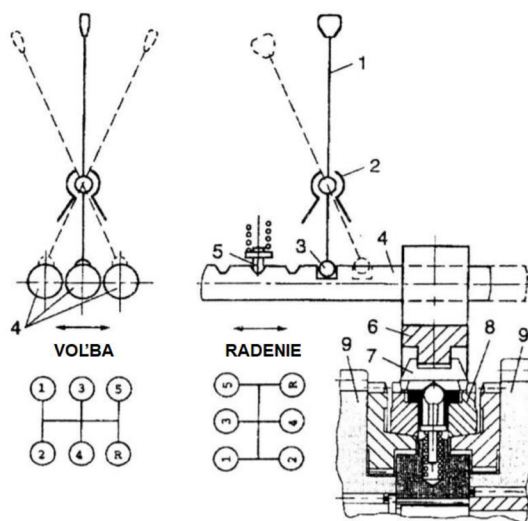
1.2.1 PRIAMY RADIACI MECHANIZMUS

Priamy radiaci mechanizmus sa vyskytuje v manuálnych prevodovkách, pričom radiaca páka je súčasťou prevodovky a je uložená na vrchnej časti veka prevodovky. Radenie rýchlostných stupňov v tomto prípade uskutočňuje vodič vlastnou silou. Na Obr. 1. je znázornený priamy radiaci mechanizmus, pričom radiaca páka je na veku prevodovky. V skrini alebo na veku prevodovky sú taktiež uložené radiace tyče, na ktorých sú upevnené radiace vidličky. Tieto vidličky sa hýbu v axiálnom smere a zabezpečujú posuv radiacích objímok. Každá z tyčí má strednú polohu a dve koncové polohy, zatiaľ čo obsahuje aj výrez, kde zaberá palec radiacej páky. [2, 16]



Obr. 1 Päťstupňová prevodovka s radiacou pákou na veku prevodovky:
 1 – radiaca páka; 2 – radiaci palec; 3 – radiace tyče;
 4 – posuvná vidlička; 5 – radiace objímky [2]

Rozdeľujeme dva základné pohyby radiacej páky, a to voľba a radenie. Pri voľbe sa radiaca páka pohybuje priečne a hľadá správnu radiacu tyč. Pri pozdĺžnom pohybe sa pohybuje zvolená radiaca tyč, vidlička a objímka synchronistému, až je zaradený, prípadne vyradený, potrebný rýchlostný stupeň. [2, 16]



Obr. 2 Priame radenie päťstupňovej prevodovky tromi radiacimi tyčami: 1 – radiaca páka;
 2 – guľový klb; 3 – radiaci palec; 4 – radiaca tyč; 5 – aretácia; 6 – radiaca vidlička;
 7 – radiaca objímka; 8 – synchronizácia; 9 – voľne uložené ozubené koleso [2]

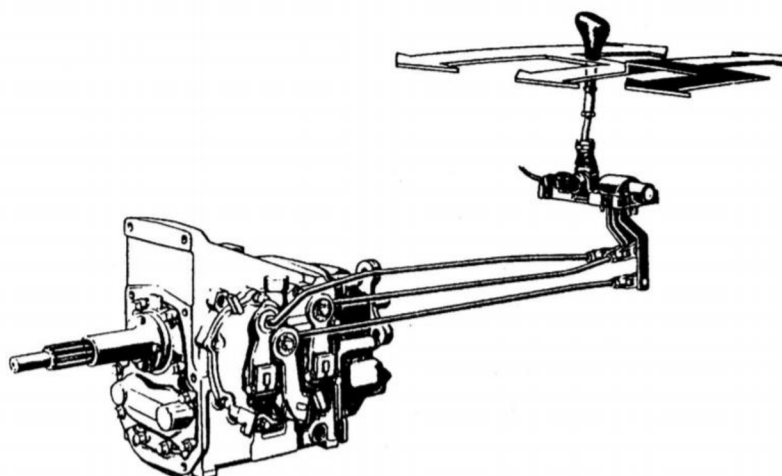
1.2.2 NEPRIAMY RADIACI MECHANIZMUS

Taktiež ako priamy, tak aj nepriamy radiaci mechanizmus sa vyskytuje v manuálnych prevodovkách, no rozdiel medzi nimi je nasledovný. V skriní alebo vo veku prevodovky sa väčšinou nachádza už samotný radiaci systém, ktorý pozostáva z radiacej veže a radiacích vidličiek. Komponenty v radiacej veži zabezpečujú pohyb radiacích vidličiek v axiálnom smere. Tie sú uložené svojím tvarom v radiacích objímkach, a ich posuvom je možné zaradiť potrebný rýchlostný stupeň. [2, 16]

Od priameho radiaceho mechanizmu sa nepriamy odlišuje ešte tým, že spojenie radiacej páky a radiaceho mechanizmu v prevodovke je realizované jedným z nasledujúcich spojení: [2, 16]

TROJTYČOVÉ SPOJENIE

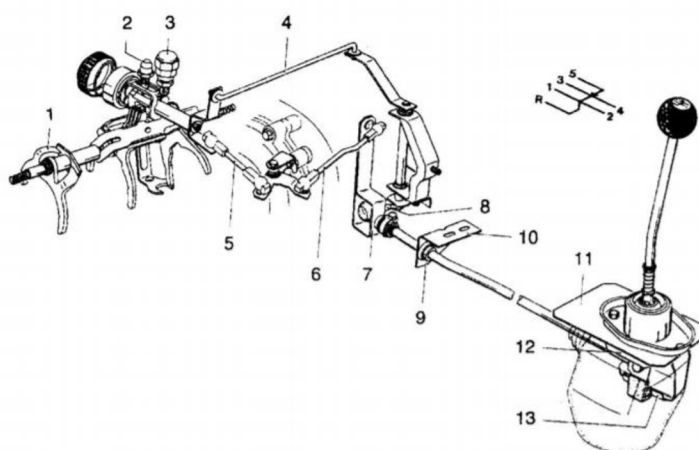
Spojenie využívané pri kratších vzdialenostiach medzi radiacou pákou a prevodovkou. Radiace vidličky sú upevnené na otočných pákach na skrini prevodovky a sú ovládané pomocou tyčí (tiahel), ktoré sú na druhej strane pripojené pod radiacou pákou. [2]



Obr. 3 Trojtyčové radenie pre štvorstupňovú prevodovku (MB G 76/18 E) [2]

ŠTVORBODOVÉ SPOJENIE

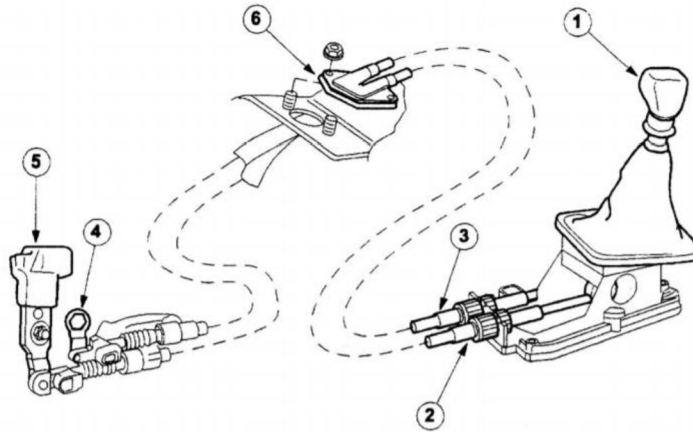
Stretnúť sa môžeme aj so štvorbodovým spojením radenia, napríklad u 5-stupňovej prevodovky VW 020. Taktiež, ako u trojtyčového spojení ide o spojenie pomocou viacerých tyčí (tiahel). [2]



Obr. 4 Radiace ústrojenstvo päťstupňovej prevodovky VW 020: 1 – radiaca vidlička 5. stupňa; 2 – aretácia radiaceho hriadeľa; 3 – blokovanie 5. stupňa; 4 – spojovacia tyč; 5 – voliacia tyč predná; 6 – voliacia tyč zadná; 7 – voliacia páka; 8 – páka; 9 – uloženie radiacej tyče; 10 – držiak uloženia; 11 – teleso uloženia radiacej páky; 12 – doraz 5. stupňa; 13 – doraz 1. / 2. stupňa [2]

KÁBLOVÉ SPOJENIE

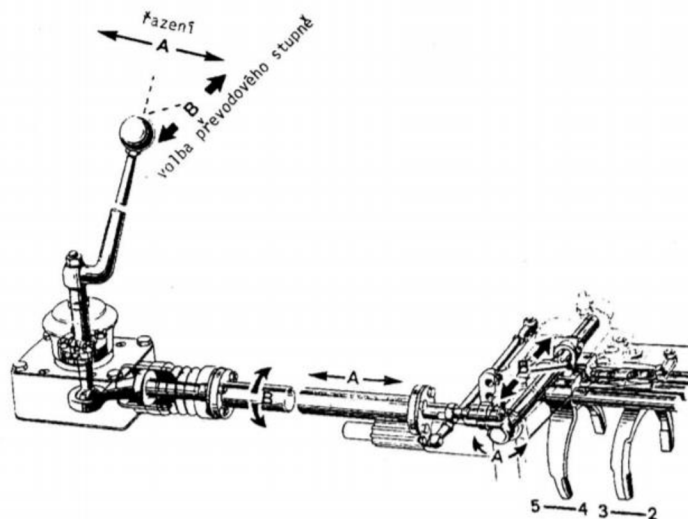
K radeniu rýchlostných stupňov sa stále vo veľkej miere používa káblové (lankové) ovládanie. Jedno lanko slúži na zvolenie konkrétneho rýchlostného stupňa a pomocou druhého lanka sa vykoná zaradenie príslušného stupňa. [2]



Obr. 5 Káblové ovládanie radenia prevodovky automobilu Ford Mondeo:
1 – radiaca páka; 2 – lanko radenia; 3 – lanko predvolby;
4 – páka predvolby; 5 – páka radenia; 6 – vedenie laniek [2]

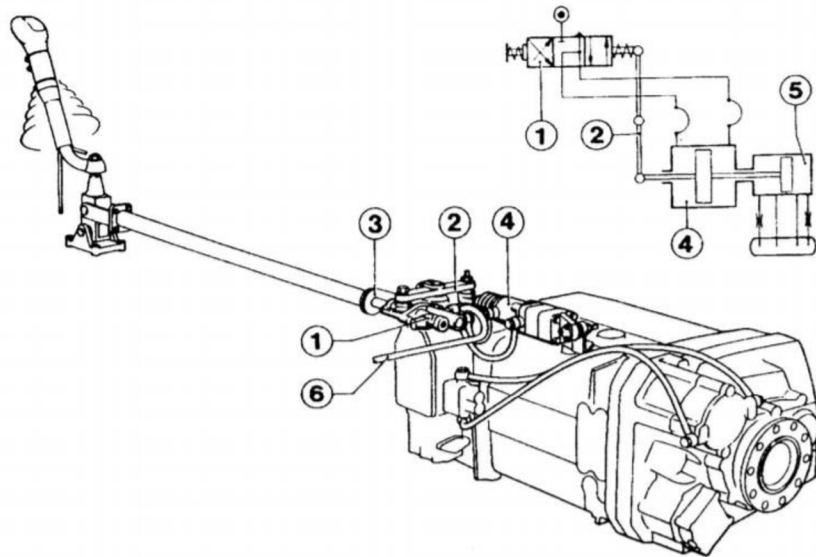
MECHANICKÉ DIALKOVÉ OVLÁDANIE POMOCOU OTOČNÉHO HRIADEĽA

Pokiaľ radiaca páka, ktorá je vodičom ovládaná, nemôže byť umiestnená na veku prevodovky, tak je možné použiť otočný spojovací hriadeľ, ktorý môže byť podľa potreby ľubovoľne dlhý (použitie pri autobusoch). Pohyby na radiacej páke musia byť následne pretransformované na príslušné pohyby k voľbe radiacej tyče a k následnému zaradeniu rýchlostného stupňa. [2]



Obr. 6 Mechanické dialkové ovládanie prevodovky pomocou otočného hriadeľa (ZF) [2]

Okrem týchto základných spojení je možné využiť aj rôzne elektro / pneumatické posilňovače radenia, kedy je samotné radenie jednoduchšie a je vo veľkej miere využívané v prípade ťažkých motorových vozidiel. [2] Tento spôsob radenia je oproti klasickému mechanickému a káblovému radeniu veľmi flexibilný. Taktiež vzhľadom k budúcnosti sa väčšina mechanických väzieb pravdepodobne nahradí práve týmito elektrickými systémami.



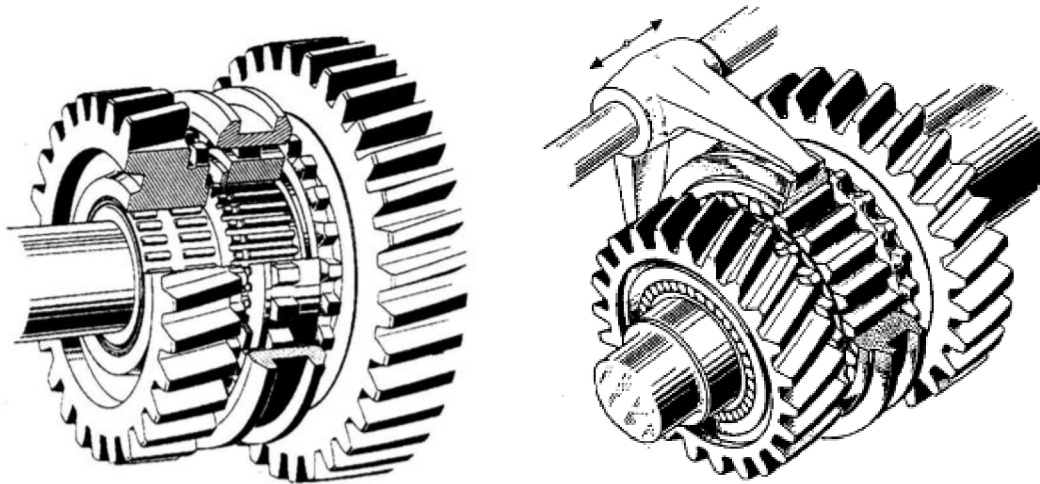
Obr. 7 Pneumatický / elektrický posilňovač radenia: 1 – radiaci ventil; 2 – páka pre pripojenie radenia; 3 – radiace tiahlo; 4 – dvojpohový vzduchový valec; 5 – hydraulický tlmič s pripojeným zásobníkom oleja; 6 – privod tlakového vzduchu zo vzduchojemu [2]

1.3 SYNCHROSYSTÉM

Ako je uvedené v kapitole 1.1 „Radenie rýchlostných stupňov“, na elimináciu hluku od radenia, ale aj redukciu rázov pri radení, sa využíva šikmé ozubenie ozubených kolies jednotlivých rýchlostných stupňov spolu s mechanizmom, ktorý vykonáva ich vzájomné spojenie. Týmto mechanizmom je synchrosystém, resp. synchronizácia.

1.3.1 RADENIE ZUBOVÝMI SPOJKAMI

Jedným z možností je zubová spojka vyobrazená na Obr. 8. Súkolie prevodu je v stálom zábere a koleso, ktoré sa spája so spojkou, je na hriadeli voľne otočné. Zubová spojka je uložená na drážkovanej časti hriadeľa, a to posuvne, kedy sa svojim vnútorným ozubením nasúva na vonkajšie ozubenie na náboji ozubeného kolesa. Vzhľadom na to, že ozubenie zubovej spojky má malý priemer, vyrovnávanie obvodových rýchlostí je jednoduchšie, no aj napriek tomu sa tento spôsob radenia dnes vyskytuje len ojedinele v nákladných automobiloch, pričom radenie vyžaduje zručnosť s použitím medzi plynu. [2]

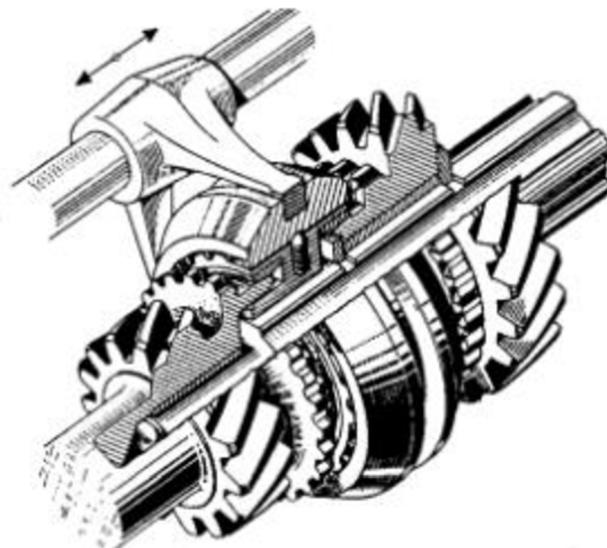


Obr. 8 Zubová spojka [2, 4]

1.3.2 SYNCHRONIZOVANÉ RADENIE

V dnešných osobných automobiloch sa stretáme prevažne len so synchron systémom. Je to akési synchronizačné zariadenie vyrovnávajúce rozdiel obvodových rýchlostí dvoch ozubených kolies tesne pred ich vzájomným spojením. Vyrovnanie týchto rýchlostí je zabezpečené vďaka treniu kužeľových plôch na ozubenom kolese a synchronizačnej spojke. [2]

Synchron systém umožňuje takmer bezhlučné radenie vďaka šikmému ozubeniu, a rýchle radenie jednotlivých rýchlostných stupňov. Dnes je väčšina prevodoviek osobných automobilov vybavená synchronizáciou pre každý rýchlostný stupeň, zatiaľ čo spätný chod je aktivovaný prostredníctvom posuvného ozubeného koleša. [2]

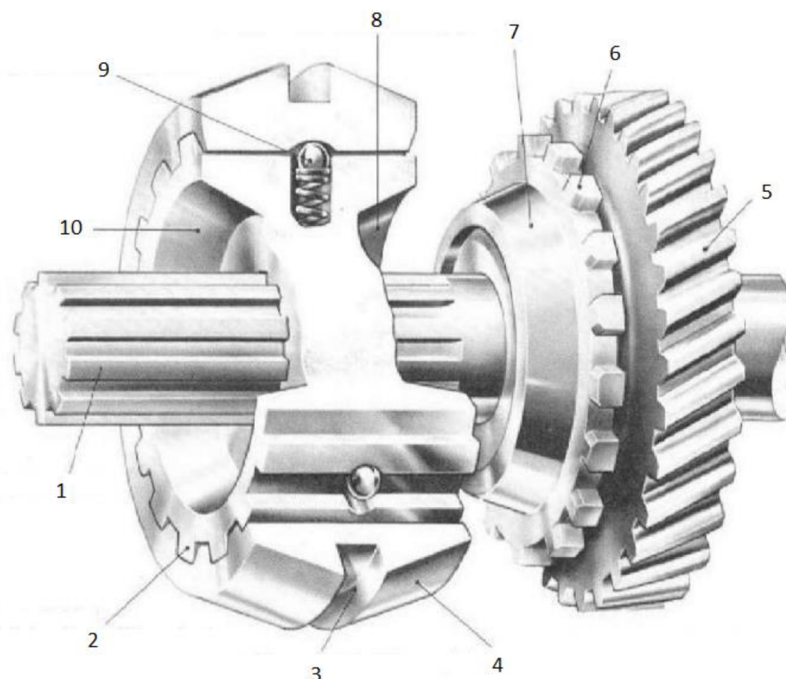


Obr. 9 Synchron systém [4]

Synchronizáciu rozdeľujeme na jednoduchú (neclonenú) synchronizáciu s pružne obmedzenou prítlačnou silou, a istenú (clonenú) synchronizáciu.

NECLONENÁ SYNCHRONIZÁCIA

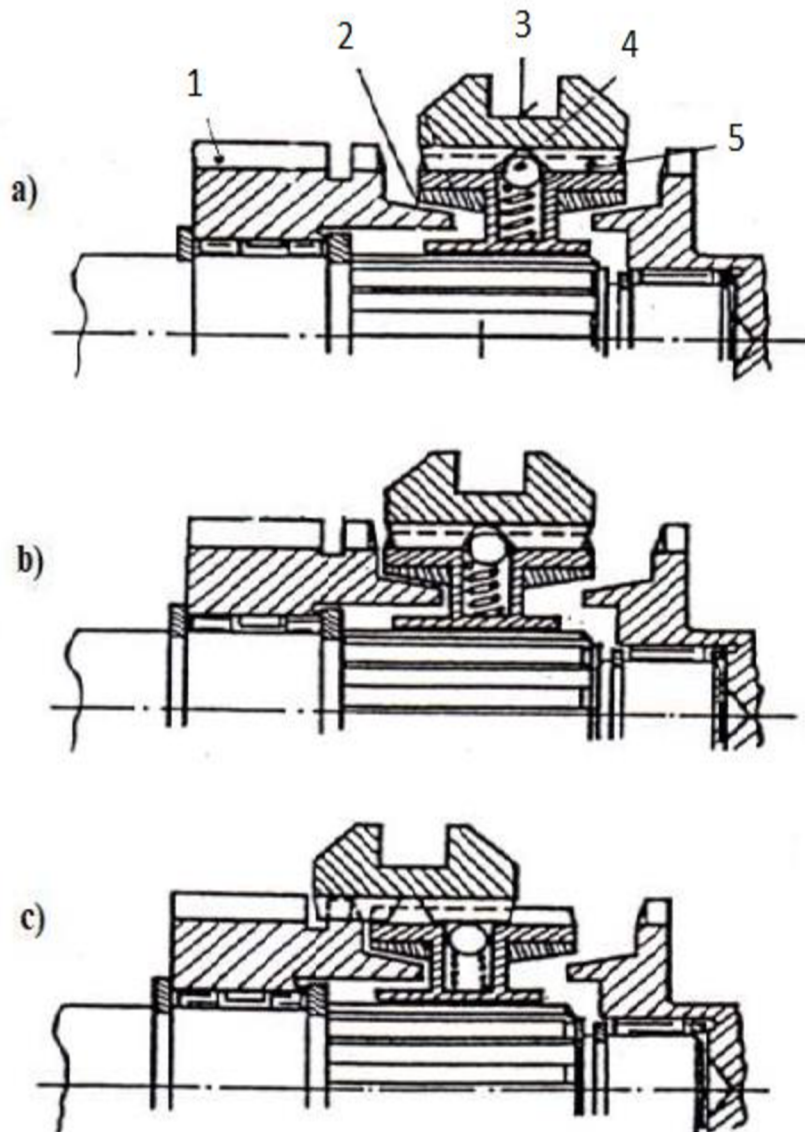
Jednoduchá (neclonená) synchronizácia s pružne obmedzenou prítlačnou silou je znázornená na nasledovnom obrázku.



Obr. 10 Komponenty neclonenej synchronizácie: 1 – drážkovaná časť hriadela; 2 – náboj radiacej spojky s vonkajším ozubením; 3 – drážka pre radiacu vidličku; 4 – objímka radiacej spojky s vnútorným ozubením; 5 – ozubenie prevodového kolesa; 6 – spojkové ozubenie prevodového kolesa; 7 – vonkajší trecí kužel prevodového kolesa; 8 – vnútorný trecí kužel náboja radiacej spojky; 9 – zaistovacia guľička s pružinou; 10 – vnútorný trecí kužel náboja radiacej spojky [4]

Pri tomto type sa radiaca objímka posúva po drážkovanej časti náboja, pričom samovoľnému posunutiu objímky bránia guľičky, ktoré sú pritlačované do drážky v radiálnom smere od vinutých pružín. Pri samotnom radení radiaca vidlička presúva objímku smerom k ozubenému kolesu, kde dochádza ku treniu kuželových plôch vnútorného trecieho kužela náboja radiacej spojky a vonkajšieho trecieho kužela prevodového kolesa. Tým sa vyrovnávajú ich vzájomné otáčky. [2]

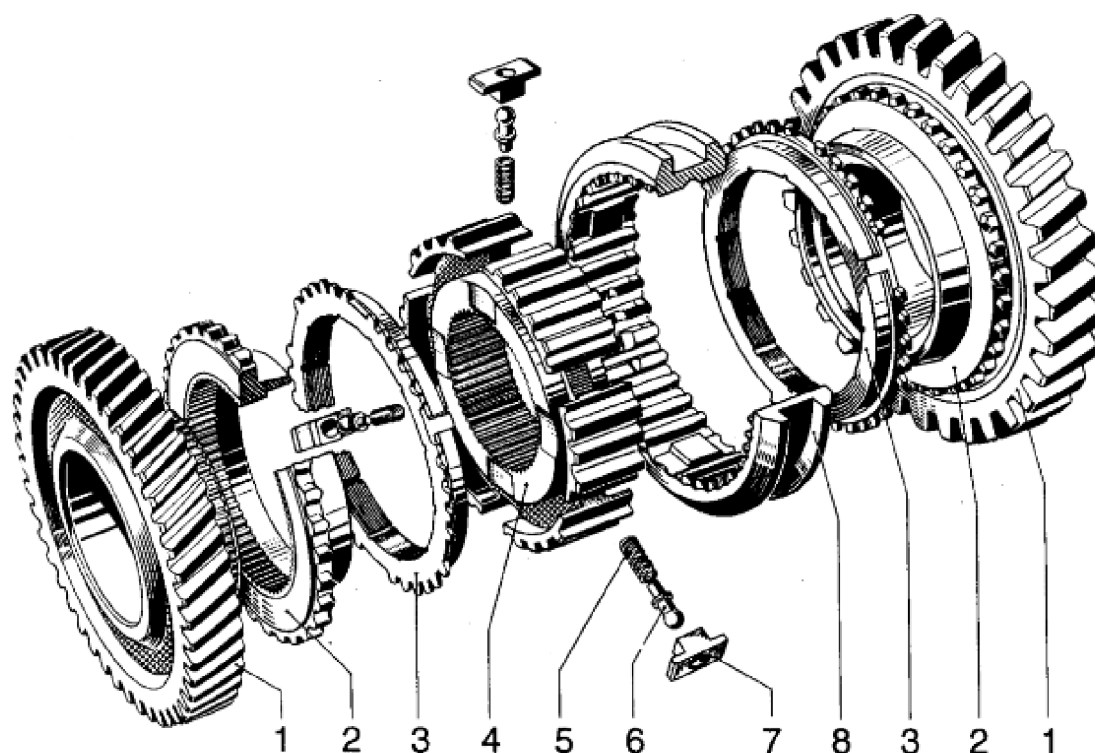
Neclonená synchronizácia obsahuje už spomenuté guľičky, ktoré vplyvom prítlačnej sily zabraňujú samovoľnému posuvu radiacej objímky. V tomto prípade je doba radenia závislá na prítlačnej pružnej sile a preto tento druh synchronizácie potrebuje určitú dobu. Pri použití veľkej radiacej sily môže dochádzať k pokusu o zaradenie rýchlostného stupňa bez vyrovnania obvodových rýchlostí spojovaných častí, a tým môže dôjsť k nebezpečným rázom. Z tohto dôvodu sa tento typ synchronizácie už takmer nepoužíva a bol nahradený clonou synchronizáciou. [2]



Obr. 11 Konštrukcia a funkcia neclonenej synchronizácie: 1 – ozubené koleso; 2 – brzdny kužel; 3 – radiaca objímka; 4 – zaistovacia guľička s pružinou; 5 – náboj radiacej objímky; [2]

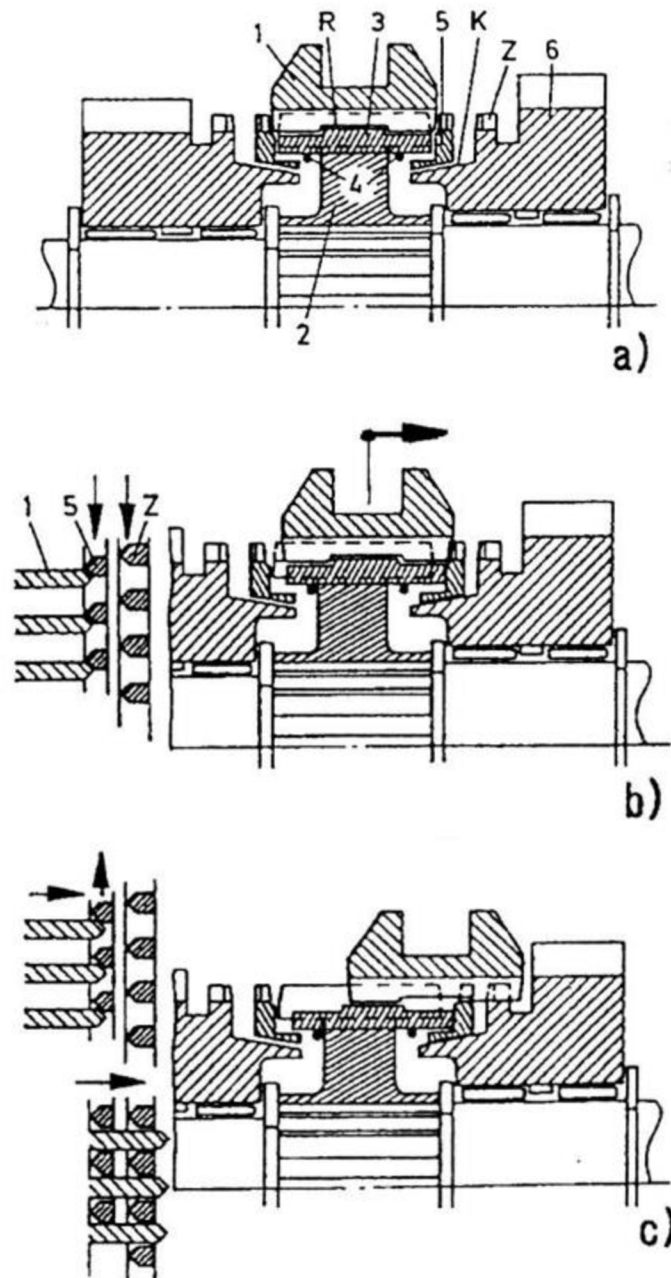
CLONENÁ SYNCHRONIZÁCIA

Clonená synchronizácia na rozdiel od neclonenej obsahuje cloniaci krúžok, ktorý zabraňuje zasunutiu radiacej objímky do unášacieho ozubení na prevodovom ozubenom kolese pred ich vzájomným vyrovnaním otáčok. Tým pádom umožňuje tichšie ale hlavne rýchlejšie radenie jednotlivých rýchlostných stupňov. [2]



Obr. 12 Komponenty clonenej synchronizácie s cloniacim krúžkom: 1 – volnobežné ozubené koleso s ihličkovým ložiskom; 2 – unášacie ozubenie s trecím kuželom; 3 – cloniaci krúžok; 4 - synchronizačné teleso s vnútorným drážkovaním a vonkajším ozubením; 5, 6, 7 – predsynchronizačný element; 8 – radiace objímka [2]

Rozdielne prevedenia mechanizmu clonenej synchronizácie sa môžu líšiť pri použití v jednotlivých prevodovkách. Iné je prevedenie napríklad pre vozidlá Mercedes-Benz, iné má výrobca ZF-B (Borg-Wagner), ale napríklad aj synchronizácia pre Porsche, ktorá je bežná pri vysoko kvalitných a športových prevodovkách. Nazýva sa aj blokovácia synchronizácia, alebo systém so servoúčinkom pre Porsche. [2]

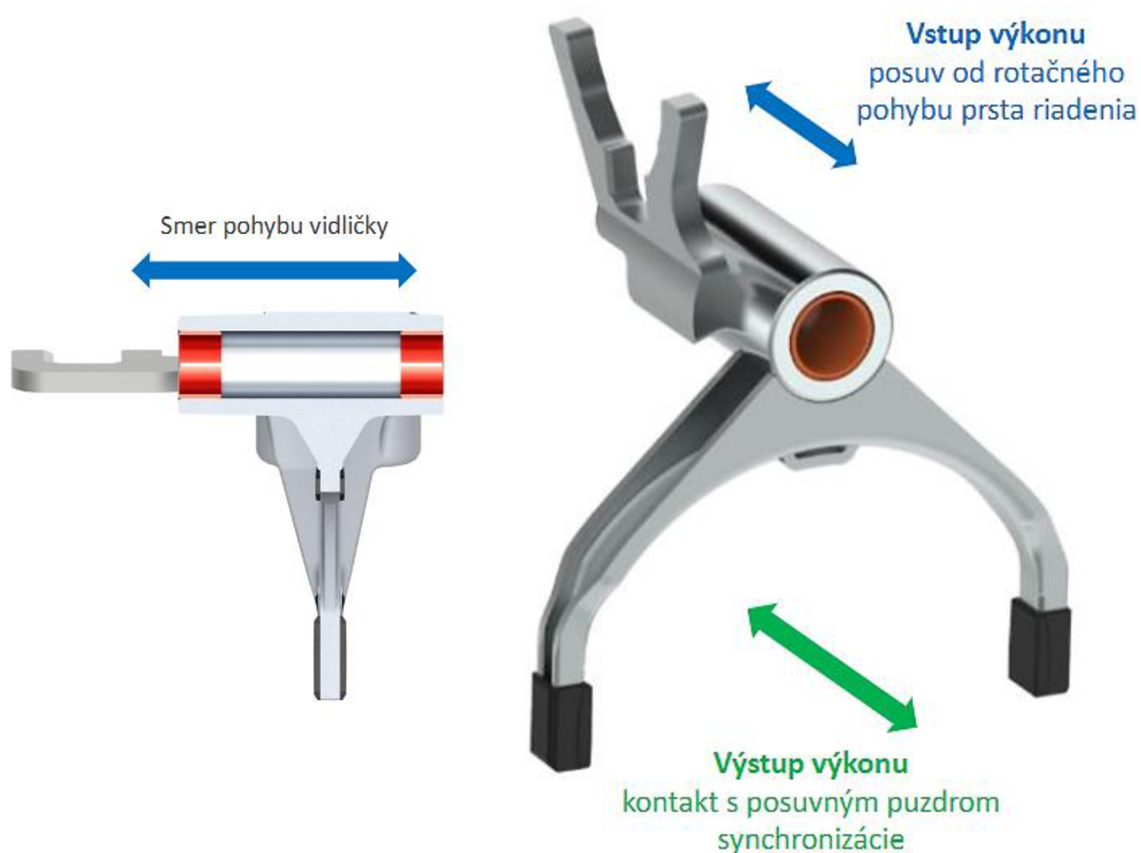


Obr. 13 Konštrukcia a funkcia clonenej synchronizácie s cloniacim krúžkom:
 1 – radiaca objímka; 2 – synchronizačné teleso; 3 – istiace teleso;
 4 – pružné istiace krúžky; 5 – cloniaci krúžok; 6 – ozubené koleso;
 K – trecí kužel; Z – unášacie ozubenie; R – prstencová drážka;
 a) voľná synchronizácia; b) synchronizácia;
 c) zaradenie prevodového stupňa [2]

1.4 MECHANIZMUS RADIACEJ VIDLIČKY

1.4.1 FUNKCIA RADIACEJ VIDLIČKY

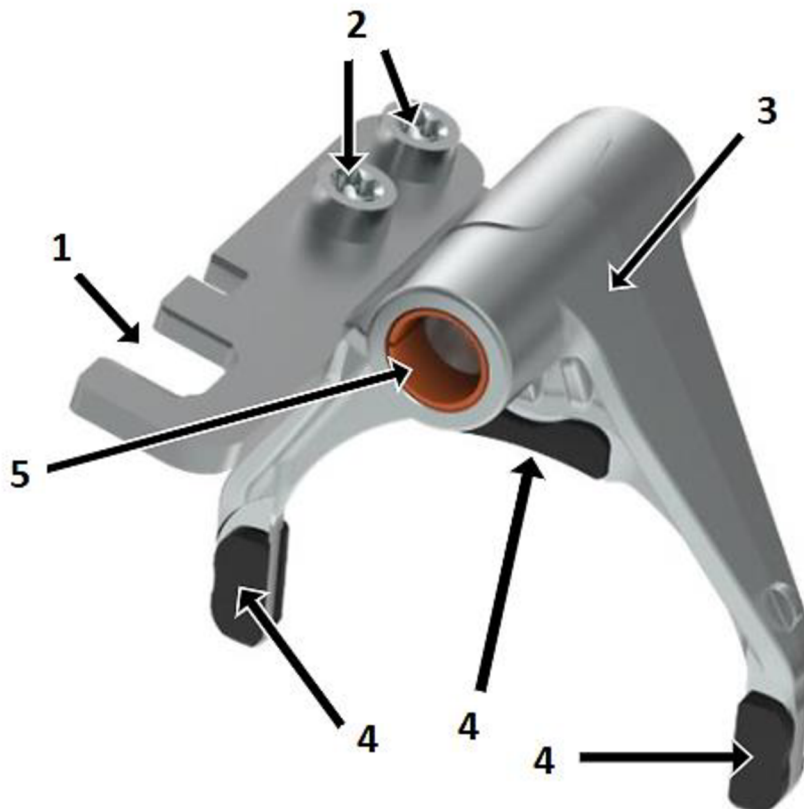
Mechanizmus radiacej vidličky slúži predovšetkým k transformácii pohybu a taktiež k spojeniu radiaceho systému a synchronizácie. Radiaca vidlička prenáša rotačný pohyb prsta radenia na posuvné puzdrá. Tým sa telo radiacej vidličky posúva po hriadeli a zároveň cez trecie plochy posúva radiacu objímku. Podľa počtu prevodových stupňov máme aj počet radiacích vidličiek. Vždy jedna táto vidlička pripadá na jednu synchronnú skupinu - každá táto skupina má dva prevodové stupne. [4]



Obr. 14 Funkcia a pohyb radiacej vidličky [4]

Mechanizmus radiacej vidličky sa dnes bežne nachádza v manuálnych prevodovkách, dvojspojkových prevodovkách a taktiež aj pri rozvodovkách. [4]

1.4.2 KOMPONENTY RADIACEJ VIDLIČKY



Obr. 15 Komponenty mechanizmu radiacej vidličky: 1 – posuvný plech; 2 – skrutky;
3 – telo radiacej vidličky; 4 – trecie plochy; 5 – klzné puzdro [4]

Posuvný plech umiestnený na tele radiacej vidličky obsahuje vybrania, kde pôsobí prst radiacej veže. Samotné telo radiacej vidličky musí disponovať potrebnou tuhosťou. Vidlička môže byť vyhotovená ako hliníková alebo ako mosadzný odliatok, prípadne strihaná z ocelového plechu. Na tele vidličky sa nachádzajú trecie plochy, ktoré eliminujú trenie vznikajúce pri prípadnom otáčaní radiacej objímky. Taktiež musia byť dostatočne pevné, aby nedošlo k deformácii pri axiálnom pohybe vidličky. Vyhotovené sú z plastu. Klzné puzdrá vnútri tela vidličky slúžia k eliminácii trenia počas posuvu radiacej vidličky po hriadeli. Namiesto klzného puzdra však môžu byť použité aj puzdrá s valivými elementami. [4]

1.5 MECHANIZMUS PARKOVACEJ BRZDY

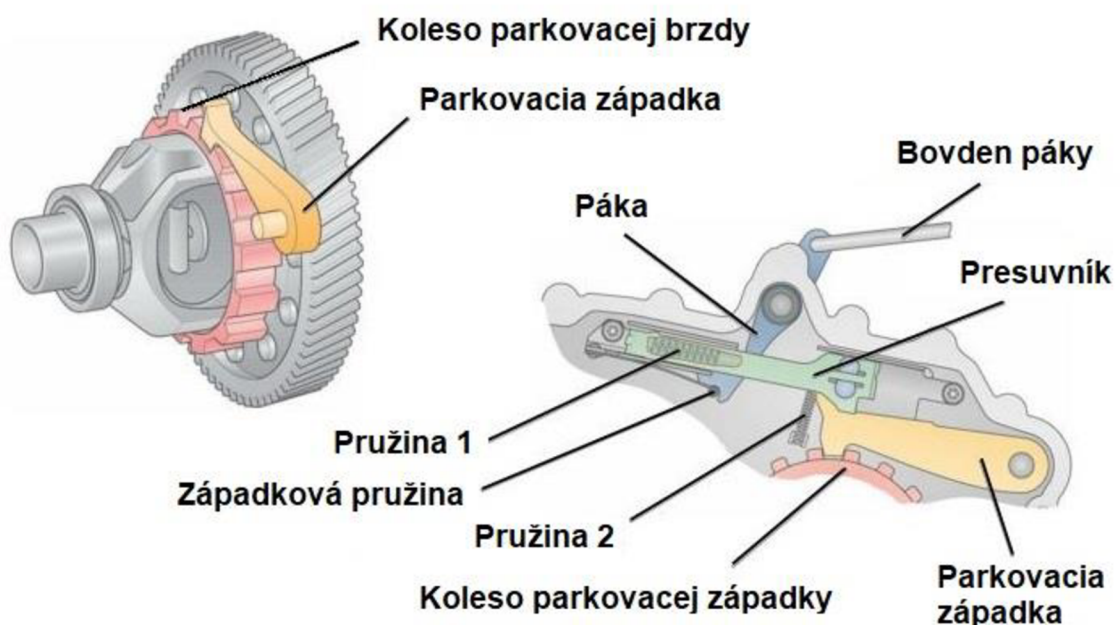
Pri obsluhu vozidla vždy nastane situácia, kedy je potrebné vozidlo zablokovat' od pohybu. Zaisťiť vozidlo od pohybu potrebujeme hlavne v prípade parkovania. Preto používame akýsi mechanizmus, ktorý toto zabezpečuje.

U vozidiel s manuálnou prevodovkou je možné využiť ručnú brzdú spolu so zaradením rýchlostného stupňa a tým sa zablokujú kolesá priamou mechanickou väzbou s kľukovým hriadeľom. Pokiaľ by táto ručná brzda zlyhala, stále je vozidlo zaistené pomocou zaradeného rýchlostného stupňa. [6]

Naopak u vozidiel s automatickou prevodovkou je zablokovanie pohybu vozidla takýmto spôsobom nemožné, a to z dôvodu, že hydrodynamický menič momentu na rozdiel od spojky, ktorá je v manuálnej prevodovke, nemá pevný prenos krútiaceho momentu. Taktiež aj rýchlostné stupne v automatickej prevodovke sú radené pomocou hydraulického systému, ktorý je schopný prevádzky len pri bežiacom motore. Čerpadlo, ktoré je hnané motorom, udržiava tlak v tomto systéme, a akonáhle sa motor vypne, dôjde ku strate tlaku v okruhu a následne aj k prerušeniu prenosu krútiaceho momentu. Práve z tohto dôvodu musia byť všetky automatické prevodovky vybavené mechanizmom, ktorý je schopný mechanicky zablokovat' výstupný hriadeľ prevodovky. [6]

1.5.1 KOMPONENTY MECHANIZMU PARKOVACEJ BRZDY

Mechanizmus parkovacej brzdy v automatických prevodovkách sa skladá z parkovacej západky, špeciálneho ozubeného kolesa, pružín a ovládacieho kužela, resp. páky s bovdenom.



Obr. 16 Komponenty mechanizmu parkovacej brzdy [14]

Parkovacia západka obsahuje niekoľko častí. Jej najdôležitejšou časťou je zub, ktorého geometria musí byť správne navrhnutá. Pri zasúvaní zuby parkovacej západky do ozubeného kolesa dochádza k veľkému namáhaniu, a preto sa tvar zuby a západky navrhuje so zaoblením, aby v týchto častiach nedochádzalo ku koncentrácii napätia. Taktiež tvar zuby musí byť navrhnutý tak, aby nedošlo k zapadnutiu zuby do ozubeného kolesa pri rýchlosti vozidla väčšej, než 6 km/h. [6]

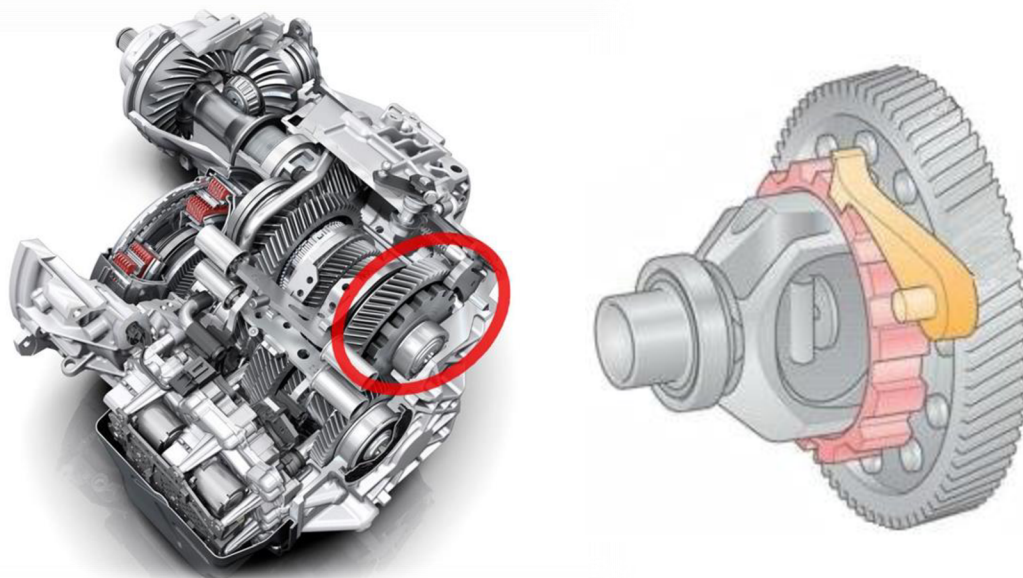
Ďalšou časťou je čap. Ten je umiestnený na skrini prevodovky z vnútornej časti a umožňuje otočný pohyb parkovacej západky. Toto pootočenie môže vykonávať pohyb ovládacieho kužela po dotykovej ploche na parkovacej západke.

V mechanizme sa nachádzajú ešte dve pružiny, pričom jedna z nich je tlačná a slúži k tomu, aby zub parkovacej západky samovoľne nezapadol do ozubeného kolesa pri rýchlosti vozidla väčšej ako 6 km/h. Druhá pružina pri deaktivácii parkovacej brzdy pomáha parkovacej západke a jej zubu vysunúť sa z ozubeného kolesa. [6]

Ďalej sa v mechanizme nachádza ovládací kužel, ktorý spolu s ostatnými komponentami vykonáva pohyb (pootočenie) parkovacej západky, no tieto komponenty môžu byť v prípade každého výrobcu rôzne, ako napríklad použitie bovdenu pre páku spolu s presuvníkom zobrazeného na Obr. 16.

1.5.2 ULOŽENIE MECHANIZMU PARKOVACEJ BRZDY

Ozubené koleso mechanizmu parkovacej brzdy sa zvyčajne nachádza na konci hriadeľa, aby pri jeho zablokovaní nedošlo k ďalšiemu pohybu hriadeľa a tým pádom pohybu vozidla. Sú aj vyhotovenia, kedy je mechanizmus parkovacej brzdy zakomponovaný priamo do diferenciálu.



Obr. 17 Umiestnenie ozubeného kolesa mechanizmu parkovacej brzdy na hriadeľ a v rámci diferenciálu [14]

1.5.3 AKTIVÁCIA A DEAKTIVÁCIA

Pre aktiváciu a deaktiváciu parkovacej brzdy platia určité náležitosti. Systém napríklad nesmie zablokovat' výstupný hriadeľ, pokiaľ sa vozidlo pohybuje rýchlosťou vyššou, než 6 km/h. Taktiež je potrebná možnosť zaradenia polohy P – parking, v prípade, že sa vozidlo nachádza v stúpaní, a na druhej strane, aby bola umožnená aj deaktivácia parkovacej brzdy. [1]

Aktivácia a deaktivácia parkovacej brzdy môže byť vykonávaná rôznymi spôsobmi:

- V mechanizme môže byť zakomponovaný akýsi piest, vnútri ktorého je tlak a pomocou jeho zmeny sa mení poloha tiahla a to následne pohybuje s parkovacou západkou. Iným riešením môže byť použitie elektromagnetických ventilov – solenoidov. Tie taktiež môžu ovládať akýsi hydraulický piest a vykonávať pohyb parkovacej západky. [1]
- Aktivácia a deaktivácia môže prebiehať aj za použitia elektromotorov resp. servomotoru, ktorý či už rotačným alebo iným pohybom, napríklad vďaka špeciálnej geometrii, pohybuje s parkovacou západkou. To môže byť blízke automatickému spusteniu systému parkovacej brzdy, keby je obsluha parkovacej brzdy automatická. Funguje to na princípe strate tlaku v prevodovke po vypnutí motora, kedy sa zopne elektromagnet spojený s bovdenom. Tento bovden už následne spolu s hydraulickým piestom hýbe s parkovacou západkou. [1]
- Taktiež ale môže byť ovládanie zabezpečené čisto mechanicky. Použité môže byť lanko bovdenu, ktoré svojim zatahnutím pootočí páku a tá vysunie parkovaciú západku. Namiesto bovdenu môže byť použitý aj tlačný element, ktorý v mechanizme parkovacej brzdy zatlačí ďalší komponent a to vyvolá vysunutie parkovacej západky. Každý výrobca týchto mechanizmov si volí, čo je pre dané vozidlo najlepšie a preto sa môžeme stretnúť s rôznymi vyhotoveniami, pričom ale všetky sú si svojou funkciou podobné.

1.6 VYHOTOVENIA MECHANIZMU PARKOVACEJ BRZDY

Na názornosť sú vybraní traja dodávatelia mechanizmu parkovacej brzdy, pričom každý z nich je riešený a ovládaný rozdielnym spôsobom.

1.6.1 ZF AG (6 HP 26 + 8 HP)

PREHLAD

Výrobca prevodovky ZF AG s označením 6 HP 26 využíva princíp elektricky aktivovanej parkovacej brzdy. S danou prevodovkou sa môžeme stretnúť či už vo verziách pre pohon 4x4 alebo pre pohon dvoch kolies. Nachádza sa primárne u výrobcov automobilov ako je BMW, Audi, Jaguar ale napríklad aj Aston Martin, Land Rover či Rolls-Royce. [8]

Podľa označenia 6HP ide o 6-stupňovú automatickú prevodovku s hydraulickým meničom a s planétovými súkolesiami. U nástupcu s označením 8HP sa jedná o novšiu variantu, 8-stupňovú automatickú prevodovku. [8] Detailný popis komponentov mechanizmu je vyobrazený na Obr. 18.

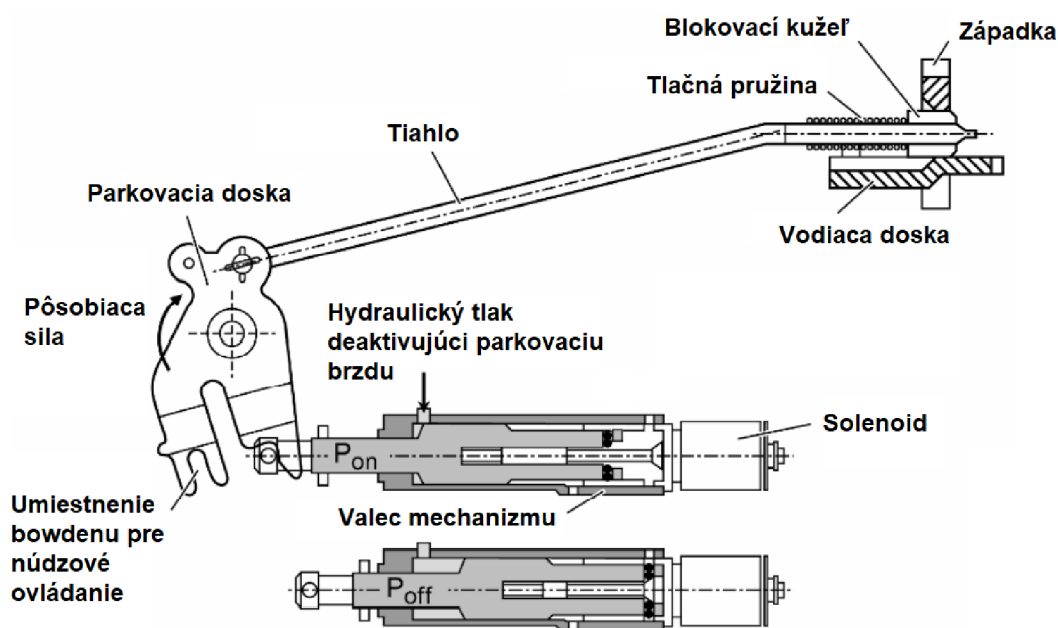
POPIS PRINCÍPU

Princíp aktivácie a deaktivácie parkovacej brzdy a jej západky spočíva vo funkcii solenoidu, t.j. elektromagnetického ventilu.

PRIEBEH FUNKCIE

Deaktivácia prebieha nasledovne. Na Obr. 18 je znázornený solenoid, ktorý pri zapnutí púšťa do hydraulického piestu tlak oleja. Tlak následne tlačí na vnútorný valec, ktorý je koncom pripojený na rotačnú parkovacia dosku. Táto doska posúva tiahom, na konci ktorého je blokovací kužel spolu s tlačnou pružinou, pričom sa blokovací kužel posunom tiahla vysunuje spomedzi vodiacej dosky a parkovacej západky. Tým parkovacia západka vyskočí z ozubeného kolesa parkovacej brzdy umiestneného na výstupnom hriadelí prevodovky, a pohyb vozidla je umožnený. [7, 1]

Následná aktivácia prebieha obdobne. Vypnutý solenoid spôsobuje posun vnútorného valca do parkovacej pozície, zatiaľ čo sa komora valca odvzdušní. Posun vnútorného piestu spôsobuje pootočenie rotačnej dosky, následný posun tiahla a tým pádom zasunutie blokovacieho kužela medzi vodiacu dosku a parkovacia západku. Tým parkovacia západka zaskočí do ozubeného kolesa parkovacej brzdy na výstupnom hriadelí prevodovky, a pohyb vozidla je opäť zamedzený. [7]



Obr. 18 Komponenty elektricky aktivovanej parkovacej brzdy prevodovky ZF 6 HP 26 [1]

NÚDZOVÝ STAV

Preradenie z parkovacieho stavu je možné len prostredníctvom mechatronického systému pri bežiacom motore. Brzda je pritom stlačená a zvolený je jeden z jazdných módo: D, N, alebo R. Ak by nastal prípad, že motor nie je schopný prevádzky, tým pádom nie je možná dodávka elektrickej energie do mechatronického systému, tak je možné použiť manuálne uvoľnenie parkovacej západky, a to prostredníctvom bowdenu, ktorý sa zvyčajne nachádza v bočnom paneli pri nohách. V prípade prevodovky 8HP sa v stredovom paneli nachádza akási ručná parkovacia páka na uvoľnenie parkovacej západky. [7, 10]

1.6.2 DAIMLER-BENZ AG (9G-TRONIC 725.0)

PREHLAD

Výrobca prevodovky Daimler s označením 9G-TRONIC 725.0 využíva princíp elektricko-hydraulicky aktivovanej parkovacej brzdy. Prevodovky 9G-TRONIC sa primárne osádzajú do automobilov Mercedes-Benz a poslednú dobu aj do Nissan, triedy pickup. [11]

Podľa označenia 9G ide o 9-stupňovú automatickú prevodovku s jedným reverzným rýchlostným stupňom a hydraulickým meničom s planétovými súkolesiami. [12]

POPIS PRINCÍPU

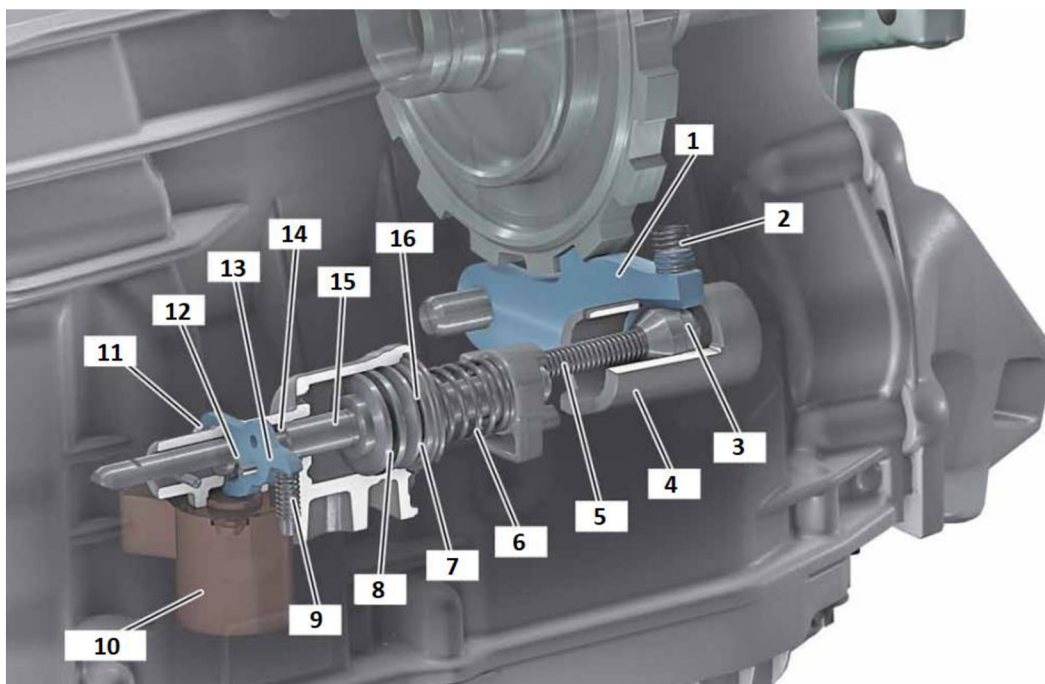
Princíp aktivácie a deaktivácie parkovacej brzdy a jej západky spočíva vo funkcii solenoidu, t.j. elektromagnetického ventilu, ktorý odblokuje akýsi zámok, a tým umožňuje zasunutie parkovacej západky. [12]

AKTIVÁCIA

Akonáhle vodič zaradí do polohy P, tlak v tlakovej komore označenej ako „NOT P“ je uvoľnený, t.j. komora je odvzdušnená. Zároveň sa aktivuje solenoid, ktorý uvoľní zámok z polohy „14“ proti pohybu pružiny. Vďaka sile pružiny 6 na tiahle, ktoré vystupuje z valca tlakovej komory, sa toto tiahlo vysunie a následne posunie spojovaciu tyč, na konci ktorej je umiestnený blokovací kužeľ. Ten sa posúva vo vodiacom puzdre až narazí na parkovaciu západku, ktorú vysunie smerom k ozubenému kolesu parkovacej brzdy, umiestneného na výstupnom hriadeľi prevodovky. Zub parkovacej západky následne zapadne do medzery na ozubenom kolese, čím sa zamedzí pohyb výstupného hriadeľa a vozidla. Pokiaľ sa zub západky netrafi do medzery ozubeného kola, ale sa len oprie o zub ozubeného kola, tak pri nízkej rýchlosti výstupného hriadeľa sa pri malom pootočení (miernom posunutí vozidla), zub parkovacej západky vsunie do nasledujúcej medzery ozubeného kola. [12]

DEAKTIVÁCIA

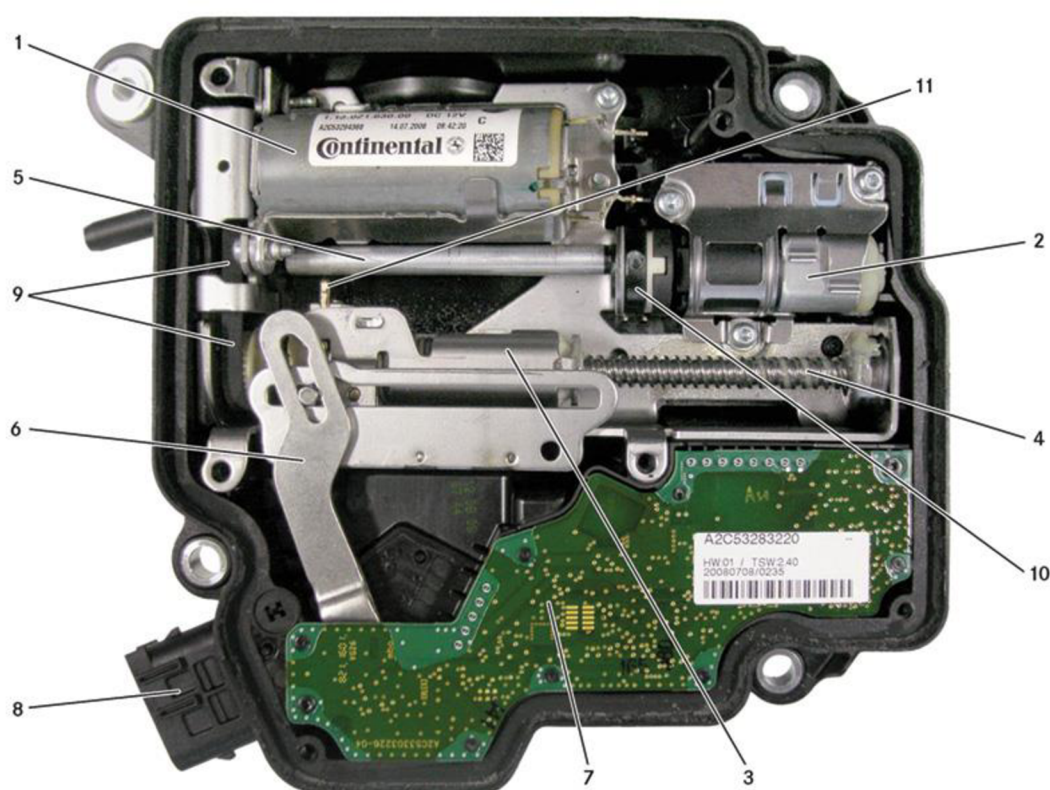
Akonáhle vodič zaradí z polohy P do R, N, D, blokovací valček sa posunie proti sile pružiny na tiahle, a to smerom do polohy „Not P“, za pôsobenia tlaku. Zatiaľ čo sa vysunie zámok z polohy „P“ a prejde do polohy „Not P“, posunutím blokovacieho kužeľa sa parkovacia západka a jej zub vysunie z ozubeného kola na výstupnom hriadeľi prevodovky. Týmto dôjde k odblokovaniu parkovacej brzdy a následne je umožnený pohyb vozidla. [12]



Obr. 19 Komponenty elektro-hydraulicky aktivovanej parkovacej brzdy prevodovky 9G-TRONIC 725.0 výrobcu Daimler-Benz AG: 1 – parkovacia západka; 2 – pružina; 3 – blokovací kužeľ; 4 – vodiaca lišta; 5 – spojovacia tyč; 6 – pružina; 7 – tlaková komora „NOT P“; 8 – piest; 9 – pružinka; 10 – solenoid; 11 – uvoľňovací pin; 12 – „P“ blokovacia kontúra; 13 – páka; 14 – „NOT P“ blokovacia kontúra; 15 – tyč piestu; 16 – vedenie piestnice [12]

NÚDZOVÝ STAV

V prípade poruchy, či už výpadku dodávky elektrickej energie do mechanizmu alebo znemožnenia ovládania elektromagnetického ventilu je možnosť využiť zariadenie, ktoré je schopné núdzovo zaradiť do polohy P. Dané zariadenie označované ako DIRECT SELECT MODULE (DSM) obsahuje kondenzátor, ktorý je pri štarte motora vozidla nabitý, a svoju kapacitu si udržiava ešte pomerne dlhú dobu po vypnutí motora. Vďaka tomuto môžeme využiť to, že kondenzátor je napojený na núdzový elektromotor, ktorého výstup je spojený s excentrickou hriadeľkou. Tento núdzový elektromotor je schopný pootočiť hriadeľkou do takého stavu aby pohla s tyčinkou, ktorá odistí stlačenú pružinu. Pružina následne posunie ovládaciu páku v module do polohy P a vozidlu je opäť zamedzený pohyb. [13]



Obr. 20 Direct select module (DSM): 1 – hlavný motor; 2 – núdzový motor; 3 – posúvač; 4 – závitová tyč; 5 – excentrický hriadeľ; 6 – voliaci páka; 7 – elektronický systém; 8 – konektor; 9 – ozubený hnací remeň; 10 – senzor polohy excentrického hriadeľa [13]

1.6.3 VW, Audi - DSG

PREHLAD

Systém parkovacej brzdy pre prevodovky typu DSG sa dnes nachádza v automobilkách VW, Audi, Škoda a iné. Aktivácia a deaktivácia parkovacej západky je vykonávaná čisto mechanicky. Celý mechanizmus parkovacej brzdy spolu s popisom jednotlivých komponentov v prípade DSG prevodovky je vyobrazený už na Obr. 16.

Mechanizmus parkovacej brzdy u DSG prevodovky je čiastočne integrovaný do diferenciálu na výstupnom hriadeľi, pričom je ovládaný iba mechanickým spôsobom a to za pomoci lanka vedenom v bovdene. Toto lanko ťahá za páku parkovacieho mechanizmu.

AKTIVÁCIA A DEAKTIVÁCIA

Pri zaradení polohy P je páka potiahnutá lankom, tá sa následne pootočí a vynúti pohyb presuvníku s pružinou. Páka je zároveň v polohe zabezpečená pružnou západkou. Posunom presuvníku sa následne parkovacia západka, vďaka svojej geometrii, vysunie smerom k ozubenému kolesu parkovacej brzdy v prevodovke, zub parkovacej západky zapadne do medzery na ozubenom kolese, a tým sa zamedzí pohyb výstupného hriadeľa. Tento pohyb parkovacej západky vracia do normálnej polohy pružina na konci západky, tým sa dosiahne odblokovanie parkovacej západky, a pohyb vozidla je následne umožnený.

NÚDZOVÝ STAV

Vzhľadom na to, že celý mechanizmus je ovládaný čisto mechanicky a na jeho aktiváciu, prípadne deaktiváciu, nie je potrebná dodávka elektrickej energie, nevzniká tak pri poruche dodávky nutnosť ovládať tento mechanizmus iným spôsobom.

2 CIEĽ PRÁCE, VSTUPNÉ HODNOTY A 3D MODELY

Cieľom tejto práce je vyhotovenie koncepčných návrhov možného riešenia spoločnej funkcionality radenia a aktivácie parkovacej brzdy. Následne výber toho najvhodnejšieho riešenia, jeho popis a konštrukčné spracovanie tohto návrhu jednotného mechanizmu pre radenie a aktiváciu parkovacej brzdy.

V princípe sa jedná o návrh spoločného ovládania oboch mechanizmov, a to ovládanie mechanizmu radiacej vidličky a mechanizmu parkovacej brzdy. Potrebné je vytvorenie akéhosi jedného pohybu, ktorý bude súčasne schopný vykonávať dva rôzne pohyby, t.j. pohybovať jedným a aj druhým už spomenutým mechanizmom.

2.1 POŽIADAVKY

K splneniu čo najlepšej funkčnosti je potrebné na základe istých kritérií vybrať ten najvhodnejší návrh, pričom musia byť splnené akési požiadavky, ako je napríklad:

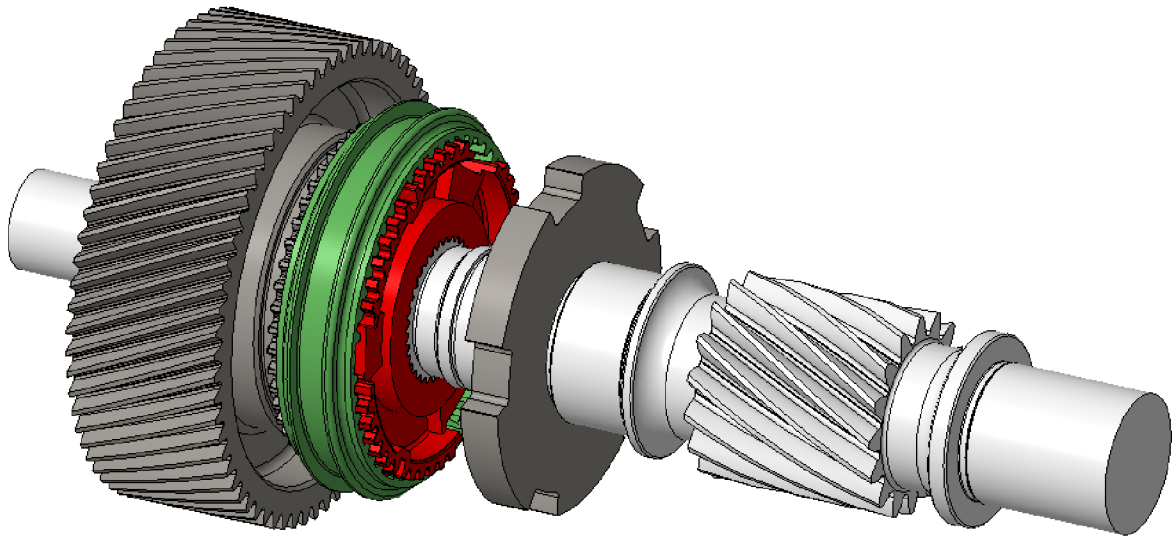
- Zabezpečenie pohybu mechanizmu radenia.
- Zabezpečenie pohybu mechanizmu parkovacej brzdy.
- Možnosť nadobudnutia pôvodnej polohy pre radiacu vidličku a parkováciu brzdou.
- Umožnenie samostatného pohybu medzi polohami P, N, D.
- Schopnosť zotrvania v samostatných polohách P, N, D ľubovoľne dlhý čas.

2.2 3D MODELY A VSTUPNÉ HODNOTY

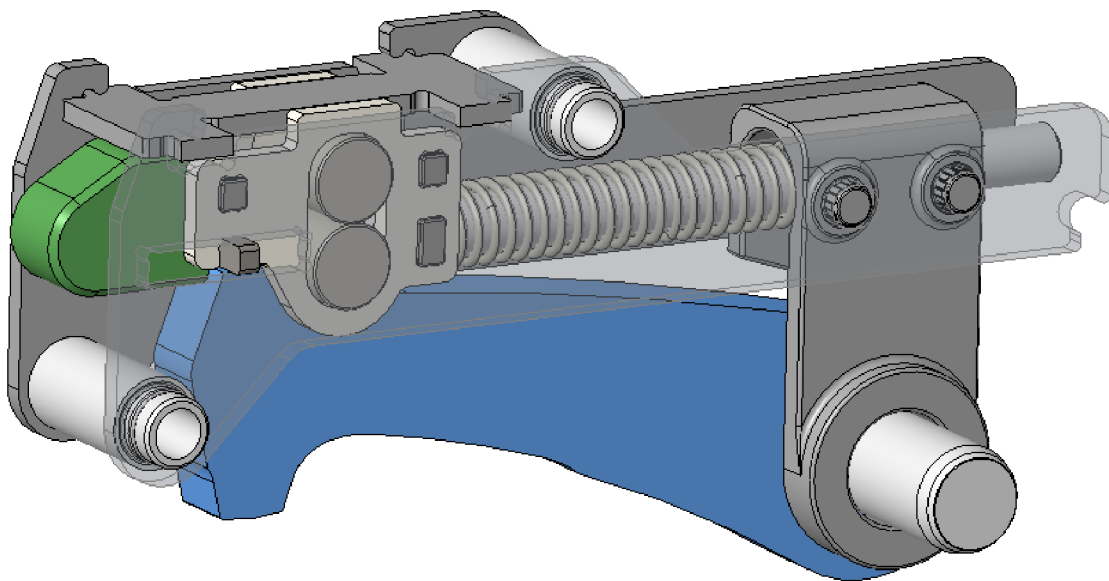
K vyhotoveniu konštrukčnej časti sú k práci zadané počiatočné 3D CAD modely a isté vstupné hodnoty pre potrebné výpočty. Zadaný je 3D model časti jednostupňovej prevodovky (hriadeľ, zubová spojka, radiaca objímka, ozubené koleso pre prvý rýchlostný stupeň), mechanizmus parkovacej brzdy (kompletný mechanizmus s parkovacou západkou, prstom mechanizmu parkovacej brzdy a ozubené koleso pre parkováciu západku) a mechanizmus radenia (radiaca vidlička spolu s vložkami pre radiacu objímku a klzné puzdra spolu s hriadeľom).

Na základe vypracovanej rešeršnej časti práce sú v ďalšom postupe použité nasledujúce spomenuté mechanizmy:

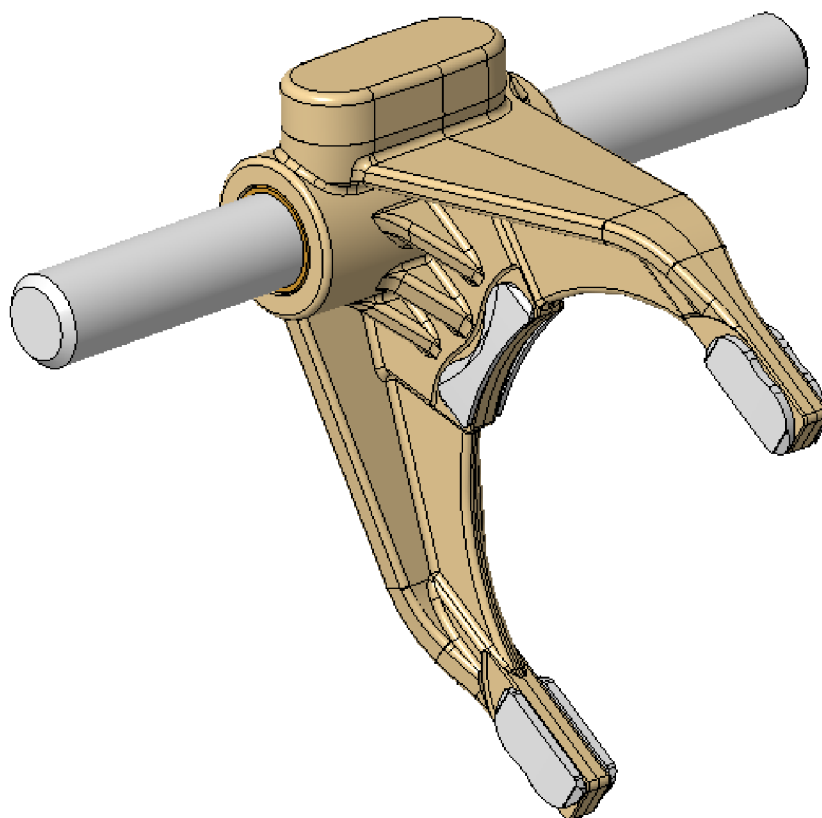
- K uskutočneniu radenia je použitý elektrický typ radenia a mechanizmus radiacej vidličky, ktorý obsahuje telo radiacej vidličky, trecie plastové plochy a klzné puzdrá vnútri tela radiacej vidličky. Taktiež obsahuje základný hriadeľ, ktorý je možné následne upraviť.
- Mechanizmus parkovacej brzdy je použitý podobného typu, ako v prípade kapitoly 1.6.3 „VW, Audi – DSG“. Tento mechanizmus pracuje na princípe zatlačania prstu, ktorý potláča elementy vnútri mechanizmu, a týmto je umožnený pohyb parkovacej západky smerom nahor.
- K zaradeniu prevodového stupňa je využitá zubová spojka, ktorej princíp je bližšie popísaný v kapitole 1.3.1 „Radenie zubovými spojkami“. Pre zjednodušenie nie je počítané s vyrovnávaním otáčok a ani s trením.



Obr. 21 3D CAD model časti 1- rýchlostnej prevodovky



Obr. 22 3D CAD model mechanizmu parkovacej brzdy



Obr. 23 3D CAD model mechanizmu radiacej vidličky

K vyhotoveniu sú taktiež zadané vstupné parametre a hodnoty potrebné k následným výpočtom.

$$\Delta L_{PB} = 11 \text{ mm}$$

$$\Delta L_{RV} = 6,55 \text{ mm}$$

$$F_{PB} = 750 \text{ N}$$

$$F_{RV} = 1400 \text{ N}$$

ΔL_{PB} – zmena posuvu prstu mechanizmu parkovacej brzdy,

ΔL_{RV} – zmena posuvu prstu mechanizmu radiacej vidličky,

F_{PB} – sila potrebná k deaktivácii parkovacej brzdy,

F_{RV} – sila potrebná k posuvu radiacej vidličky.

3 ANALÝZA POHYBOV A POLÔH

Základnou požiadavkou, ktorú je potrebné splniť, je vyhotovenie spoločného ovládania mechanizmu radenia a parkovacej brzdy. Každý z mechanizmov je ovládaný iným spôsobom a vykonáva iný pohyb na splnenie funkčnosti.

3.1 OVLÁDANIE MECHANIZMU RADIACEJ VIDLIČKY

Pri prvotnom hľadaní a zisťovaní, ako by mechanizmus pre spoločnú funkcionálnu parkovacej brzdy a radenia mohol vyzeráť, bolo potrebné si uvedomiť, aké typy pohybov sa budú kombinovať. V danom prípade potrebujeme zabezpečiť pohyb radiacej vidličky v axiálnom smere, t.j. v smere osi hriadeľa prevodovky. Radiaca vidlička, ktorá cez vložky na kontaktných plochách posúva radiacu objímku, môže nadobúdať tri polohy.

POLOHY MECHANIZMU RADIACEJ VIDLIČKY

Prvá poloha je poloha P – Parking, kedy je radiaca vidlička spolu s radiacou objímkou umiestnená na ozubenom kolese (náboji) zubovej spojky. V tomto momente sa neprenáša krútiaci moment na ozubené koleso 1. rýchlostného stupňa a vozidlo sa nehýbe.

Druhou polohou je poloha N – Neutrál, kedy je radiaca vidlička spolu s radiacou objímkou stále umiestnená na náboji, ale vidlička je už pripravená na preradenie a tým pádom posuv smerom na ozubené koleso 1. rýchlostného stupňa.

Treťou polohou je poloha D – Drive, kedy je už radiaca vidlička spolu s radiacou objímkou presunutá na ozubené koleso 1. rýchlostného stupňa. Vďaka záberu zubov na ozubenom kolese 1. rýchlostného stupňa a čiastočnému prekrytiu a záberu zubov na ozubenom kolese spojeného pevne s hriadeľom, je umožnený prenos krútiaceho momentu a tým pádom aj rozjazd a pohyb vozidla.

3.2 OVLÁDANIE MECHANIZMU PARKOVACEJ BRZDY

V prípade ovládania mechanizmu parkovacej brzdy sa jedná o pohyb radiálny, a tak ako radiaca vidlička spolu s radiacou objímkou nadobúda 3 polohy, tak aj mechanizmus parkovacej brzdy tieto 3 polohy má. Daný mechanizmus parkovacej brzdy obsahuje hlavnú konštrukciu, ktorá drží pohromade zvyšok komponentov vnútri. Komponent, ktorý bude ovládaný navrhnutým mechanizmom, bude prst mechanizmu parkovacej brzdy. Tento prst tlačí na skupinu komponentov, kde sa nachádzajú dva valčeky pohybujúce sa po vrchnej ploche parkovacej západky. Umožňujú vysúvanie a zasúvanie západky do ozubeného kolese na hriadeľi. Taktiež tento mechanizmus obsahuje vratnú pružinu, ktorá zabezpečuje vrátenie skupiny komponentov vnútri mechanizmu do pôvodnej polohy, a tým pádom vysunutie prstu a zasunutie parkovacej západky.

POLOHY MECHANIZMU PARKOVACEJ BRZDY

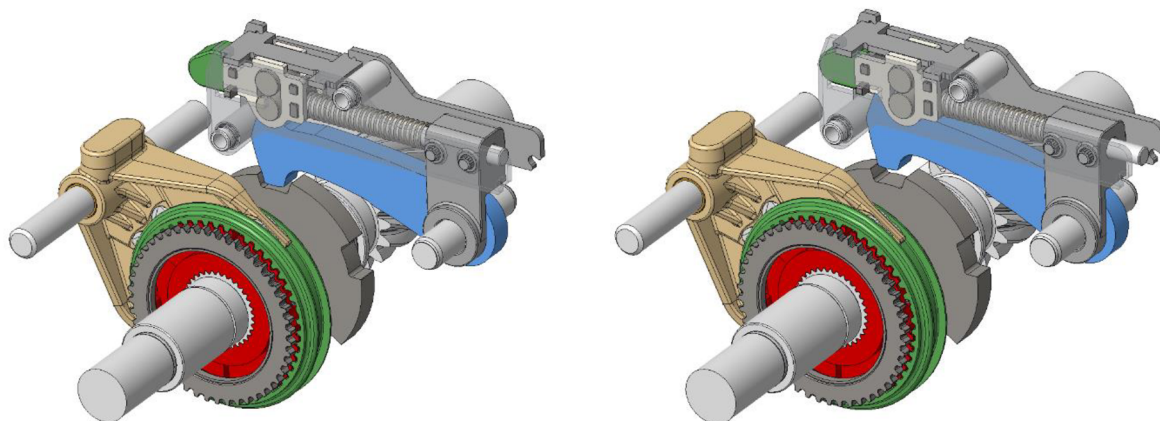
Prvou polohou je poloha P – Parking, obdobne, ako u radiacej vidličky. V tomto prípade je prst mechanizmu parkovacej brzdy vysunutý a tým pádom je parkovacia západka zasunutá svojim špeciálnym zubom do medzery na ozubenom kolese na hriadeľi. Vďaka tomuto je ozubené koleso parkovacej brzdy znehybnené spolu s výstupným hriadeľom a pohyb vozidla je zamedzený.

Druhou polohou je poloha N – Neutrál, kedy prst mechanizmu parkovacej brzdy je zatlačený, týmto sa valčeky vnútri mechanizmu posunú, pričom po ich ploche sa posúva aj parkovacia západka, ktorá sa vysunie z ozubeného kolesa na hriadeľ. Týmto sa „odblokuje“ výstupný hriadeľ, a pohyb vozidla je umožnený.

Treťou polohou je poloha D – Drive, pričom táto poloha je identická s polohou N – Neutrál, pretože v tomto momente, jediné čo je potrebné ovládať, je pohyb radiacej vidličky.

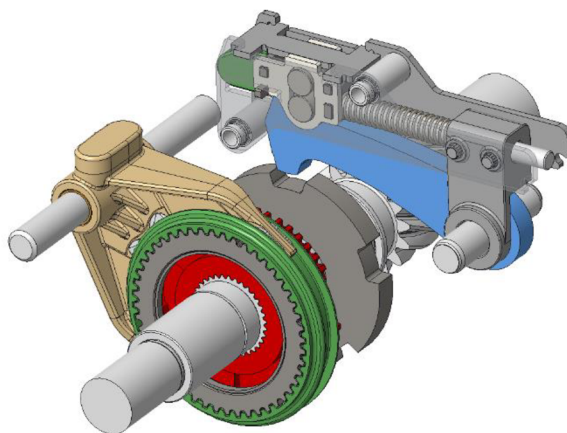
3.3 VZÁJOMNÁ POLOHA PARKOVACEJ BRZDY A RADENIA

Na nasledujúcich obrázkoch je možné vidieť všetky polohy či už mechanizmu parkovacej brzdy alebo mechanizmu radenia.



a) Poloha P – Parking

b) Poloha N - Neutral



c) Poloha D – Drive

Obr. 24 Vzájomná poloha mechanizmu parkovacej brzdy a radiacej vidličky pri polohe P, N, D.

4 HLADANIE OPTIMÁLNEHO RIEŠENIA

Po ozrejmení základných pohybov a polôh mechanizmu parkovacej brzdy a mechanizmu radiacej vidličky je potrebné prehľadne zobrazit' možné typy ovládania jednotlivých týchto mechanizmov a spôsob, akým môže byť celý tento jednotný mechanizmus parkovacej brzdy a radiacej vidličky poháňaný. Ďalej je dôležité si uvedomiť, ako je schopná radiaca vidlička nadobudnúť pôvodnú polohu a z týchto skutočností nakoniec ich kombináciou vytvoriť štyri návrhy.

Príslušné kombinácie sú znázornené v nasledujúcej tabuľke, kde v prípade pohonu bola použitá jedna možnosť, a to rotačný krokový servomotor. V prípade ovládania mechanizmu parkovacej brzdy je možné použiť princíp vačky a akéhosi vybrania alebo drážky. Ovládanie mechanizmu radenia je možné opäť za pomoci vačky, vybrania alebo drážky, prípadne vonkajšej drážky. Následné zabezpečenie nadobudnutia pôvodnej polohy pre radiacu vidličku je možné vďaka pružine umiestnenej v rámci samotnej vidličky, alebo vďaka príslušnej geometrii, napríklad pri drážkach a vybraniach.

Všetky kombinácie pri vzniknutých návrhoch sú zobrazené v nasledovnej tabuľke.

Tab. 1 Kombinácie pohonu, ovládania a nadobudnutia pôvodnej polohy

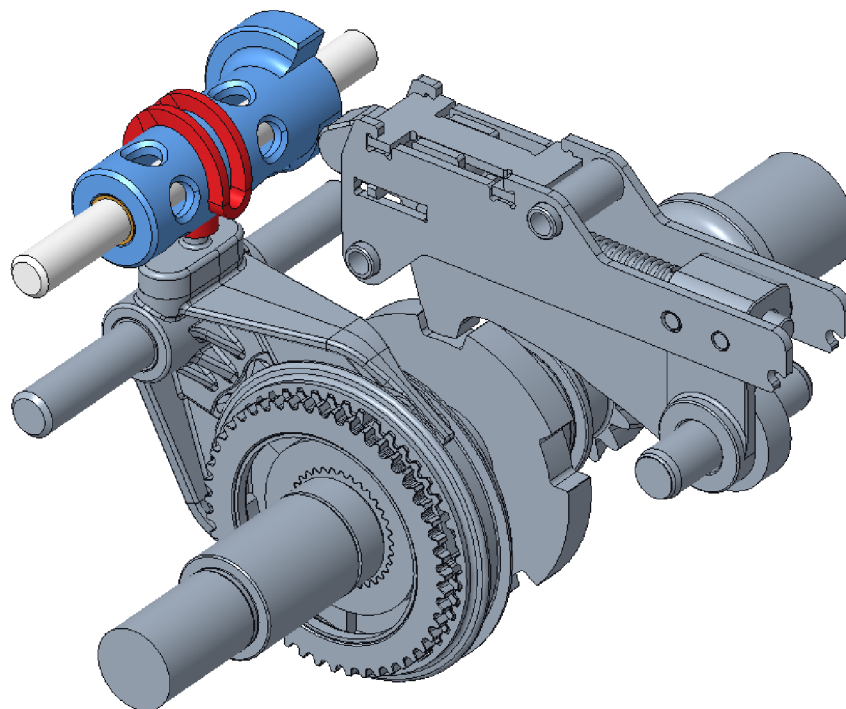
Pohon	PB - Ovládanie	SHFT - Ovládanie	Nadobudnutie pôvodnej polohy radenia	Návrh
ROTAČNÝ SERVO MOTOR	VAČKA	VAČKA	PRUŽINA	1
	VYBRANIE „DRÁŽKA“	VONKAJŠIA DRÁŽKA	GEOMETRIA	2
		VYBRANIE „DRÁŽKA“		3
				4

4.1 POPIS JEDNOTLIVÝCH NÁVRHOV

Pri vytváraní a modelovaní jednotlivých návrhov bol použitý vopred zadaný 3D model výstupného hriadeľa s ozubeným kolesom pre prvý prevodový stupeň, ozubené koleso pre zubovú spojku spolu s radiacou objímkou a radiacou vidličkou, ktorá je umiestnená na hriadeľi s ložiskami. Ďalej sa v zostave nachádza celý mechanizmus parkovacej brzdy s parkovacou západkou. Pre lepšiu viditeľnosť a orientáciu sú v nasledujúcich vyhotoveniach jednotlivých návrhov všetky zadané komponenty znázornené šedou farbou.

4.1.1 NÁVRH Č. 1 - „BUBON“

Návrh pomenovaný „BUBON“ využíva ovládanie mechanizmu radiacej vidličky pomocou vybrania (vonkajšej drážky) po obvodu komponentu valca, na ktorého konci je umiestnená vačka ovládajúca mechanizmu parkovacej brzdy. Pohon celého valca (bubnu) je zaistený rotačným krokovým servomotorom, ktorý je schopný krokového pohybu, a to pootočením o 135 stupňov, t.j. maximálne 270 stupňov jedným, a následne opačným smerom.



Obr. 25 3D model návrhu č. 1 – „BUBON“

POPIS A PRINCÍP MECHANIZMU

V počiatočnom stave je bubon v pozícii 0 stupňov, mechanizmus parkovacej brzdy v polohe P a mechanizmus radenia taktiež v polohe P.

Počas prvého pootočenia o 135 stupňov sa vďaka geometrii vačky na konci bubnu prst mechanizmu parkovacej brzdy zatláča, parkovacia západka sa vysúva z ozubeného kolesa a tým mechanizmus parkovacej brzdy nadobúda polohu N. Mechanizmus radenia a jeho radiaca vidlička obsahuje prst, ktorý sa pohybuje vo vonkajšej drážke po obvodu bubnu. Vďaka geometrii drážky po dobu prvého pootočenia zostáva vidlička radenia v pôvodnej polohe.

Počas druhého pootočenia o 135 stupňov sa geometria vačky nemení, mechanizmus parkovacej brzdy zostáva v polohe N, resp. D. Vďaka geometrii drážky, v ktorej sa pohybuje prst vidličky radenia, sa vidlička radenia posúva v smere k ozubenému kolesu prvého prevodového stupňa, až dosiahne svojej krajnej polohy – polohy D. V tomto momente je umožnený prenos krútiaceho momentu a následný pohyb vozidla.

Reverzný chod z polohy D do polohy N až polohy P je principiálne rovnaký, len v opačnom smere, pričom nadobudnutie pôvodnej polohy pre vidličku zabezpečuje špecifická geometria drážky po obvodu bubnu.

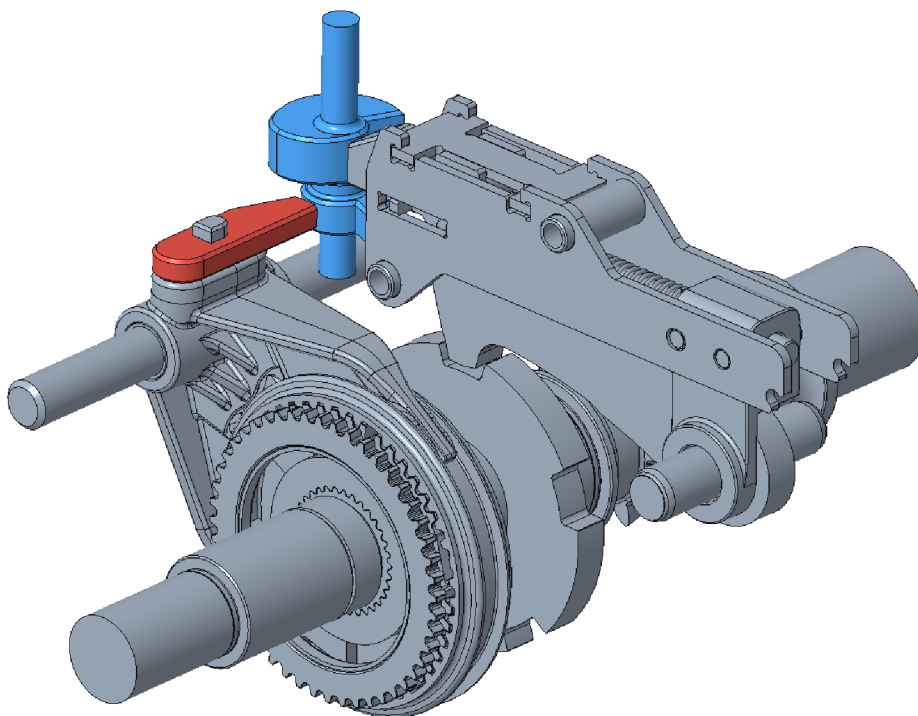
VÝHODY A NEVÝHODY

Tab. 2 Výhody a nevýhody návrhu č. 1 – „BUBON“

Výhody	Nevýhody
<i>Univerzálnosť – možné použitie pri viacerých prevodových stupňoch</i>	<i>Náročná vyrobiteľnosť</i>
<i>Presnosť pohybu vďaka drážke</i>	<i>Možné trenie v drážke</i>
<i>Jednoduchosť – jeden komponent</i>	<i>Vyššia cena</i>
<i>Jednoduchá montáž / demontáž</i>	<i>Robustnosť valca kvôli drážke</i>

4.1.2 NÁVRH Č. 2 - „PRUŽINA“

Návrh pomenovaný „PRUŽINA“ využíva ovládanie mechanizmu radiacej vidličky pomocou spodnej vačky umiestnenej na otočnom hriadeľi. Druhá, vrchná vačka, umiestnená na hriadeľi, slúži na ovládanie mechanizmu parkovacej brzdy. Pohon hriadeľa a zároveň vačiek je zaistený rotačným krokovým servomotorom, ktorý svojim krokovým pohybom je schopný pootočenia o 135 stupňov na jeden krok, resp. 270 stupňov jedným, a následne opačným smerom.



Obr. 26 3D model návrhu č. 2 – „PRUŽINA“

POPIS A PRINCÍP MECHANIZMU

V počiatočnom stave je hriadeľ, na ktorom sú uložené vačky v pozícii 0 stupňov, mechanizmus parkovacej brzdy v polohe P a mechanizmus radenia taktiež v polohe P.

Počas prvého pootočenia o 135 stupňov, sa vďaka geometrii vrchnej vačky na hriadeli zatláča prst mechanizmu parkovacej brzdy, parkovacia západka sa vysúva z ozubeného kolesa a týmto mechanizmus parkovacej brzdy nadobúda polohu N. Mechanizmus radenia a jeho radiaca vidlička obsahuje komponent umiestnený na vrchnej ploche vidličky, ktorý sa svojou bočnou plochou dotýka spodnej vačky. Vďaka geometrii tejto vačky sa po dobu prvého pootočenia vidlička nehýbe, a tak zostáva v pôvodnej polohe – poloha N, resp. P.

Počas druhého pootočenia o 135 stupňov sa geometria vrchnej vačky nemení, mechanizmus parkovacej brzdy zostáva v polohe N, resp. D. Spodná vačka vďaka svojej geometrii posúva komponentom umiestneným na radiacej vidličke. Tá sa spolu s radiacou objímkou posúva smerom k ozubenému kolesu prvého prevodového stupňa, až nadobudne krajnú polohu – polohu D. V tomto momente je zaradený rýchlostný stupeň a je umožnený prenos krútiaceho momentu a následný pohyb vozidla.

Reverzný chod z polohy D do polohy N až polohy P je opäť principiálne rovnaký, len v opačnom smere, pričom nadobudnutie pôvodnej polohy pre vidličku zabezpečuje špeciálna pružina umiestnená vo vnútri tela radiacej vidličky. Táto pružina je navinutá v priestore medzi hriadeľom a vnútornou stenou radiacej vidličky.

VÝHODY A NEVÝHODY

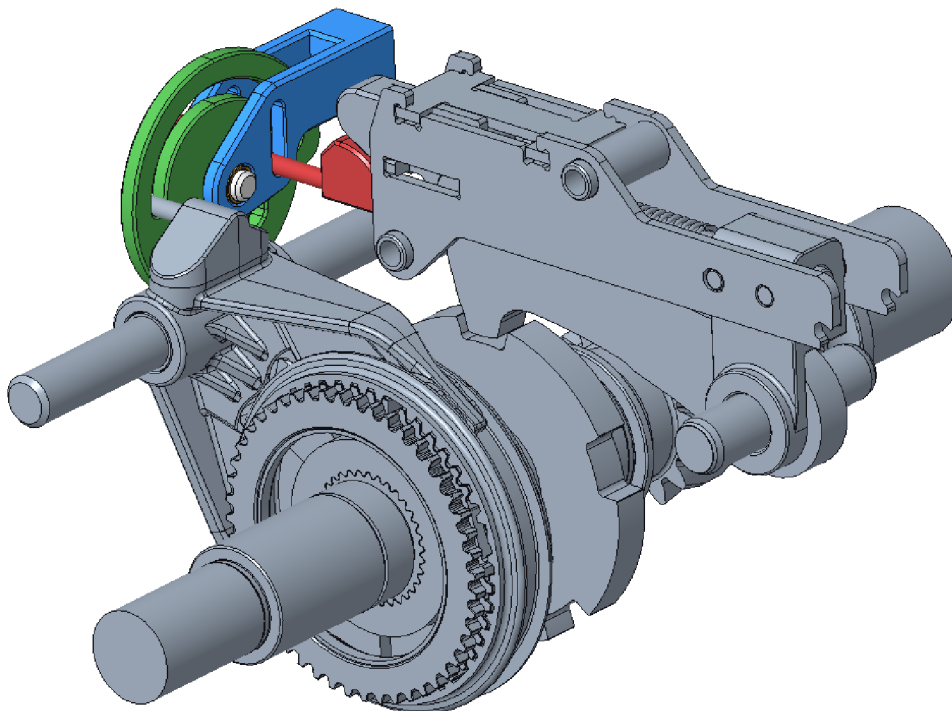
Tab. 3 Výhody a nevýhody návrhu č. 2 – „PRUŽINA“

Výhody	Nevýhody
<i>Jednoduchá výroba hriadeľa s vačkami</i>	<i>Náročná vyrobiteľnosť mechanizmu pružiny</i>
<i>Pomerne malé rozmery</i>	<i>Veľké množstvo komponentov z dôvodu pružiny</i>
<i>Jednoduchosť (hriadeľ s vačkami)</i>	<i>Vyššia cena</i>
	<i>Zložitosť výpočtu a možné komplikácie riešenia pružiny</i>
	<i>Vyrobiteľnosť v potrebnej kvalite na prijateľnú zmontovateľnosť</i>

4.1.3 NÁVRH Č. 3 - „DISK“

Návrh pomenovaný „DISK“ využíva ovládanie mechanizmu radiacej vidličky a mechanizmu parkovacej brzdy pomocou dvoch drážok v rotačnom disku. Tieto drážky slúžia ako vodiaca štrbina pre prst radiacej vidličky a klin, ktorý sa pohybuje vo vodiacej lište vo vertikálnom smere, a následne vytláča prst mechanizmu parkovacej brzdy.

Týmto sa prst zasúva a parkovacia západka sa vysúva z ozubeného kolesa na hriadeli. Pohon rotačného disku je zaistený rotačným krokovým servomotorom, ktorý svojim krokovým pohybom je schopný rotácie o 90 stupňov na jeden krok, resp. 180 stupňov jedným, a následne opačným smerom.



Obr. 27 3D model návrhu č. 3 – „DISK“

POPIS A PRINCÍP MECHANIZMU

V počiatočnom stave je rotačný disk s drážkami v pozícii 0 stupňov, mechanizmus parkovacej brzdy v polohe P a mechanizmus radenia taktiež v polohe P.

Počas prvého pootočenia o 90 stupňov, sa vďaka geometrii drážky prislúchajúcej klinu, ktorý posúva smerom nahor prst parkovacej brzdy, zatláča prst mechanizmu, parkovacia západka sa vysúva z ozubeného kolesa a týmto mechanizmus parkovacej brzdy nadobúda polohu N.

Mechanizmus radenia a jeho radiaca vidlička obsahuje prst umiestnený na vrchnej ploche vidličky, ktorý sa svojou geometriou posúva v drážke prislúchajúcej mechanizmu radenia. Vďaka geometrii drážky sa po dobu prvého pootočenia radiaca vidlička nehýbe, zostáva v pôvodnej polohe – poloha N, resp. P.

Počas druhého pootočenia o 90 stupňov sa geometria drážky prislúchajúcej klinu nemení, mechanizmus parkovacej brzdy zostáva v polohe N, resp. D. Vďaka geometrii drážky prislúchajúcej mechanizmu radenia sa po dobu druhého pootočenia radiaca vidlička posúva spolu s radiacou objímkou smerom k ozubenému kolesu prvého prevodového stupňa, až nadobudne krajnú polohu – polohu D. V tomto momente je zaradený rýchlostný stupeň a je umožnený prenos krútiaceho momentu a následný pohyb vozidla.

Reverzný chod z polohy D do polohy N až polohy P je opäť principiálne rovnaký, len v opačnom smere, pričom nadobudnutie pôvodnej polohy pre vidličku zabezpečuje geometria prislúchajúcej drážky v rotačnom disku.

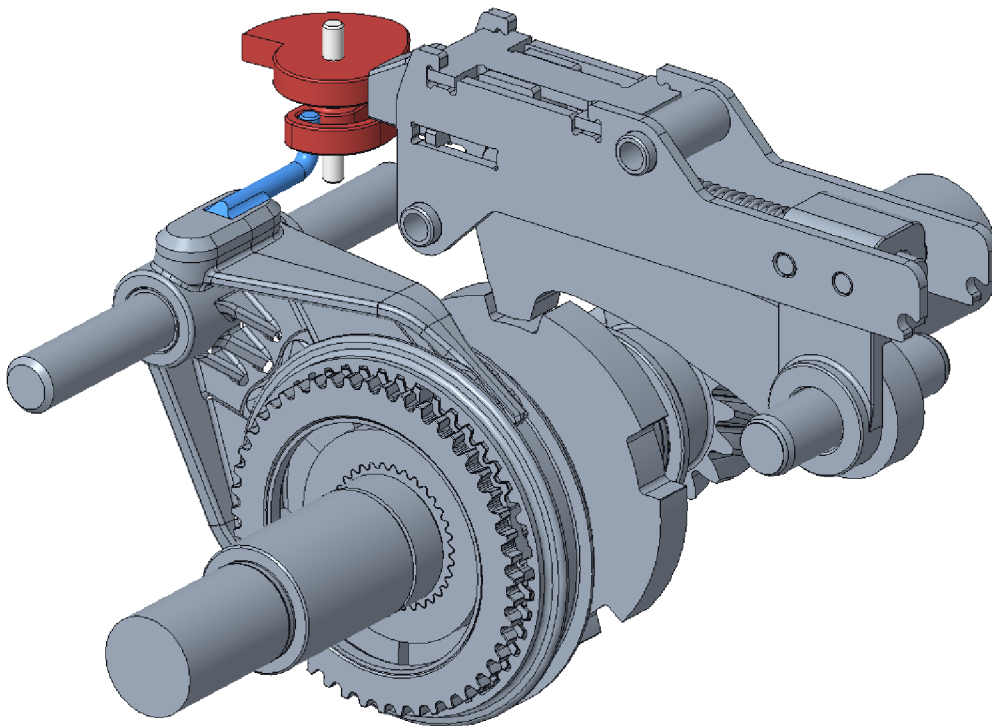
VÝHODY A NEVÝHODY

Tab. 4 Výhody a nevýhody návrhu č. 3 – „DISK“

Výhody	Nevýhody
<i>Univerzálnosť – možné použitie pri viacerých prevodových stupňoch</i>	<i>Väčší počet komponentov</i>
<i>Jednoduchá montáž / demontáž</i>	<i>Možné trenie v drážkach</i>
<i>Relatívne jednoduché riešenie aj napriek väčšiemu počtu komponentov</i>	<i>Vyššia cena z dôvodu počtu komponentov a následne dlhších výrobných časov</i>
	<i>Silovo náročné (ohybový moment na klin)</i>
	<i>Nízka životnosť</i>

4.1.4 NÁVRH Č. 4 - „MIX“

Návrh pomenovaný „MIX“ je navrhnutý ako zlučenie výhod návrhu „BUBON“ a „DISK“. Obsahuje hriadeľ, na ktorom je umiestnený disk so špecifickou drážkou a vačku. Drážka rotačného disku slúži k vedeniu akéhosi tiahla s prstom, ktorý je umiestnený na vrchnej ploche radiacej vidličky. K ovládaniu mechanizmu parkovacej brzdy slúži vačka umiestnená na rotačnom hriadeľi. Tá svojou geometriou je schopná zatláčania prstu parkovacej brzdy. Pohon hriadeľa, na ktorom je umiestnený rotačný disk a vačka, je zaistený rotačným krokovým servomotorom, ktorý svojim krokovým pohybom je schopný pootočenia o 90 stupňov na jeden krok, resp. 180 stupňov jedným, a následne opačným smerom.



Obr. 28 3D model návrhu č. 4 – „MIX“

POPIS A PRINCÍP MECHANIZMU

V počiatočnom stave je rotačný disk s drážkou a vačkou v pozícii 0 stupňov, mechanizmus parkovacej brzdy v polohe P a mechanizmus radenia taktiež v polohe P.

Počas prvého pootočenia o 90 stupňov, sa vďaka geometrii vačky, ktorá vysúva prst parkovacej brzdy, zatláča prst mechanizmu, parkovacia západka sa vysúva z ozubeného kolesa a týmto mechanizmus parkovacej brzdy nadobúda polohu N. Mechanizmus radenia a jeho radiaca vidlička obsahuje tiahlo s prstom, umiestnené na vrchnej ploche vidličky, ktoré sa svojou geometriou posúva v drážke rotačného disku. Vďaka geometrii drážky sa po dobu prvého pootočenia radiaca vidlička nehýbe, zostáva v pôvodnej polohe – poloha N, resp. P.

Počas druhého pootočenia o 90 stupňov sa geometria vačky nemení, mechanizmus parkovacej brzdy zostáva v polohe N, resp. D. Vďaka geometrii drážky rotačného disku sa po dobu druhého pootočenia radiaca vidlička posúva spolu s radiacou objímkou smerom k ozubenému kolesu prvého prevodového stupňa, až nadobudne krajnú polohu – poloha D.

V tomto momente je zaradený rýchlostný stupeň a je umožnený prenos krútiaceho momentu a následný pohyb vozidla.

Reverzný chod z polohy D do polohy N až polohy P je opäť principiálne rovnaký, len v opačnom smere, pričom nadobudnutie pôvodnej polohy pre vidličku zabezpečuje vlastná geometria drážky v rotačnom disku.

VÝHODY A NEVÝHODY

Tab. 5 Výhody a nevýhody návrhu č. 4 – „MIX“

Výhody	Nevýhody
<i>Presnosť pohybu</i>	<i>Možné trenie drážky</i>
<i>Jednoduchosť – jeden komponent</i>	<i>Dlhé vedenie pre vidličku</i>
<i>Nižšia cena</i>	
<i>Vyrobiteľnosť</i>	

4.2 ZHODNOTENIE NÁVRHOV

V nasledujúcej tabuľke sú poznamenané najvýznamnejšie výhody a nevýhody pre každý návrh, z pohľadu autora práce. Následne vyhotovený rating vykazuje subjektívne bodové ohodnotenie jednotlivých návrhov: 10/10 – najviac vhodné, 0/10 – najmenej vhodné.

Tab. 6 Subjektívne hodnotenie návrhov

Návrh	Výhody	Nevýhody	Rating
1	Univerzálnosť + Presnosť	Náročná vyrobiteľnosť	10 / 10
2	Rozmery	Zložitosť + Montáž	5 / 10
3	Univerzálnosť + Použitie	Veľký počet komponentov	7 / 10
4	Jednoduchosť + Vyrábiteľnosť	Dlhé vedenie pre vidličku	9/10

Následne bolo potrebné vypracovať tabuľku hovoriacu, ktoré kritérium je pri hľadaní ideálneho návrhu najdôležitejšie. Základné kritéria, ktoré sú: cena, vyrábiteľnosť a zmontovateľnosť, životnosť a spoľahlivosť, a energetická bilancia, sú vpísané do tabuľky nasledovným spôsobom.

Tab. 7 Kritéria dôležitosti

KRITÉRIA	CENA	VYROBITELNOSŤ A SMONTOVATELNOSŤ	ŽIVOTNOSŤ A SPOĽAHLIVOSŤ	ENERGETICKÁ BILANCIA	SUM	%
CENA		1	1	2	4	33
VYROBITELNOSŤ A ZMONTOVATELNOSŤ	1		0	1	2	17
ŽIVOTNOSŤ A SPOĽAHLIVOSŤ	1	2		1	4	33
ENERGETICKÁ BILANCIA	0	1	1		2	17

V tabuľke platí nasledovné pravidlo. Pokiaľ kritérium v oranžovom stĺpci je dôležitejšie než kritérium v modrom riadku, bude v príslušnej bunke zapísané číslo 2. Pokiaľ sú si kritéria z hľadiska dôležitosti rovné, zapísané bude číslo 1. V prípade, že kritérium v oranžovom stĺpci je menej dôležité, než kritérium v modrom riadku, tak do bunky bude zapísané číslo 0.

Následne sú čísla v jednotlivých riadkoch spočítané a je vyjadrený ich percentuálny podiel, pričom celkový počet „bodov“ je 12. Z vyjadrených percentuálnych podielov vyplýva, že najdôležitejším kritériom pri výbere vhodného návrhu je životnosť a spoľahlivosť, a taktiež cena, s rovnakým podielom = 33 %. Menej dôležité kritérium je vyrobiteľnosť a zmontovateľnosť, a energetická bilancia, s rovnakým podielom = 17 %.

4.2.1 VÝBER NAJVHODNEJŠIEHO NÁVRHU

Získané percentuálne hodnoty sú následne využité k nájdeniu vhodného návrhu tak, že dané podiely sú vpísané do riadku „faktor dôležitosti“. Do riadku „podmieňovací faktor“ sú vpísané čísla od najviac potrebnej podmienky – 4, až po najmenej potrebnú podmienku – 1. Tieto čísla sú v jednotlivých stĺpcoch navzájom vynásobené a následne spolu sčítané. Takto je získané celkové bodové ohodnotenie daného návrhu. Tento postup je opakovaný pre každý jeden návrh, a na záver sa jednotlivé bodové ohodnotenia porovnajú.

Tab. 8 Bodové ohodnotenie návrhov

1 - "BUBON"	CENA	VYROBITELNOSŤ A SMONTOVATELNOSŤ	ŽIVOTNOSŤ A SPOĽAHLIVOSŤ	ENERGETICKÁ BILANCIA	Σ
FAKTOR Dôležitosti	25	17	42	17	
PODMIENOVACI FAKTOR	2	4	3	1	
UŽITOČNOSŤ	50	68	126	17	261

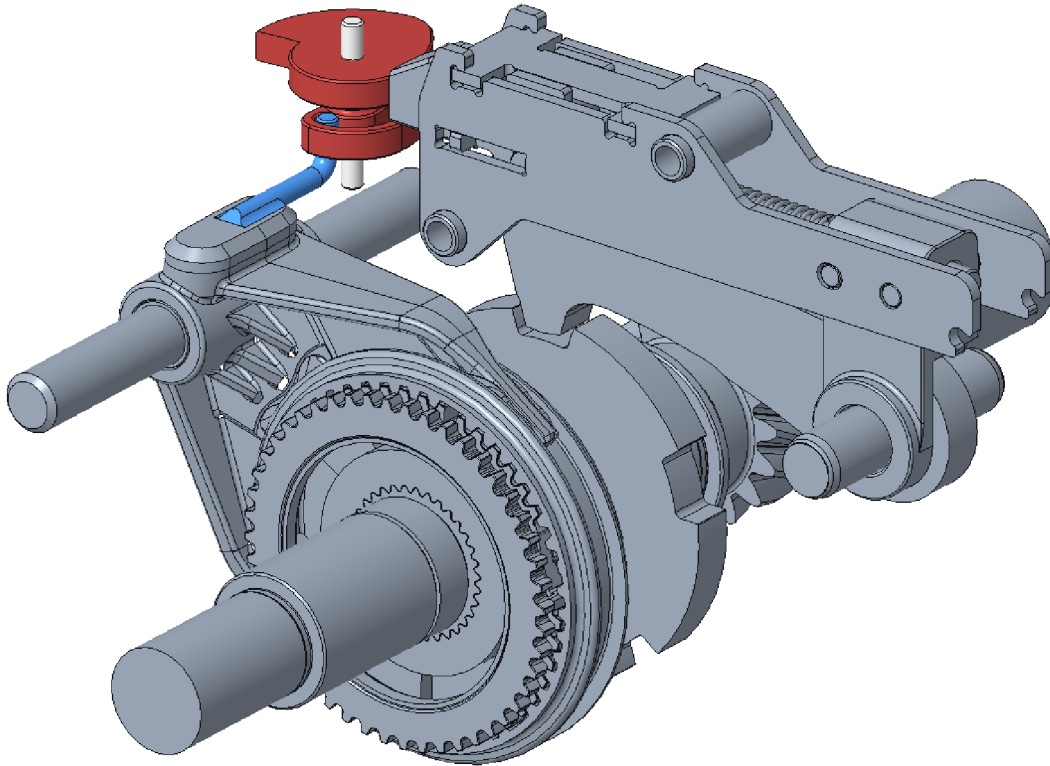
2 - "PRUŽINA"	CENA	VYROBITELNOSŤ A SMONTOVATELNOSŤ	ŽIVOTNOSŤ A SPOĽAHLIVOSŤ	ENERGETICKÁ BILANCIA	Σ
FAKTOR Dôležitosti	25	17	42	17	
PODMIENOVACI FAKTOR	4	3	2	1	
UŽITOČNOSŤ	100	51	84	17	252

3 - "DISK"	CENA	VYROBITELNOSŤ A SMONTOVATELNOSŤ	ŽIVOTNOSŤ A SPOĽAHLIVOSŤ	ENERGETICKÁ BILANCIA	Σ
FAKTOR Dôležitosti	25	17	42	17	
PODMIENOVACI FAKTOR	2	1	4	3	
UŽITOČNOSŤ	50	17	168	51	286

4 - "MIX"	CENA	VYROBITELNOSŤ A SMONTOVATELNOSŤ	ŽIVOTNOSŤ A SPOĽAHLIVOSŤ	ENERGETICKÁ BILANCIA	Σ
FAKTOR Dôležitosti	25	17	42	17	
PODMIENOVACI FAKTOR	3	2	4	1	
UŽITOČNOSŤ	75	34	168	17	294

S najvyšším bodovým ohodnotením vyšiel návrh č. 4 - (294 bodov). Následne návrh č. 3 – (286 bodov), návrh č. 1 – (261 bodov) a návrh č. 2 – (252 bodov).

Výsledným najvhodnejším riešením sa stal vzhľadom na výsledky návrh č. 4 – „MIX“, ktorého celkové postupné riešenie je popísané v nasledujúcich častiach práce.



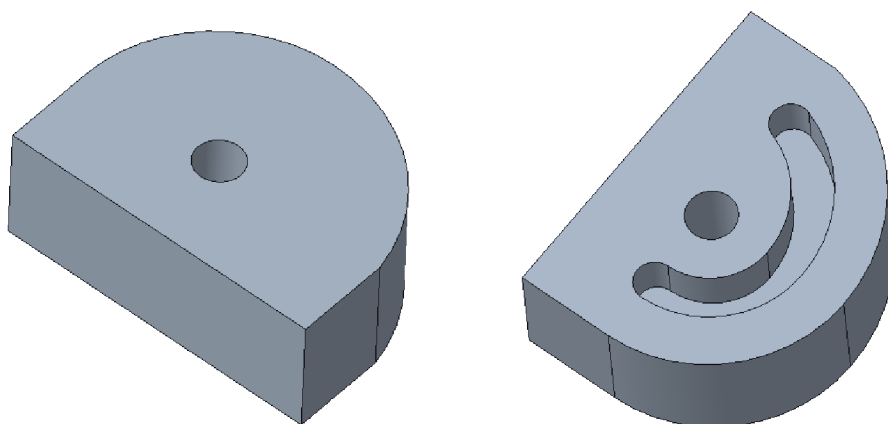
Obr. 29 3D model návrhu č.4 – „MIX“

5 RIEŠENIE FINÁLNEHO NÁVRHU

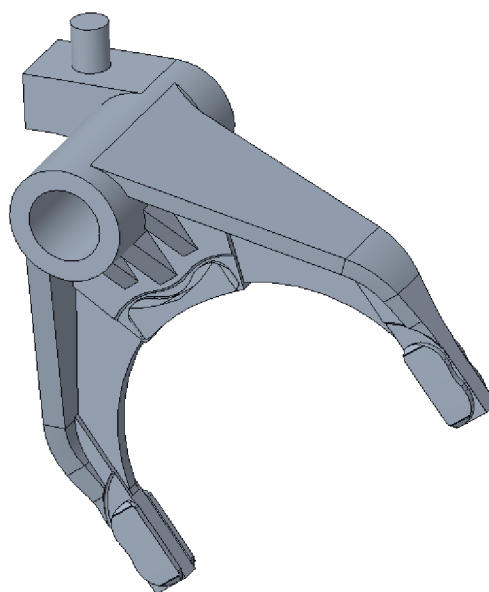
Na začiatku riešenia finálneho návrhu sa postupovalo z konceptu tohto návrhu zobrazeného na Obr. 29, kde sa na radiacej vidličke nachádza akési tiahlo v podobe tyče, na ktorej konci je prst pohybujúci sa vo vybraní na voliči. Toto dlhé tiahlo bolo nahradené predĺžením tela vidličky, čo zabezpečuje lepšiu tuhosť a prenos sily. Tým pádom je možné prst vidličky viesť priamo z tela vidličky kolmo nahor, smerom k vybratiu na voliči.

5.1 KOMPONENTY MECHANIZMU

Spomenutými úpravami sa dopracovalo k podobe, kedy je aj prst na radiacej vidličke rozšírený na priemer 8 mm a taktiež aj tvar voliča bol upravený. Došlo k akémusi spojeniu geometrií, kedy by mohol byť prítomný len jeden komponent. Na jeho obvode by bola vačka pre parkovaciu brzdu a zo spodnej strany vačka vo forme vybrania alebo drážky pre prst radiacej vidličky.

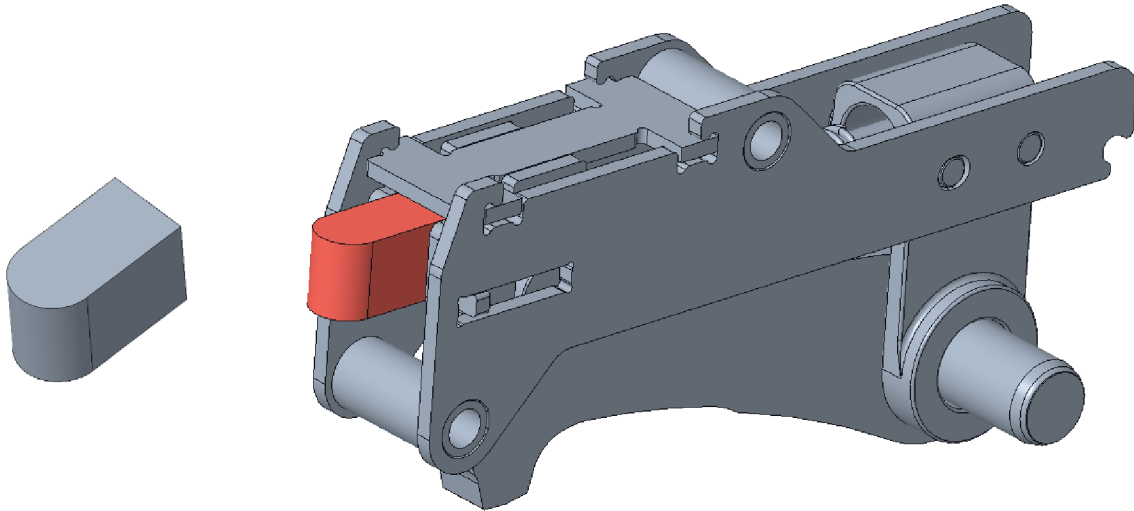


Obr. 30 Základný model voliča jednotného mechanizmu



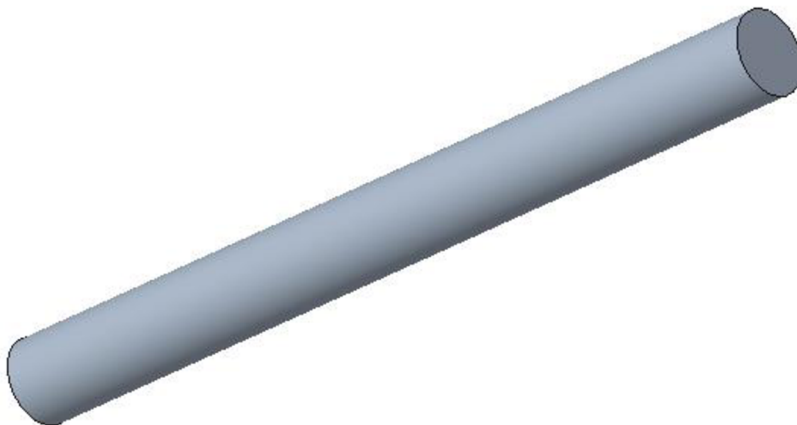
Obr. 31 Čiastočne upravený model radiacej vidličky

V prípade prstu prislúchajúceho mechanizmu parkovacej brzdy, bola geometria pozmenená tak, aby sa tento palec vhodne posúval po obvode voliča a tým sa zatlačal do mechanizmu parkovacej brzdy. Podoba tohto palca je znázornená na nasledovnom obrázku.



Obr. 32 Prst mechanizmu a model mechanizmu parkovacej brzdy

Posledným komponentom je hriadeľ, na ktorom je umiestnený volič. Ten môže byť vyrobený a následne zabezpečený voči posuvu a pootočeniu rôznymi spôsobmi, ktoré sú rozpísané v nasledujúcich častiach práce. Na začiatok bol použitý priemer hriadeľa 10 mm.



Obr. 33 Model hriadeľa jednotného mechanizmu

5.2 MOŽNOSTI PREVEDENIA NÁVRHU

Pri vyhotovovaní zvoleného návrhu je následne potrebné vyriešiť spôsob výroby jednotlivých komponentov, ich uloženie voči prevodovke, prípadne vzájomné zabezpečenie voči pohybu podľa konkrétnej potreby.

5.2.1 VÝROBA VOLIČA A HRIADEĽA

Po vhodnom upravení daného návrhu je potrebné si ozrejmiť, akým spôsobom a technológiou je možné príslušné komponenty obsiahnuté v danom návrhu vyrobiť. V prípade otočného hriadeľa, ktorý by bol poháňaný rotačným krokovým servomotorom, pripadá v úvahu obrábanie na požadovaný priemer.

V prípade voliča sú možnosti nasledovné:

- Pri výrobe ako odliatok by nebolo možné dosiahnuť potrebnú pevnosť na povrchu a taktiež oteruvzdornosť pri použití hliníka ako materiálu. Na druhej strane by bolo možné použiť istý druh liatiny, čím by sa ale nedosiahlo potrebných mechanických vlastností. Tým pádom je vhodnejšie využiť určitú vhodnú oceľ, napríklad 20MnCr5, ktorá sa bežne pre tento typ výrobkov vzhľadom na svoje vlastnosti a cenu používa. Následne je potrebné trieskové obrábanie a dodatočné kalenie na dosiahnutie povrchovej tvrdosti. Komponent voliču by týmto pádom mohol byť vyrobený len ako jeden samostatný kus.
- Druhou možnosťou je spôsob výroby pomocou práškovej metalurgie, kedy je možné daný komponent vyrobiť taktiež ako jeden samostatný kus. Vďaka vysokej výrobnej presnosti pomocou lisovania kovových práškov, nie je potrebné dodatočné opracovanie v toľkej miere, ako pri trieskovom obrábaní. Jednalo by sa iba o obrobenie funkčných plôch, ktoré budú vo vzájomnom dotyku s ostatnými komponentami mechanizmu.
- Treťou variantnou je využitie strihania, pričom by bol použitý plech o hrúbke približne 7 mm. Tento komponent by tým pádom bol zhotovený z dvoch samostatných kusov, kedy by jednotlivé kusy boli strihané samostatne.

Popri vyhodnotení najvhodnejšej technológie je potrebné zvážiť aj fakt, či prislúchajúci spôsob výroby, ako jeden celok alebo dva komponenty, je vhodný.

Z dôvodu viacerých možností je potrebné si určiť výhody a nevýhody jednotlivých metód výroby pre komponent voliča. Znázornené sú v nasledujúcej tabuľke.

Tab. 9 Výhody a nevýhody technológií výroby voliča

Technológia	VÝHODY	NEVÝHODY
Trieskové obrábanie	Nízke náklady na obrábací nástroj, vysoká kvalita povrchu	Dlhý výrobný čas
Prášková metalurgia	Minimálne doplnkové opracovanie, vysoká výrobná presnosť, výroba na jeden technologický krok	Cenovo náročná výroba formy
Strihanie	Nízka cena, jednoduchosť, dobrá vyrobiteľnosť	Hrúbky stien musia byť optimalizované z dôvodu strižných parametrov

5.2.2 ULOŽENIE HRIADEĽA

V rámci uloženia je potrebné zabezpečiť umiestnenie hriadeľa do skrine prevodovky. Toto môže byť zrealizované prostredníctvom ložísk, ktoré sú vlisované do skrine prevodovky.

Prvé vyhotovenie môže byť také, že hriadeľ, na ktorom je uložený mechanizmus spoločnej funkcionality pre parkováciu brzdy a radenie, je vedený od vrchu až po spodok skrine prevodovky, v ktorej je prostredníctvom spomínaných ložísk upevnený. Na vrchnej strane je upevnený pomocou ložiska v prírube, ktorá je pripevnená na skrini prevodovky. Servomotor, ktorý poháňa hriadeľ mechanizmu, je uložený na tejto prírube.

Druhou alternatívou je, že hriadeľ bude upevnený pomocou ložísk len v prírube, ktorá je pripevnená na vrchnej strane skrine prevodovky. V tejto prírube je zakomponovaný aj servomotor poháňajúci hriadeľ s mechanizmom spoločnej funkcionality pre parkováciu brzdy a radenie. Týmto nebude potrebný dlhší hriadeľ a jeho upevnenie v spodnej časti skrine prevodovky, taktiež bude jednoduchšia demontáž a prípadný servis. Tým pádom sa vyhovie aj dnešným trendom, kedy je snaha o jednoduchosť a vhodnú demontáž, prípadne servis a výmenu kusu ako celku.

5.2.3 ZABEZPEČENIE VOLIČA VOČI HRIADEĽU

Následne je nutné zabezpečiť, aby sa volič jednotného mechanizmu radenia a parkovacej brzdy umiestnený na hriadeľi voči nemu nemohol pootočiť. Taktiež je potrebné volič na hriadeľi zabezpečiť aj proti axiálnemu posuvu. Tieto problémy je možno vyriešiť rôznymi spôsobmi.

ZAMEDZENIE POOTOČENIA

Prvé vyhotovenie môže byť za použitia tvarového spoju, kedy hriadeľ v úseku dotyku s komponentom bude mať inú geometriu, než kruhovú. Môže sa využiť napríklad tvar šesťhranu alebo mnohohranu. Ďalej je možné použitie kolíkov na zamedzenie pootočenia, zvar komponentu s hriadeľom, alebo nalisovanie komponentu na hriadeľ. Taktiež je možné použiť aj akýmsi spôsobom spojenie pomocou skrutky alebo pomocou zverného spoju.

ZAMEDZENIE AXIÁLNEHO POSUVU

K zamedzeniu posuvu na hriadeľi je možné využiť spoj pomocou matice, prípadne nitu. Taktiež v prípade zvaru proti pootočeniu je možné zvar využiť aj pre zamedzenie posuvu. Možné je tiež použiť kolík alebo spojenie pomocou lepenia.

Z daných možností sú vytvorené jednotlivé vhodné kombinácie, pričom sú vpísané do príslušnej tabuľky, kde sú popísané ich výhody a nevýhody.

Tab. 10 Výhody a nevýhody metód zabezpečenia voliča voči hriadeľu

	Zamedzenie pootočenia	Zamedzenie axiálneho posuvu	VÝHODY	NEVÝHODY
1	Tvarový spoj	Matica	Únosnosť	Náročnejšia výroba
2	Kolík	Kolík	Jednoduchá montáž	Pevnosť drážky
3	Nalisovaný spoj	Nit	Jednoduchosť	Riziko uvoľnenia
4	Zvar	Zvar	Pevný spoj	Nerozoberateľný spoj
5	Skrutka	Matica	Normalizované diely	Zvýšená hmotnosť
6	Zverný spoj	Lepenie	Únosnosť	Náročnejšia výroba

V rámci zhodnotenia a výberu najvhodnejšej kombinácie pre zabezpečenie voliča voči hriadeľu je nadviazané na výsledky zo semináru „Prevodové komponenty“, ktorého som sa zúčastnil dňa 27.03.2019, kedy sa konal workshop „Metóda výberu najvhodnejšieho technického riešenia“ na fakulte VUT FSI v Brne. V rámci workshopu bolo riešené spojenie centrálného hriadeľa a protiváhy v radiacom systéme na základe istých kritérií. Požadované bolo zamedzenie pootočenia protiváhy voči hriadeľu, čo je principiálne rovnaký problém, ako zabezpečenie pootočenia voliča voči hriadeľu. Ďalej bolo potrebné zabezpečiť protiváhu proti axiálnemu posuvu, čo je taktiež rovnaký problém. Na základe podrobného rozboru, podobného ako v kapitole 4.2 „Zhodnotenie návrhov“, bolo vzhľadom na potrebné kritéria vyhodnotené najvhodnejšie riešenie. Týmto riešením bolo spojenie pomocou tvarového spoju a matice. Všetky podklady a výsledky z tohto semináru sú uvedené a priložené v prílohách tejto práce.

ZHRNUTIE

V prípade riešenia zabezpečenia voliča voči hriadeľu je možné tieto výsledky zo semináru „Prevodové komponenty“ zužitkovať a využiť v prospech záverečnej práce. Tvarový spoj k zamedzeniu pootočenia je vhodný pre všetky typy technológií výroby voliča, pre trieskové obrábanie, práškovú metalurgiu a aj strihanie oceľového plechu. Je možné využiť už spomínaný tvarový spoj v podobe šesťhranu, ktorý sa javí ako najvhodnejší.

V prípade zamedzenia axiálneho posuvu je možné použiť maticu. Taktiež je ale možné využiť rozlisovanie konca hriadeľa, čo by bolo jednoduchšie, a nebola by potreba ďalšieho komponentu navyše.

5.3 ZHODNOTENIE MOŽNÝCH CELKOVÝCH PREVEDENÍ

Po ozrejmění jednotlivých možných spôsoboch výroby voliča a metód upevnenia voliča voči hriadeľu, je následne vypracovaná tabuľka s prehľadom jednotlivých možností. Spojením daných metód sú následne vyhotovené kombinácie, pričom sú opäť porovnávané ich výhody a nevýhody.

Tab. 11 Prehľad metód prevedenia

Výroba voliču	Upevnenie hriadeľu voči skrine prevodovky	Upevnenie voliča voči hriadeľu
<i>Trieskové obrábanie</i>	<i>Samostatné ložiská na vrchnej a spodnej strane skrine prevodovky</i>	<i>Tvarový spoj + Rozlisovanie konca hriadeľa</i>
<i>Prášková metalurgia</i>	<i>Ložiská v prírubе na vrchnej strane skrine prevodovky</i>	
<i>Strihanie plechu</i>		

Ako je už spomenuté, výroba voliča pomocou trieskového obrábania by bola časovo a v konečnom dôsledku aj cenovo náročnejšia, než výroba pomocou práškovej metalurgie. Pri práškovej metalurgii by sa skrátil či už výrobný čas v dôsledku menšieho počtu krokov k vyhotoveniu komponentu, ale ušetrilo by sa aj materiálom. Z týchto dôvodov nie je v nasledujúcom postupe s metódou trieskového obrábania počítané.

Taktiež aj pri porovnaní možných dvoch spôsobov upevnenia hriadeľa voči skrine prevodovky sa dospelo k záveru, že z dôvodov, ako je lepšia montáž, jednoduchosť a kompaktnosť, sa v nasledujúcom postupe s upevnením hriadeľa pomocou ložísk na vrchnej a spodnej strane skrine prevodovky nepočíta.

Týmto sa dospelo k dvom kombináciám. Prvá je použitie práškovej metalurgie, upevnenie pomocou ložísk v prírubе a použitie tvarového spoja s rozlisovaním konca hriadeľa na upevnenie voliča voči hriadeľu. Tento tvarový spoj môže byť realizovaný ako šesťhran, kedy je pôvodný priemer hriadeľa opracovaný na požadovanú geometriu tvarového spoja. Takouto cestou je možné volič nasunúť na šesťhran na hriadeľi a koniec hriadeľa rozlisovať kruhovým pohybom až na spodnú plochu voliča, čím sa zamedzí posuv voliča v axiálnom smere na hriadeľi. Následne je možné podľa potreby zakaliť tieto komponenty ako celok a dodatočne ešte opracovať plochu prislúchajúcu pre ložisko.

Druhou kombináciou je využitie strihania oceľového plechu, upevnenie pomocou ložísk v prírubе a taktiež použitie tvarového spoja s rozlisovaním konca hriadeľa na upevnenie voliča voči hriadeľu. Tento tvarový spoj môže byť rovnako, ako v prvej kombinácii realizovaný ako šesťhran, pričom komponenty môžu byť spojené a následne zakalené ako celok tak, ako v predchádzajúcom prípade.

Tab. 12 Možné kombinácie metód prevedenia

Kombinácia	Výroba voliču	Upevnenie hriadeľa voči skrine prevodovky	Upevnenie voliča voči hriadeľu
1	Prášková metalurgia	Ložiská v prírubе na vrchnej strane skrine prevodovky	Tvarový spoj + Rozlisovanie konca hriadeľa
2	Strihanie plechu	Ložiská v prírubе na vrchnej strane skrine prevodovky	Tvarový spoj + Rozlisovanie konca hriadeľa

5.3.1 VÝBER VHODNÉHO PREVEDENIA

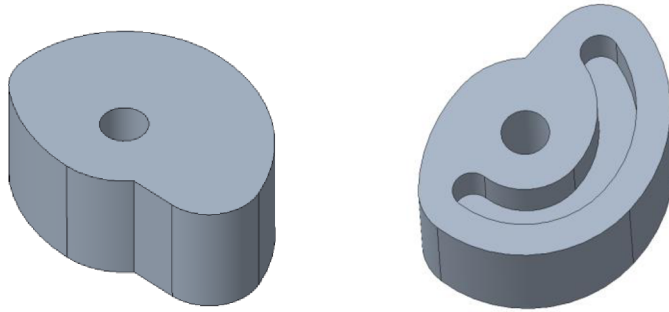
Pri výbere najvhodnejšej kombinácie boli zohľadnené nároky na vyrobiteľnosť, funkčnosť a ekonomickosť. Vybranou kombináciou je kombinácia č. 2. Strihanie plechu v porovnaní s práškovou metalurgiou je jednoznačne cenovo výhodnejšie. Prvotné vysoké náklady by boli už len na vytvorenie vhodnej formy pre práškovú metalurgiu a následne by bola náročnejšia aj výroba komponentov. Výroba pomocou strihania plechu je pomerne jednoduchá a tým pádom nie tak nákladná. Javí sa teda ako najvhodnejšia k použitiu pre daný prípad.

Vzhľadom na vybraný spôsob výroby môže volič pozostávať buď z dvoch častí vyrobených strihaním oceľového plechu, alebo len z jednej časti plechu, ktorá bude v sebe obsahovať drážku pre prst vidličky a zároveň jej tvar obvodu bude slúžiť na posuv prstu mechanizmu parkovacej brzdy. Týmto bude ušetrený materiál a bude potrebné vystrihnúť len jeden komponent. Tým, že by bol tento komponent len jeden, je po jeho navrhnutí potrebné overiť jeho pevnosť za pomoci pevnostnej analýzy. V prípade, že bude vyhovovať, je možné považovať toto celkové riešenie za úspešné a vhodné.

V prípade že nebude vyhovujúci, je potrebné sa vrátiť k možnosti použitia dvoch samostatných plechov, jeden pre ovládanie prsta radiacej vidličky a druhý pre prst mechanizmu parkovacej brzdy. Pred samotnou pevnostnou analýzou je určená základná geometria voliča a vypracovaný príslušný výpočet v nasledujúcej kapitole.

6 KONŠTRUKCIA VOLIČA

Komponent voliča sa skladá z dvoch geometrií. Prvou z nich je geometria vačky prislúchajúca ovládaniu radiacej vidličky. Túto geometriu tvorí vybranie v podobe drážky, v ktorej sa prst radiacej vidličky pohybuje. Stred prsta radiacej vidličky opisuje trajektóriu svojho pohybu vnútri drážky, ktorá je znázornená na Obr. 35 modrou čiarou. Druhou geometriou je geometria vačky prislúchajúca ovládaniu parkovacej brzdy. Táto geometria tvorí vonkajší tvar celého komponentu spoločnej vačky. Tvar celého voliča bol v porovnaní so základným modelom voliča mierne upravený.

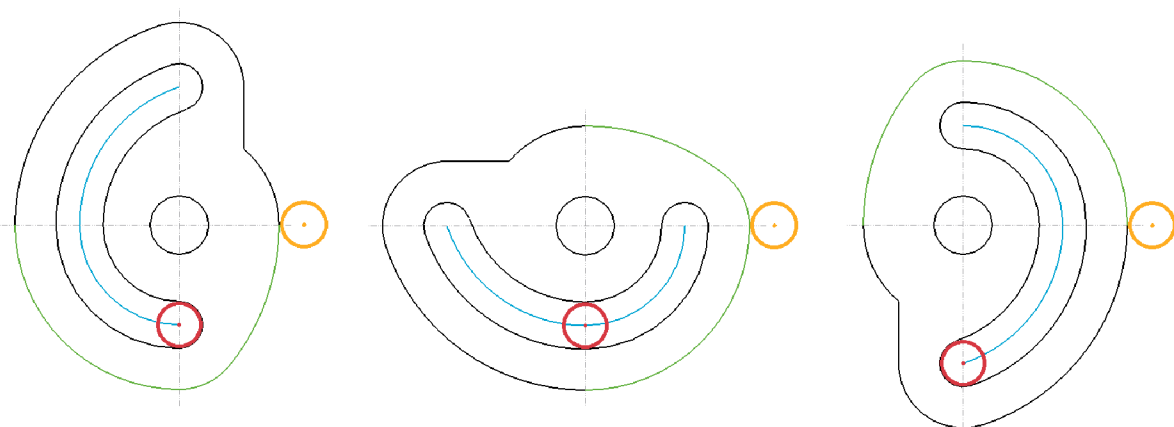


Obr. 34 Upravený model voliča jednotného mechanizmu

6.1 POHYB VAČIEK A PRSTOV

Pred samotným silovým rozborom je potrebné si ozrejmiť, ako sa vačky budú pohybovať. V prípade vačky pre radiacu vidličku bude pohyb nasledovný. Na Obr. 35 je znázornený pohyb prsta vidličky (červený kruh), v drážke vačky. Taktiež je znázornený pohyb prsta parkovacej brzdy (žltý kruh), po časti obvodu vonkajšej vačky, ktorý je znázornený zelenou čiarou. Stred prsta vidličky sa pohybuje po modrej trajektórii a bod dotyku prsta parkovacej brzdy po zelenej trajektórii.

Princípom je, že prst vidličky zostáva na vertikálnej osi, a iba sa po nej posúva vo vertikálnom smere, čím sa zabezpečujem posuv aj samotnej radiacej vidličky. Prst parkovacej brzdy zostáva na horizontálnej osi a pohybuje sa v horizontálnom smere, čím sa mechanizmus parkovacej brzdy aktivuje a deaktivuje.



Obr. 35 Schéma pohybu vačiek a prstov pri polohe P, N, D.

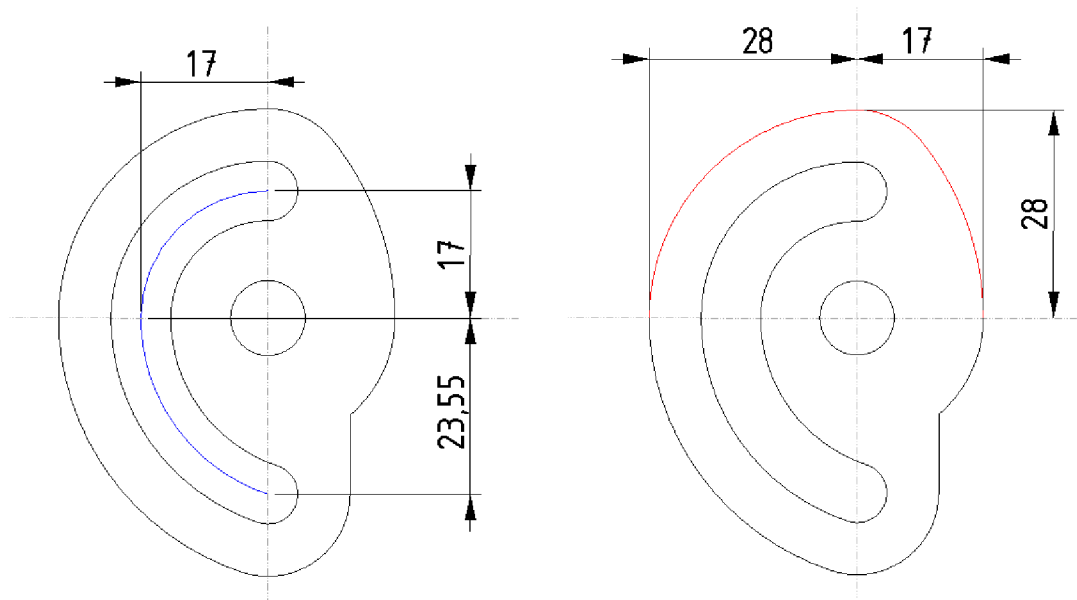
6.2 NÁLEŽITOSTI NA GEOMETRIU

V prípade geometrie pre vidličku je zadané, že posuv vidličky musí byť 6,55 mm na dosiahnutie polohy D z polohy N. Tým pádom hodnota zdvihu tejto vačky musí byť rovná posuvu. Silou, ktorou je prst vidličky posúvaný, musí mať minimálnu hodnotu v priebehu pohybu z polohy N do polohy D 1400 N. Táto sila pôsobí v smere vertikálnej osi.

V prípade geometrie pre parkovaciú brzdú ide o posuv s hodnotou 11 mm na dosiahnutie polohy N z polohy P. Sila potrebná na posuv prsta parkovacej brzdy má v priebehu pohybu z polohy P do polohy N minimálnu hodnotu 750 N. Táto sila pôsobí v smere horizontálnej osi.

Na základe týchto hodnôt je určená základná geometria vačky pre radiáciu vidličky, a následne geometria vačky pre parkovaciú brzdú, kedy sa jedná o vonkajší tvar voliča. Vzďialenosť tohto vonkajšieho tvaru od stredu otáčania voliča je možné meniť v závislosti na tom, ako blízko k mechanizmu parkovacej brzdy potrebujeme tento volič mať.

Celková geometria voliča je volená s ohľadom na kompaktné spracovanie a s ohľadom na zamedzenie kolízie s inými komponentami.

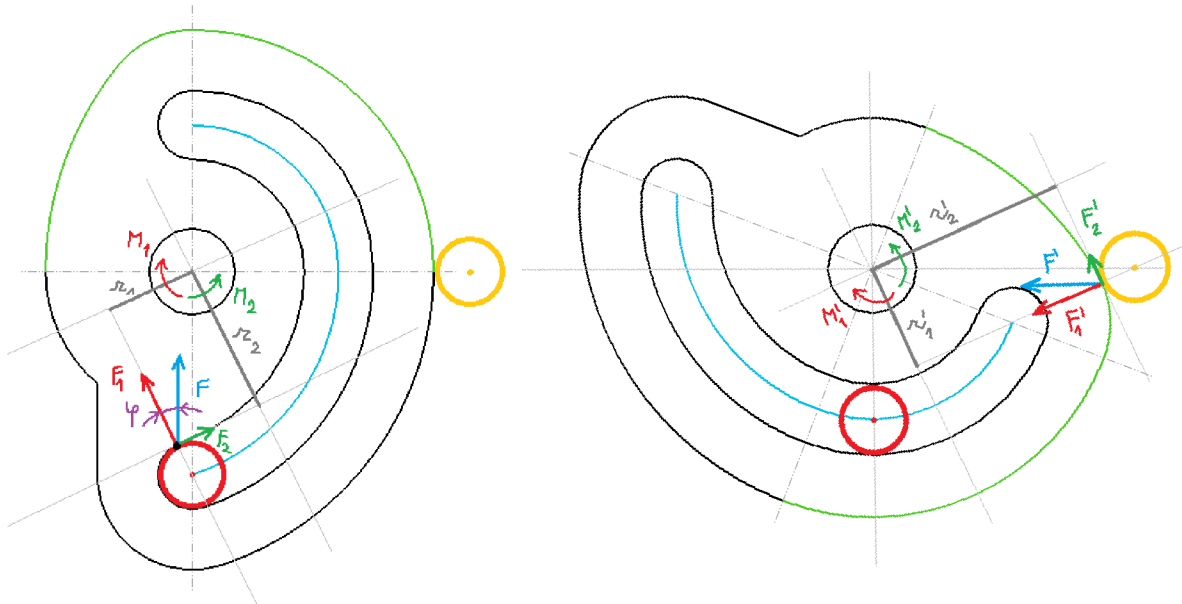


Obr. 36 Schéma geometrie zmeny zdvihu voliča pre prst radiacej vidličky a prst parkovacej brzdy

Zo zvolenej geometrie a príslušných síl je vypracovaný rozklad síl pre príslušné vačky. Pri rozklade síl sa počíta s reakčnými silami, t.j. silami od prstu vidličky a parkovacej brzdy na príslušnú vačku, ktoré ako reakcie, pôsobia opačným smerom s rovnakou veľkosťou.

6.3 SILOVÝ ROZBOR

Rozklad síl jednotlivých prstov na vačky bol prevedený v miestach, kde sa očakáva najväčší potrebný krútiaci moment na zabezpečenie potrebnej posuvnej sily. V prípade vidličky je to poloha mechanizmu D, v prípade parkovacej brzdy poloha mechanizmu medzi P a N, a to v bode, kde dochádza ku zmene rádiusu na obvode geometrie.



Obr. 37 Rozklad síl ako reakcie prstov na vačky: vľavo – reakcie prstu radiacej vidličky; vpravo – reakcie prstu parkovacej brzdy

6.3.1 VÝPOČET KRÚTIACEHO MOMENTU

V prípade radiacej vidličky sila F je zadaná. $F = 1400 \text{ N}$. Sila F_1 a F_2 boli vypočítané pomocou goniometrických funkcií sínus a kosínus z uhla φ .

$$F_1 = F * \cos(\varphi) = 1400 * \cos(18,35) = 1328,80 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_2 = F * \sin(\varphi) = 1400 * \sin(18,35) = 440,78 \text{ N} \quad (4)$$

Ramená r_1 a r_2 boli v tomto krajnom bode zmerané.

$$r_1 = 7,42 \text{ mm}, r_2 = 18,35 \text{ mm}.$$

Následne bol vypočítaný krútiaci moment od oboch zložiek.

$$M_1 = F_1 * r_1 = 1328,80 * 7,42 = 9852,47 \text{ Nmm} \quad (5)$$

$$M_2 = F_2 * r_2 = 440,78 * 18,35 = 8089,35 \text{ Nmm} \quad (6)$$

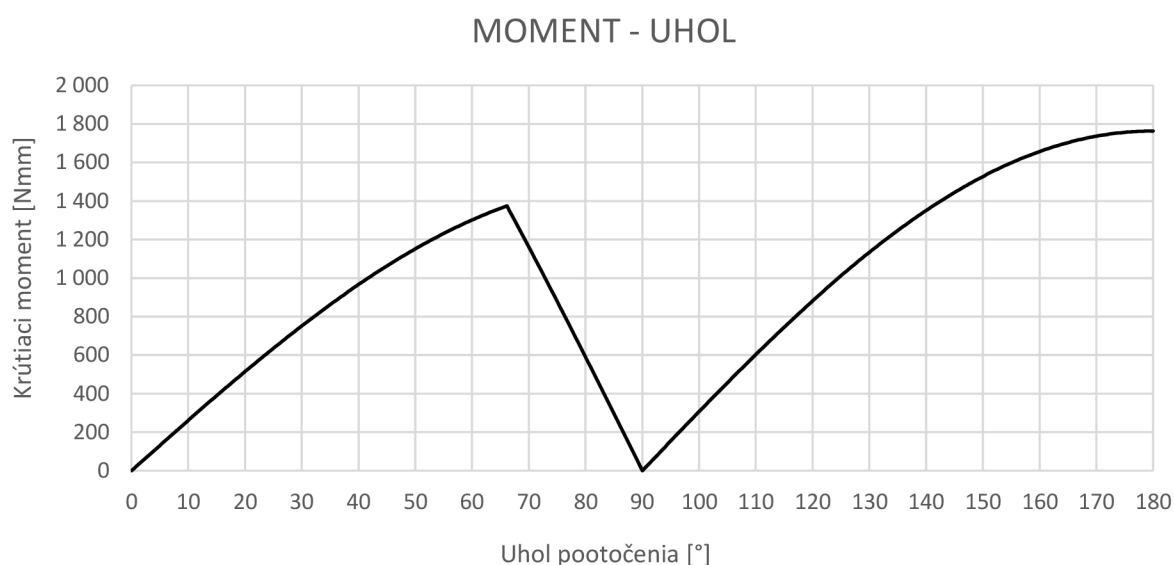
Tým, že momenty smerujú opačným smerom, boli odčítané.

$$M = M_1 - M_2 = 9852,47 - 8089,35 = 1763,12 \text{ Nmm} \quad (7)$$

Výsledný moment M pôsobí v smere hodinových ručičiek. Tým, že tento moment je reakcia, tak reálny moment, ktorý bude otáčať vačku má rovnakú veľkosť ale opačný smer pôsobenia, t.j. pôsobí proti smeru hodinových ručičiek.

Obdobne je vypočítaný aj moment prislúchajúci vačke parkovacej brzdy. Pribeh hodnôt riešených síl a momentov bol simulovaný a následne vykreslený do grafov. Výsledný pribeh krútiaceho momentu potrebného k obom posuvom, tak ako pre vidličku, tak aj pre parkovaciú brzdú, je znázornený na Obr. 38.

6.3.2 PRIEBEH KRÚTIACEHO MOMENTU



Obr. 38 Graf priebehu krútiaceho momentu

Prvá časť grafu predstavuje pribeh krútiaceho momentu potrebného pre posuv prstu parkovacej brzdy. Ide o pohyb z polohy P do polohy N, pričom sa posúva len prst pre parkovaciú brzdú. V tejto prvej časti vačka rotuje z 0 stupňov na 90 stupňov. Zvyšovaním zdvihu vačky tak narastá potrebný krútiaci moment až sa prst dostane do bodu, kde sa rádius na obvodě zmení. V tomto bode nastáva zlom a krútiaci moment sa znižuje až na hodnotu 0 Nmm. Po pootočení vačky na 90 stupňov sa dosiahne polohy N.

Druhá časť grafu predstavuje pribeh krútiaceho momentu potrebného pre posuv prstu radiacej vidličky. Ide o pohyb z polohy N do polohy D, pričom sa posúva iba prst pre radiacu vidličku. V druhej časti pohybu vačka rotuje z 90 stupňov na 180 stupňov. Zvyšovaním zdvihu vačky pre radiacu vidličku tak narastá potrebný krútiaci moment až na maximálnu hodnotu, kde sa dosiahne polohy D.

Maximálny krútiaci moment, ktorý je potrebný na dosiahnutie polohy D, t.j. koncovej polohy, je 1763,12 Nmm. V takomto prípade by mohol byť použitý servomotor s krútiacim momentom 2000 Nmm, čím by sa dosiahlo potrebných polôh. Po zadefinovaní momentu je nutné vykonať spätnú dynamickú analýzu a vykresliť pribeh posuvnej sily pre obe vačky. Do úvahy bol braný konštantný moment o hodnote 2000 Nmm.

6.4 OVERENIE FUNKČNOSTI

Pri zvolenom krútiacom momente servo motora s hodnotou 2000 Nmm je potrebné spätne overiť, či pri danom krútiacom momente bude posuvná sila pre obe vačky dostatočujúca, a tak bude volič schopný dosiahnuť potrebné polohy. Na overenie bola použitá pri každej vačke pružina s istou tuhosťou a rozmerom, ktorá simulovala počiatkové stlačenie a odpor voči pohybu danej vačky.

6.4.1 OVERENIE VAČKY PARKOVACEJ BRZDY

V prípade vačky parkovacej brzdy bola k simulácii použitá pružina s nasledovnými parametrami:

$$L = 2000 \text{ mm}; k = 1 \text{ N/mm}$$

Vzťah na výpočet sily pružiny:

$$F_p = k * y \quad (8)$$

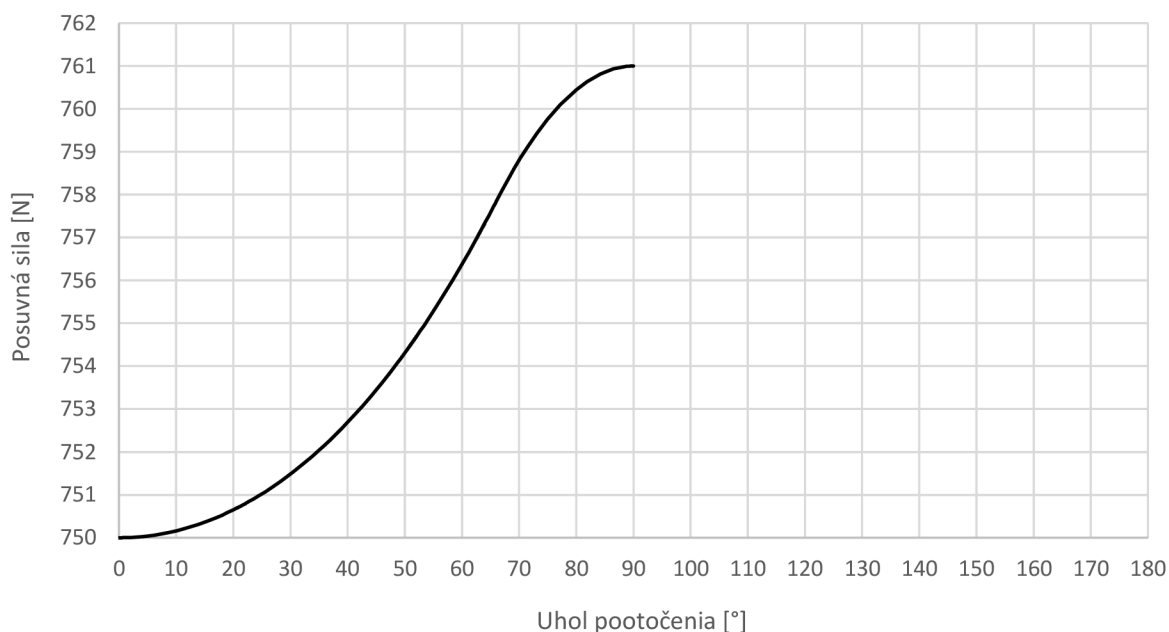
y – stlačenie pružiny [mm]

k – tuhosť pružiny [N/mm]

L – dĺžka voľnej pružiny [mm]

Zo vzťahu vyplýva, že každým stlačením pružiny o 1 mm narastie pôsobiaca sila v pružine pri zadanej tuhosti o 1 N. Počas pootočenia vačky boli zmerané hodnoty uhla pootočenia a hodnoty stlačenia pružiny. Tieto hodnoty sú následne vykreslené do grafu.

Sila / Uhol pootočenia - Mechanizmus parkovacej brzdy

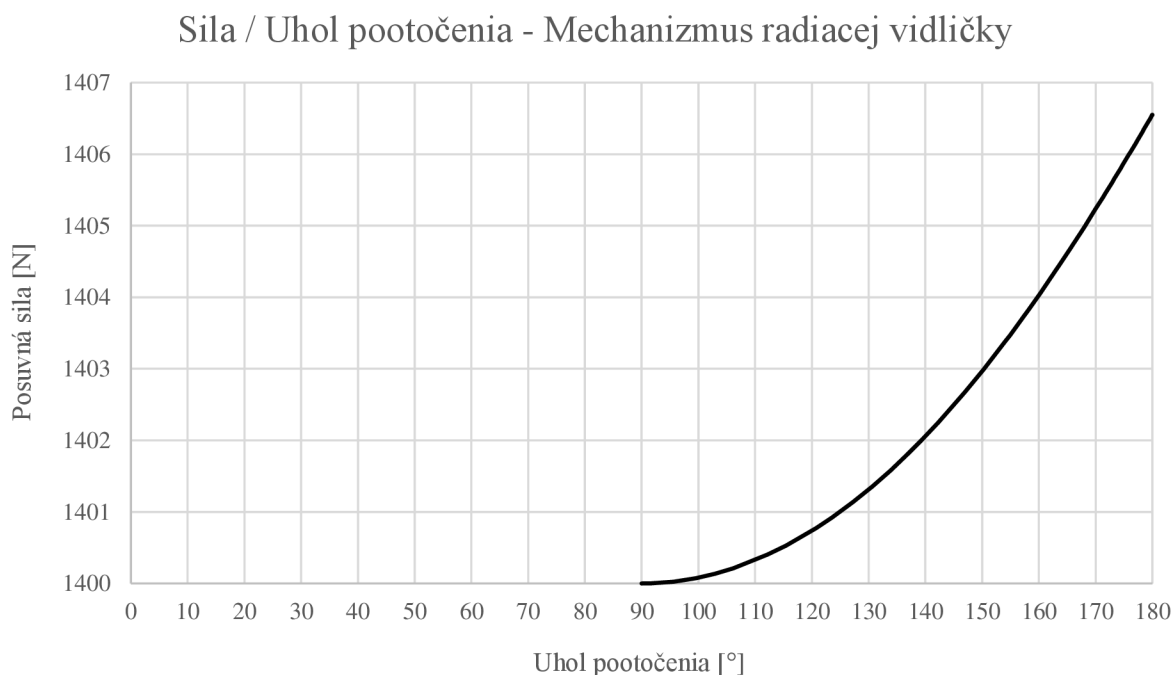


Obr. 39 Graf priebehu posuvnej sily vačky parkovacej brzdy

Na začiatku otáčania voliča je potrebná sila 750 N k začatiu posuvu prsta parkovacej brzdy, pričom sila pri otáčaní narastá až do otočenia o 90 stupňov. Z tohto dôvodu je pružina v simulácii počiatocne stlačená tak, aby vyvíjala silu o hodnote 750 N. Pri otáčaní z 90 stupňov na 180 stupňov už nie je potrebný posuv prsta parkovacej brzdy, pretože k posuvu prsta parkovacej brzdy nedochádza, a tak nie je potrebná ani posuvná sila.

6.4.2 OVERENIE VAČKY VIDLIČKY

V prípade vačky vidličky sa postupovalo rovnako, ako v predošlom prípade. Parametre pružiny ostávajú zachované, taktiež aj vzťah na výpočet sily v pružine. Zmerané hodnoty uhla pootočenia a hodnoty stlačenia pružiny sú následne vykreslené do grafu.



Obr. 40 Graf priebehu posuvnej sily vačky radiacej vidličky

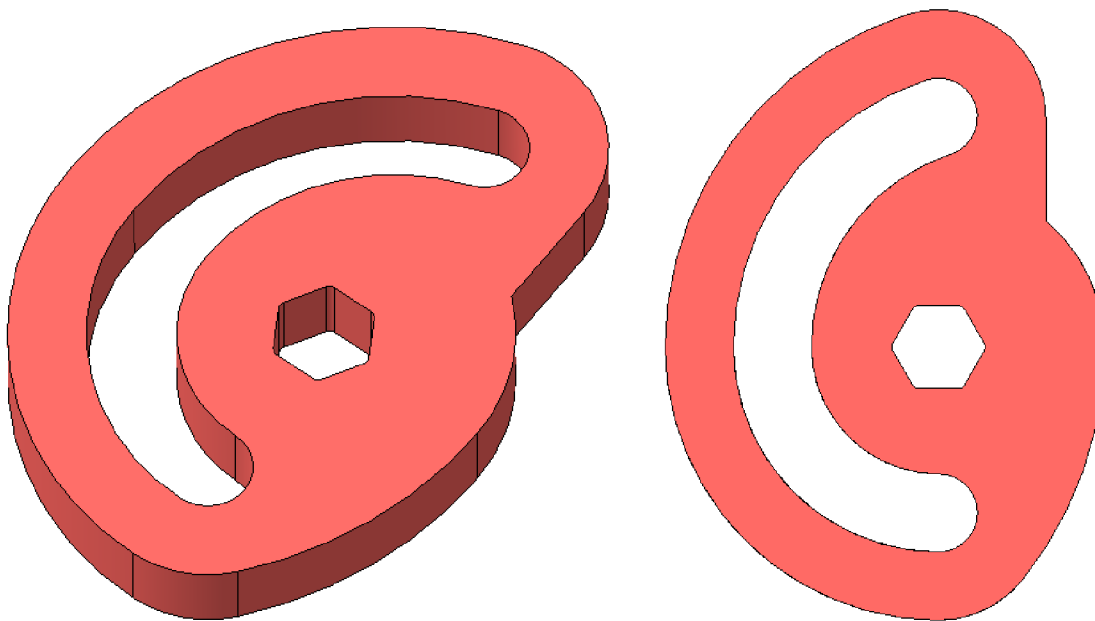
Na začiatku otáčania voliča nie je v úseku 0 – 90 stupňov potrebná posuvná sila, pretože k posuvu prsta radiacej vidličky nedochádza. Posuv prsta vidličky nastáva až pri otáčaní voliča z 90 stupňov na 180 stupňov, kde je potrebná na začatie posuvu sila 1400 N. Táto sila následne narastá až do otočenia na 180 stupňov. Z tohto dôvodu bola pružina v simulácii počiatocne stlačená tak, aby vyvíjala silu o hodnote 1400 N.

7 KOMPONENTY

7.1 VOLIČ

Na základe výpočtov z predchádzajúcej kapitoly je vyhotovený model voliča pre riešený jednotný mechanizmus. Je zhotovený z jedného plechu ako strihaný diel, pričom je potrebné zabezpečiť, že jeho steny budú minimálne takej hrúbky, ako je hrúbka samotného plechu. Materiál voliča môže byť zvolený ako oceľ s označením 20MnCr5.

Hrúbka voliča na zrealizovanie pevnostnej analýzy môže byť na začiatok 7 mm. Geometria obvodu tohto voliča a tvar drážky pre prst radiacej vidličky zostáva zachovaný. Vnútorne vybratie na hriadeľ je prispôbené tvarovému spoju koncu hriadeľa na tvar šesťhranu. Celý komponent voliča je zobrazený na Obr. 41.



Obr. 41 Volič zo strihaného ocelového plechu po úprave geometrie

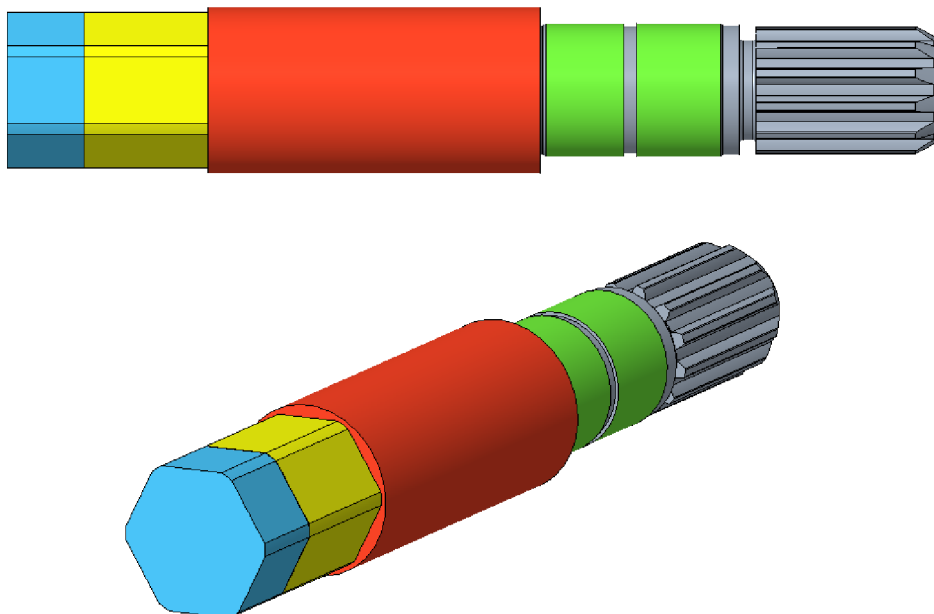
7.2 HRIADEĽ

V prípade hriadeľa, na ktorom je upevnený volič, je vychádzané z rozmeru 10 mm pre jeho priemer. Vyrobený by mohol byť z kruhového polotovaru materiálu s označením CF53, čo je štandardná hriadeľová oceľ, pričom je opracovaný na požadovaný rozmer. Uchytenie voliča voči hriadeľu bude riešené prostredníctvom tvarového spoja – šesťhran, pričom tento spôsob bol vyhodnotený, ako najvhodnejší. Vytvorenie tohto tvarového spoja by bolo vhodné aj z hľadiska povrchovej úpravy, kedy by hriadeľ mohol byť po opracovaní na potrebný priemer spolu s uloženým voličom a zalisovaným koncom hriadeľa zakalený. Týmto by bol hriadeľ zakalený na povrchu do istej hrúbky, čím by sa zvýšila jeho pevnosť a následne by bola plocha hriadeľa prislúchajúca pre ložisko opracovaná na požadovaný rozmer s toleranciou.

Týmto spôsobom by sa v princípe zamedzilo pootočeniu voliča voči hriadeľu, pričom je potrebné zabezpečiť aj nežiadúci axiálny posuv. Z jednej strany je posuv zamedzený dorazom z dôvodu iného priemeru hriadeľa, pretože bol opracovaný na tvar šesťhranu.

Z opačnej strany je možné zamedziť posuvu už spomenutým rozlisovaním konca hriadeľa (modrá časť), pričom táto možnosť vyšla ako vhodná v kapitole 5.2.3 „Zabezpečenie voliča voči hriadeľu“. Ďalšou úpravou v geometrii bolo pridanie zaoblenia na hranách šesťhranu, z dôvodu montáže (modrá a žltá časť hriadeľa).

Volič bude teda umiestnený na tvarovom spoji (žltá časť), zatiaľ čo koncová časť (modrá časť) bude rozlisová. Taktiež bolo vytvorené akési postupné odstupňovanie priemeru hriadeľa, kde sa po tvarovej časti, začína priemerom hriadeľa o veľkosti 10 mm (červená časť). Jej dĺžka je 20 mm. Nasleduje zmenšenie priemeru (zelená časť), ktorá slúži ako plocha pre ložisko, pričom je umiestnené na opracovanej časti s priemerom 8 mm (zelená časť). Za ložiskom sa bude nachádzať ešte poistný krúžok a jemu príslušná drážka na zamedzenie axiálneho pohybu ložiska. Ďalej nasleduje už len normalizovaný koniec hriadeľa, kde je možné pomocou drážkovaného konca uchytíť adaptér zo servomotora.



Obr. 42 Hriadeľ po opracovaní na šesťhran s postupným odstupňovaním priemeru a s drážkovaným koncom pre adaptér

Drážkovaním na konci hriadeľa by bol zabezpečený prenos krútiaceho momentu a umožnená rotácia voliča, t.j. ovládanie mechanizmu parkovacej brzdy a radenia. K zamedzeniu axiálneho posuvu voliča je potrebné rozlisovať už spomenutý koniec hriadeľa (modrá časť) tak, aby sa priemer tohto konca zväčšil približne o 3 mm, a dĺžka už rozlisovanej časti bola približne 2,5 mm.

Z tohto dôvodu je potrebné sa dopracovať k hodnote pôvodnej dĺžky „L“ modrej časti. Veľkosť čelnej plochy pôvodného konca hriadeľa je $S = 62,1 \text{ mm}^2$ a dĺžka modrej časti je neznáma. Plocha čelnej plochy po zväčšení priemeru o 3 mm je $S' = 112,8 \text{ mm}^2$ a dĺžka už rozlisovanej časti by bola potrebných $L' = 2,5 \text{ mm}$. Cez nasledovné vzťahy sa dopracovalo k pôvodnej dĺžke modrej časti.

$$S = 62,1 \text{ mm}^2$$

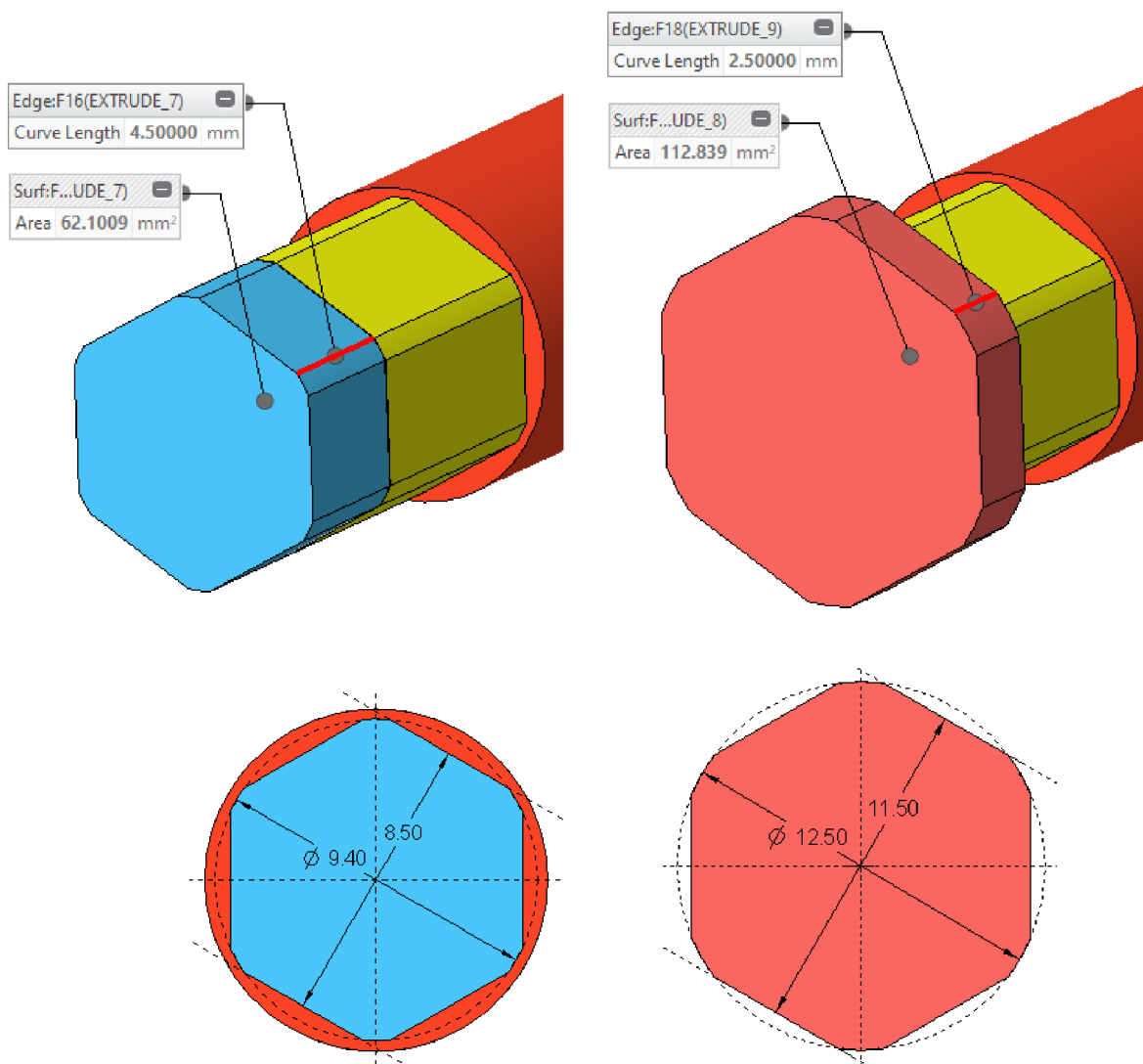
$$S' = 112,8 \text{ mm}^2$$

$$L' = 2,5 \text{ mm}$$

$$V = S' * L' = 112,8 * 2,5 = 282 \text{ mm}^3 \quad (9)$$

$$L = \frac{V}{S} = \frac{282}{62,1} = 4,5 \text{ mm} \quad (10)$$

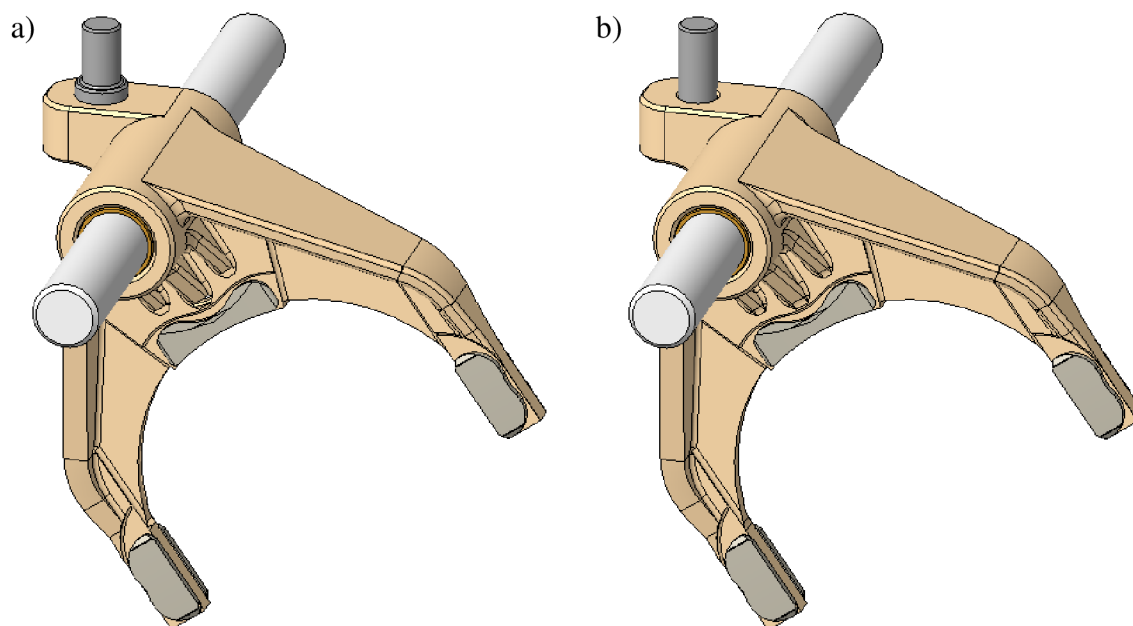
Hodnotu pôvodnej dĺžky modrej časti môžeme zaokrúhliť na $L = 4,5 \text{ mm}$, pričom podoba rozlisovaného konca hriadeľa je zobrazená na nasledujúcom obrázku.



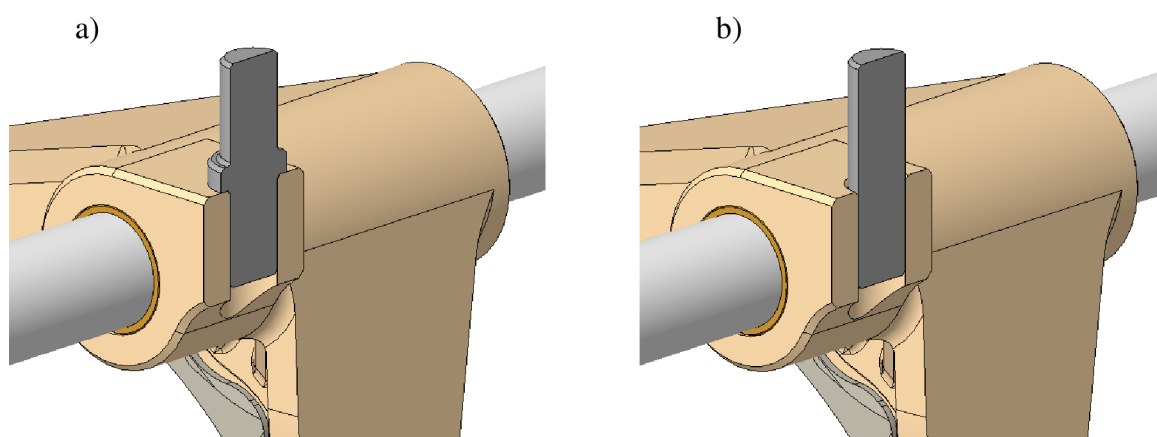
Obr. 43 Koniec hriadeľa a jeho podoba pred a po rozlisovaní

7.3 RADIACA VIDLIČKA

V prípade radiacej vidličky zostáva pôvodná základná geometria zachovaná, pričom jediná zmena nastala v predĺžení tela vidličky, ktoré je uložené na hriadeli. Na tomto hriadeli je vidlička uložená prostredníctvom klzných puzdier a posúva sa v axiálnom smere. Na predĺženej časti tela vidličky je následne prirobená časť, z ktorej vystupuje prst, resp. kolík radiacej vidličky. Ten sa následne pohybuje v drážke na spodnej strane voliča, pričom je umožnený posuv celej radiacej vidličky, a tým pádom radenie.

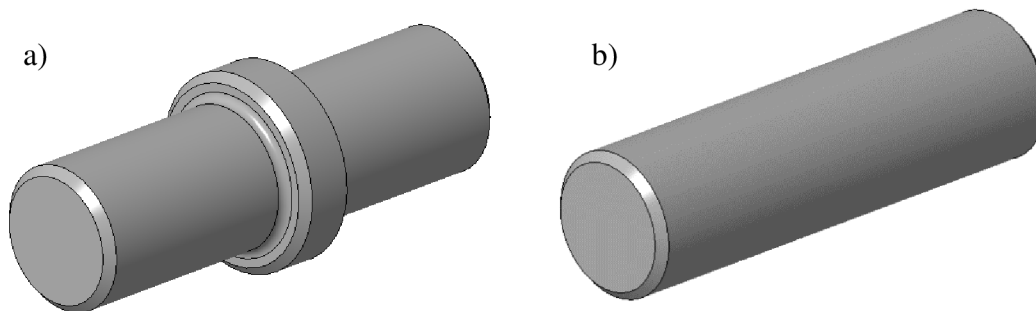


Obr. 44 Mechanizmus radiacej vidličky spolu s kolikom (prstom), klznými puzdrami, vložkami a hriadeľom: a) sústružený kolík; b) normalizovaný kolík



Obr. 45 Rez a detail kolika v tele radiacej vidličky: a) sústružený kolík; b) normalizovaný kolík

Tento kolík môže byť vyhotovený z guľatiny, pričom je vhodne rozmerovo osústružený a následne vlisovaný do diery na výstupku tela radiacej vidličky. Príslušná diera je vyvrtaná skrz celý výstupok. Taktiež je možné použitie kolíku ako normalizovaného dielu, kedy by samotný kolík bol nalisovaný do otvoru na tele vidličky len do určitej hĺbky. Táto možnosť by bola cenovo menej náročná z dôvodu použitia dielu sériovej výroby, ktorý je normalizovaný. Taktiež by nebolo potrebné ďalšie opracovanie ako v prvom prípade. Nebolo by potrebné ani opracovanie vrchnej dosadacej plochy výstupku na tele radiacej vidličky. Diel opracovaný sústružením a normalizovaný kolík je zobrazený na Obr. 46. Z uvedených dôvodov je naďalej použitý normalizovaný kolík.

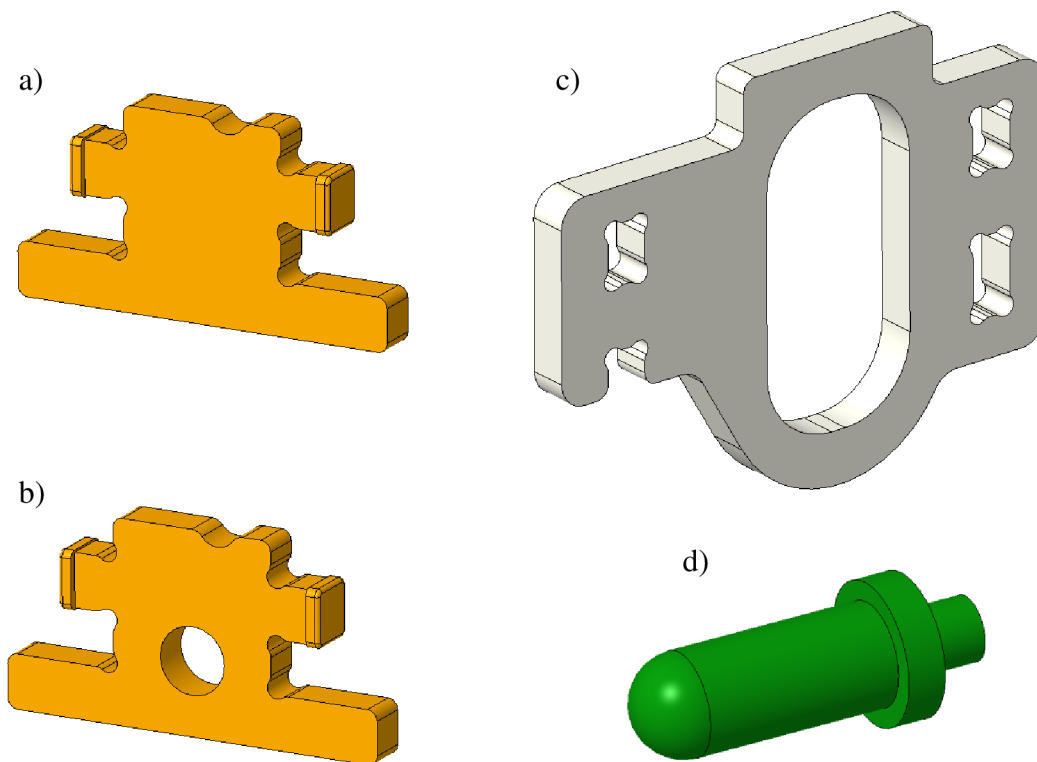


Obr. 46 Kolík (prst) radiacej vidličky: a) sústružený kolík; b) normalizovaný kolík

7.4 PARKOVACIA BRZDA

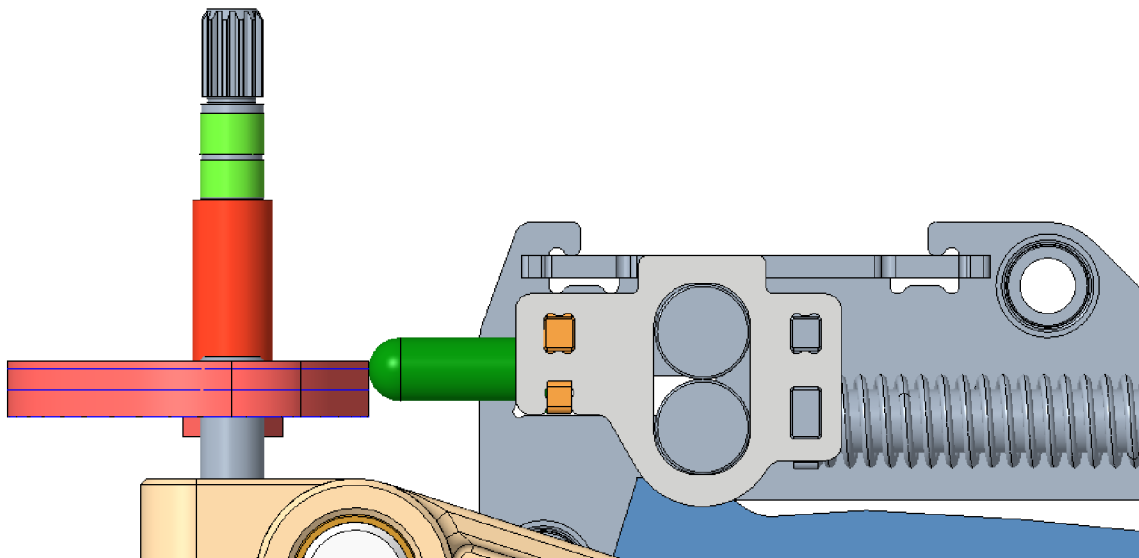
Princíp zostavy mechanizmu parkovacej brzdy zostáva nepozmenený. Upravený je len komponent prstu prislúchajúci tomuto mechanizmu a tri následné diely, ktoré sa vnútri mechanizmu nachádzajú. Tie slúžia ako akýsi doraz pre prst mechanizmu a taktiež ako vodítka, vďaka ktorému sa vnútro mechanizmu posúva len vo vodorovnom smere. Jeho geometria je upravená tak, aby vhodne dochádzalo k posúvaniu po vačke na voliči a tým pádom k ovládaniu parkovacej brzdy.

Ako prvé bol upravený samotný prst mechanizmu parkovacej brzdy. Pre jednoduchú výrobu bol zvolený kruhový prierez, tým pádom by mohol byť vyrobený z guľatiny a vhodne opracovaný. Jeho koniec, ktorý slúži ako dotyková plocha alebo bod pre vačku na voliči mechanizmu, bol navrhnutý ako polguľa. Týmto vznikne na vačke bodový kontakt, čo funkčnosť nijak neovplyvní, zato by sa ale mierne znížilo trenie tohto kontaktu v praxi. Následne by bol, vďaka zmenšeniu priemeru, vytvorený doraz a taktiež by vznikla časť, ktorá by sa zasunula do čelného plechu vo vnútri mechanizmu, kde by sa koniec mohol rozlisovať. Vychádzané bolo z geometrie mechanizmu parkovacej brzdy v kapitole 5.1 „Komponenty mechanizmu“.



Obr. 47 Vnútorne komponenty PB: a) pôvodný čelný plech, b) upravený čelný plech, c) pôvodný bočný plech mechanizmu parkovacej brzdy, d) prst mechanizmu parkovacej brzdy

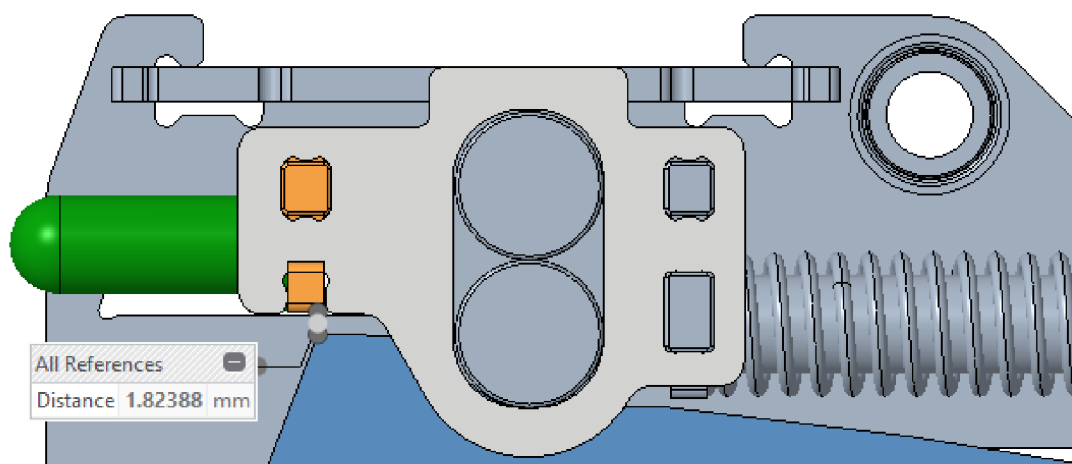
V prípade takejto úpravy je potrebné poukázať na to, že bod kontaktu prstu mechanizmu parkovacej brzdy a príslušnej vačky voliča sa nenachádza v strede. Kontaktný bod opisuje vyobrazenú trajektóriu (modrá čiara na obvode voliča) na Obr. 48, ktorá je umiestnená približne 2,5 mm nad stredovou trajektóriou, pričom snahou by bolo dopracovať sa k stavu, kedy opisuje trajektóriu nachádzajúcu sa v strede voliča.



Obr. 48 Znáznornenie vzájomnej polohy voliča a prstu mechanizmu parkovacej brzdy pred úpravou vnútorných dielov mechanizmu parkovacej brzdy

Tento problém je možné vyriešiť hneď dvomi spôsobmi. Jedným je posunutie hriadeľa, t.j. voliča smerom nahor, alebo mierne upraviť vnútorné diely mechanizmu parkovacej brzdy. Vzhľadom na snahu o minimálne možné posunutie voliča a hriadeľa z dôvodu vzniku čoraz väčšej medzere medzi voličom a radiacou vidličkou, je rozhodnuté upraviť diely vo vnútri mechanizmu parkovacej brzdy.

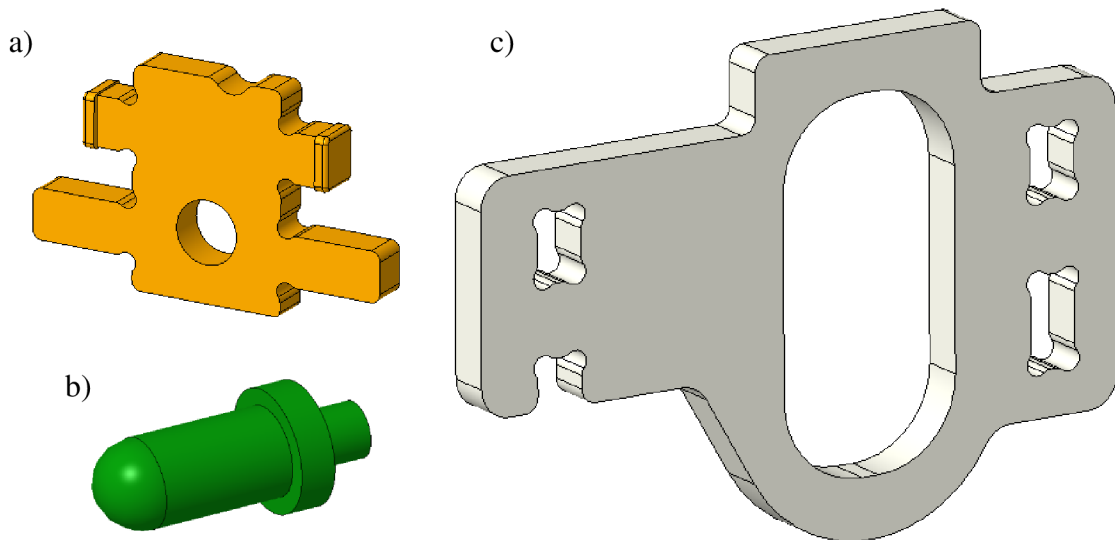
Ako prvé je však potrebné overiť, či nedôjde k prípadným kolíziám vo vnútri mechanizmu v krajných polohách radenia, kedy komponenty mechanizmu parkovacej brzdy dosahujú tieto krajné polohy. Pri polohe mechanizmu D, ktorá je zobrazená na nasledovnom Obr. 49, je vôľa medzi čelným plechom mechanizmu a parkovacou západkou približne 1,8 mm. Tým, že je potrebné prst parkovacej brzdy posunúť smerom nadol o 2,5 mm, aby sa pohyboval v strede voliča, je nutné zároveň posunúť, resp. predĺžiť čelný plech o túto hodnotu. Touto úpravou by ale došlo ku kolízii čelného plechu s parkovacou západkou.



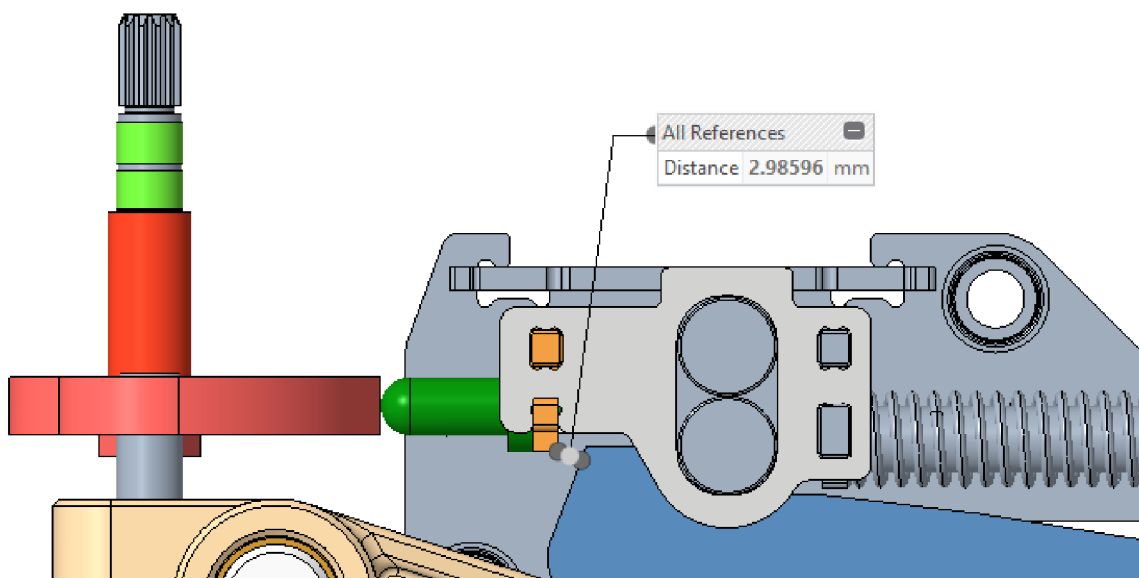
Obr. 49 Vzájomná poloha čelného plechu a parkovacej západky mechanizmu pred úpravami

Jediná alternativa, ktorá by vhodne mohla vyriešiť nastávajúci problém, je predĺženie bočných plechov smerom doľava. Tým by medzi čelným plechom a parkovacou západkou vznikla aj po predĺžení čelného plechu väčšia vôľa a tak by nedošlo k nežiadúcej kolízii.

Čelný a bočný plech však musí byť vhodne upravený, musia byť ponechané principiálne geometrie z pôvodného stavu tak, aby bolo možné diely zmontovať. Ich podoba po upravení je vyobrazená na Obr. 50. Po úprave čelného a bočného plechu je stále umožnená správna funkcia mechanizmu. Práve vďaka predĺženiu bočného plechu nedochádza ku kolíziám, a prst mechanizmu parkovacej brzdy, resp. dotykový bod, sa pohybuje po trajektórii v strede voliča. Podoba prstu, čelného a bočného plechu, a celý mechanizmus parkovacej brzdy je znázornený na Obr. 51, kde je zvýraznená aj príslušná vôľa.



Obr. 50 Upravené vnútorné komponenty PB: a) predĺžený čelný plech; b) skrátený prst mechanizmu parkovacej brzdy; c) predĺžený bočný plech

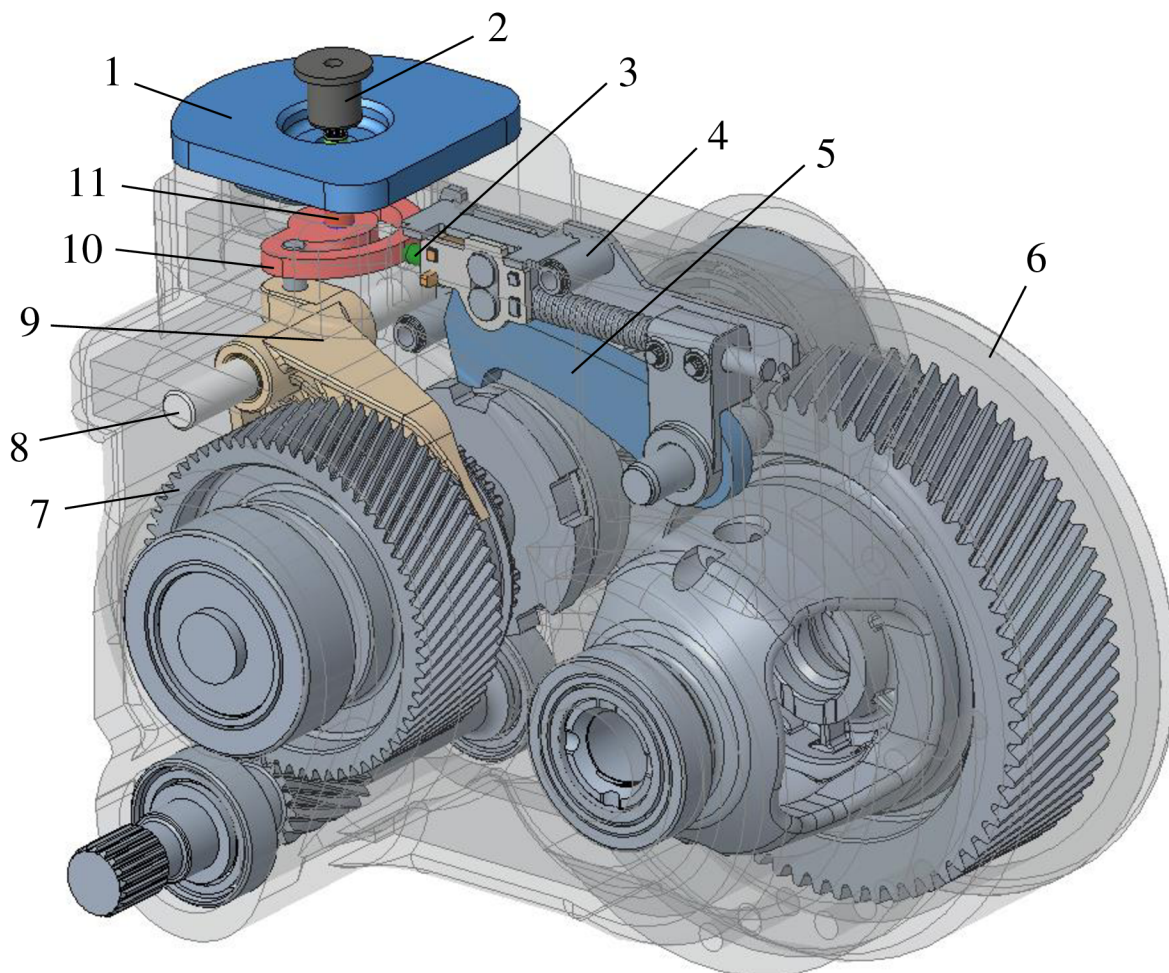


Obr. 51 Znáznornenie vzájomnej polohy voliča a prstu mechanizmu parkovacej brzdy po úprave vnútorných dielov mechanizmu parkovacej brzdy

7.5 PRÍRUBA

Pohon celého jednotného mechanizmu je uložený v akejsi prírubu, ktorá je pripevnená k vrchnej strane skrine prevodovky. V nej je uložené ložisko, do ktorého je vložený hriadeľ celého mechanizmu. Rozmery príruby sú vhodne volené s ohľadom na zástavbový priestor a tak, aby v ňom bolo ložisko umiestnené čo najbližšie k voliču, a to z dôvodu krátkeho ramena.

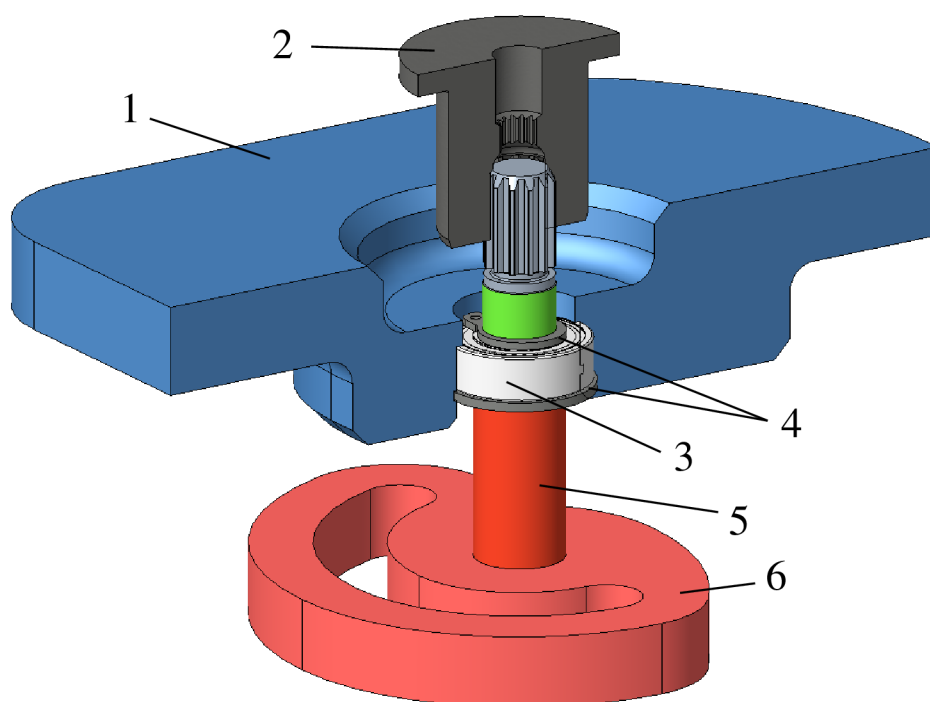
Príruba svojim umiestnením na vrchnej strane skrine prevodovky umožňuje jednoduchú demontáž celej zostavy jednotného mechanizmu. Ako prvé sa demontuje práve príruha od skrine prevodovky, následne sa spolu s ložiskom, hriadeľom a voličom vyberie ako celok, a na záver je možné demontovať aj zvyšné komponenty. Takto je umožnené jednotlivé časti mechanizmu jednoducho vymeniť, prípadne servisovať. Celú demontáž je potrebné vykonávať pri polohe P, kedy to jednotlivá geometria umožňuje, a taktiež vozidlo vďaka aktivovanej brzde zotrúva v pokoji.



Obr. 52 Umiestnenie jednotného mechanizmu spolu s prírubou na skriňu prevodovky:

1 - príruha; 2 - adaptér; 3 - prst parkovacej brzdy; 4 - mechanizmus parkovacej brzdy; 5 - parkovacia západka; 6 - skriňa prevodovky; 7 - ozubené koleso rýchlostného stupňa; 8 - hriadeľ radiacej vidličky; 9 - radiaca vidlička; 10 - volič; 11 - hriadeľ jednotného mechanizmu

Tvar skrine prevodovky je vymodelovaný čisto len na názornosť a ukázanie, ako a kde by mohla byť príruha približne uložená v rámci celej predovky.



Obr. 53 Umiestnenie príruby v rámci hriadeľa jednotného mechanizmu spolu s adaptérom od servomotora: 1 – príruha; 2 – adaptér; 3 – ložisko; 4 – poistné krúžky; 5 – hriadeľ jednotného mechanizmu; 6 - volič

Pripevnenie príruby (modrá časť) na vrchnej strane skrine prevodovky by bolo možné zrealizovať pomocou skrutiek. Následne by bolo možné cez adaptér pripevniť servomotor a prekryť ho akousi ďalšou prírubou, čím by tento celok tvoril celistvý domec.

7.6 LOŽISKO V PRÍRUBE

V prípade zvolenia ložiska nie je potrebný výber akéhosi špeciálneho a náročného typu. Ložisko v danom prípade bude prenášať len otáčavý pohyb, pričom nejde o stálu rotáciu s vysokými otáčkami. Tým pádom nie je vôbec potrebné počítať s dynamickým zaťažením a taktiež ani s axiálnym ložiskom. Keďže cez ložisko bude prenášaný krútiaci moment o hodnote len 2000 Nmm, ohybový moment na príslušnom ramene od voliča nebude kritický, a tak je bezproblémové použiť napríklad ložisko s označením 628/8-2Z, ktoré je cenovo veľmi dostupné a zároveň spoľahlivé. Ložisko je zabezpečené od axiálneho posuvu v prírube geometriou tejto príruby a taktiež pomocou poistného krúžku. Ložisko je na hriadeľi zabezpečené rovnako pomocou dorazu a aj poistným krúžkom, aby nedošlo k zosunutiu hriadeľa z vnútorného krúžku ložiska.

Ide o nerozoberateľné jednoradové radiálne guľkové ložisko s obojstranným bezdotykovým plechovým tesnením. Ložisko je naplnené kvalitným mazivom s teplotným rozsahom od - 40°C do + 100°C pre celú dobu životnosti ložiska.

8 PEVNOSTNÁ ANALÝZA – SAMOSTATNÝ PLECHOVÝ DIEL

Ako je už spomenuté v kapitole 5.3.1 „Výber vhodného prevedenia“, pre ďalšie použitie voliča v podobe jedného dielu ako strihaný plech, je potrebné vypracovať pevnostnú analýzu, či je jeden diel dostačujúci, a či nedochádza k nadmernému napätiu. Analýza v prostredí ANSYS bola vykonaná v krajných polohách, kde sa očakáva najväčšie silové zaťaženie.


Prvá analýza bola vykonaná samostatne pri pôsobení krútiaceho momentu na drážkovaný koniec hriadeľa. Z tejto analýzy bolo zistené napätie od tohto krútiaceho momentu na hriadeľ, vnútornom krúžku ložiska a čiastočne aj na voliči.

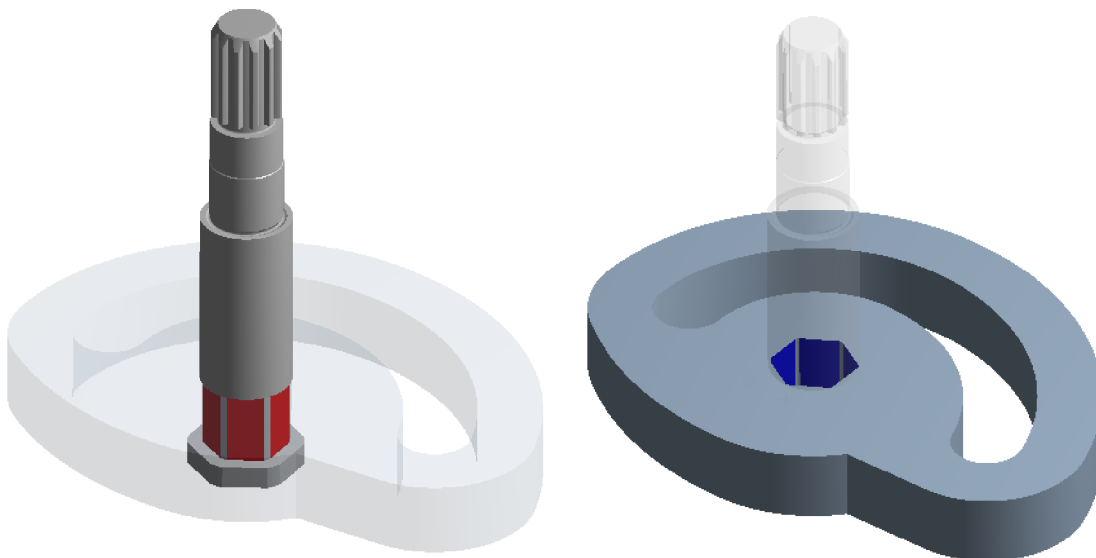
Druhá analýza bola vykonaná pri pôsobení posuvnej sily od prstu parkovacej brzdy na volič. Z tejto analýzy bolo zistené napätie, ku ktorému dochádza pri ohybe celého mechanizmu, t.j. hriadeľa, voliča, ložiska a čiastočne aj prstu parkovacej brzdy. Taktiež je vyhodnotený kontaktný tlak od prstu parkovacej brzdy na volič.

Tretia analýza bola vykonaná pri pôsobení posuvnej sily od kolíka radiacej vidličky na drážku voliča. Z tejto analýzy bolo zistené napätie, ku ktorému dochádza pri ohybe celého mechanizmu, t.j. hriadeľa, voliča, ložiska a čiastočne aj kolíka radiacej vidličky. Taktiež je vyhodnotený kontaktný tlak od kolíka radiacej vidličky na drážku voliča. Táto analýza pozostáva z dvoch častí, kedy prvá časť skúma silové pôsobenie kolíka na vnútornú stenu drážky voliča, a druhá na vonkajšiu stenu drážky voliča.

8.1 PÔSOBENIE KRÚTIACEHO MOMENTU

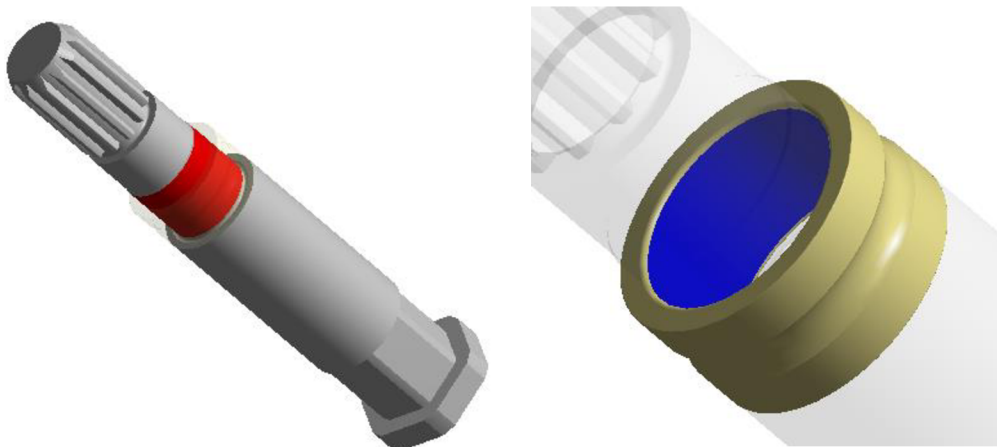
Príslušné komponenty mechanizmu sú voči sebe vhodne zaväzbené. Všetky kontakty sú znázornené na nasledujúcich obrázkoch.

✓  Bonded - HRIADEL_MECHANIZMUS To VACKA_NOVA



Obr. 54 Väzba hriadeľ – volič

✓ Bonded - SKF_628_8-2Z_PART1 To HRIADEL_MECHANIZMUS

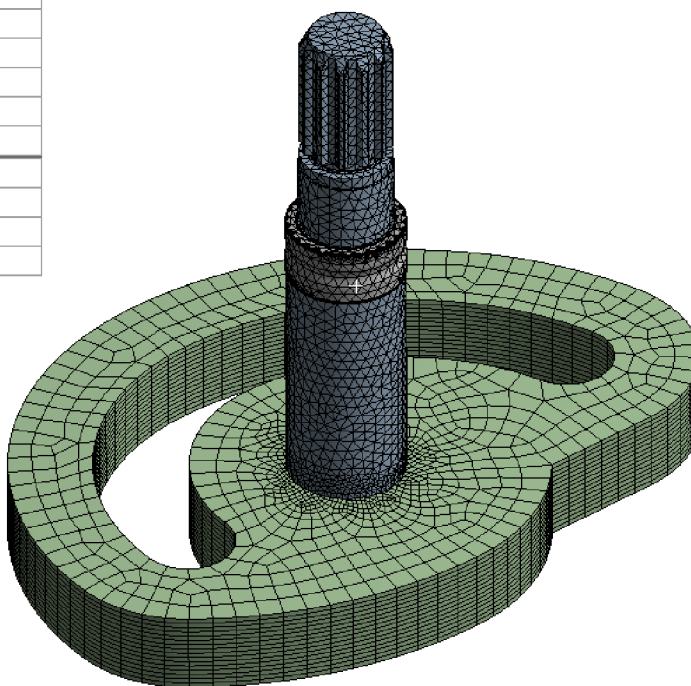


Obr. 55 Väzba vnútorný krúžok ložiska - hriadel'

8.1.1 ZADFINOVANIE

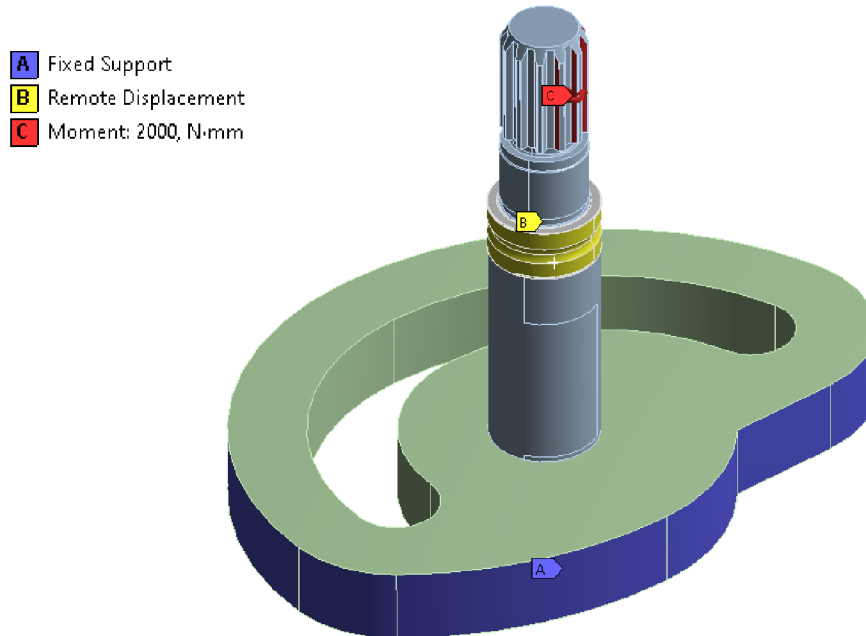
Ďalším krokom je vytvorenie konečno-prvkovej siete na modeloch. Bol zvolený typ meshovania a veľkosť elementu na 2 mm. V kritických miestach bola veľkosť elementu meshu lokálne zjemnená až na 0,5 mm.

Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Element Size	2, mm
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	0,5 mm



Obr. 56 Náhľad konečno-prvkovej siete

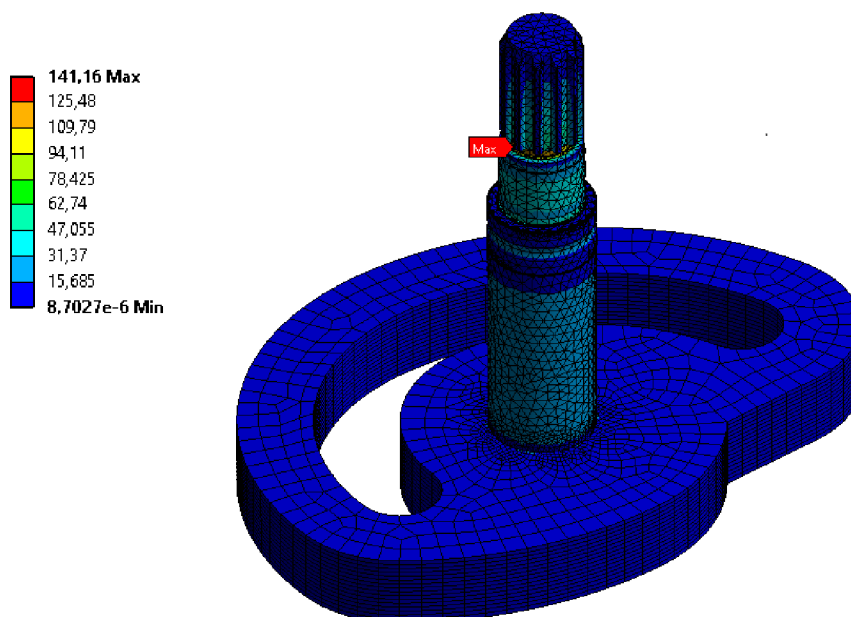
Následne sú zadefinované okrajové podmienky a pôsobenie vstupného krútiaceho momentu na drážkovaný koniec hriadeľa. Podmienka A – Fixed support, predstavuje pevnú väzbu vonkajšej časti voliča. Podmienka B – Remote displacement v princípe funguje ako ložisko, kedy je zamedzený akýkoľvek pohyb okrem rotácie v axiálnom smere.



Obr. 57 Okrajové podmienky

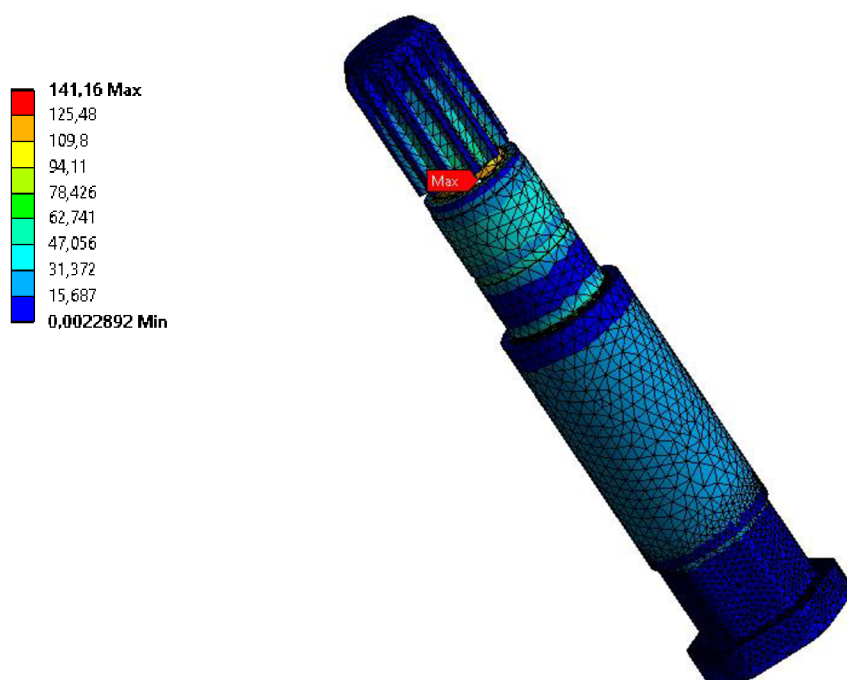
8.1.2 VYHODNOTENIE

Pre vyhodnotenie riešeného problému je vykreslené redukované napätie podľa podmienky HMH – von Mises [MPa].



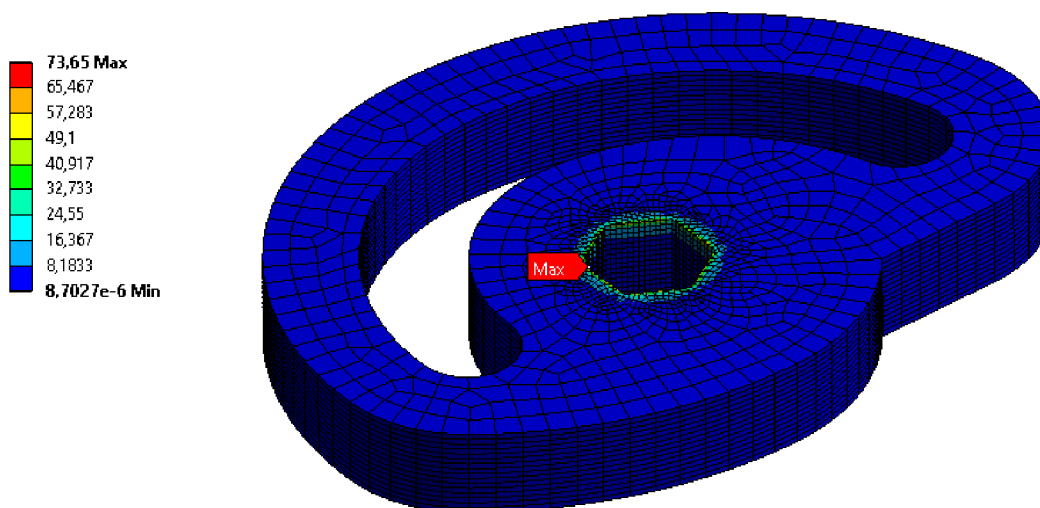
Obr. 58 Napätie von Mises – zostava

Na Obr. 58 je vidieť, že maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 141 \text{ MPa}$ je dosiahnutá na hriadelí.



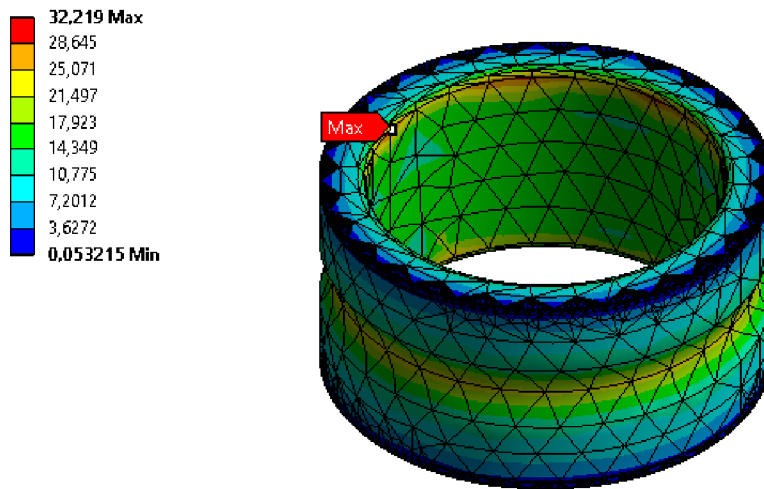
Obr. 59 Napätie von Mises - hriadel'

V prípade hriadeľa je maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 141 \text{ MPa}$ dosiahnutá práve v časti drážky, resp. zápichu na konci drážkovanej časti hriadeľa.



Obr. 60 Napätie von Mises - volič

V prípade voliča je maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 74 \text{ MPa}$ dosiahnutá práve v tvarovom spoji pre hriadel'.




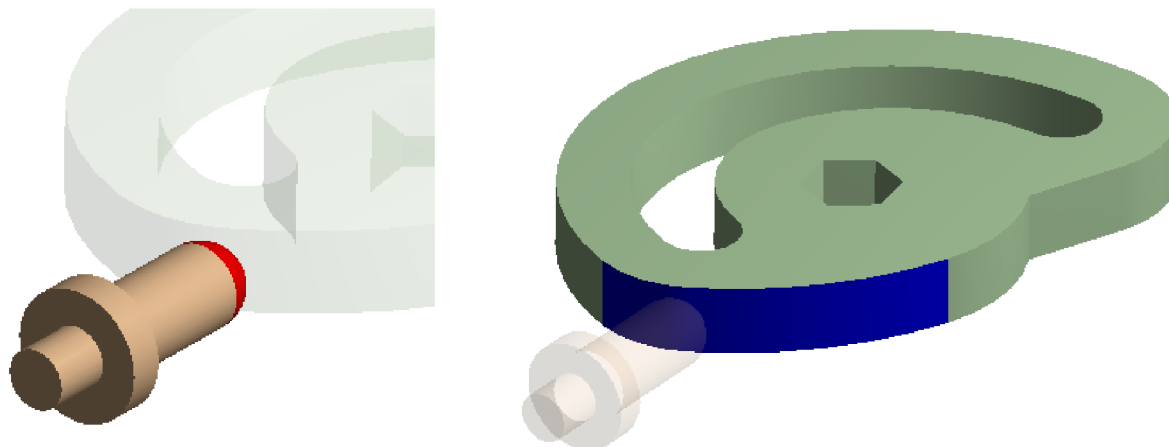
Obr. 61 Napätie von Mises – vnútorný krúžok ložiska

V prípade vnútorného krúžku ložiska na hriadeli je maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 32 \text{ MPa}$ práve na vnútornej stene krúžku.

8.2 PÔSOBENIE SILY – PRST PARKOVACEJ BRZDY

Príslušné komponenty mechanizmu sú voči sebe vhodne zaväzbené, rovnako ako v predošlom prípade. Pridaný kontakt je znázornený na nasledujúcom obrázku. Koeficient trenia je 0,1.

✓  Frictional - ZATLACAC To VACKA_NOVA

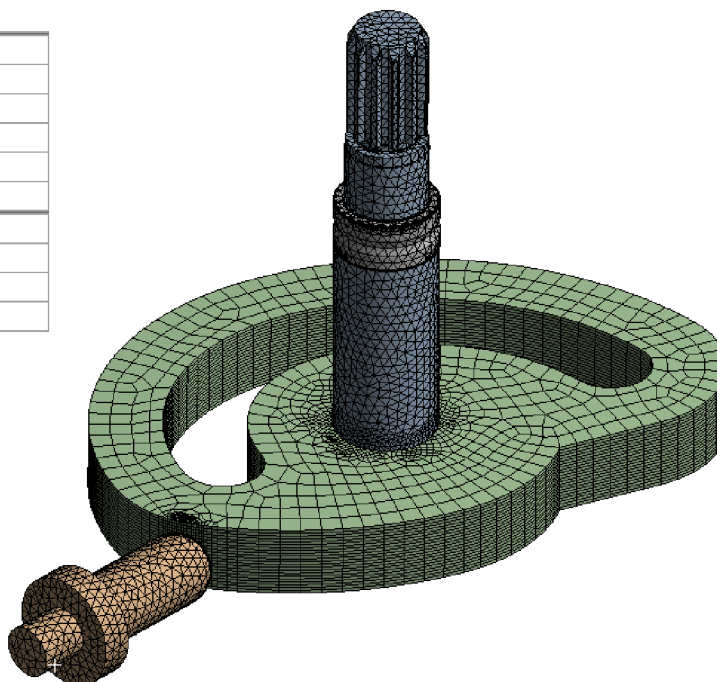


Obr. 62 Väzba prst – volič

8.2.1 ZADEFINOVANIE

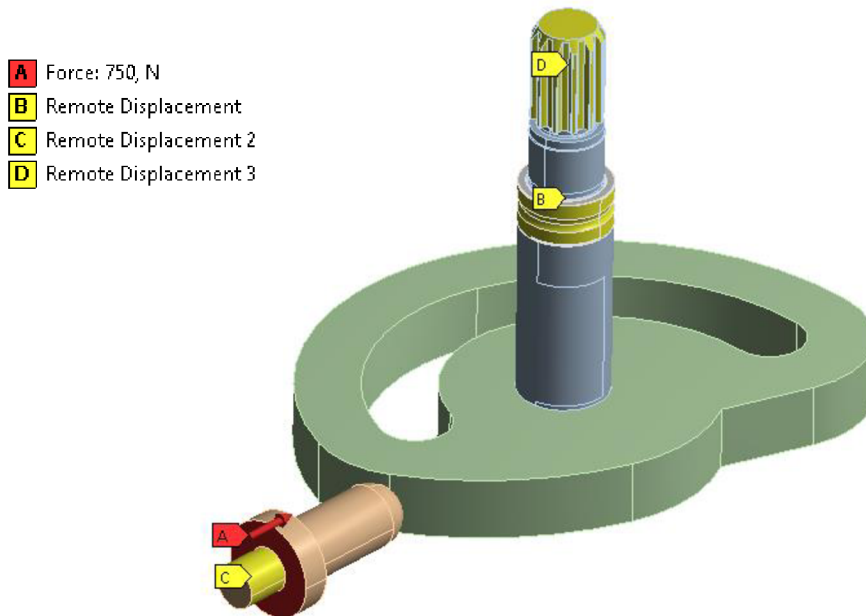
Ďalším krokom je vytvorenie konečno-prvkovej siete na modeloch. Bol zvolený typ meshovania a veľkosť elementu na 2 mm. V kritických miestach bola veľkosť elementu meshu lokálne zjemnená až na 0,5 mm.

Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Element Size	2, mm
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	0,5 mm



Obr. 63 Náhľad konečno-prvkovej siete

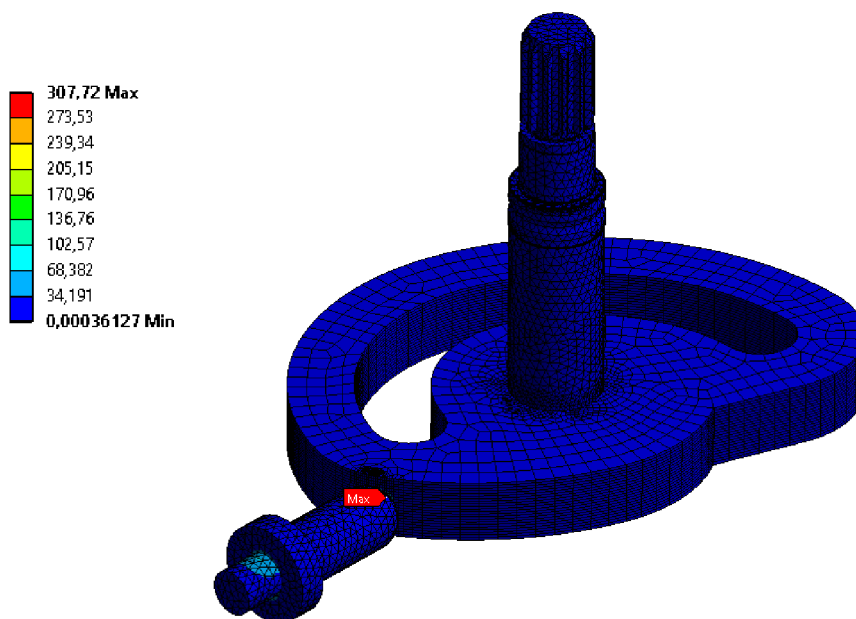
Následne sú zadané okrajové podmienky a pôsobenie posuvnej sily prstu parkovacej brzdy na volič. Podmienka B – Remote displacement v princípe funguje ako ložisko, kedy je zamedzený akýkoľvek pohyb okrem rotácie v axiálnom smere. Odoberá tak 5 stupňov voľnosti. Podmienka C – Remote displacement umožňuje pohyb prstu parkovacej brzdy len v axiálnom smere. Podmienka D – Remote displacement, umožňuje všetok pohyb konca hriadeľa pričom zamedzuje len rotáciu v axiálnom smere. Týmto bol odobraný šiesty stupeň voľnosti.



Obr. 64 Okrajové podmienky

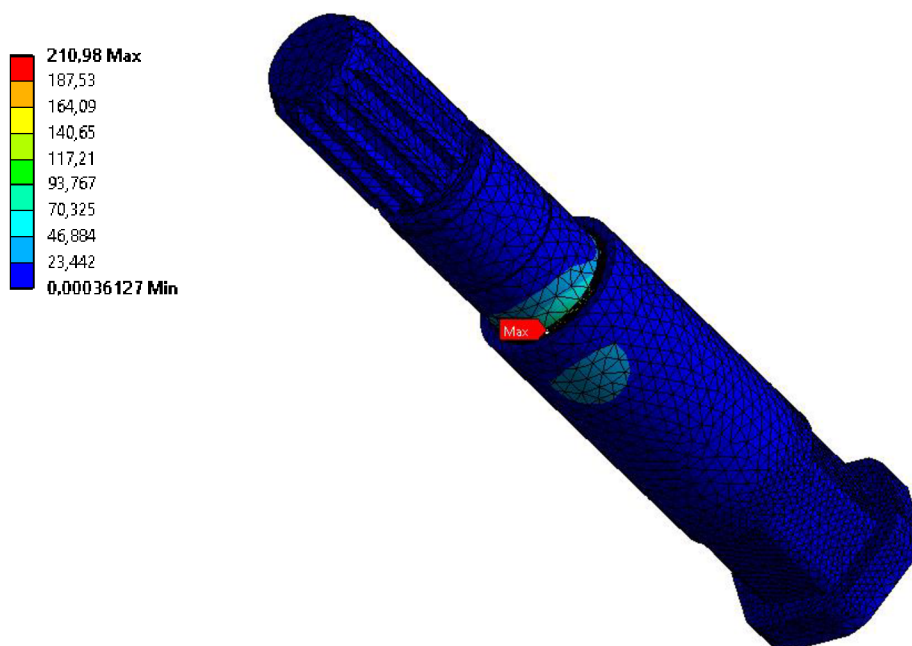
8.2.2 VYHODNOTENIE

Pre vyhodnotenie riešeného problému je vykreslené redukované napätie podľa podmienky HMH – von Mises [MPa].



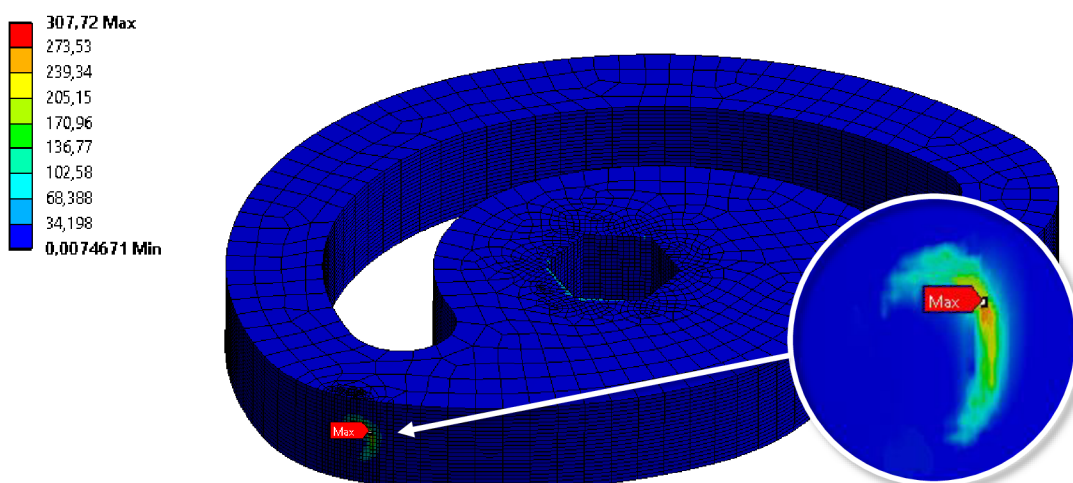
Obr. 65 Napätie von Mises – zostava

Na Obr. 65 je vidieť, že maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 308 \text{ MPa}$ je dosiahnutá v kontaktnom bode prstu parkovacej brzdy a voliča.



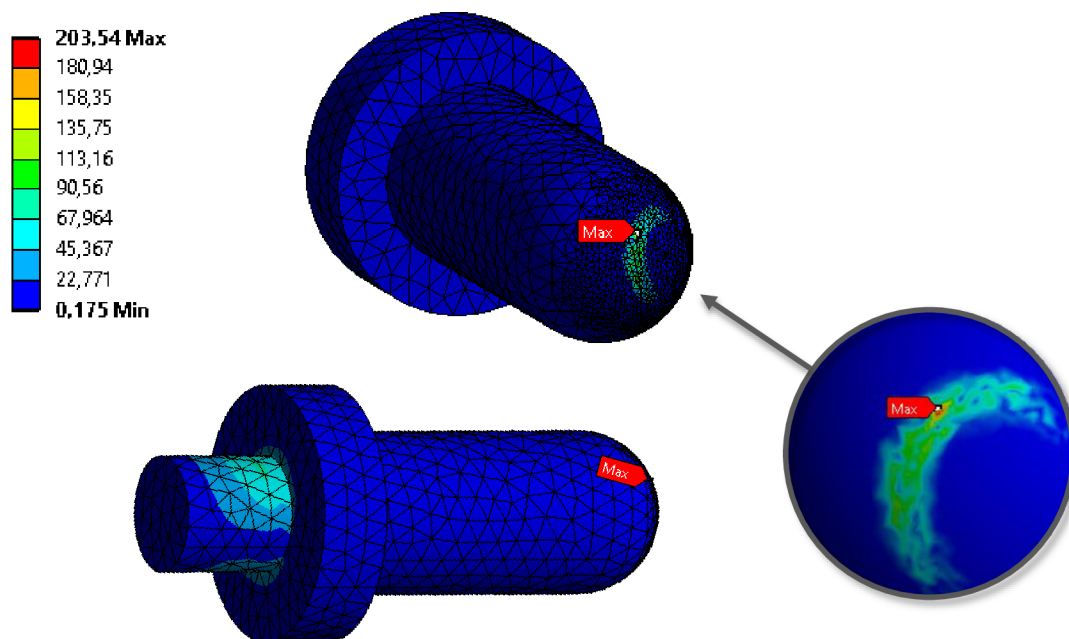
Obr. 66 Napätie von Mises - hriadel'

V prípade hriadeľa je maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 211 \text{ MPa}$ dosiahnutá práve v časti drážky, resp. zápichu na ploche pre ložisko.



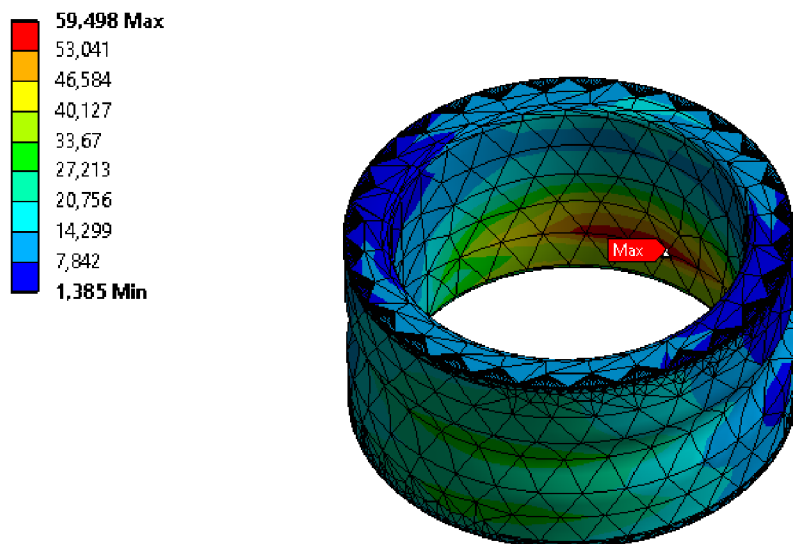
Obr. 67 Napätie von Mises - volič

V prípade voliča je maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 308 \text{ MPa}$ dosiahnutá práve v bode pôsobenia prsta mechanizmu parkovacej brzdy.



Obr. 68 Napätie von Mises – prst mechanizmu parkovacej brzdy

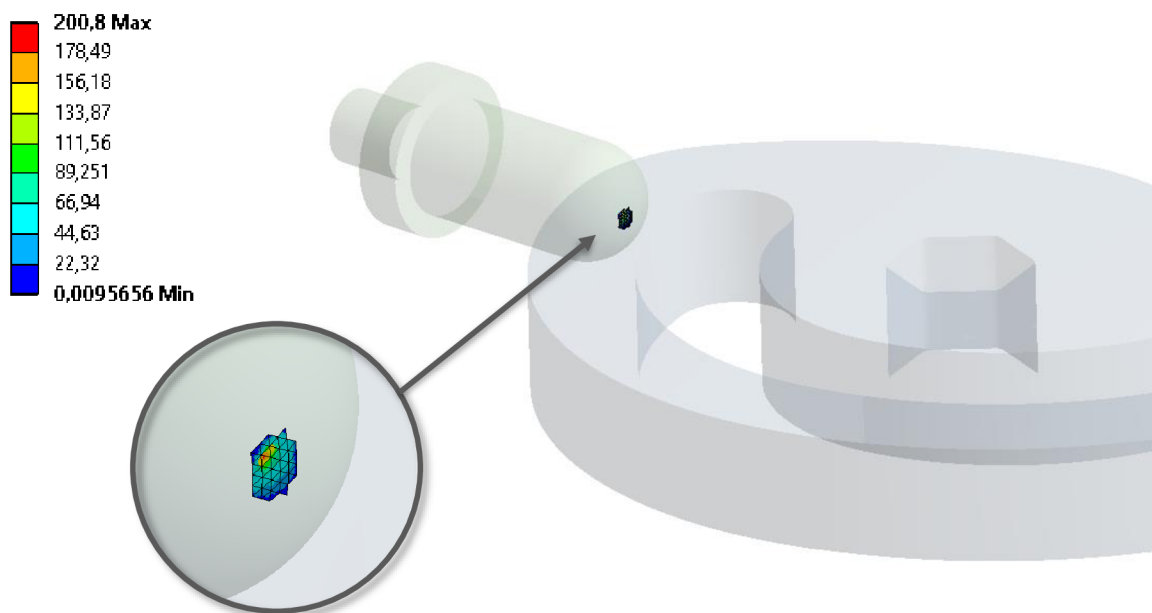
Maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 204 \text{ MPa}$ je pri modeli prstu mechanizmu parkovacej brzdy dosiahnutá v mieste dotyku s voličom.



Obr. 69 Napätie von Mises – vnútorný krúžok ložiska

V prípade vnútorného krúžku ložiska na hriadeli je maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 60 \text{ MPa}$ práve na vnútornej stene krúžku.


Taktiež je potrebné vykresliť kontaktný tlak práve v mieste dotyku konca tohto prsta parkovacej brzdy voči príslušnej ploche voliča. Maximálny kontaktný tlak v danom mieste je $p_{pbmax} = 201 \text{ MPa}$.

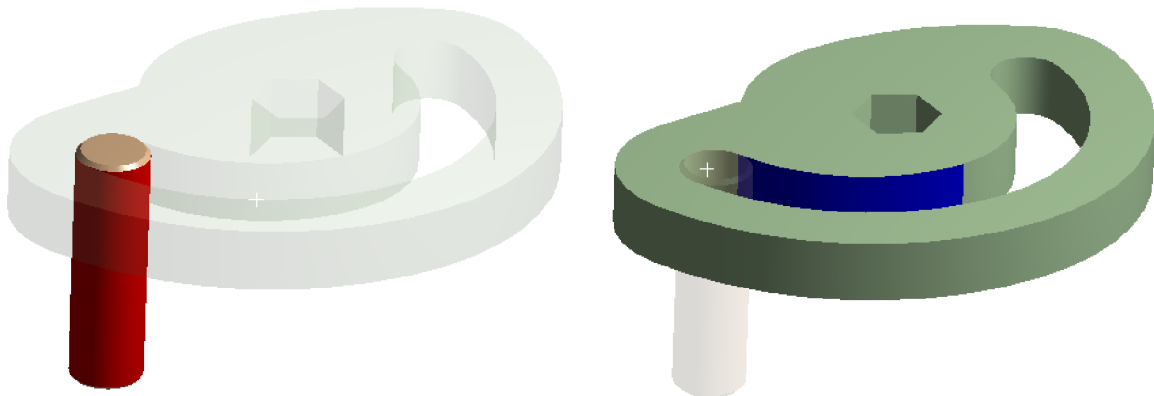


Obr. 70 Kontaktný tlak – prst mechanizmu parkovacej brzdy

8.3 PÔSOBENIE SILY – KOLÍK RADIACEJ VIDLIČKY (VNÚTORNÁ STENA)

V prípade pevnostnej analýzy pri pôsobení kolíka radiacej vidličky na vnútornú stenu drážky voliča sa postupovalo obdobne ako v predošlom prípade. Volič voči hriadeľu je zaväzbený rovnako, pričom nový kontakt je znázornený na nasledujúcom obrázku. Koeficient trenia je 0,1.

✓  Frictional - PRST_VIDLICKA To VACKA_NOVA

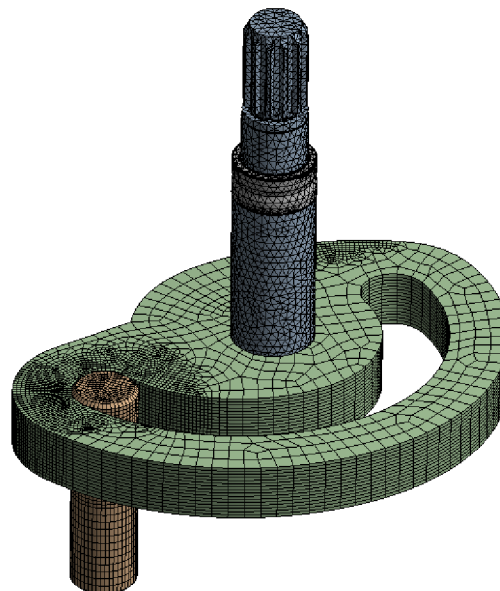


Obr. 71 Väzba kolík – volič

8.3.1 ZADEFINOVANIE

Ďalším krokom je vytvorenie konečno-prvkovej siete na modeloch. Bol zvolený rovnaký typ meshovania a veľkosť elementu 2 mm. V prípade lokálneho zjemnenia až 0,5 mm.

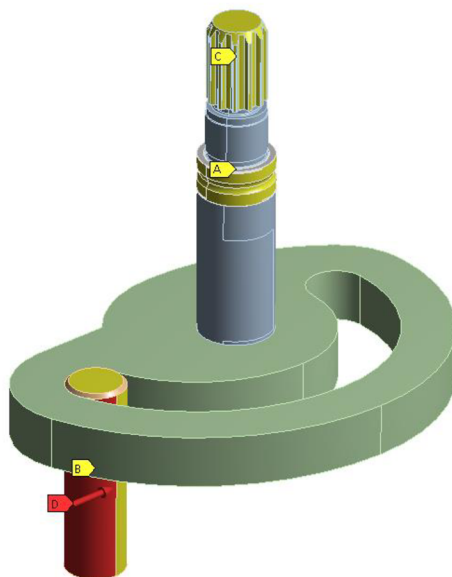
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Element Size	2, mm
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	0,5 mm



Obr. 72 Náhľad konečno-prvkovej siete

Následne sú zadané okrajové podmienky a pôsobenie posuvnej sily kolíka radiacej vidličky na drážku voliča. Podmienka A – Remote displacement v princípe funguje ako ložisko, kedy je zamedzený akýkoľvek pohyb okrem rotácie v axiálnom smere. Odoberá tak 5 stupňov voľnosti. Podmienka B – Remote displacement umožňuje pohyb kolíka radiacej vidličky len v smere pohybu radiacej vidličky. Podmienka C – Remote displacement, umožňuje všetok pohyb konca hriadeľa pričom zamedzuje len rotáciu v axiálnom smere. Týmto bol odobraný šiesty stupeň voľnosti.

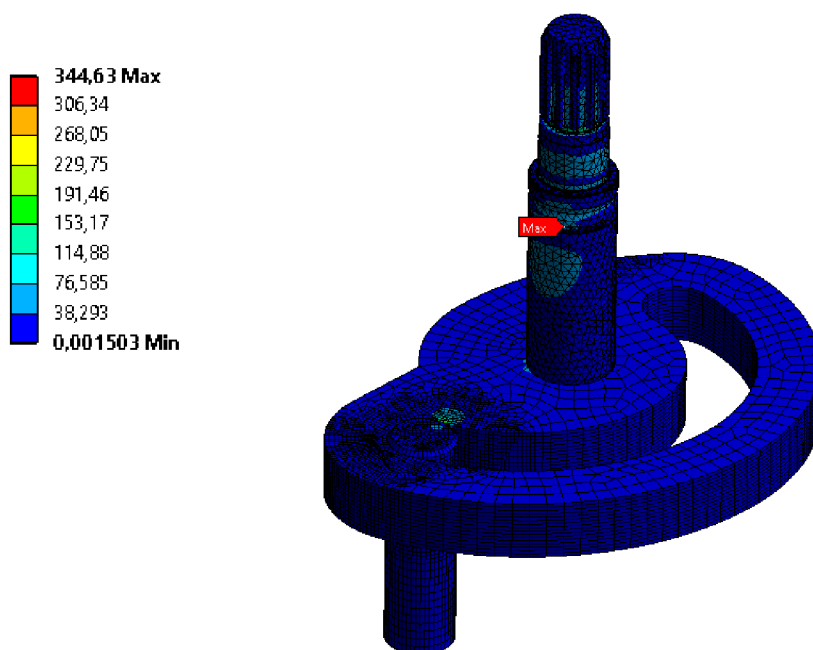
- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement 2
- C** Remote Displacement 3
- D** Force: 1400, N



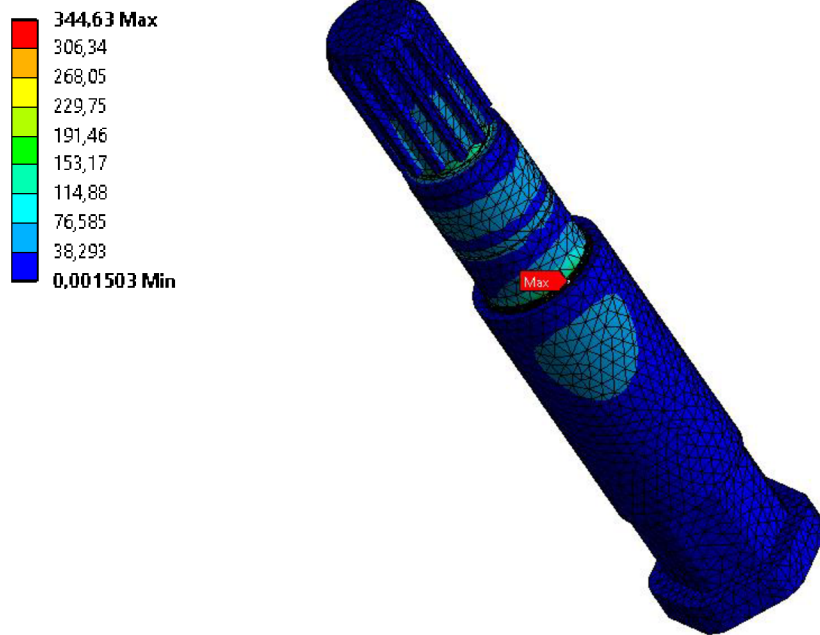
Obr. 73 Okrajové podmienky

8.3.2 VYHODNOTENIE

Pre vyhodnotenie riešeného problému je vykreslené redukované napätie podľa podmienky HMM – von Mises [MPa].

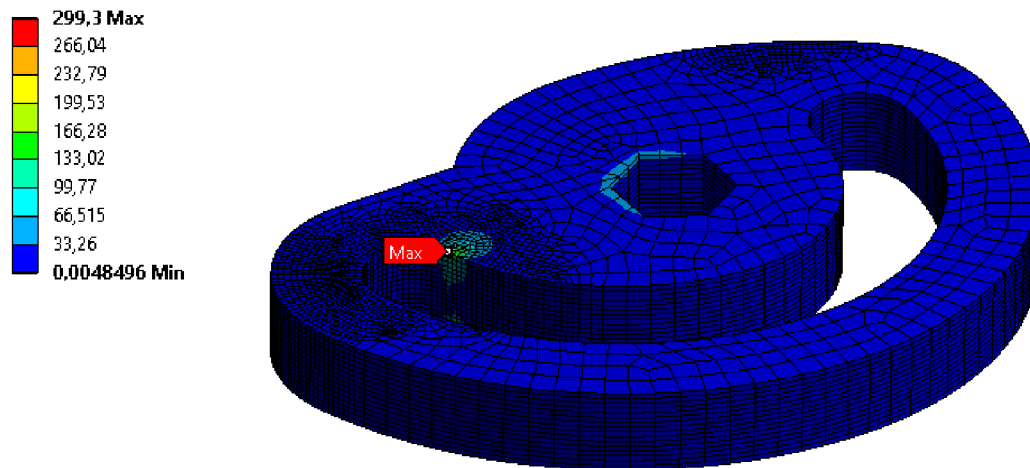


Obr. 74 Napätie von Mises – zostava



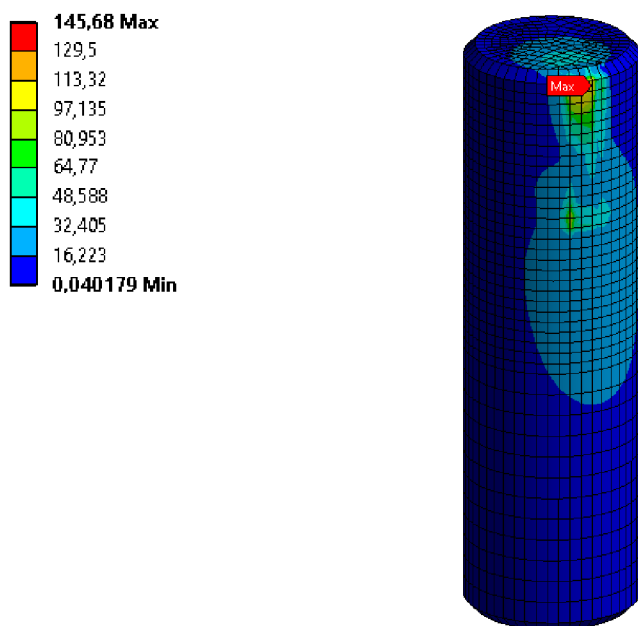
Obr. 75 Napätie von Mises – hriadel'

Na Obr. 75 je vidieť, že maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 345 \text{ MPa}$ je dosiahnutá na hriadeli v oblasti zápichu na ploche pre ložisko.



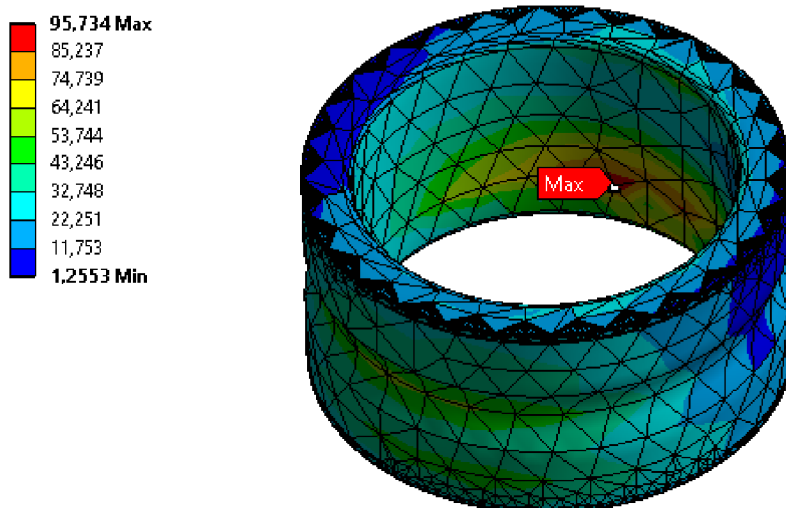
Obr. 76 Napätie von Mises – volič

V prípade voliča je maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 299 \text{ MPa}$ dosiahnutá práve v bode pôsobenia kolíka mechanizmu radiacej vidličky.



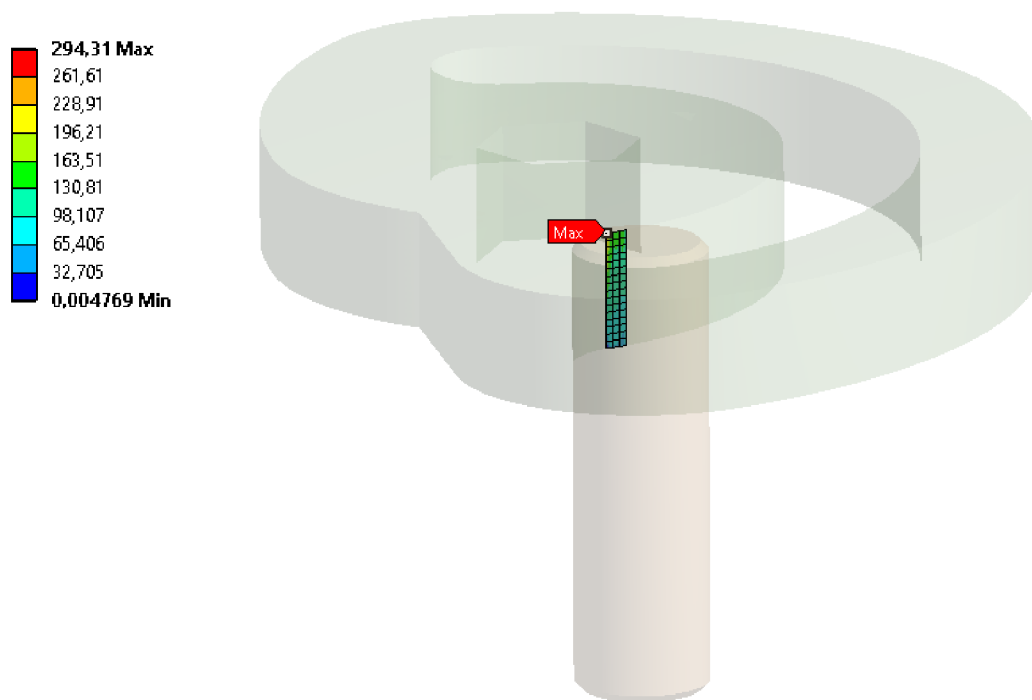
Obr. 77 Napätie von Mises – kolík mechanizmu radiacej vidličky

Maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 146 \text{ MPa}$ je na modeli kolíka mechanizmu radiacej vidličky dosiahnutá v hornej časti, kde dochádza k najvyššiemu napätiu aj v prípade voliča.



Obr. 78 Napätie von Mises – vnútorný krúžok ložiska

V prípade vnútorného krúžku ložiska na hriadeli je maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 96 \text{ MPa}$ na vnútornej stene krúžku ložiska.




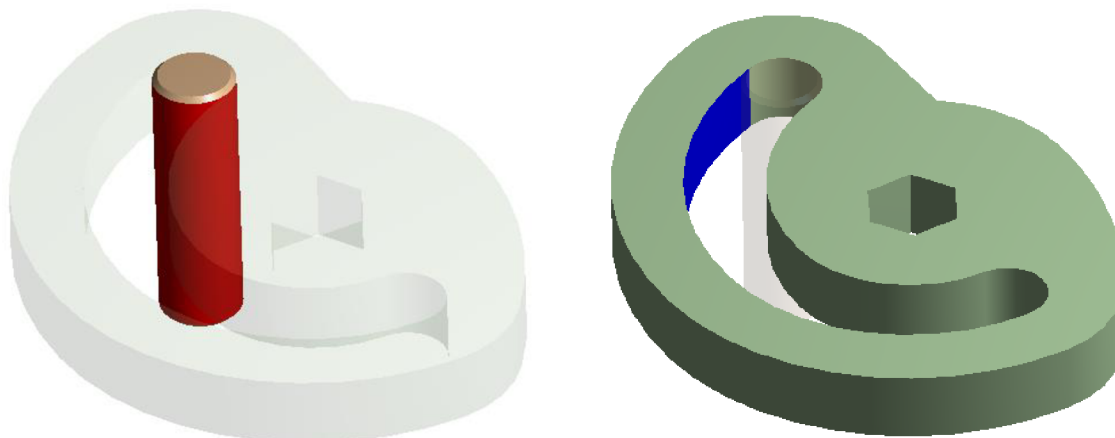
Obr. 79 Kontaktný tlak – kolík mechanizmu radiacej vidličky (vnútorná stena)

Maximálna hodnota kontaktného tlaku v mieste dotyku kolíka a vnútornej steny voliča je $p_{k1max} = 294 \text{ MPa}$.

8.4 PÔSOBENIE SILY – KOLÍK RADIACEJ VIDLIČKY (VONKAJŠIA STENA)

V prípade pevnostnej analýzy pri pôsobení kolíka radiacej vidličky na vonkajšiu stenu drážky voliča sa postupovalo obdobne ako v predošlom prípade. Volič voči hriadeľu je zaväzbený rovnako, pričom rozdielny kontakt je znázornený na nasledujúcom obrázku.

✓  Frictional - PRST_VIDLICKA To VACKA_NOVA

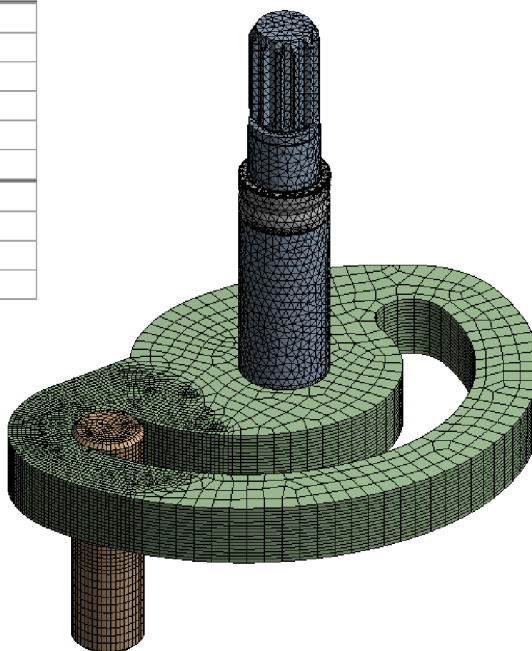


Obr. 80 Väzba kolík – volič

8.4.1 ZADEFINOVANIE

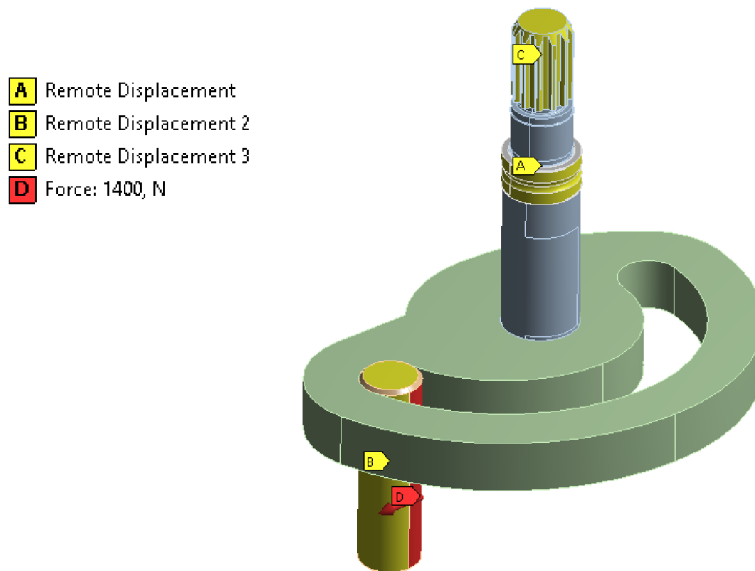
Ďalším krokom je vytvorenie konečno-prvkovej siete na modeloch. Bol zvolený rovnaký typ meshovania a veľkosť elementu 2 mm. V prípade lokálneho zjemnenia až 0,5 mm.

Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Element Size	2, mm
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
<input type="checkbox"/> Element Size	0,5 mm



Obr. 81 Náhľad konečno-prvkovej siete

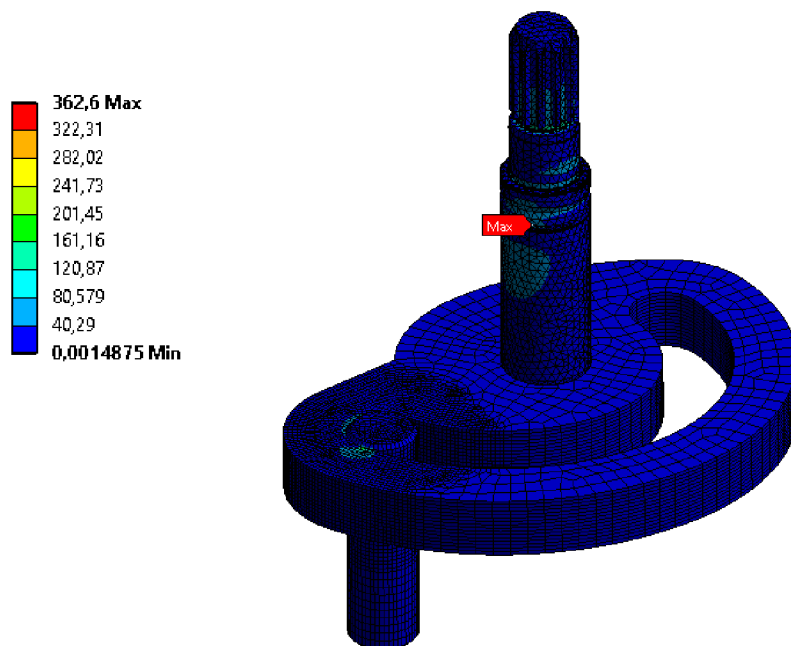
Následne sú zdefinované okrajové podmienky a pôsobenie posuvnej sily kolíka radiacej vidličky na drážku voliča. Podmienka A – Remote displacement v princípe funguje ako ložisko, kedy je zamedzený akýkoľvek pohyb okrem rotácie v axiálnom smere. Odoberá tak 5 stupňov voľnosti. Podmienka B – Remote displacement umožňuje pohyb kolíka radiacej vidličky len v smere pohybu radiacej vidličky. Podmienka C – Remote displacement, umožňuje všetok pohyb konca hriadeľa pričom zamedzuje len rotáciu v axiálnom smere. Týmto bol odobraný šiesty stupeň voľnosti.



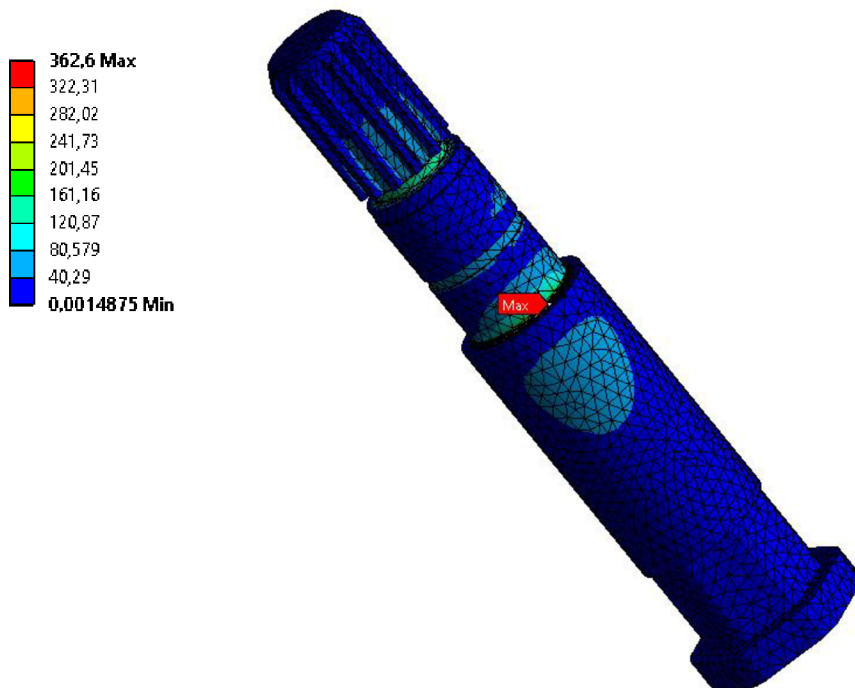
Obr. 82 Okrajové podmienky

8.4.2 VYHODNOTENIE

Pre vyhodnotenie riešeného problému je vykreslené redukované napätie podľa podmienky HMH – von Mises [MPa].

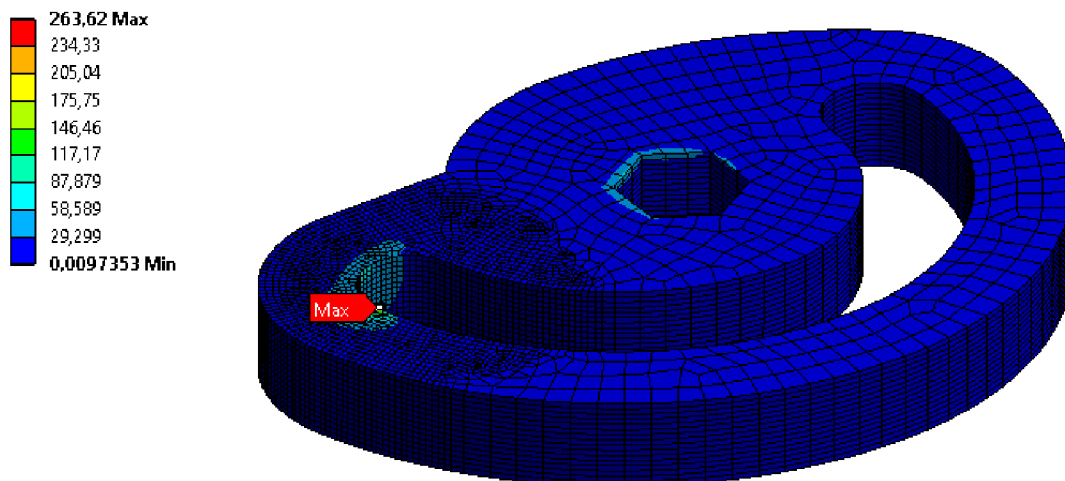


Obr. 83 Napätie von Mises – zostava



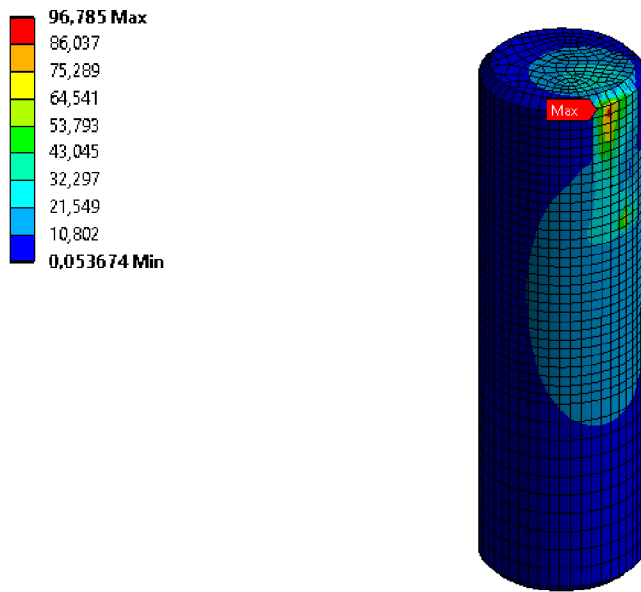
Obr. 84 Napätie von Mises – hriadel'

Na Obr. 84 je vidieť, že maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 363 \text{ MPa}$ je dosiahnutá na hriadieli v oblasti zápichu na ploche pre ložisko.



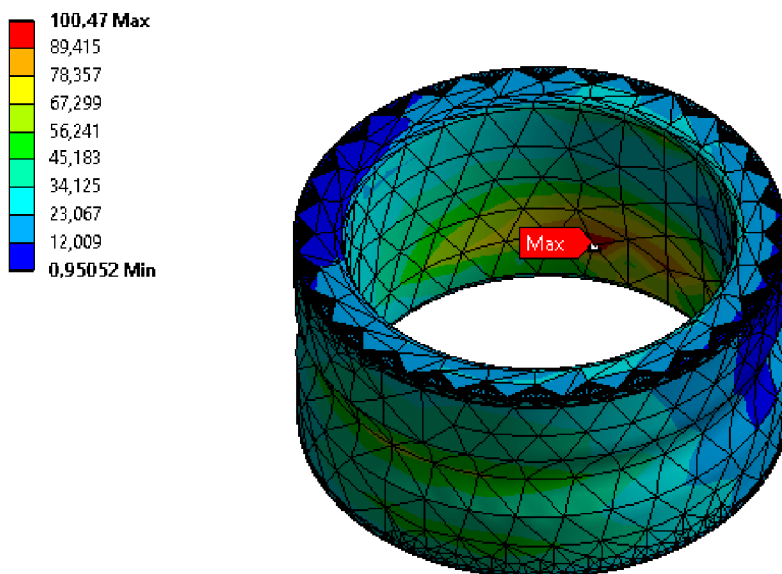
Obr. 85 Napätie von Mises – volič

V prípade voliča je maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 264 \text{ MPa}$ dosiahnutá práve v bode pôsobenia kolíka mechanizmu radiacej vidličky.



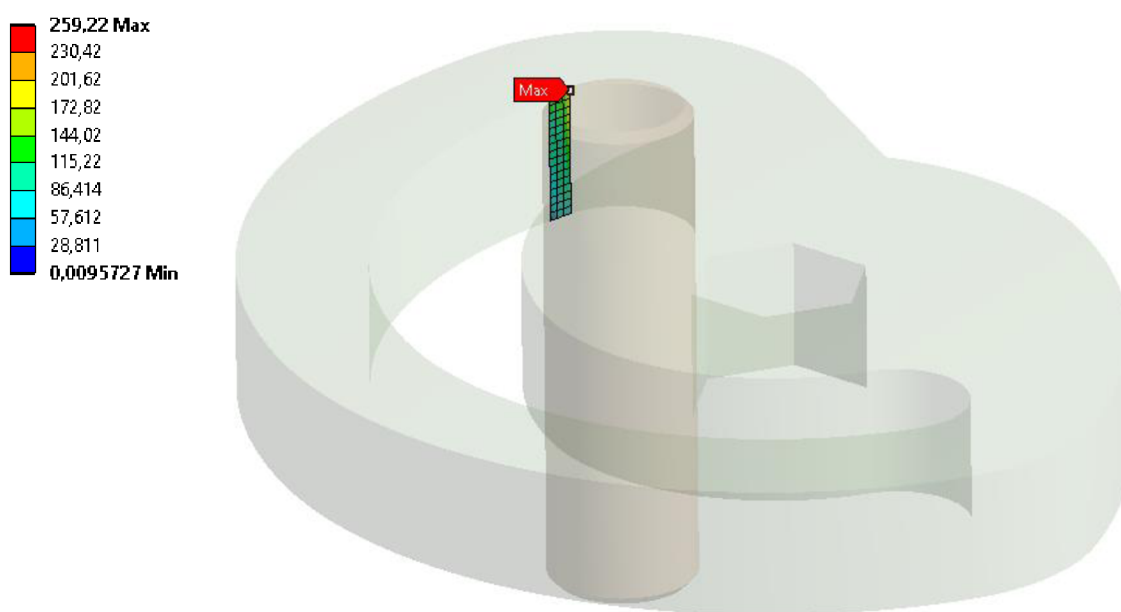
Obr. 86 Napätie von Mises – kolík mechanizmu radiacej vidličky

Maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 97 \text{ MPa}$ je na modeli kolíka mechanizmu radiacej vidličky dosiahnutá v hornej časti, kde dochádza k najvyššiemu napätiu aj v prípade voliča.



Obr. 87 Napätie von Mises – vnútorný krúžok ložiska

V prípade vnútorného krúžku ložiska na hriadeli je maximálna hodnota von Mises napätia $\sigma_{\text{HMH}} = 101 \text{ MPa}$ na vnútornej stene krúžku ložiska.



Obr. 88 Kontaktný tlak – kolík mechanizmu radiacej vidličky (vnútorná stena)

Maximálna hodnota kontaktného tlaku v mieste dotyku kolíka a vnútornej steny voliča je $p_{k2max} = 259$ MPa.

8.5 ZHODNOTENIE ANALÝZY

Z výsledkov pevnostných analýz v predchádzajúcej kapitole sú zrejmé isté napätia, ku ktorým dochádza na jednotlivých komponentoch. Jednotlivé redukované napätia je potrebné porovnať s maximálnym napätím, ktoré môže byť na danom komponente dosiahnuté bez toho, aby sa materiál komponentu plasticky deformoval. Tým pádom je nutné zistené hodnoty porovnať s hodnotou medze klzu príslušného materiálu a zhodnotiť, či túto hodnotu presahuje, alebo nie.

Na vyhodnotenie je potrebné poznať materiály a ich parametre pre jednotlivé komponenty. Po dohode s konzultantom sú použité materiály, ktoré sa bežne používajú v sériovej výrobe, s ktorými sú skúsenosti nie len z pohľadu ceny a nákupnej kvality, ale aj skúsenosti vo výrobe.

V prípade hriadeľa je zvolený už spomenutý materiál s označením CF53, pričom sa jedná o štandardnú hriadeľovú oceľ. Hriadeľ je následne zakalený, pričom výsledná tvrdosť je 680 HV na povrchu, a v hĺbke 0,3 mm 550 HV. Hodnota medze klzu pre daný materiál je 580 MPa.

V prípade voliča sa použije rovnaký materiál, aký je použitý pre parkovacu západku. Jedná sa o cementačnú oceľ s označením 20MnCr5, ktorá sa bežne používa pre komponenty v prevodovkách. Volič je taktiež zakalený a jeho tvrdosť je 680 HV. Hodnota medze klzu pre daný materiál je 580 MPa.

Pre komponenty parkovacej brzdy, ako je prst mechanizmu parkovacej brzdy, čelný a bočný plech, je zvolený materiál 16MnCr5. Tento materiál je taktiež použitý v prípade ložiska. Komponenty patriace mechanizmu parkovacej brzdy sú zakalené na tvrdosť povrchu 600 HV. Príslušná medza klzu je 440 MPa. V prípade kolíka pre radiacu vidličku je zvolený materiál 100Cr6 s tvrdosťou 700 HV, pričom hodnota medze klzu je 410 MPa.

Tab. 13 Bezpečnosti jednotlivých komponentov

Komponent	Materiál	Maximálne napätie [MPa]	Medza klzu [MPa]	Bezpečnosť [-]
Hriadeľ	CF53	363	580 [15]	1,6
Volič	20MnCr5	308	580 [16]	1,9
Ložisko	16MnCr5	101	440 [17]	4,4
Prst PB	16MnCr5	204	440 [17]	2,2
Kolík	100Cr6	146	410 [18]	2,8

V príslušnej tabuľke sú uvedené jednotlivé komponenty, ich materiál, maximálne napätie (zahrňujúce hodnoty redukovaného napätia a hodnoty kontaktného tlaku), ktoré sa v prípade daného komponentu na ňom vyskytuje v rámci všetkých troch analýz, hodnota medze klzu pre daný materiál, a hodnota bezpečnosti pre daný komponent.

Táto bezpečnosť je vypočítaná ako podiel medze klzu daného materiálu k príslušnému maximálnemu napätiu. Z výsledných hodnôt bezpečností pre jednotlivé komponenty je zrejmé, že bezpečnosť je v každom prípade vyššia než 1, tým pádom nedôjde k poruchám a k plastickým deformáciám pri týchto komponentoch. Týmto je možné považovať pevnostnú analýzu za úspešnú a výsledný komponent vzhľadom na uvažované podmienky za funkčný.

ZÁVER

Cieľom bakalárskej práce bol návrh jednotného mechanizmu radenia a aktivácie parkovacej brzdy. Po zhrnutí potrebných teoretických znalostí a prevedenej rešerši súčasných mechanizmov radenia, synchronizácie a aktivácie parkovacej brzdy, boli stanovené požiadavky na navrhovaný jednotný mechanizmus radenia a aktivácie parkovacej brzdy. Taktiež boli definované jednotlivé potrebné vstupné hodnoty spolu s 3D CAD modelmi jednotlivých komponentov. K dispozícii bol čiastočný 3D CAD model prevodového ústrojenstva, kam patrí vstupný a predlohový hriadeľ s ozubeným kolesom parkovacej brzdy, ozubeným kolesom prevodového stupňa spolu s ozubením pre radiacu objímku, a zubová spojka s radiacou objímku. Súčasťou je taktiež ozubenie diferenciálu a príslušné ložiská. Taktiež je zadaná základná geometria radiacej vidličky s klznými puzdrami a hriadeľom spolu s mechanizmom parkovacej brzdy. Všetky ostatné zahrnuté komponenty boli samostatne navrhnuté a taktiež vymodelované prostredníctvom softwaru Creo Parametric 6.0.2.0.

Prvou časťou v navrhovaní bola analýza pohybov a polôh jednotlivých mechanizmov, kam patrilo aj znázornenie vzájomných polôh. Následne boli vyhotovené štyri koncepčné návrhy, ktoré sa líšili svojim pohybom a princípom, ako dosiahnuť jednotného ovládania oboch mechanizmov. Jednotlivé návrhy boli popísané, graficky znázornené a vyhodnotené z hľadiska svojich výhod a nevýhod. Nasledovalo zhodnotenie týchto návrhov a výber toho najvhodnejšieho. Pri hodnotení a výbere bola použitá overená metóda vážených koeficientov, pričom na základe dôležitosti jednotlivých potrebných kritérií sa najefektívnejším návrhom stal návrh č. 4 – „MIX“.

V druhej časti prebiehalo samotné riešenie a rozpracovanie zvoleného najvhodnejšieho návrhu. Popísané boli jednotlivé komponenty navrhnutého mechanizmu a možnosti prevedenia daného návrhu. Spadala tam metóda výroby voliča a hriadeľa, uloženie hriadeľa voči prevodovke a zabezpečenie voliča voči hriadeľu. Všetky tieto podmienky museli byť vhodne splnené. Vznikli tak opäť viaceré možné varianty prevedenia tohto návrhu, konkrétne napríklad komponentu voliča, pričom bolo vykonané jednotlivé ohodnotenie a opäť výber toho najvhodnejšieho konceptu. Vybraným konceptom sa stala varianta v podobe samostatného plechového strihaného dielu, pričom upevnenie tohto plechového voliča je vyriešené za pomoci tvarového spoja spolu s rozlisovaním konca hriadeľa. Upevnenie hriadeľa voči skrinii prevodovky je vyriešené za pomoci dodatočnej príruby s ložiskom, ktorá je pripevnená k vrchnej strane skrine prevodovky.

Taktiež bola vyriešená samotná konštrukcia a geometria voliča, pričom bolo vychádzané z náležitostí na geometriu. Vďaka vykonanému silovému rozboru sa dopracovalo k priebehu jednotlivých síl a následne k priebehu krútiaceho momentu potrebného na pootočenie celého mechanizmu až do krajných polôh. Vzhľadom na príslušné hodnoty krútiaceho momentu bol stanovený nominálny krútiaci moment možného servomotora na hodnotu 2000 Nmm. Tento krútiaci moment bol následne overený v dynamickej analýze celého mechanizmu, čím sa dospelo k záveru, že zvolený servomotor s krútiacim momentom o hodnote 2000 Nmm je schopný zabezpečiť pootočenie celého mechanizmu o požadované hodnoty.

Po navrhnutí geometrie voliča bola navrhnutá taktiež podoba hriadeľa, pričom bolo potrebné vyriešiť už spomenuté rozlisovanie konca tohto hriadeľa. Taktiež bola upravená radiaca vidlička, ktorej súčasťou sa stal kolík nalisovaný do jej tela a zároveň pohybujúci sa v drážke voliča.

V prípade mechanizmu parkovacej brzdy bola po vzniknutých problémoch týkajúcich sa kolízie komponentov vnútri tohto mechanizmu, upravená geometria jednotlivých plechov a prsta parkovacej brzdy. Taktiež bola názorne navrhnutá a vymodelovaná skriňa pre danú prevodovku zahŕňajúca navrhnutý mechanizmus spolu s prírubou tohto jednotného mechanizmu. Vymodelovaním skrine prevodovky sa zlepšila predstava, kde a ako je jednotný mechanizmu radenia a aktivácie parkovacej brzdy v rámci celej prevodovky umiestnený.

Týmito zmenami sa dopracovalo k funkčne navrhnutému jednotnému mechanizmu radenia a aktivácie parkovacej brzdy z pohľadu geometrie ako-takej. K záveru práce bol istý čas venovaný vypracovaniu pevnostnej analýzy, ktorou bolo možné overiť pevnosť jednotlivých komponentov, t.j. stav bezpečnosti voči medzným hodnotám napätia pre konkrétne zvolený materiál v rámci jednotlivých komponentov. Pevnostná analýza pozostávala z viacerých častí, pričom boli vyhodnocované redukované napätia na jednotlivých komponentoch spolu s maximálnym kontaktným tlakom na príslušných komponentoch jednotného mechanizmu.

Výsledkami sa tak dospelo k záveru, že vzhľadom na zvolené materiály komponentov neboli medzné hodnoty napätia, t.j. medze klzu pre jednotlivé materiály prekročené, a tak hodnoty bezpečností boli vyššie než 1. Tým pádom je možné skonštatovať, že nielenže zvolené materiály sú pre dané riešenie vhodné, ale aj že prípadnými iteráciami a zložitejšími úpravami jednotlivých geometrií komponentov, by bolo možné tieto komponenty optimalizovať a redukovať tak hmotnosť, zatiaľ čo by bezpečnosť bola stále postačujúca. V tomto prípade by každopádne bolo potrebné väčšie množstvo času na rozpracovanie a taktiež hlavne rozšírené znalosti v daných softwaroch.

V rámci bakalárskej práce na tému „Návrh jednotného mechanizmu radenia a aktivácie parkovacej brzdy“ boli všetky ciele práce naplnené, zatiaľ čo k záveru práce bola pre finálne potvrdenie funkčnosti dizajnu vypracovaná pevnostná analýza, čím bola potvrdená celková funkčnosť navrhnutého jednotného mechanizmu, pričom poznatky a výsledky tejto práce môžu slúžiť pri ďalšom vývoji v obdobnej problematike počas nasledujúcich rokov.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] NAUNHEIMER, Harald, Bernd BERTSCHE, Joachim RYBORZ, Wolfgang NOVAK. *Automotive Transmissions*. Springer Verlag, 1999, ISBN 978-3-642-16213-8.
- [2] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky, převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 312 s. : il. ; 23 cm. ISBN 80-238-5275-2.
- [3] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Aleš VÉMOLA. *Automobily*. Brno: CERM, 2003. ISBN 80-7204-262-9.
- [4] SCHAEFFLER. *Synchronizácia a radenie* [pdf]. [2020]. Pdf dokument bol poskytnutý firmou Schaeffler.
- [5] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 312 s. ISBN 80-239-0025-0.
- [6] DUFEK, Michal. *Systém parkovací brzdy* [online]. Plzeň, 2015 [cit. 2020-11-14]. Dostupné z: https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/20272/1/BP_Michal_Dufek.pdf Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ladislav Němec.
- [7] ATSG, (Automatic Transmission Service Group). *Technicians diagnostic guide: Audi/Jaguar/BMW "ZF6HP26"* [online]. 2008 [cit. 2020-11-6]. Dostupné z: <http://maybeme.com/Storage/JagTech/ManualsHandbooksTSBs/6hp26%20ZF%20File%20s/24267127-Audi-Jaguar-Bmw-Zf6hp26%E2%80%9D.pdf>
- [8] ZF 6HP transmission. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-10-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/ZF_6HP_transmission
- [9] ZF 8HP transmission. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-10-28]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/ZF_8HP_transmission
- [10] *8-Speed Automatic Transmission: Diagnosis and Repair* [online]. 2015 [cit. 2020-11-7]. Dostupné z: http://perception.fcaperformanceinstitute.com/FCARepository_con/topiccontent/1588106484/0221308.pdf
- [11] Mercedes-Benz 9G-Tronic transmission. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 2013 [cit. 2020-11-5]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-Benz_9G-Tronic_transmission
- [12] *Automatic transmission 9G-TRONIC 725.0: System description* [online]. 2013 [cit. 2020-11-2]. Dostupné z: <https://docplayer.net/42287606-Automatic-transmission-9g-tronic-system-description.html>

- [13] *7G-TRONIC /7G-TRONIC PLUS (722.9) in the Workshop: Tips and Tricks* [online]. 2013 [cit. 2020-11-3]. Dostupné z: https://f01.justanswer.com/73bbchevy/52d5945c-5b37-4c72-9765-f200ee00e793_tips_and_tricks.pdf
- [14] LSD – VW DQ250 DSG Parking lock. *KMP Drivetrain Solutions* [online]. [cit. 2020-12-14]. Dostupné z: <https://www.kmpdrivetrain.com/product/lsd-vw-dq250-dsg-parking-lock>
- [15] *SIQUAL 1213 Steel (Mat.No. 1.1213, DIN Cf53, AISI 1055)* [online]. [cit. 2021-4-2]. Dostupné z: <https://steelselector.sij.si/data/pdf/CF53.pdf>
- [16] *Plechý z ocelí 16CrMn5 / 20MnCr5* [online]. [cit. 2021-4-2]. Dostupné z: <http://www.salzgitter.cz/index.php?page=36>
- [17] *Mechanické vlastnosti ocelí* [online]. [cit. 2021-4-2]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [18] *100Cr6 Datasheet* [online]. [cit. 2021-4-2]. Dostupné z: <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/100cr6/>

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

σ_{HMH}	[MPa]	Redukované napätie podľa podmienky HMH – von Mises
ΔL_{PB}	[mm]	Zmena posuvu prstu mechanizmu parkovacej brzdy
ΔL_{RV}	[mm]	Zmena posuvu prstu mechanizmu radiacej vidličky
D	[-]	Poloha drive
D_1	[mm]	Priemer hnacieho ozubeného kolesa
D_2	[mm]	Priemer hnaného ozubeného kolesa
F	[N]	Výsledná reakčná sila od prstu radiacej vidličky
F_1	[N]	Kosínusová zložka sily F
F_2	[N]	Sínusová zložka sily F
FEM	[-]	Finite element method
F_p	[N]	Sila pružiny
F_{PB}	[N]	Sila potrebná k deaktivácii parkovacej brzdy
F_{RV}	[N]	Sila potrebná k posuvu radiacej vidličky
HV	[-]	Tvrdosť podľa Vickersa
i	[-]	Prevodový pomer
k	[N/mm]	Tuhosť pružiny
L	[mm]	Dĺžka voľnej pružiny
L	[mm]	Dĺžka nerozlisovanej časti konca hriadeľa
L'	[mm]	Dĺžka rozlisovanej časti konca hriadeľa
M	[N·mm]	Výsledný krútiaci moment
M_1	[N·mm]	Krútiaci moment od zložky F_1
M_2	[N·mm]	Krútiaci moment od zložky F_2
MKP	[-]	Metóda konečných prvkov
N	[-]	Poloha neutral
n_1	[ot/min]	Vstupné otáčky hriadeľa

n_2	[ot/min]	Výstupné otáčky hriadeľa
P	[-]	Poloha parking
PB	[-]	Parkovacia brzda
p_{k1max}	[MPa]	Maximálny kontaktný tlak pre kolík mechanizmu radiacej vidličky (vnútorná stena)
p_{k2max}	[MPa]	Maximálny kontaktný tlak pre kolík mechanizmu radiacej vidličky (vonkajšia stena)
p_{pbmax}	[MPa]	Maximálny kontaktný tlak pre prst mechanizmu parkovacej brzdy
R	[-]	Poloha reverse
r_1	[mm]	Rameno sily F_1
r_2	[mm]	Rameno sily F_2
S	[mm ²]	Veľkosť čelnej plochy pôvodného konca hriadeľa
S'	[mm ²]	Veľkosť čelnej plochy rozšíreného konca hriadeľa
SHFT	[-]	Shifting – radenie
V	[mm ³]	Objem časti konca hriadeľa na rozlisovanie
y	[mm]	Stlačenie pružiny
z_1	[-]	Počet zubov hnacieho ozubeného kolesa
z_2	[-]	Počet zubov hnaného ozubeného kolesa
φ	[°]	Uhol medzi silou F a jej zložkou

ZOZNAM PRÍLOH

- Príloha A: Výsledky workshopu „Metóda výberu najvhodnejšieho technického riešenia“ zo semináru „SPKS“
- Príloha B: Tabuľka kalkulácie výsledného krútiaceho momentu z pohybovej analýzy v prípade pôsobenia prstu mechanizmu parkovacej brzdy
- Príloha C: Tabuľka kalkulácie výsledného krútiaceho momentu z pohybovej analýzy v prípade pôsobenia prstu mechanizmu radiacej vidličky
- Príloha D: Tabuľka kalkulácie výsledného krútiaceho momentu počas celej svojej rotácie
- Príloha E: Výkres zostavy prevodovky s jednotným mechanizmom radenia a aktivácie parkovacej brzdy
- Príloha F: Montážny výkres jednotného mechanizmu radenia a aktivácie parkovacej brzdy
- Príloha G: Výrobný výkres hriadeľa jednotného mechanizmu radenia a aktivácie parkovacej brzdy
- Príloha H: Výrobný výkres voliča jednotného mechanizmu radenia a aktivácie parkovacej brzdy
- Príloha I: Výrobný výkres prsta mechanizmu parkovacej brzdy