



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 PARKOVACÍ BRZDY PRO VOZIDLA POHÁNĚNÁ ELEKTROMOTOREM

DESIGN OF A PARKING BRAKE FOR VEHICLES POWERED BY AN ELECTRIC MOTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jiří Kolčava

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Jiří Kolčava
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Kamil Řehák, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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 diplomové práce:

Návrh parkovací brzdy pro vozidla poháněná elektromotorem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při zastavení vozidla je nutné vhodně zajistit pozici vozidla, k čemuž slouží parkovací brzda. V rámci vývoje nejen osobních automobilů doznala parkovací brzda změn. Spolu s nástupem elektromobility je však vhodné upravit řadu konstrukčních prvků vozidla, mezi které patří i parkovací brzda.

Cíle diplomové práce:

Provedení rešerše.

Zhodnocení současně používaných systémů parkovacích brzd.

Vlastní konstrukční návrh parkovací brzdy.

Provedení deformačně napěťové analýzy vybraných konstrukčních celků.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá problematikou z oblasti západkových parkovacích brzd, konkrétně mechanismem ovládání. Stěžejním prvkem práce byl konstrukční návrh tohoto mechanismu, který převádí rotační pohyb elektromotoru na translační pohyb ovládacího členu umožňující zasunutí a vysunutí západky ze západkového kola. Rešeršní část popisuje hlavní součásti mechanismu a popis jednotlivých druhů ovládání. Následuje vyhotovení čtyř koncepčních návrhů a výběr optimálního řešení metodou vážených koeficientů. Konstrukční část obsahuje analytické pevnostní výpočty zvoleného koncepčního návrhu včetně řešení kinematiky mechanismu. Tato část se věnuje i rozboru točivého momentu od aktivační pružiny v závislosti na natočení klikového mechanismu a následné optimalizaci elektromotoru. V závěru jsou analytické pevnostní výpočty vybraných konstrukčních celků ověřeny MKP analýzou pro potvrzení funkčnosti mechanismu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Západková parkovací brzda, mechanismus ovládání, šnekové soukolí, klikový mechanismus, převodovka.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with issues in the field of latch parking brakes, specifically the control mechanism. The key element of the work was the structural design of this mechanism, which converts the rotary movement of the electric motor into the translational movement of the control member enabling the latch to be inserted and extended from the latch wheel. The research part describes the main components of the mechanism and a description of individual types of control. This is followed by the creation of four conceptual designs and the selection of the optimal solution using the method of weighted coefficients. The structural part contains analytical strength calculations of the chosen conceptual design, including the solution of the kinematics of the mechanism. This part also deals with the analysis of the torque from the activation spring depending on the rotation of the crank mechanism and the subsequent optimization of the electric motor. In the end, the analytical strength calculations of selected structural units are verified by FEM analysis to confirm the functionality of the mechanism.

KEYWORDS

Latch parking brake, control mechanism, worm gear, crank mechanism, gearbox.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOLČAVA, J. *Návrh parkovací brzdy pro vozidla poháněná elektromotorem*. Brno, 2023. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 65 s. Vedoucí diplomové práce Kamil Řehák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2023

.....

Bc. Jiří Kolčava

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D. za odborné vedení této práce, Ing. Davidovi Luckému za cenné rady a připomínky a celé společnosti Schaeffler za umožnění zpracovávat tuto práci právě u nich. Dále bych také rád poděkoval své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	11
1 Převodová ústrojí.....	12
1.1 Mechanicky ovládané převodovky	13
1.1.1 Dvouhřídelové převodovky	13
1.1.2 Tříhřídelové převodovky	13
1.2 Samočinné převodovky	14
2 Jednotlivé části západkové parkovací brzdy.....	15
2.1 Volič jízdního režimu	15
2.2 Pojistka proti vytažení klíče.....	15
2.3 Ovládací člen	15
2.3.1 Odvození samosvornosti	16
2.4 Západka.....	17
2.5 Ozubené kolo	17
2.6 Pružiny	18
2.7 Ovládání	18
2.8 Snímač polohy	18
2.9 Nouzový režim.....	18
3 Mechanika ovládání	19
3.1 Mechanicky ovládané parkovací brzdy	19
3.2 Hydraulicky ovládané parkovací brzdy	20
3.3 Elektricky ovládané parkovací brzdy.....	21
3.4 Zhodnocení současně používaných systémů parkovacích brzd.....	22
4 Zadání konstrukční části.....	23
5 Koncepční návrhy.....	25
5.1 Šroub a matice	25
5.2 Ozubená kola a ozubená tyč	26
5.3 Kuželová ozubená kola a ozubená tyč	27
5.4 Klikový mechanismus.....	29
6 Hledání optimálního řešení.....	31
6.1 Faktor důležitosti	31
6.2 Výběr nejlepšího návrhu	31
7 Návrh šnekového soukolí a změna elektromotoru.....	34
7.1 Výpočet převodového poměru	34
7.2 Volba základních parametrů šnekového soukolí	34
7.3 Geometrie šnekového soukolí pro řešení kinematiky mechanismu.....	34
7.4 Krouťící moment od zadaného elektromotoru	35
7.5 Obvodová síla na roztečné kružnici od síly 500 N	35
7.5.1 Krouťící moment od aktivační pružiny v závislosti na úhlu natočení kliky	38
7.6 Volba elektromotoru	38
7.6.1 Kontrola výkonových parametrů elektromotoru	39
7.7 Výpočet geometrie šnekového soukolí	40

7.8	Volba materiálu šnekového soukolí	42
8	Kontrola bezpečnosti šnekového soukolí	43
8.1	Bezpečnost vůči pittingu a zadírání.....	43
8.2	Bezpečnost vůči únavovému lomu.....	45
9	Návrh klikového mechanismu.....	46
9.1	Návrh materiálu pro čepy	46
9.2	Volba rozměrů čepů	46
9.3	Bezpečnost vůči namáhání čepu na smyk	46
9.4	Bezpečnost vůči namáhání čepu na ohyb	47
9.5	Volba materiálu kliky	48
9.6	Volba rozměrů kliky.....	48
9.7	Bezpečnost kliky vůči otláčení.....	48
9.8	Volba materiálu táhla	49
9.9	Volba rozměrů táhla	49
9.10	Parametry ovládacího členu.....	49
9.11	Držák ovládacího členu	49
10	Návrh pružin	50
10.1	Návrh aktivační pružiny	50
10.2	Návrh vratné pružiny	51
11	Deformačně napět'ová analýza	52
11.1	Nastavení řešiče	52
11.2	Namáhání na otláčení	54
11.3	Namáhání na ohyb	54
11.4	Deformace čepu	55
11.5	Zhodnocení deformačně napět'ové analýzy	56
Závěr	57	
Seznam použitých zkratk a symbolů	61	

ÚVOD

V posledních letech prošel automobilový průmysl velkým množstvím změn. S nárůstem automobilové dopravy je nutné snižovat lokální emise vozidel. Kvůli tomu se řada automobilek přiklonila k elektrifikaci svých modelů, což zapříčinilo úbytek vozidel s manuální převodovkou.

Manuální převodovky mizí ze segmentu vozidel střední a vyšší třídy a jejich doménou zůstává už jen kategorie nižší a nižší střední třídy kvůli výrobním nákladům. Už jen zřídka lze manuální převodovky nalézt u sportovních vozidel, u kterých je snahou dopřát řidiči větší kontrolu nad vozidlem a zlepšit požitek z jízdy. Vozidla s hybridním pohonem využívají převážně vícestupňové automatické převodovky a elektromobily jednostupňové nebo dvoustupňové převodovky. Jednou z největších výhod těchto převodovek je zvýšení komfortu řidiče, na který je v posledních letech také kladen stále větší důraz. Nevýhodu automatických převodovek lze spatřovat v absenci přímé vazby kol a motoru. Proto se k zajištění vozidel s těmito typy převodovek používá západková parkovací brzda standardně používaná i u vozidel se spalovacími motory.

S nástupem elektromobility, s kterou se zvyšuje počet automatických převodovek, je vhodné upravit řadu konstrukčních prvků západkové parkovací brzdy, jako například mechanismus ovládání. Tuto skutečnost si uvědomují i výrobci západkových parkovacích brzd, jako je například Schaeffler.

1 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ

Převodová ústrojí jsou tvořena všemi mechanismy, které propojují motor s hnacími koly. Umožňují přenos točivého momentu a jeho přerušení. Lze je rozdělit na měnič otáček (spojka) a měnič momentu (převodovka). [1] Existují 2 typy měničů momentu, se stálým převodem (rozvodovka) a s proměnlivým převodem (mechanicky ovládané a automaticky ovládané). [1]

Hlavní funkcí převodových ústrojí je umožnit pohyb vozidla za provozu s rozmanitými podmínkami a situacemi s ohledem na životnost a ekonomiku provozu. Více převody můžeme zajistit různé otáčky a točivý moment na výstupní hřídeli, a tím dynamickou akceleraci a maximální rychlost. [1]

Mezi hlavní požadavky na převodová ústrojí patří:

- Přenos a změna velikosti točivého momentu motoru.
- Umožnění běhu naprázdno.
- Změna smyslu otáčení výstupní hřídele.
- Schopnost změny otáček výstupní hřídele. [20]

Velký převod $i > 1$ (převod do pomala) – Nízké otáčky výstupní hřídele, vysoký točivý moment, dynamická akcelerace.

Malý převod $i < 1$ (převod do rychla) – Vysoké otáčky výstupní hřídele, nízký točivý moment, vysoká maximální rychlost.

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad [-] \quad (1)$$

Vzorec (1) dle [1], kde:

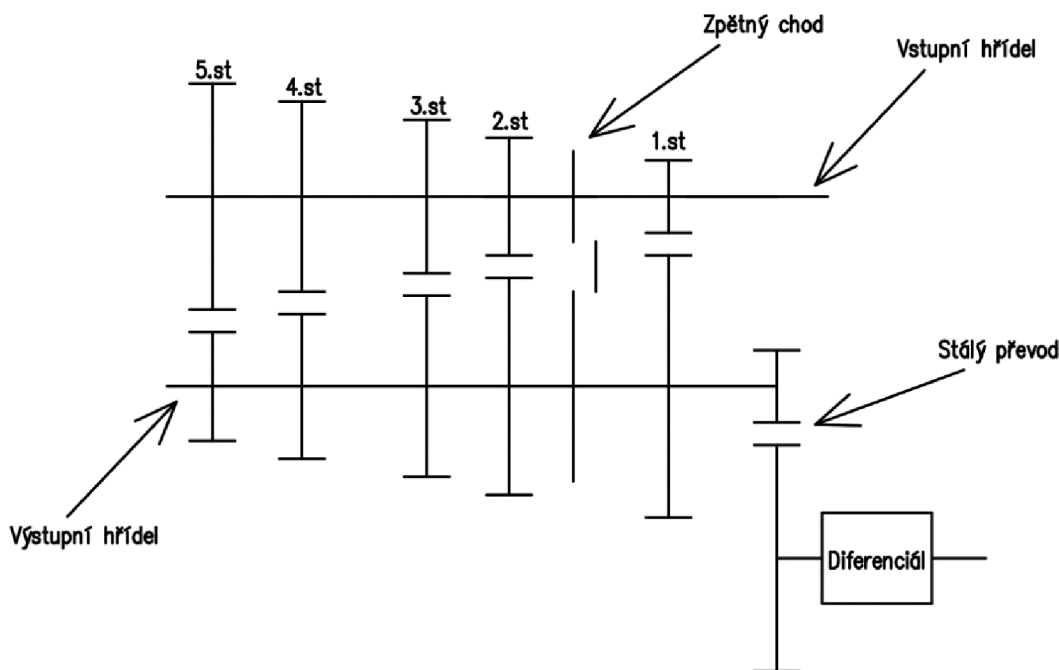
i	Převodový poměr	[-]
D_2	Průměr výstupního ozubeného kola	[mm]
D_1	Průměr vstupního ozubeného kola	[mm]
z_2	Počet zubů výstupního ozubeného kola	[-]
z_1	Počet zubů vstupního ozubeného kola	[-]
M_2	Točivý moment výstupního ozubeného kola	[Nm]
M_1	Točivý moment vstupního ozubeného kola	[Nm]
n_1	Otáčky vstupního ozubeného kola	[min ⁻¹]
n_2	Otáčky výstupního ozubeného kola	[min ⁻¹]

1.1 MECHANICKY OVLÁDANÉ PŘEVODOVKY

U mechanicky ovládaných převodovek mění převodový stupeň přímo řidič pomocí řadicí páky. Při parkování pak může řidič vozidlo zajistit tak, že nechá zařazený některý z převodů. Díky tomu jsou hnací kola přímo spojena s klikovou hřídelí a vozidlo je brzděno kompresí motoru. Byť se jedná o jeden z nejstarších a nejjednodušších typů převodovek, stále se hojně využívají ve vozidlech nižší a nižší střední třídy z důvodu nízkých výrobních nákladů, anebo u některých sportovních vozidel, u kterých je snahou dopřát řidiči větší kontrolu nad vozidlem a zlepšit požitek z jízdy.

1.1.1 DVOUHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY

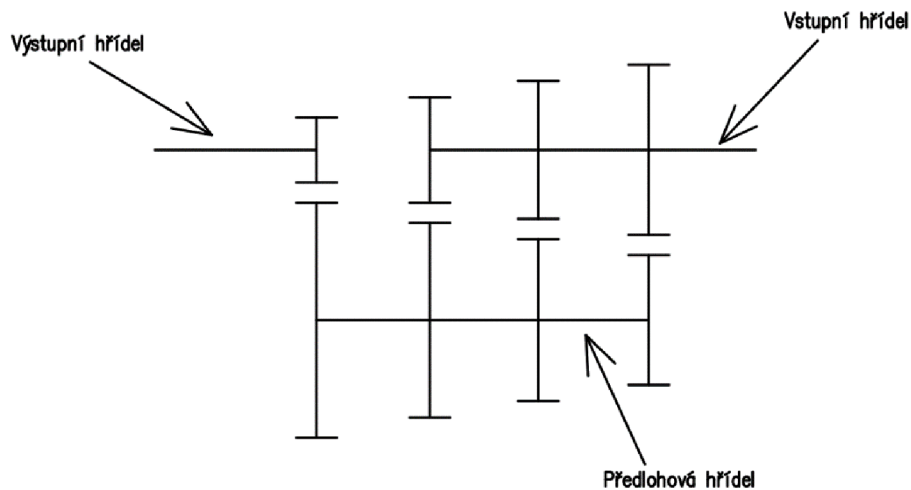
Tento typ převodovek se používá především u blokové koncepce (tzn. motor u hrací nápravy). [4] Převodovka se skládá ze vstupní a výstupní hřídele, které jsou paralelně uloženy (tzv. deaxiální uložení). [19] Přenos točivého momentu je vždy realizován pouze přes jeden pár ozubených kol s výjimkou zpětného chodu. Díky tomu je zajištěna vysoká účinnost převodu. Nejčastěji se jedná o pěti až šesti stupňové převodovky.



Obr. 1: Dvouhřídelová převodovka

1.1.2 TŘÍHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY

Tento typ převodovek se používá především u klasické koncepce (tzn. motor umístěn v přední části vozidla a poháněná je zadní náprava). [2] Převodovka se skládá ze tří hřídelů – vstupní, výstupní a předlohový. Vstupní a výstupní hřídel jsou uloženy koaxiálně. Díky tomu lze pomocí zubové spojky docílit přímého záběru, což vede k nižším ztrátám u daného převodového stupně. U ostatních převodových stupňů jsou v záběru vždy dva páry ozubených kol, což naopak zvyšuje ztráty. Na předlohovém hřídeli jsou ozubená kola uložena pevně, zatímco na výstupním hřídeli jsou uložena volně. Nejčastěji se jedná o pěti až sedmi stupňové převodovky. [19]

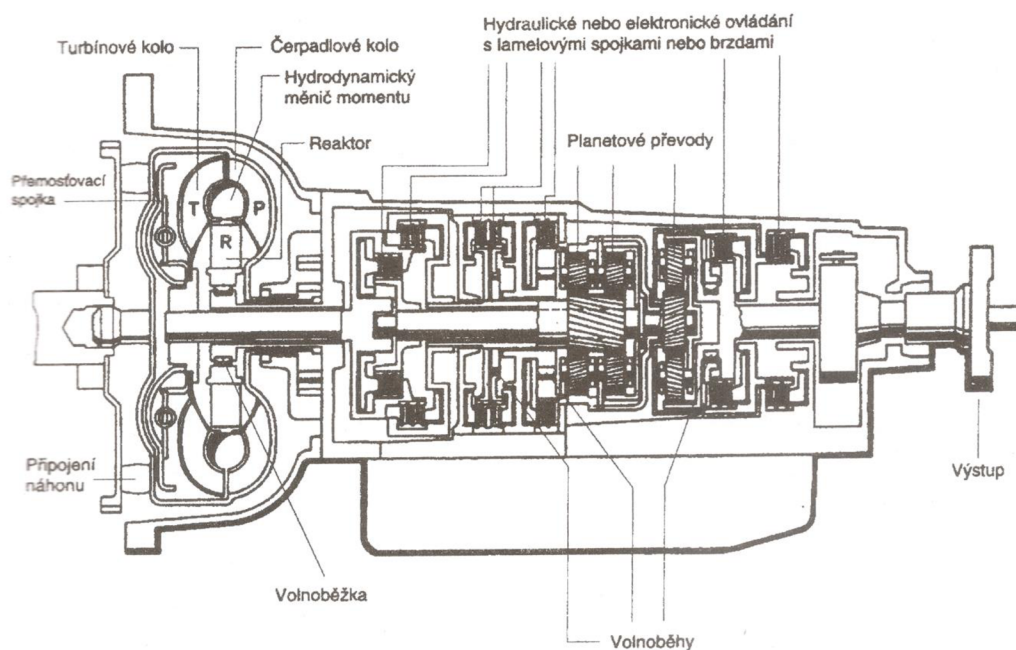


Obr. 2: Tříhřídelová převodovka

1.2 SAMOČINNÉ PŘEVODOVKY

Samočinné převodovky (tzv. automatické převodovky) mění převodové stupně automaticky, a tak zjednodušují obsluhu vozidla. Z hlediska bezpečnosti a lepší ovladatelnosti vozidla musí samočinné převodovky umožnit řidiči manuální režim řazení, a to sekvenci na voliči automatické převodovky nebo pádly pod volantem. [2]

Jedním z dalších požadavků na samočinné převodovky je možnost zablokování převodového ústrojí jako pojistka při selhání ruční parkovací brzdy. Na rozdíl od mechanicky ovládaných převodovek nelze při parkování nechat zařazený rychlostní stupeň, a tím přímou vazbu mezi koly a klikovou hřídelí, protože hydrodynamický měnič v samočinných převodovkách nemá pevný přenos točivého momentu. Navíc rychlostní stupně v samočinných převodovkách jsou zařazeny hydraulickým systémem, ve kterém udržuje tlak čerpadlo hnané motorem. Při vypnutí motoru se ztratí tlak a přeruší se přenos točivého momentu. [2]



Obr. 3: Řez automatickou převodovkou klasické konstrukce [2]

2 JEDNOTLIVÉ ČÁSTI ZÁPADKOVÉ PARKOVACÍ BRZDY

Pro zajištění vozidla s automatickou převodovkou proti pohybu se používají západkové parkovací brzdy. Jedná se o západku, která zapadá do ozubeného kola spojeného s výstupním hřídelem převodovky, čímž je zamezen pohyb vozidla. [21] V této kapitole jsou popsány jednotlivé části tohoto řešení parkovací brzdy.

2.1 VOLIČ JÍZDNÍHO REŽIMU

Pomocí voliče může řidič vozidla měnit režim jízdy. Nejběžněji se jedná o P (Parking), R (Reverse), N (Neutrál), D/S(Drive/Sport) a výše zmíněnou sekvenční volbu převodového stupně. Volič bývá nejčastěji řešen pákou, otočným kolečkem nebo jednotlivými tlačítky.



Obr. 4: Volič jízdního režimu [11]

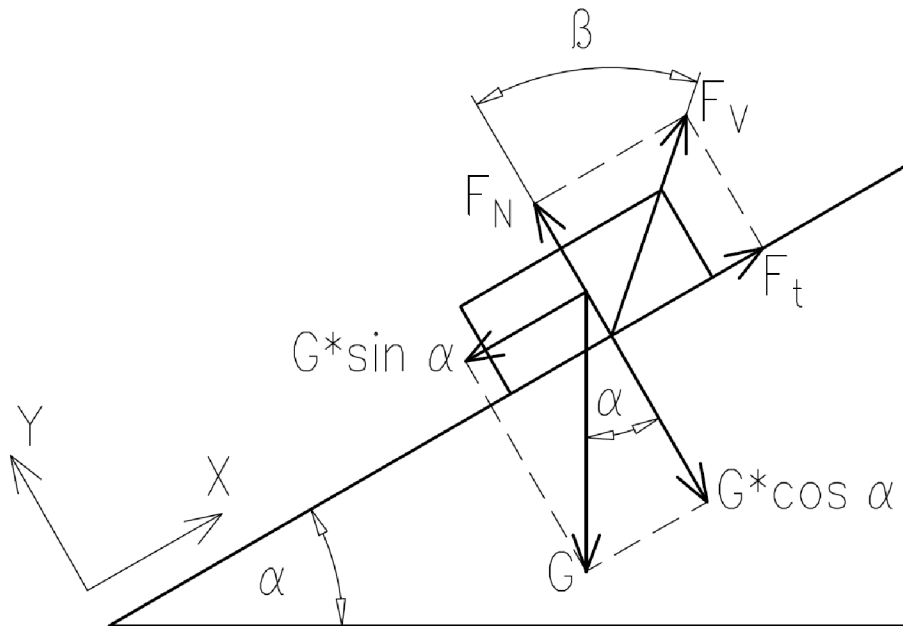
2.2 POJISTKA PROTI VYTAŽENÍ KLÍČE

Ve spínací skříni se nachází elektromechanická pojistka proti vytažení klíče, která je ovládaná řídicí jednotkou. Pokud je volič jízdního režimu v poloze P (Parking), není pojistka sepnutá a klíč lze vytáhnout a otáčet jím. V případě, že je volič jízdního režimu v jakékoli jiné poloze, je pojistka sepnutá a znemožní řidiči otáčet klíčem a vytáhnout ho. [3] Od tohoto prvku se však začíná ustupovat, neboť v moderních autech se klíč do spínací skříně zasouvat nemusí.

2.3 OVLÁDACÍ ČLEN

Ovládací člen je součástí, která pohybem mezi skříní převodovky a mechanickou západkou určuje, jestli západka zapadne do ozubeného kola a zablokuje tak vozidlo proti pohybu. Tvar ovládacího členu musí být takový, aby byl samosvorný (obvykle kužel nebo válec). Tím se zajistí, že při působení vnějších sil se systém nebude pohybovat. Právě samosvornost a nesamosvornost určují styčné plochy ovládacího členu. U nesamosvornosti musí být úhel větší než hranice samosvornosti a u samosvornosti musí být úhel menší než hranice samosvornosti. [3]

2.3.1 ODVOZENÍ SAMOSVORNOSTI



Obr. 5: Odvození samosvornosti

$$F_t - G \cdot \sin \alpha = 0 \quad (2)$$

$$F_N - G \cdot \cos \alpha = 0 \quad (3)$$

$$F_t = F_N \cdot \tan \beta \quad [\text{N}] \quad (4)$$

kde:

F_t Třecí síla [N]

F_N Normálová síla [N]

G Tíhová síla [N]

α Úhel stoupání [°]

β Úhel svírající normálovou sílu a výslednici třecí síly a normálové síly [°]

Vzájemným dosazením vztahů (2), (3) a (4) a následnou úpravou je získán vztah (5).

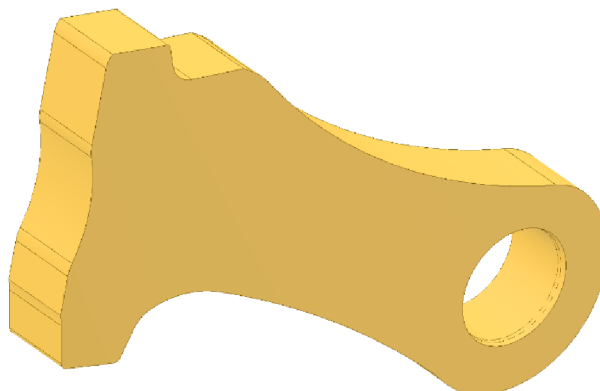
$$\alpha = \beta \quad (5)$$

Pokud $\alpha \leq \beta \rightarrow$ samosvornost

Pokud $\alpha \geq \beta \rightarrow$ nesamosvornost

2.4 ZÁPADKA

Západka zajišťuje vozidlo tvarovým stykem a to tak, že zapadne do ozubeného kola. Tato součást je velmi namáhaná, a proto je konstruována se zaoblenými rohy, aby nedocházelo ke koncentracím napětí. Základní části západky jsou: zub mechanické západky, styčná plocha s ovládacím kuželem a čep. [3] Na zubu je nejdůležitější geometrie zapadající do ozubeného kola. Styk boku zubu se západkou musí být nesamosvorný, jinak dojde k tomu, že při rychlostech nad 6 km/h západka zapadne do ozubeného kola. [10] Čep musí být umístěn tak, aby bylo zapotřebí co nejmenší síly k ovládnutí západky.



Obr. 6: Západka

2.5 OZUBENÉ KOLO

Ozubené kolo je kolo s výřezy ve tvaru zubu mechanické západky. Nachází se na výstupní nebo předlokové hřídeli převodovky, aby bylo přímo spojeno s koly vozidla a mohlo tak zablokovat pohyb. Při návrhu je důležité přesné umístění ozubeného kola, protože to ovlivňuje převodový poměr mezi ním a koly vozidla. To znamená, že podle požadavku maximálního popojetí vozidla je možné zjistit potřebný počet výřezů. [3]



Obr. 7: Ozubené kolo

2.6 PRUŽINY

V parkovacích brzdách se nachází minimálně dvě pružiny. První je šroubovitá tlačná a druhá může být také šroubovitá tlačná nebo vinutá zkrutná. První pružina zajišťuje, aby se systém parkovací brzdy nezablokoval při rychlostech vyšších než 6 km/h. [10] Přes tuto pružinu se přenáší síly z táhla na ovládací člen. Druhá pružina tlačí mechanickou západku z ozubeného kola, ale nezajišťuje její vysunutí (pouze napomáhá řidiči). [3]

2.7 OVLÁDÁNÍ

Ovládání zabezpečuje, jak systém reaguje na povel řidiče. Jsou tři základní typy ovládání – mechanické, s pomocí hydraulického či pneumatického členu a elektromechanické ovládání. V prvním případě jde pouze o mechanické spojení voliče přes táhlo až k výstupní hřídeli. Výhodou je možnost zablokování kol i bez zdroje elektrické energie. Nevýhodou je nutnost použití velké síly k tomu, aby západka zapadla nebo vyskočila z ozubeného kola. V druhém případě působí volič na píst, který ovládá mechanismus. V případě elektromechanického ovládání volič ovládá elektromotor, elektromagnet nebo elektromagnetický ventil, které přenáší sílu na mechanismus. Tyto typy lze kombinovat do tzv. hybridního ovládání. [3]

2.8 SNÍMAČ POLOHY

V případě elektromechanického, hydraulického či pneumatického ovládání musí být do systému západkové parkovací brzdy umístěn i snímač polohy, který zastaví ovládací mechanismus v krajních polohách. V případě přerušení elektrického proudu v průběhu aktivace nebo deaktivace parkovací brzdy snímač zamezí dalšímu pohybu mechanismu, než jsou jeho krajní polohy. Zamezuje tak možnému poškození ovládacího mechanismu. Snímač může být např. optický nebo magnetický.

2.9 NOUZOVÝ REŽIM

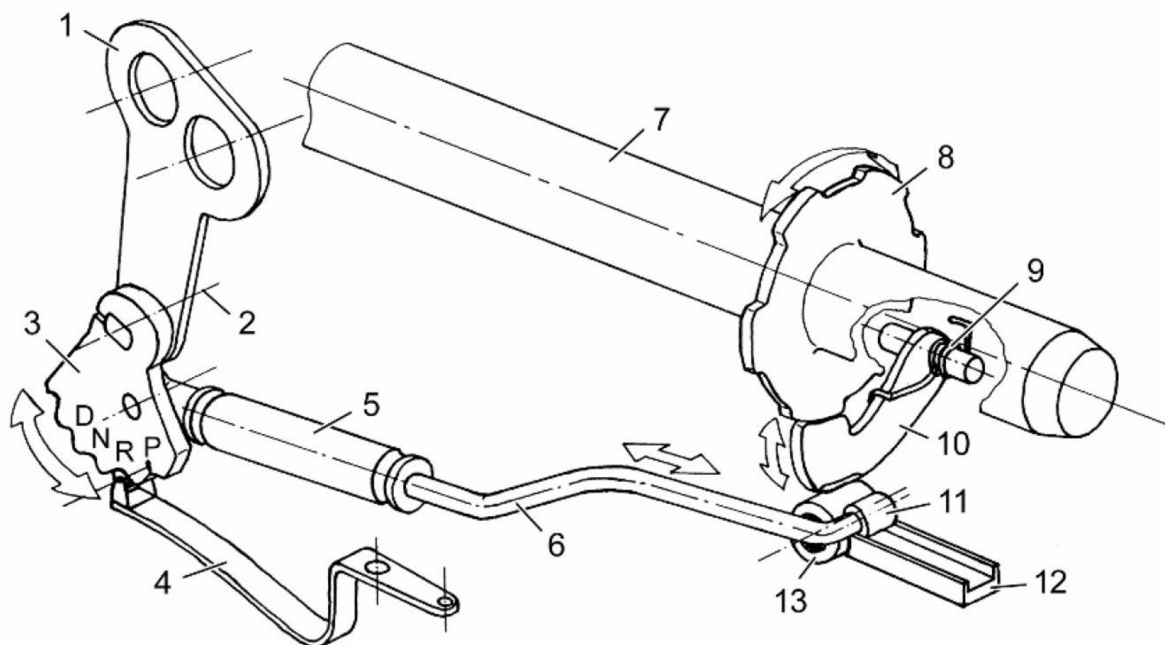
Auto musí být schopno zabrzdit v každé situaci. Tuto úlohu plní výše popsaná parkovací brzda. Pokud však dojde k její poruše (např. ztráta tlaku oleje nebo ztráta zdroje elektrické energie), musí být možné vozidlo alespoň jednou zablokovat. U samočinných převodovek s mechanicky ovládaným systémem parkovací brzdy není nutno tento systém vkládat do vozidla, jelikož vozidlo lze zablokovat silou, kterou vyvine řidič na volící páku. U zbylých typů ovládání je nutno nouzový režim vložit do vozidla. Ten využívá předem nahromaděnou energii, např. v podobě pružiny nebo kondenzátoru, k zasunutí západky do ozubeného kola. [3]

3 MECHANIKA OVLÁDÁNÍ

Existují tři základní typy ovládání západkové parkovací brzdy. Jedná se o mechanické, hydraulické a elektrické ovládání. V této kapitole jsou popsány 3 různé mechanismy v kombinaci vždy s jedním z těchto druhů ovládání.

3.1 MECHANICKY OVLÁDANÉ PARKOVACÍ BRZDY

U mechanických převodovek je západková parkovací brzda ovládána pomocí bowdenu spojujícího páku s mechanikou západky (viz. Obr. 8). Když řidič přesune páku (1) do polohy P (Parking), aretační zarážka (3) se začne otáčet kolem osy (2), dokud není pozice zaaretována. To zajistí pohyb táhla (6), které posouvá váleček (11) ve vedení (12) rovnoběžně s výstupní hřídelí (7). Na konci vedení (12) je váleček (11) přesouván přes valivé ložisko (13), které je upevněno v pouzdře a tlačí na šikmou zadní část západky (10). Pokud je vozidlo v klidu nebo se pohybuje pomaleji, než je záběrová rychlost, západka (10) i přes odpor vratné pružiny (9) zapadne do ozubeného kola (8) umístěného na výstupní hřídeli (7) a zabrání tak vozidlu v pohybu. Pokud se vozidlo pohybuje rychleji, než je záběrová rychlost, úhel boku zubu ozubeného kola (8) zabrání západce v zapadnutí. Jakmile rychlost klesne pod záběrovou rychlost, tak předepjatá pružina umožní zapadnutí západky (10) do ozubeného kola (8). Jestliže řidič zařadí jakýkoli jiný jízdní režim, blokovací váleček (11) se vrátí do vedení (12) a uvolní západku (10) pro pohyb ven z ozubeného kola (8). Tento pohyb je podpořen vratnou pružinou (9). [4]



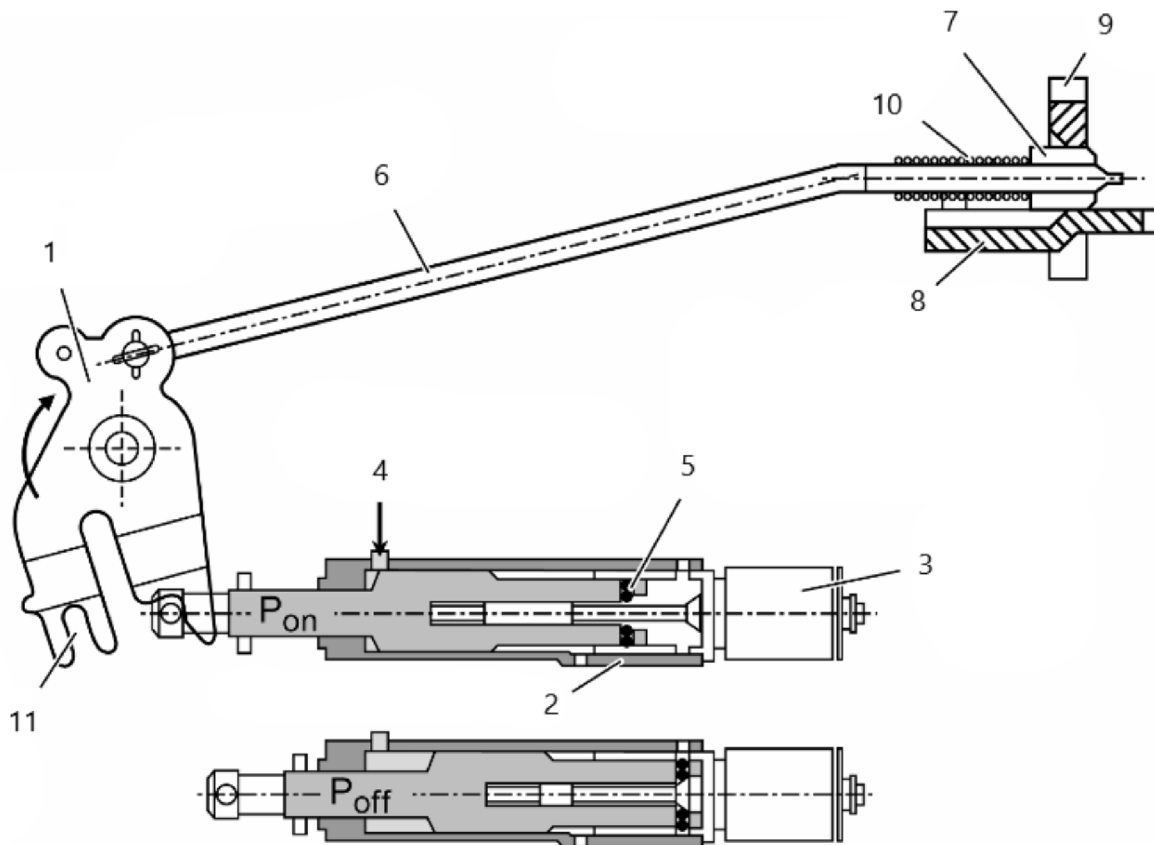
Obr. 8: Mechanicky ovládaná parkovací brzda [4]

- 1 – Volicí páka, 2 – Osa rotace aretační zarážky, 3 – Aretační zarážka, 4 – Aretační pružina,
 5 – Tlačná pružina, 6 – Táhllo, 7 – Výstupní hřídel, 8 – Ozubené kolo, 9 – Vratná pružina,
 10 – Západka, 11 – Váleček, 12 – Vedení, 13 – Valivé ložisko

3.2 HYDRAULICKY OVLÁDANÉ PARKOVACÍ BRZDY

U hydraulicky ovládaných parkovacích brzd je aretační zarážka jízdních režimů nahrazena parkovací deskou (1), válcem parkovací brzdy (2) a blokovacím magnetem. Při aktivaci vypnutím dodávky elektrické energie do uzamykacího (3) a tlakového solenoidu (4) se hydraulický tlak v komoře válce (2) uvolní. Uzamykací solenoid (3) uvolní uzamykací kuličky (5) a následně posune píst, který otočí parkovací desku (1), čímž se posune táhlo (6). Na táhle se nachází uzamykací kužel (7), který se posouvá po vedení (8). Poté uzamykací kužel (7) vysune západku (9) do ozubeného kola. [4]

Při deaktivaci se hydraulický tlak pomocí tlakového solenoidu (4) přivádí do válce parkovací brzdy (2). Tím se posune píst, otočí parkovací desku (1) a posune táhlo (6). Následně tlačná pružina (10) podpoří vypadnutí západky (9) z ozubeného kola. Jako pojistka zde může být umístěn i bowden v držáku (11), který umožňuje odblokování parkovací brzdy v nouzovém případě. [4]



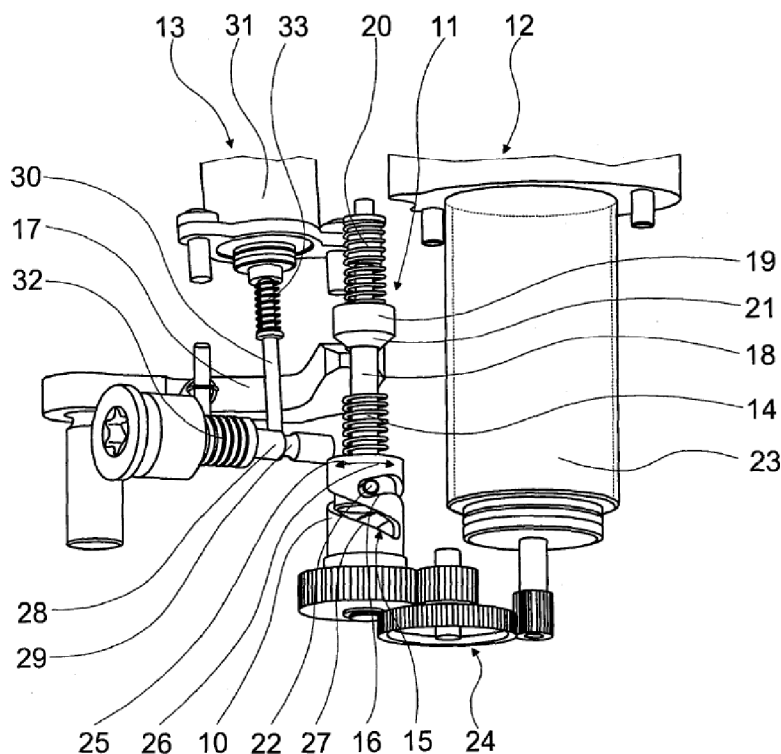
Obr. 9: Hydraulicky ovládaná parkovací brzda [4]

1 – Parkovací deska, 2 – Válec parkovací brzdy, 3 – Uzamykací solenoid,
4 – Tlakový solenoid, 5 – Uzamykací kuličky, 6 – Táhlo, 7 – Uzamykací kužel, 8 – Vedení,
9 – Západka, 10 – Tlačná pružina, 11 – Držák bowdenu

3.3 ELEKTRICKY OVLÁDANÉ PARKOVACÍ BRZDY

U elektricky ovládaných parkovacích brzd je pohonným členem elektromotor (23), který otáčí vačkovým členem (10) přes ozubená kola (24). Ve vačkovém členu (10) je vysoustružená drážka (27). V ní je zasazen čep (22). Tento čep s drážkou mění rotační pohyb na translační. Drážka je rozdělena na dvě části, s kladným sklonem (15) a se záporným sklonem (16). Rotací vačkového členu (10) čep (22) překoná negativní sklon a síly působící na něj ho přesunou do dolní úvratí. Čep (22) je propojen s táhlem (18), na němž se nachází ovládací člen (19) s pojistnou pružinou na 6 km/h (20). V důsledku toho se při posunu čepu (22) do dolní úvratě posune i ovládací člen (19), který vyvine sílu na západku (17) a vsune ji mezi zuby ozubeného kola. [5]

Při poruše dodávky elektrické energie je tento mechanismus jištěn sekundárním ovládním. To je tvořeno zvedacím zařízením (31), které tvoří elektromagnet s vlastním zdrojem elektrické energie. Zvedací zařízení (31) vytáhne zvedací člen (30) z výřezu (29), čímž se odblokuje sekundární táhlo (28), které je podpořeno pružinou (32). Sekundární táhlo (28) vyvine sílu na čelní plochu vačkového členu (10), jehož pootočením dojde k posunutí ovládacího členu (19) přes táhlo (18). Ovládací člen (19) vyvine sílu na západku (17) a vsune ji mezi zuby ozubeného kola. [5]



Obr. 10: Elektricky ovládaná parkovací brzda [5]

23 – Elektromotor, 10 – Vačkový člen, 24 – Ozubená kola, 27 – Drážka,
 22 – Čep, 15 – Kladný sklon, 16 – Záporný sklon, 18 – Táhlo, 19 – Ovládací člen,
 20 – Pojistná pružina, 17 – Západka, 31 – Zvedací zařízení, 30 – Zvedací člen, 29 – Výřez,
 28 – Sekundární táhlo, 32 – Pružina

3.4 ZHODNOCENÍ SOUČASNĚ POUŽÍVANÝCH SYSTÉMŮ PARKOVACÍCH BRZD

V následující kapitole je provedeno zhodnocení výhod a nevýhod v současné době používaných systémů ovládání západkových parkovacích brzd ze subjektivního pohledu autora práce.

Mechanicky ovládané parkovací brzdy mají výhody ve spolehlivosti, neboť se jedná pouze o mechanickou vazbu a nemají žádné elektrické části, které by mohly vést k potuše. Stejně tak nejsou závislé na zdroji elektrické energie, a proto není nutné instalovat nouzový režim. Řidič je v případě potřeby vždy schopen svou silou parkovací brzdu aktivovat. Dále excelují ve snadné údržbě, nízké ceně a jednoduchosti. Co se týče rozměrů, tak jsou mechanicky ovládané parkovací brzdy nejkompaktnější. Naopak hlavní nevýhodou je nutnost použití větší ovládací síly, což snižuje komfort řidiče. [4] Nedostatek lze spatřovat i v tom, že nemohou být vybaveny automatickým aktivováním.

U hydraulicky ovládaných parkovacích brzd je již ovládací síla menší při zachování spolehlivosti, což značně zvyšuje komfort řidiče oproti mechanicky ovládaným parkovacím brzdám. Tento typ brzd má nízkou náročnost na údržbu. [4] Systém je dražší než mechanické ovládání, ale je levnější než elektrické ovládání. Rozměrově jsou hydraulicky ovládané parkovací brzdy náročnější než mechanicky ovládané, avšak jsou stále kompaktnější než parkovací brzdy s elektrickým ovládaním. Nevýhodami mohou být složitější opravy v případě poruchy a vyšší hmotnost oproti mechanickému ovládaní. [4]

Elektricky ovládané parkovací brzdy nejvíce zvyšují komfort řidiče. Zajišťují snadnou ovladatelnost (např. pomocí tlačítka) a automatické ovládání, včetně samočinné aktivace a deaktivace při nastartování či vypnutí motoru. Tlačítko aktivace parkovací brzdy může být nastaveno tak, aby v nouzové situaci za jízdy aktivovalo hlavní brzdový systém vozidla, a tak vozidlo zpomalilo až úplně zastavilo. Vyšší cena, závislost na elektrické energii, vyšší hmotnost a složitější opravy v případě poruchy mohou být považovány za nevýhody uvedeného systému. [5] Za další nevýhodu tohoto typu ovládání lze také považovat rozměrovou náročnost, jelikož je do zástavbového prostoru nutné umístit elektromotor včetně kabeláže, což zabere více prostoru než dva výše zmíněné systémy.

V dnešní době je kladen důraz především na komfort a bezpečnost, proto se jako nejlepší systém jeví elektricky ovládané parkovací brzdy, a to i přes rozměrovou a finanční náročnost. S nástupem elektromobility, u které jsou využívány především jednostupňové a dvoustupňové převodovky, není se zástavbovým prostorem takový problém jako u spalovacích vozidel s vícestupňovými převodovkami. Z těchto a mnohých dalších důvodů používají tento systém ovládání i ve společnosti Schaeffler, a proto je mechanismus pro toto řešení detailně navrhován v konstrukční části práce.

4 ZADÁNÍ KONSTRUKČNÍ ČÁSTI

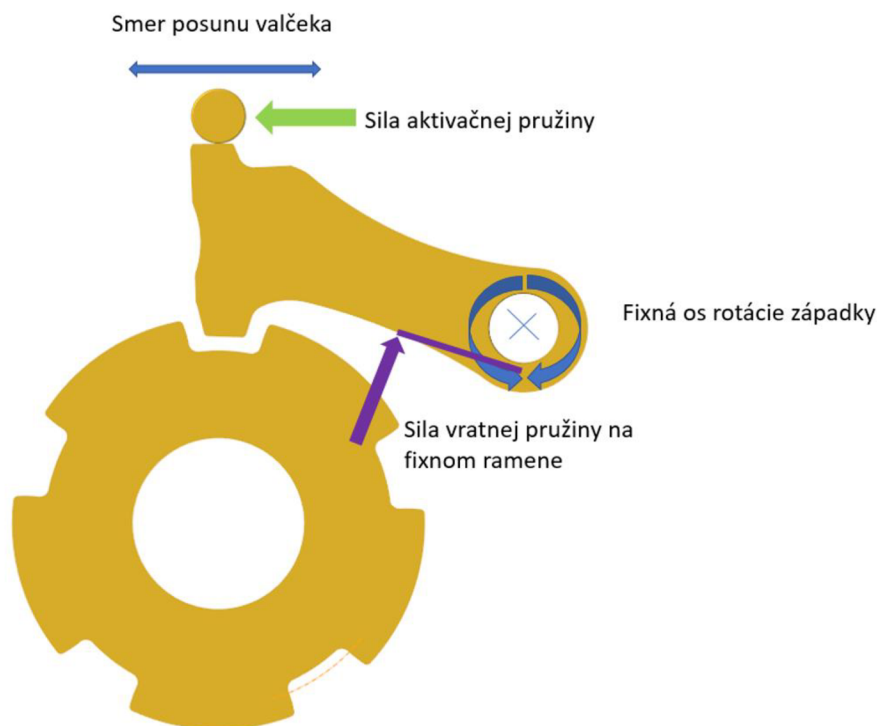
Jedním z cílů diplomové práce je vlastní konstrukční návrh parkovací brzdy a provedení deformačně napěťové analýzy vybraných konstrukčních celků. Výchozí parametry a geometrie jsou zadány společností Schaeffler.

Výkon elektromotoru	$P = 2 \text{ kW}$
Otáčky elektromotoru	$n_1 = 800 \text{ min}^{-1}$
Posun válečku	$s = 15 \text{ mm}$
Doba aktivace / deaktivace	$t = 0,4 \text{ s}$
Síla působící ve směru aktivační pružiny elektromotorem)	$F_{\text{aktiv}} = 500 \text{ N}$ (Tuto sílu je třeba překonat

Tab. 1: Zadané parametry aktivační a vratné pružiny

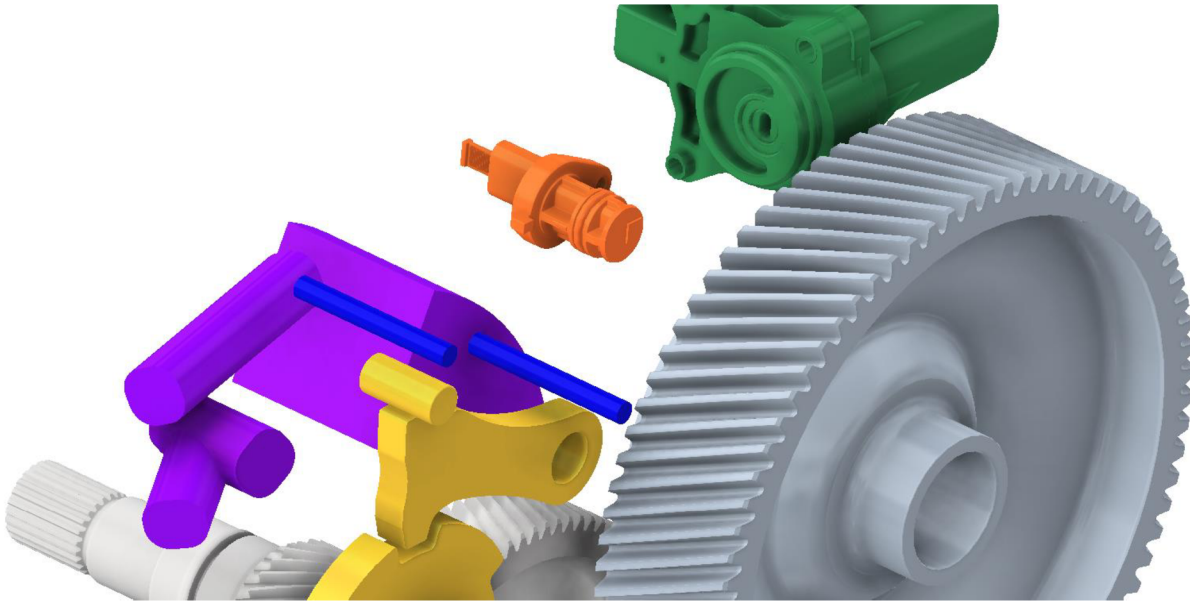
Parametry aktivační pružiny		Parametry vratné pružiny	
$F_{a0} = 24,25 \text{ N}$	$L_0 = 63,35 \text{ mm}$	$\alpha_1 = 265,50^\circ$	$F_{v1} = 1048 \text{ N}$
$F_{a1} = /$	$L_1 = 60 \text{ mm}$	$\alpha_2 = 272,30^\circ$	$F_{v2} = 1157 \text{ N}$
$F_{a2} = /$	$L_2 = 45 \text{ mm}$	$l_0 = 32 \text{ mm}$	
$F_{aS} = 82 \text{ N}$	$L_S = 40,25 \text{ mm}$		

Mechanika parkovací brzdy musí být vyhotovena jako jeden modul (musí být možné jej vytáhnout v případě poruchy).



Obr. 11: Zadané směry sil

Do tohoto modelu musí být vměstnány všechny části mechanismu ovládání západkové parkovací brzdy. Většina komponent je pevně daná, avšak u některých součástí lze v určitém rozmezí změnit polohu.



Obr. 12: Výchozí model

Zelená	Poloha rotačního elektromotoru (možná změna polohy v rozmezí 5 mm a natočení o 90°).
Fialová	Kabely a prostor pro snímač otáček.
Modrá	Poloha šroubů a jejich průměr na uchycení parkovací brzdy do převodovky (Možná změna polohy o 10 mm v každém směru).
Žlutá	Ozubené kolo, západka a ovládací člen.
Oranžová	Snímač polohy (Možná změna polohy o 10 mm), nutno na mechaniku umístit magnet jako protikus.
Šedá	Ostatní ozubená kola a hřídele.

5 KONCEPČNÍ NÁVRHY

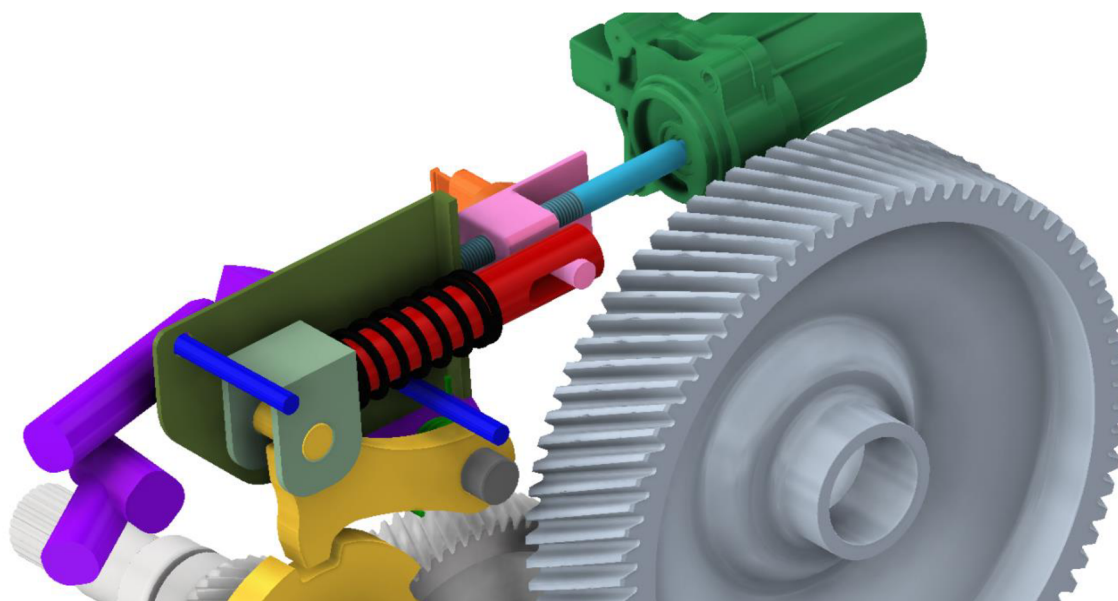
V kapitole budou nastíněny koncepční návrhy ovládání parkovací brzdy, jejich výhody a nevýhody, aby pak bylo možné zvolit nejefektivnější řešení. Zvolené řešení bude v následujících kapitolách detailně zpracováno.

5.1 ŠROUB A MATICE

Na obr. 13 je zobrazen první koncepční návrh, u kterého je převod rotačního pohybu na translační řešení pomocí šroubu a matice. Toto řešení zajišťuje dostatečně velký převodový poměr. V matici je vysoustružen čep, který je zasunut do drážky v táhle a umožňuje jeho pohyb společně s úchytem ovládacího válečku a samotným ovládacím válečkem. Táhle je vedeno v krytu (toto vedení není na obr. 13 z důvodu přehlednosti zobrazené).

Při deaktivaci parkovací brzdy se rotační pohyb šroubu přemění na translační pohyb matice, táhla, držáku ovládacího válečku a ovládacího válečku směrem k elektromotoru. Tento translační pohyb zajistí stlačení pružiny o kryt. V pružině bude akumulována mechanická energie pro následnou aktivaci parkovací brzdy. Samotné vysunutí západky z ozubeného kola zajišťuje zkrutná pružina, která je zajištěna o kryt parkovací brzdy a působí tak silou na západku.

Při aktivaci parkovací brzdy je opět rotační pohyb přeměněn na translační pohyb pomocí šroubu a matice. Tentokrát však matice nepůsobí silou na táhle, ale pouze se v drážce posune vysoustružený čep. Systém tak zůstane v předpřipraveném stavu, dokud se ozubené kolo nepootočí do polohy, kdy může západka zapadnout do zubu (při maximálním popojetí vozidla o 0,15 metru). Jakmile je ozubené kolo v této pozici, uvolní se naakumulovaná energie z pružiny, která začne působit přes držák na ovládací váleček a posune ho po geometrii západky. Poté západka zapadne do ozubeného kola a do zkrutné pružiny se naakumuluje mechanická energie pro následnou deaktivaci.



Obr. 13: Koncepční návrh – Šroub a matice

Tab. 2: Výhody a nevýhody koncepčního návrhu – Šroub a matice

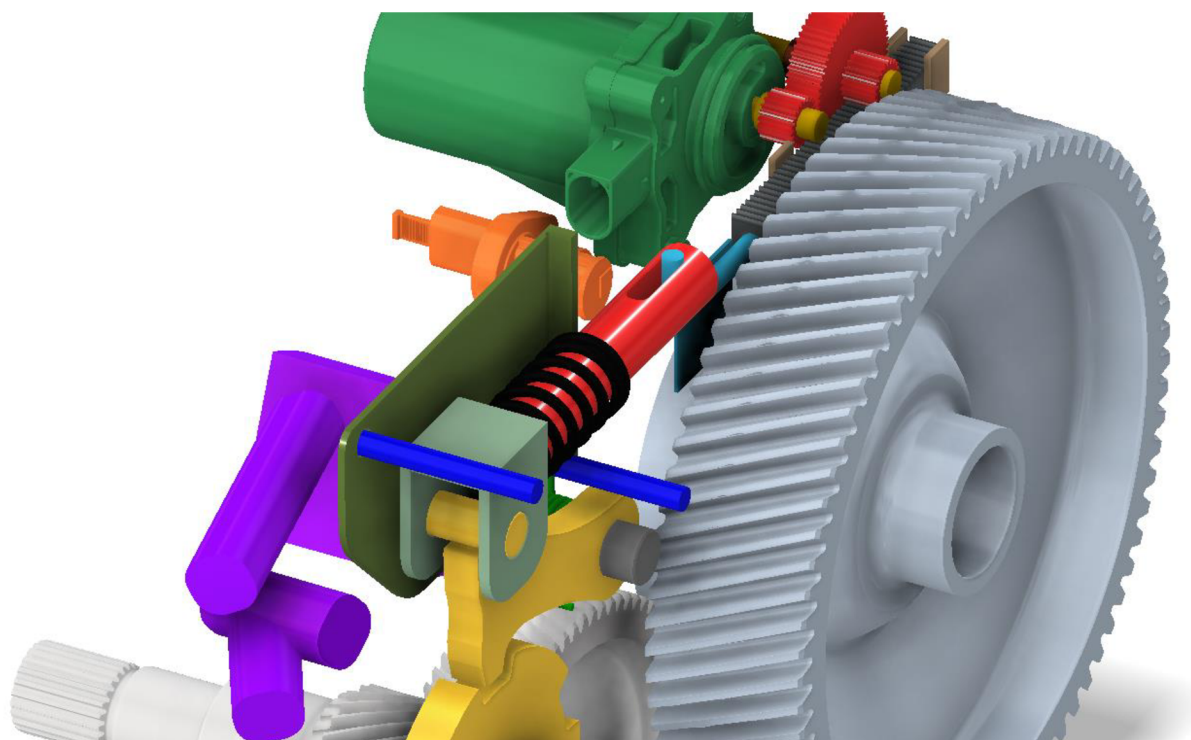
Výhody:	Nevýhody:
Nízká cena	Náročné zakomponování nouzového režimu
Vyrobitelnost	Nižší životnost
Jednoduchá montáž	Nízká účinnost
Samosvornost	
Vysoký převodový poměr	

5.2 OZUBENÁ KOLA A OZUBENÁ TYČ

Na obr. 14 je zobrazen druhý koncepční návrh, u kterého je elektromotor natočen o 90°. Převod rotačního pohybu na translační je řešen pomocí ozubených kol a ozubené tyče. Toto řešení zajišťuje dostatečně velký převodový poměr. Na ozubené tyči je uchycena zahnutá tyč, která zapadá do drážky v táhle a umožňuje jeho pohyb společně s držákem ovládacího válečku a se samotným ovládacím válečkem. Táhlo je vedeno v krytu (z důvodu přehlednosti není vedení na obr. 14 zobrazeno).

Při deaktivaci parkovací brzdy se rotační pohyb ozubených kol přemění na translační pohyb ozubené tyče, táhla, držáku ovládacího válečku a ovládacího válečku směrem od západky. Tento translační pohyb zajistí stlačení pružiny o kryt. V pružině bude akumulována mechanická energie pro následnou aktivaci parkovací brzdy. Samotné vysunutí západky z ozubeného kola obstarává zkrutná pružina, která je zajištěna o kryt parkovací brzdy a působí tak silou na západku.

Při aktivaci parkovací brzdy je opět rotační pohyb přeměněn na translační pohyb pomocí ozubených kol a ozubené tyče. Tentokrát však zahnutá tyč nepůsobí silou na táhlo, ale pouze se posune v drážce. Systém tak zůstane v předpřipraveném stavu, dokud se ozubené kolo nepootočí do polohy, kdy může západka zapadnout do zubu (při maximálním popojetí vozidla o 0,15 metru). Jakmile je ozubené kolo v této pozici, uvolní se naakumulovaná energie z pružiny, která začne působit přes držák na ovládací váleček a posune ho po geometrii západky. Poté západka zapadne do ozubeného kola a do zkrutné pružiny se naakumuluje mechanická energie pro následnou deaktivaci.



Obr. 14: Konceptní návrh – Ozubená kola a ozubená tyč

Tab. 3: Výhody a nevýhody konceptního návrhu – Ozubená kola a ozubená tyč

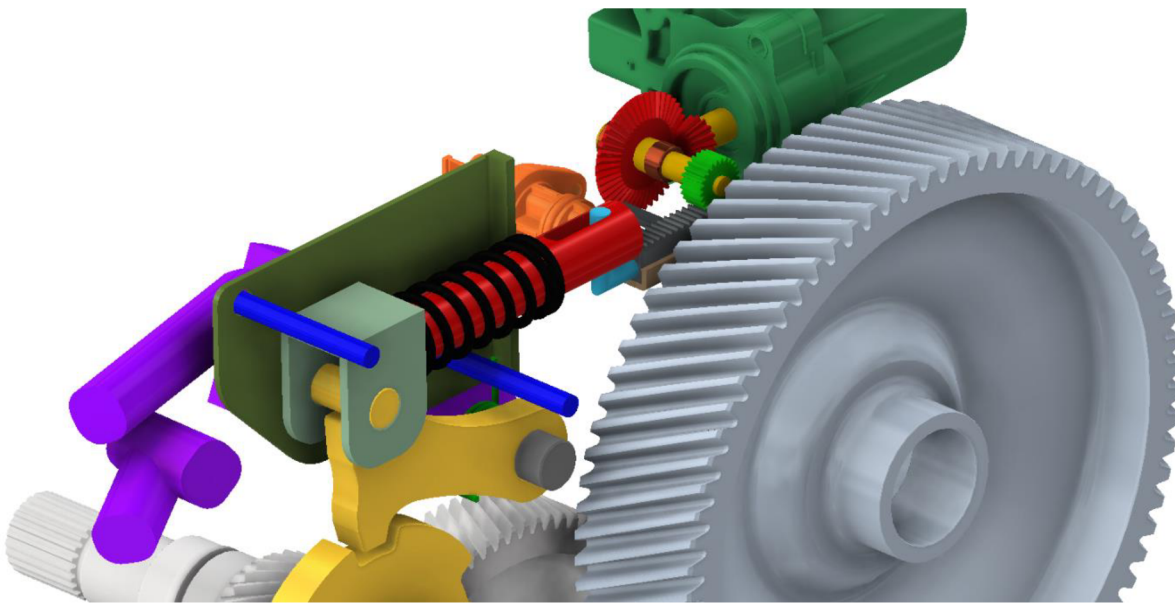
Výhody:	Nevýhody:
Jednoduchá montáž	Vyšší cena
Jednoduché zakomponování nouzového režimu	Náročná vyrobiteľnosť
Vyšší životnosť	Nesamosvornosť
Vysoká účinnosť	Nízky prevodový pomer

5.3 KUŽELOVÁ OZUBENÁ KOLA A OZUBENÁ TYČ

Na obr. 15 je zobrazen třetí konceptní návrh, u něhož je převod rotačního pohybu na translační řešení pomocí ozubených kol a ozubené tyče. Změna směru otáčení je provedena pomocí kuželových ozubených kol. Toto řešení zajišťuje dostatečně velký převodový poměr. Na ozubené tyči je uchycena zahnutá tyč, která zapadá do drážky v táhle a umožňuje jeho pohyb společně s držákem ovládacího válečku a samotným ovládacím válečkem. Táhle je vedeno v krytu (toto vedení není zobrazené na obr. 15 z důvodu lepší přehlednosti).

Při deaktivaci parkovací brzdy se rotační pohyb ozubených kol přemění na translační pohyb ozubené tyče, táhla, držáku ovládacího válečku a ovládacího válečku směrem od západky. Tento translační pohyb zajistí stlačení pružiny o kryt. V pružině se bude akumulovat mechanická energie pro následnou aktivaci parkovací brzdy. Samotné vysunutí západky z ozubeného kola zajišťuje zkrutná pružina, která je zajištěna o kryt parkovací brzdy a působí tak silou na západku.

Při aktivaci parkovací brzdy je opět rotační pohyb přeměněn na translační pohyb pomocí ozubených kol a ozubené tyče. Tentokrát však zahnutá tyč nepůsobí silou na táhlo, ale pouze se posune v drážce. Systém tak zůstane v předpřipraveném stavu, dokud se ozubené kolo nepootočí do polohy, kdy může západka zapadnout do zubu (při maximálním popojetí vozidla o 0,15 metru). Jakmile je ozubené kolo v této pozici, uvolní se naakumulovaná energie z pružiny, která začne působit přes držák na ovládací váleček a posune ho po geometrii západky. Poté západka zapadne do ozubeného kola a naakumuluje se mechanická energie do zkrutné pružiny pro následnou deaktivaci.



Obr. 15: Konceptní návrh – Kuželová ozubená kola a ozubená tyč

Tab. 4: Výhody a nevýhody konceptního návrhu – Kuželová ozubená kola a ozubená tyč

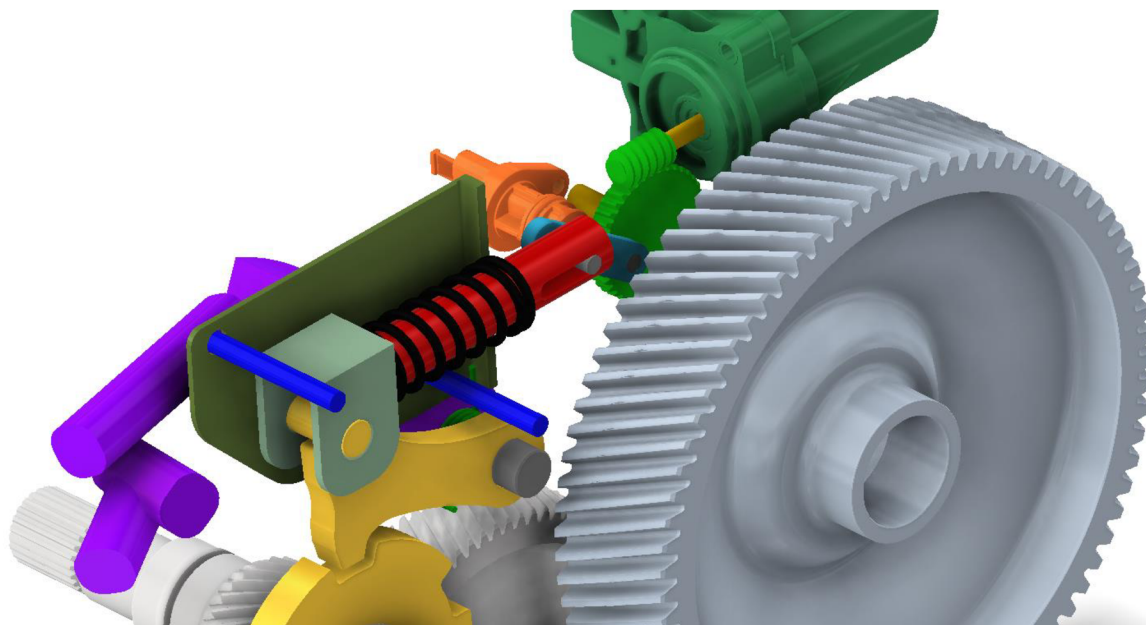
Výhody:	Nevýhody:
Jednoduché zakomponování nouzového režimu	Vyšší cena
Vyšší živostnost	Náročná vyrobiteľnosť
Vysoká účinnosť	Nesamosvornosť
	Složitější montáž
	Nízký převodový poměr

5.4 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Na obr. 16 je zobrazen čtvrtý koncepční návrh, který převádí rotační pohyb na translační pomocí klikového mechanismu. Převodový poměr zajišťuje šnekové soukolí. Čep na konci kliky je zasunut do drážky v táhle a umožňuje jeho pohyb společně s držákem ovládacího válečku a samotným ovládacím válečkem. Posuvná tyč je vedena v krytu (kvůli lepší přehlednosti není vedení na obr. 16 zobrazené).

Při deaktivaci parkovací brzdy se rotační pohyb ozubeného kola přemění na translační pohyb táhla, držáku ovládacího válečku a samotného ovládacího válečku směrem k elektromotoru díky klikovému mechanismu. Tento translační pohyb zajistí stlačení pružiny o kryt. V pružině se bude akumulovat mechanická energie pro následnou aktivaci parkovací brzdy. Samotné vysunutí západky z ozubeného kola zajišťuje zkrutná pružina, která je zajištěna o kryt parkovací brzdy a působí tak silou na západku.

Při aktivaci parkovací brzdy je opět rotační pohyb přeměněn na translační pohyb pomocí klikového mechanismu. Tentokrát se však čep pouze posune v drážce. Systém tak zůstane v předpřipraveném stavu, dokud se ozubené kolo nepootočí do polohy, kdy může západka zapadnout do zubu (při maximálním popojetí vozidla o 0,15 metru). Jakmile je ozubené kolo v této pozici, uvolní se naakumulovaná energie z pružiny, která začne působit přes držák na ovládací váleček a posune ho po geometrii západky. Poté západka zapadne do ozubeného kola a naakumuluje se mechanická energie do zkrutné pružiny pro následnou deaktivaci.



Obr. 16: Koncepční návrh – Klikový mechanismus

Tab. 5: Výhody a nevýhody koncepčního návrhu – Klikový mechanismus

Výhody:	Nevýhody:
Samosvornost	Vyšší cena
Jednoduchá montáž	Náročná vyrobiteľnosť
Vysoký převodový poměr	Náročné zakomponovanie nouzového režimu
Vyšší živostnosť	Složitost mechanismu
	Nízka účinnosť

6 HLEDÁNÍ OPTIMÁLNÍHO ŘEŠENÍ

V této kapitole je řešen výběr optimálního koncepčního návrhu dle kritérií, která určil autor práce.

6.1 FAKTOR DŮLEŽITOSTI

V tab. 6 jsou zaznamenány nejdůležitější parametry pro výběr optimálního řešení z pohledu autora práce. Základní kritéria jsou: cena, vyrobiteľnost, převodový poměr, samosvornost a jednoduchá montáž.

Tab. 6: Faktor důležitosti

Kritéria	Cena	Vyrobiteľnost	Převodový poměr	Samosvornost	Jednoduchá montáž	Sum	%
Cena	×	1	2	2	2	7	37
Vyrobiteľnost	1	×	2	2	2	6	32
Převodový poměr	0	0	×	0	1	1	5
Samosvornost	0	0	2	×	1	3	16
Jednoduchá montáž	0	0	1	1	×	2	11

Pokud je kritérium v řádce dané buňky důležitější než kritérium ve sloupci, je buňce přiřazeno číslo 2. Pokud jsou kritéria stejně důležitá, najdeme v příslušné buňce číslo 1. Pokud je kritérium v řádce dané buňky méně důležité, než kritérium ve sloupci je buňka označena číslem 0.

Z výsledných hodnot tab. 6 vyplývá, že za nejvýznamnější kritérium lze považovat cenu s podílem 37 %. Následuje vyrobiteľnost s podílem 32 %. Z uvedené tabulky je patrné, že nejméně důležitými kritérii jsou převodový poměr, samosvornost a jednoduchá montáž.

6.2 VÝBĚR NEJLEPŠÍHO NÁVRHU

Procentuální hodnoty z tab. 6 jsou jako faktor důležitosti využity k nalezení nejvhodnějšího návrhu. Tento faktor důležitosti je vynásoben podmiňovacím faktorem, který představuje podmínky (5 – nejvíce potřebná podmínka, 1 – nejméně potřebná podmínka). Uvedený součin je proveden pro každé kritérium zvlášť, čímž je vyjádřena hodnota užitečnosti. Po sečtení všech bodů užitečnosti je získáno celkové bodové hodnocení daného koncepčního návrhu.

Tab. 7: Bodové hodnocení 1. koncepčního návrhu – Šroub a matice

1. Koncept	Cena	Vyrobitelnost	Převodový poměr	Samosvornost	Jednoduchá montáž	Sum
Faktor důležitosti	37	32	5	16	11	×
Podmiňovací faktor	5	4	2	3	1	×
Užitečnost	185	128	10	48	11	379

Tab. 8: Bodové hodnocení 2. koncepčního návrhu – Ozubená kola a ozubená tyč

2. Koncept	Cena	Vyrobitelnost	Převodový poměr	Samosvornost	Jednoduchá montáž	Sum
Faktor důležitosti	37	32	5	16	11	×
Podmiňovací faktor	5	4	3	1	2	×
Užitečnost	185	128	15	16	22	366

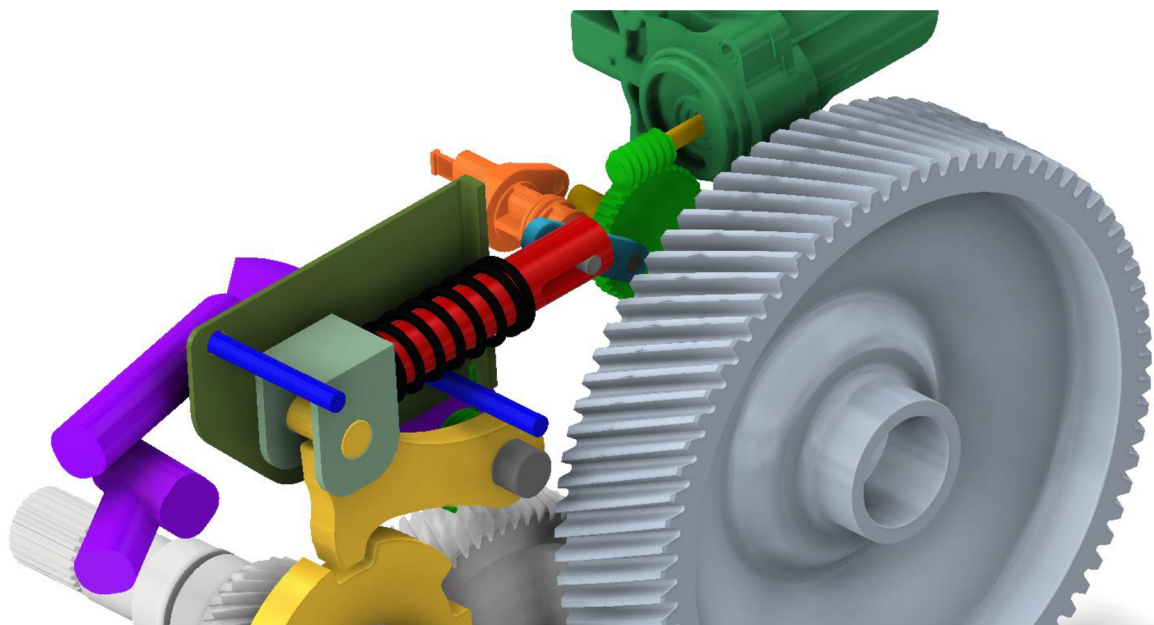
Tab. 9: Bodové hodnocení 3. koncepčního návrhu – Kuželová ozubená kola a ozubená tyč

3. Koncept	Cena	Vyrobitelnost	Převodový poměr	Samosvornost	Jednoduchá montáž	Sum
Faktor důležitosti	37	32	5	16	11	×
Podmiňovací faktor	5	3	4	1	2	×
Užitečnost	185	96	20	16	22	339

Tab. 10: Bodové hodnocení 4. koncepčního návrhu – Klikový mechanismus

4. Koncept	Cena	Vyrobitelnost	Převodový poměr	Samosvornost	Jednoduchá montáž	Sum
Faktor důležitosti	37	32	5	16	11	×
Podmiňovací faktor	5	4	2	3	1	×
Užitečnost	185	128	10	48	11	382

Nejlepšího bodového hodnocení dosáhl 4. koncept s 382 body. Následoval 1. koncept s 379 body a 2. koncept s 366 body. Jako nejméně vhodný se ukázal 3. koncept s 339 body. Dle bodového zisku lze jako nejvhodnější řešení pro mechaniku parkovací brzdy považovat 4. koncept – Klikový mechanismus, který bude následně detailně zpracován.



Obr. 17: Konceptní návrh – Klikový mechanismus

7 NÁVRH ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ A ZMĚNA ELEKTROMOTORU

V této kapitole jsou popsány výpočty související s návrhem, optimalizací a pevnostní kontrolou šnekového soukolí.

7.1 VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU

$$\text{Převodový poměr} \quad i = \frac{\frac{n_1}{60} \cdot t}{0,5} \quad (6)$$

$$i = \frac{\frac{800}{60} \cdot 0,4}{0,5}$$

$$i = 10,67 \quad \text{Dle [6], str. 600 je voleno } i = 10$$

7.2 VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ

Dle [7] je voleno:

Počet zubů (chodů) šneku	$z_1 = 4$
Modul	$m = 1 \text{ mm}$
Součinitel průměru šneku	$q = 10$

7.3 GEOMETRIE ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ PRO ŘEŠENÍ KINEMATIKY MECHANISMU

Výpočty provedeny dle [6], str. 599.

$$\text{Počet zubů šnekového kola} \quad z_2 = i \cdot z_1 \quad (7)$$

$$z_2 = 10 \cdot 4$$

$$z_2 = 40$$

$$\text{Roztečný průměr šnekového kola} \quad d_2 = z_2 \cdot m \quad (8)$$

$$d_2 = 40 \cdot 1$$

$$d_2 = 40 \text{ mm}$$

$$\text{Roztečný průměr šneku} \quad d_1 = q \cdot m \quad (9)$$

$$d_1 = 10 \cdot 1$$

$$d_1 = 10 \text{ mm}$$

7.4 KROUTÍCÍ MOMENT OD ZADANÉHO ELEKTROMOTORU

Výpočty provedeny dle [6], str. 599 a volba účinnosti převodu dle [6], str. 600.

$$\text{Otáčky šnekového kola} \quad n_2 = \frac{n_1}{i} \quad (10)$$

$$n_2 = \frac{800}{10}$$

$$n_2 = 80 \text{ min}^{-1} = 1,33 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{Účinnost převodu} \quad \mu_c = 0,90$$

$$\text{Kroučící moment na šneku} \quad M_{k1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \quad (11)$$

$$M_{k1} = \frac{2000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{800}{60}}$$

$$M_{k1} = 23,87 \text{ Nm}$$

$$\text{Kroučící moment na šnekovém kole} \quad M_{k2} = M_{k1} \cdot i \cdot \mu_c \quad (12)$$

$$M_{k2} = 23,87 \cdot 10 \cdot 0,90$$

$$M_{k2} = 214,83 \text{ Nm}$$

7.5 OBVODOVÁ SÍLA NA ROZTEČNÉ KRUŽNICI OD SÍLY 500 N

Poloměr, na kterém leží čep, excentricita mechanismu, délka kliky a maximální úhly poloh kliky a čepu jsou voleny dle kinematiky, která byla řešena v programu Autodesk Inventor 2022. Vzorec (13) pro výpočet největšího momentu od aktivační pružiny je dle [16].

$$\text{Poloměr, na kterém leží čep} \quad R = 7,70 \text{ mm}$$

$$\text{Excentricita klikového mechanismu} \quad e = 24,75 \text{ mm}$$

$$\text{Délka kliky} \quad l_{\text{klika}} = 35 \text{ mm}$$

$$\text{Úhel polohy čepu s maximálním momentem} \quad \alpha_{\text{klika}_\text{čep}} = 130^\circ$$

$$\text{Úhel polohy kliky s maximálním momentem} \quad \beta_{\text{klika}_\text{čep}} = -32,58^\circ$$

Největší moment od aktivační pružiny

$$M_{\text{aktiv}} = F_{\text{aktiv}} \cdot R \cdot \frac{\sin(\alpha_{\text{klika}_\text{čep}} + \beta_{\text{klika}_\text{čep}})}{\cos(\beta_{\text{klika}_\text{čep}})} \quad (13)$$

$$M_{\text{aktiv}} = 500 \cdot 7,7 \cdot \frac{\sin(130 + (-32,58))}{\cos(-32,58)}$$

$$M_{\text{aktiv}} = 4530,71 \text{ Nmm} = 4,53 \text{ Nm}$$

Největší obvodová síla působící na čep od pružiny

$$F_{\text{obv}_\text{aktiv}} = \frac{M_{\text{aktiv}}}{R} \quad (14)$$

$$F_{\text{obv}_\text{aktiv}} = \frac{4530,71}{7,7}$$

$$F_{\text{obv}_\text{aktiv}} = 588,40 \text{ N}$$

Obvodová síla působící na čep od motoru

$$F_{\text{obv}_\text{mot}} = \frac{M_{k2}}{R} \quad (15)$$

$$F_{\text{obv}_\text{mot}} = \frac{214830}{7,7}$$

$$F_{\text{obv}_\text{mot}} = 27900 \text{ N}$$

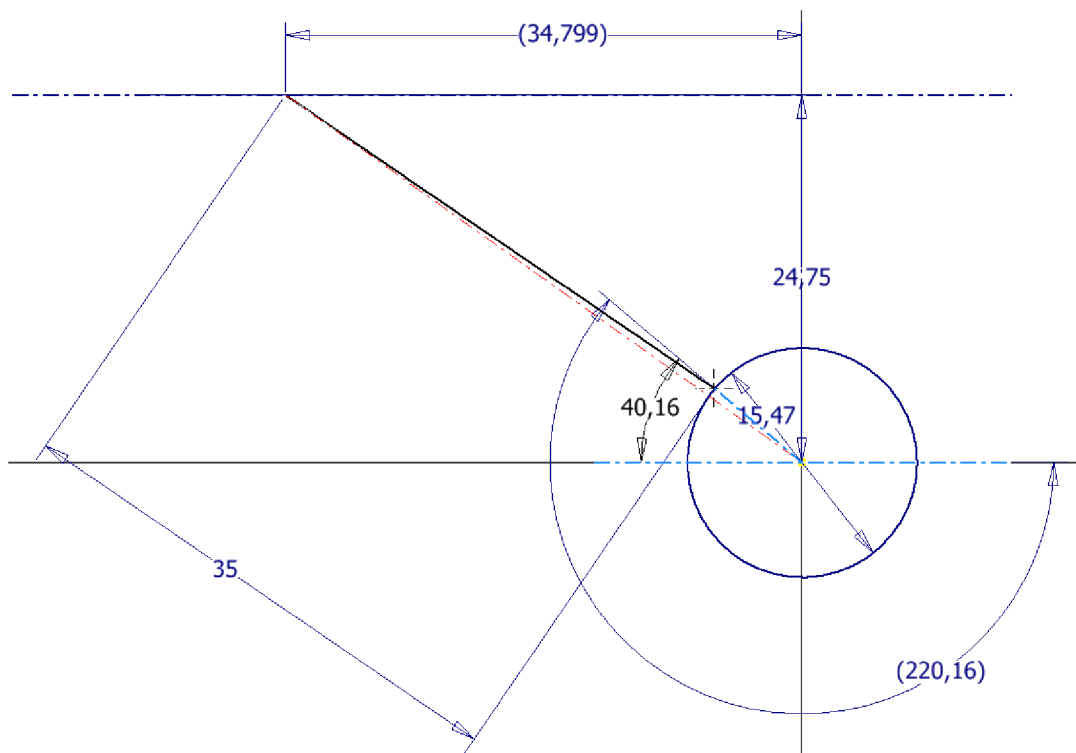
Míra předimenzování elektromotoru

$$F_{D_\text{motor}} = \frac{F_{\text{obv}_\text{mot}}}{F_{\text{obv}_\text{aktiv}}} \quad (16)$$

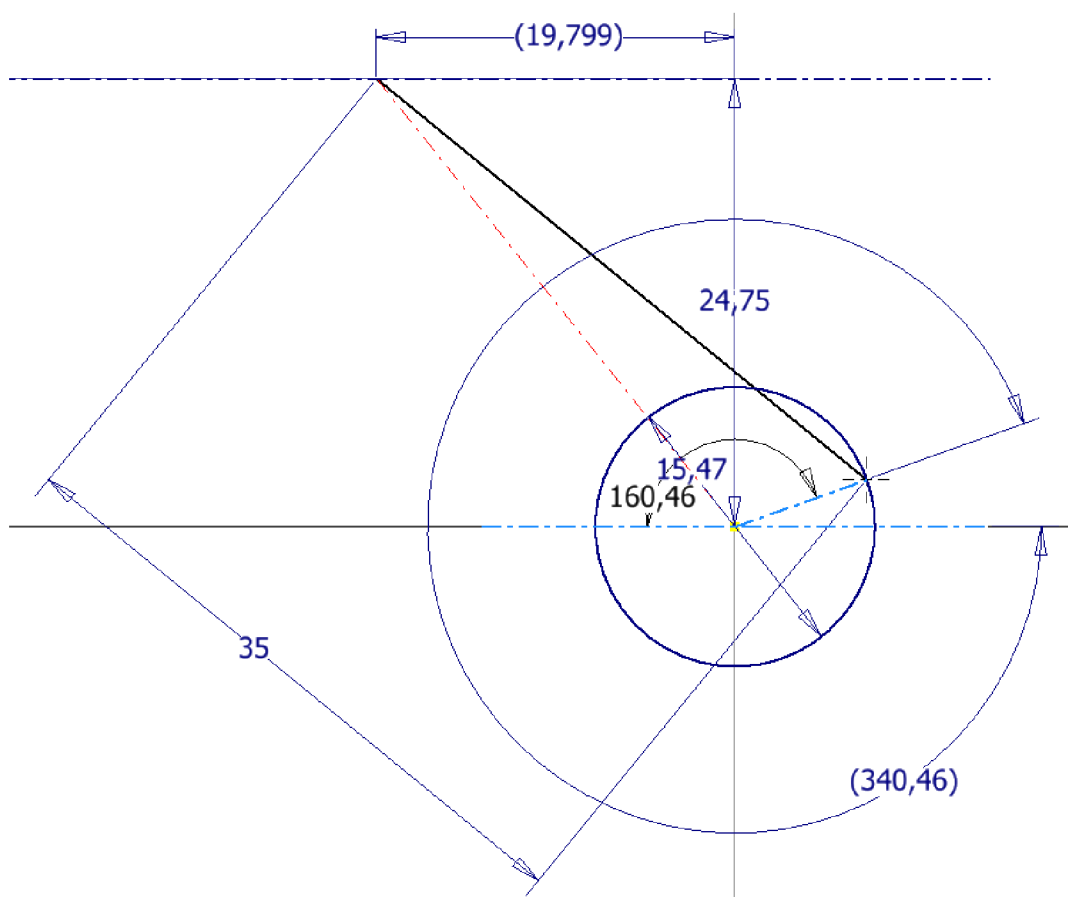
$$F_{D_\text{motor}} = \frac{27900}{588,40}$$

$$F_{D_\text{motor}} = 47,42$$

Z míry předimenzování elektromotoru vyplývá, že zadaný elektromotor je příliš výkonný. Je vhodné zvolit slabší elektromotor.



Obr. 18: Kinematika mechanismu v poloze aktivované brzdy



Obr. 19: Kinematika mechanismu v poloze deaktivované brzdy

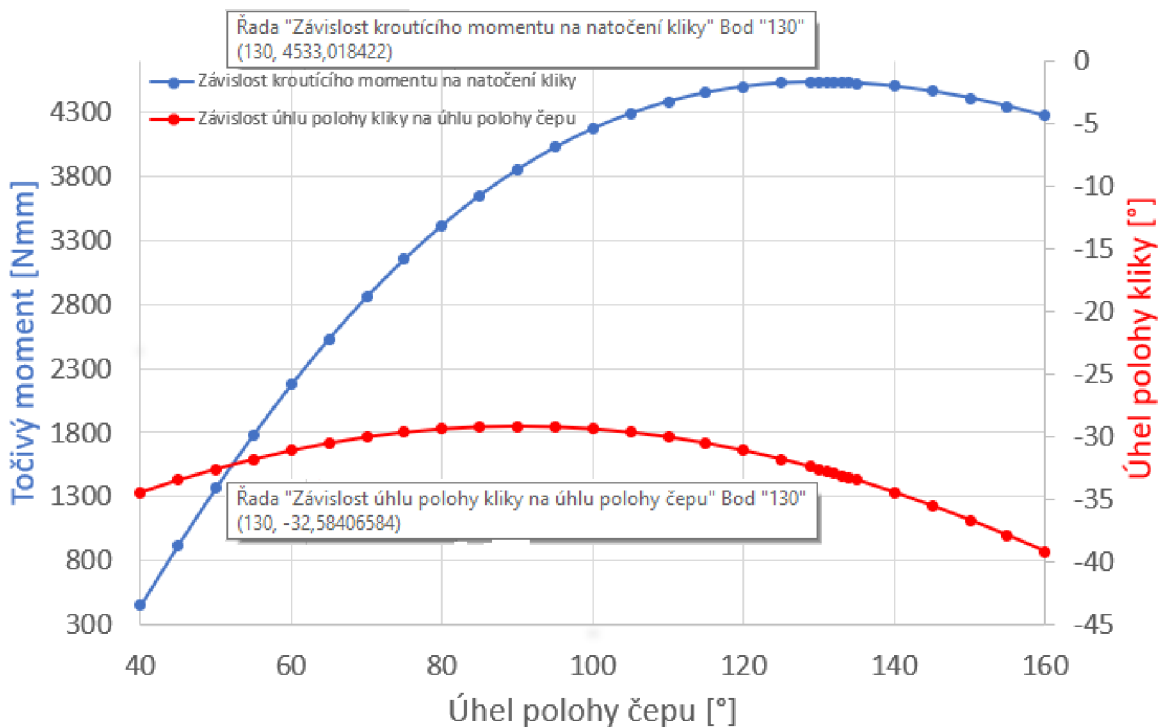
7.5.1 KROUTÍCÍ MOMENT OD AKTIVAČNÍ PRUŽINY V ZÁVISLOSTI NA ÚHLU NATOČENÍ KLIKY

V grafu 1 jsou zobrazeny úhly natočení klikového mechanismu v daných bodech, k nim je dopočítán moment od aktivační pružiny. Největší moment vzniká při úhlu natočení $\alpha_{\text{klika}_{\text{čep}}} = 130^\circ$.

Výpočet závislosti úhlu polohy kliky na poloze čepu viz. Graf. 1 je dle vzorce (17) dle literatury [17].

$$\text{Obecný úhel polohy kliky} \quad \beta_{\text{klika}_{\text{obec}}} = \frac{R \cdot \sin(\alpha_{\text{čep}_{\text{obec}}}) - e}{l_{\text{klika}}} \quad (17)$$

Graf 1: Kroučící moment při daném natočení kliky



7.6 VOLBA ELEKTROMOTORU

Dle požadovaného výstupního momentu a otáček je volen synchronní bezkartáčový 12V elektromotor od společnosti Raveo [13]. Konkrétně se jedná o motor ECP070/521 s planetovou převodovkou.

Výkon nového elektromotoru $P_{\text{new}} = 100 \text{ W}$

Otáčky nového elektromotoru $n_{1_{\text{new}}} = 701 \text{ min}^{-1}$

7.6.1 KONTROLA VÝKONOVÝCH PARAMETRŮ ELEKTROMOTORU

Převodový poměr s novým elektromotorem
$$i_{\text{new}} = \frac{n_{1_new} \cdot t}{0,5} \quad (18)$$

$$i_{\text{new}} = \frac{\frac{701}{60} \cdot 0,4}{0,5}$$

$$i_{\text{new}} = 9,35$$

Dle [6], str 600 je voleno $i_{\text{new}} = i = 10$.

Otáčky šnekového kola s novým elektromotorem
$$n_{2_new} = \frac{n_{1_new}}{i_{\text{new}}} \quad (19)$$

$$n_{2_new} = \frac{701}{10}$$

$$n_{2_new} = 70,1 \text{ min}^{-1}$$

Kroutící moment na šneku s novým elektromotorem

$$M_{k1_new} = \frac{P_{\text{new}}}{2 \cdot \pi \cdot n_{1_new}} \quad (20)$$

$$M_{k1_new} = \frac{100}{2 \cdot \pi \cdot \frac{701}{60}}$$

$$M_{k1_new} = 1,36 \text{ Nm}$$

Kroutící moment na šnekovém kole s novým elektromotorem

$$M_{k2_new} = M_{k1_new} \cdot i \cdot \mu_c \quad (21)$$

$$M_{k2_new} = 1,36 \cdot 10 \cdot 0,90$$

$$M_{k2_new} = 12,24 \text{ Nm}$$

Obvodová síla působící na čep od nového elektromotoru

$$F_{\text{obv_mot_new}} = \frac{M_{k2_new}}{R} \quad (22)$$

$$F_{\text{obv_mot_new}} = \frac{12240}{7,7}$$

$$F_{\text{obv_mot_new}} = 1589,61 \text{ N}$$

Míra předimenzování s novým elektromotorem

$$F_{D_motor_new} = \frac{F_{obv_mot_new}}{F_{obv_aktiv}} \quad (23)$$

$$F_{D_motor_new} = \frac{1589,61}{588,40}$$

$$F_{D_motor_new} = 2,70$$

7.7 VÝPOČET GEOMETRIE ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ

Výpočty jsou provedeny dle [6], str. 599. Je voleno nekorigované soukolí $\rightarrow x = 0$.

Roztečná vzdálenost os $a = \frac{d_2 + d_1}{2} \quad (24)$

$$a = \frac{40 + 10}{2}$$

$$a = 25 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu šneku $h_{a1} = m = 1 \text{ mm} \quad (25)$

Výška paty zubu šneku $h_{f1} = 1,2 \cdot m \quad (26)$

$$h_{f1} = 1,2 \cdot 1$$

$$h_{f1} = 1,2 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu šnekového kola $h_{a2} = (1 + x) \cdot m \quad (27)$

$$h_{a2} = (1 + 0) \cdot 1$$

$$h_{a2} = 1 \text{ mm}$$

Výška paty zubu šnekového kola $h_{f2} = (1,2 - x) \cdot m \quad (28)$

$$h_{f2} = (1,2 - 0) \cdot 1$$

$$h_{f2} = 1,2 \text{ mm}$$

Hlavový průměr šneku $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} \quad (29)$

$$d_{a1} = 10 + 2 \cdot 1$$

$$d_{a1} = 12 \text{ mm}$$

$$\text{Patní průměr šneku} \quad d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} \quad (30)$$

$$d_{f1} = 10 - 2 \cdot 1,2$$

$$d_{f1} = 7,6 \text{ mm}$$

$$\text{Hlavový průměr šnekového kola} \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} \quad (31)$$

$$d_{a2} = 40 + 2 \cdot 1$$

$$d_{a2} = 42 \text{ mm}$$

$$\text{Patní průměr šnekového kola} \quad d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} \quad (32)$$

$$d_{f2} = 40 - 2 \cdot 1,2$$

$$d_{f2} = 37,6 \text{ mm}$$

$$\text{Valivý průměr šneku ve střední rovině} \quad d_{w1} = d_1 = 10 \text{ mm} \quad (33)$$

$$\text{Valivý průměr šnekového kola ve střední rovině} \quad d_{w2} = d_2 + 2 \cdot x \cdot m \quad (34)$$

$$d_{w2} = 40 + 2 \cdot 0 \cdot 1$$

$$d_{w2} = 40 \text{ mm}$$

$$\text{Vzdálenost os šnekového převodu} \quad a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_{w2}) \quad (35)$$

$$a_w = 0,5 \cdot (10 + 40)$$

$$a_w = 25 \text{ mm}$$

Součinitel hlavového převýšení kola je volen dle [6], str. 599 a vychází z počtu zubů šneku.

$$v = 0,5$$

$$\text{Největší průměr kola} \quad d_{ae2} = d_{a2} + 2 \cdot v \cdot m \quad (36)$$

$$d_{ae2} = 42 + 2 \cdot 0,5 \cdot 1$$

$$d_{ae2} = 43 \text{ mm}$$

$$\text{Délka šneku} \quad b_1 = (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m \quad (37)$$

$$b_1 = (12,5 + 0,09 \cdot 40) \cdot 1$$

$$b_1 = 16,1 \text{ mm}$$

Šířka šnekového kola $b_2 = 0,67 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_1$ (38)

$$b_2 = 0,67 \cdot \left(1 + \frac{2}{10}\right) \cdot 10$$

$$b_2 = 8,04 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím } b_2 = 8,1 \text{ mm}$$

Úhel stoupání $\gamma = \text{atan}\left(\frac{m \cdot z_1}{d_1}\right)$ (39)

$$\gamma = \text{atan}\left(\frac{1 \cdot 4}{10}\right)$$

$$\gamma = 21,80^\circ$$

Střední obvodová rychlost šneku $v_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_{1_new}$ (40)

$$v_1 = \pi \cdot 0,01 \cdot \frac{701}{60}$$

$$v_1 = 0,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Střední obvodová rychlost šnekového kola $v_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_{2_new}$ (41)

$$v_2 = \pi \cdot 0,04 \cdot \frac{70,1}{60}$$

$$v_2 = 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Střední kluzná rychlost $v_k = \frac{v_1}{\cos(\gamma)}$ (42)

$$v_k = \frac{0,37}{\cos(21,80)}$$

$$v_k = 0,40$$

7.8 VOLBA MATERIÁLU ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ

Pro šnek je volena ocel 16 240.7 dle [6], str. 601.

Pro šnekové kolo je volen cínový bronz CuSn10Ni1P1 dle [6], str. 601.

$$Z_E = 156 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim} = 300 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim} = 130 \text{ MPa}$$

8 KONTROLA BEZPEČNOSTI ŠNEKOVÉHO SOUKOLÍ

V této kapitole je ověřena bezpečnost ozubeného soukolí vůči dolíčkovému opotřebení, zadírání a únavovému lomu. Bezpečnost vůči přehřátí není nutno ověřovat z důvodu krátké doby běhu při aktivaci a deaktivaci parkovací brzdy.

8.1 BEZPEČNOST VŮČI PITTINGU A ZADÍRÁNÍ

Výpočet je proveden dle [8].

Úhel záběru $\alpha_1 = 22,5^\circ \rightarrow$ Voleno dle [18]

Součinitel tvaru zubu
$$Z_H = \sqrt{\frac{4 \cdot \cos(\gamma)}{\sin(2 \cdot \alpha_1)}} \quad (43)$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{4 \cdot \cos(21,80)}{\sin(2 \cdot 22,5)}}$$

$$Z_H = 2,29$$

Součinitel záběru
$$\varepsilon_\alpha = \left(1,8 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_2} \right) \right) \cdot \cos(\gamma) \quad (44)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left(1,8 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{40} \right) \right) \cdot \cos(21,80)$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,60$$

Součinitel součtové délky stykových čar zubů
$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{\cos(\gamma)}{\varepsilon_\alpha}} \quad (45)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{\cos(21,80)}{1,60}}$$

$$Z_\varepsilon = 0,76$$

Obvodová síla na roztečné kružnici
$$F_{tw2} = \frac{2 \cdot M_{aktiv}}{d_{w2}} \quad (46)$$

$$F_{tw2} = \frac{2 \cdot 4530,71}{40}$$

$$F_{tw2} = 226,54 \text{ N}$$

Součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1 \rightarrow$ Dle [8]

Dle [8], str. 134 je násobek součinitele vnitřních dynamických sil a rozdělení zatížení na spolu zabírající páry zubů roven 1,2.

$$K_B = K_V \cdot K_{H\alpha} \quad (47)$$

$$K_B = 1,2$$

Součinitel deformace šneku $\theta = 70 \rightarrow$ Dle [9], str. 190

Klidné zatížení $\kappa = 1 \rightarrow$ Dle [9], str. 190

Součinitel koncentrace zatížení podél dotkových čar dle [9], str. 190.

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \cdot (1 - \kappa) \quad (48)$$

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{40}{70}\right)^3 \cdot (1 - 1)$$

$$K_{H\beta} = 1$$

Součinitel zatížení $K_H = K_A \cdot K_B \cdot K_{H\beta} \quad (49)$

$$K_H = 1 \cdot 1,2 \cdot 1$$

$$K_H = 1,2$$

Napětí v dotyku $\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tw2} \cdot K_H}{b_2 \cdot d_{w2}}} \quad (50)$

$$\sigma_H = 2,29 \cdot 156 \cdot 0,76 \cdot \sqrt{\frac{226,54 \cdot 1,2}{8,1 \cdot 40}}$$

$$\sigma_H = 248,69 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči tvorbě pittingu a zadírání $S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \quad (51)$

$$S_H = \frac{300}{248,69}$$

$$S_H = 1,21$$

8.2 BEZPEČNOST VŮČI ÚNAVOVÉMU LOMU

Výpočet je proveden dle [8].

$$\text{Počet zubů virtuálního kola} \quad z_v = \frac{z_2}{\cos(\gamma)^3} \quad (52)$$

$$z_v = \frac{40}{\cos(21,80)^3}$$

$$z_v = 49,97$$

Součinitel tvaru zubu $Y_F = 1,45$ Dle [8] a počtu zubů virtuálního kola

$$\text{Napětí v ohybu} \quad \sigma_F = Y_F \cdot \frac{F_{tw2} \cdot K_A}{b_2 \cdot m} \quad (53)$$

$$\sigma_F = 1,45 \cdot \frac{226,54 \cdot 1}{8,1 \cdot 1}$$

$$\sigma_F = 40,55 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost vůči únavovému lomu} \quad S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} \quad (54)$$

$$S_F = \frac{130}{40,55}$$

$$S_F = 3,21$$

9 NÁVRH KLIKOVÉHO MECHANISMU

V následující kapitole je proveden návrh materiálů a rozměrů jednotlivých součástí klikového mechanismu. Některé z těchto výpočtů budou v 11. kapitole ověřeny deformačně napěťovou analýzou. Součásti jsou navrženy pro sériovou výrobu.

9.1 NÁVRH MATERIÁLU PRO ČEPY

Dle [12], str. 39 je pro čep volen materiál 16 220 Ni-Cr. Dovolené hodnoty napětí v ohybu a ve smyku jsou vypočteny dle [15] str. 26.

$$\begin{aligned} \text{Mez kluzu čepu} & R_{e_čep} = 588 \text{ MPa} \\ \text{Dovolené napětí v ohybu pro čep} & \sigma_{dov_čep} = 0,6 \cdot R_{e_čep} \end{aligned} \quad (55)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{dov_čep} &= 0,6 \cdot 588 \\ \sigma_{dov_čep} &= 352,8 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Dovolené napětí ve smyku pro čep} & \tau_{dov_čep} = 0,4 \cdot R_{e_čep} \end{aligned} \quad (56)$$

$$\begin{aligned} \tau_{dov_čep} &= 0,4 \cdot 588 \\ \tau_{dov_čep} &= 235,2 \text{ MPa} \end{aligned}$$

9.2 VOLBA ROZMĚRŮ ČEPŮ

Rozměry čepu jsou voleny dle [6], str. 448.

$$\begin{aligned} \text{Průměr čepu ve šnekovém kole} & d_{čep_kolo} = 6 \text{ mm} \\ \text{Délka čepu ve šnekovém kole} & l_{čep_kolo} = 18 \text{ mm} \\ \text{Průměr čepu v klíce} & d_{čep_klíka} = 6 \text{ mm} \\ \text{Délka čepu v klíce} & l_{čep_klíka} = 14 \text{ mm} \\ \text{Vůle mezi šnekovým kolem a klikou} & v_{čep_1} = 5,9 \text{ mm} \\ \text{Vůle mezi klikou a táhlem} & v_{čep_2} = 6 \text{ mm} \end{aligned}$$

9.3 BEZPEČNOST VŮČI NAMÁHÁNÍ ČEPU NA SMYK

$$\text{Smyková plocha čepu} \quad S_{čep_smyk} = \frac{\pi \cdot d_{čep_klíka}^2}{4} \quad (57)$$

$$S_{čep_smyk} = \frac{\pi \cdot 6^2}{4}$$

$$S_{čep_smyk} = 28,27 \text{ mm}^2$$

$$\text{Smykové napětí působící na čep} \quad \tau_{\text{čep}} = \frac{F_{\text{obv_aktiv}}}{S_{\text{čep_smyk}}} \quad (58)$$

$$\tau_{\text{čep}} = \frac{588,40}{28,27}$$

$$\tau_{\text{čep}} = 20,81 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost vůči namáhání čepu na smyk} \quad k_{\text{čep_stř}} = \frac{\tau_{\text{dov_čep}}}{\tau_{\text{čep}}} \quad (59)$$

$$k_{\text{čep_stř}} = \frac{235,2}{20,81}$$

$$k_{\text{čep_stř}} = 11,30$$

9.4 BEZPEČNOST VŮČI NAMÁHÁNÍ ČEPU NA OHYB

$$\text{Rameno ohybu čepu} \quad l_{\text{čep_ohyb}} = v_{\text{čep_2}} + 2 \quad (60)$$

$$l_{\text{čep_ohyb}} = 6 + 2$$

$$l_{\text{čep_ohyb}} = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Ohybový moment působící na čep} \quad M_{\text{čep_ohyb}} = F_{\text{obv_aktiv}} \cdot l_{\text{čep_ohyb}} \quad (61)$$

$$M_{\text{čep_ohyb}} = 588,40 \cdot 8$$

$$M_{\text{čep_ohyb}} = 4707,20 \text{ MPa}$$

$$\text{Modul průřezu v ohybu} \quad W_o = \frac{\pi \cdot d_{\text{čep_klika}}^3}{32} \quad (62)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 6^3}{32}$$

$$W_o = 21,21 \text{ mm}^3$$

$$\text{Napětí v ohybu} \quad \sigma_{\text{čep_ohyb}} = \frac{M_{\text{čep_ohyb}}}{W_o} \quad (63)$$

$$\sigma_{\text{čep_ohyb}} = \frac{4707,20}{21,21}$$

$$\sigma_{\text{čep_ohyb}} = 221,93 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost vůči ohybu čepu} \quad k_{\text{čep_ohyb}} = \frac{\sigma_{\text{dov_čep}}}{\sigma_{\text{čep_ohyb}}} \quad (64)$$

$$k_{\text{čep_ohyb}} = \frac{352,8}{221,93}$$

$$k_{\text{čep_ohyb}} = 1,59$$

9.5 VOLBA MATERIÁLU KLIKY

Dle [6], str. 54 je zvolen materiál klinky S235JRG1 (11 343).

$$\text{Dovolený tlak na klíce} \quad p_{\text{dov_klika}} = 90 \text{ MPa}$$

9.6 VOLBA ROZMĚRŮ KLIKY

$$\text{Délka klinky (rozteč děr)} \quad l_{\text{klika}} = 35 \text{ mm} \rightarrow \text{Vychází z řešení kinematiky}$$

$$\text{Šířka klinky} \quad b_{\text{klika}} = 10 \text{ mm}$$

$$\text{Tloušťka klinky} \quad t_{\text{klika}} = 4 \text{ mm}$$

9.7 BEZPEČNOST KLIKY VŮČI OTLAČENÍ

$$\text{Otláčná plocha klinky} \quad S_{\text{klika_otl}} = d_{\text{čep_klika}} \cdot t_{\text{klika}} \quad (65)$$

$$S_{\text{klika_otl}} = 6 \cdot 4$$

$$S_{\text{klika_otl}} = 24 \text{ mm}^2$$

$$\text{Tlak působící na kliku} \quad p_{\text{klika}} = \frac{F_{\text{obv_aktiv}}}{S_{\text{klika_otl}}} \quad (66)$$

$$p_{\text{klika}} = \frac{588,40}{24}$$

$$p_{\text{klika}} = 24,52 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost vůči otláčení klinky} \quad k_{\text{klika_otl}} = \frac{p_{\text{dov_klika}}}{p_{\text{klika}}} \quad (67)$$

$$k_{\text{klika_otl}} = \frac{90}{24,52}$$

$$k_{\text{klika_otl}} = 3,67$$

9.8 VOLBA MATERIÁLU TÁHLA

Dle [6], str. 54 jen vybrán materiál táhla S235JRG1 (11 343).

Dovolený tlak na táhle $p_{\text{dov_táhlo}} = 90 \text{ MPa}$

9.9 VOLBA ROZMĚRŮ TÁHLA

Délka táhla (od čepu do čelní konec) $l_{\text{táhlo}} = 114 \text{ mm}$

Šířka táhla $b_{\text{táhlo}} = 10 \text{ mm}$

Tloušťka táhla $t_{\text{táhlo}} = 4 \text{ mm}$

V táhle je drážka pro čep o rozměrech 23x6 mm.

Výpočet pevnostních parametrů táhla není nutno provádět. Táhlo se namáhá pouze na otlačení v místě čepu. Táhlo je vyrobeno ze stejného materiálu jako klika, má stejnou otlačnou plochu, a proto je výpočet stejný.

9.10 PARAMETRY OVLÁDACÍHO ČLENU

Ovládacím členem je váleček, který je zadán společností Schaeffler a jeho rozměry vychází ze zadané geometrie.

Průměr ovládacího členu $d_{\text{ovl_člen}} = 12 \text{ mm}$

Délka ovládacího členu $l_{\text{ovl_člen}} = 26 \text{ mm}$

Materiál ovládacího členu 100Cr6

Tvrdość povrchu $710_0^{+180} \text{ HV10}$

Tvrdość jádra $710_0^{+130} \text{ HV10}$

9.11 DRŽÁK OVLÁDACÍHO ČLENU

Dle [6], str. 54 je zvolen materiál držáku S235JRG1 (11 343)

Dovolený tlak držáku ovládacího členu $p_{\text{dov_držák}} = 90 \text{ MPa}$

Dovolené smykové napětí držáku ovládacího členu $\tau_{\text{dov_držák}} = 55 \text{ MPa}$

Rozměry držáku jsou voleny dle zadané geometrie. Do držáku je vsunut ovládací člen a má vyfrézovanou drážku pro vedení aktivační pružiny.

10 NÁVRH PRUŽIN

Parametry jsou navrženy dle generátoru komponent tlačných a zkrutných pružin v programu Autodesk Inventor Professional 2022.

10.1 NÁVRH AKTIVAČNÍ PRUŽINY

Dle [12], str. 36 je jako materiál aktivační pružiny volena nízkolegovaná pružinová ocel 45Si7 (13 251). Pružina je uložena dosedacími plochami do vyfrézovaných drážek v držáku ovládacího členu a plechového krytu, což zajišťuje vedení a předpětí pružiny. Je použit pravý směr vinutí.

Aktivní závity aktivační pružiny	$n_{\text{aktiv_pruž}} = 12$	
Vnější průměr aktivační pružiny	$D_{1_aktiv_pruž} = 16 \text{ mm}$	
Středový průměr aktivační pružiny	$D_{\text{aktiv_pruž}} = 14 \text{ mm}$	
Vnitřní průměr aktivační pružiny	$D_{2_aktiv_pruž} = 12 \text{ mm}$	
Průměr drátu aktivační pružiny	$d_{\text{aktiv_pruž}} = 2 \text{ mm}$	
Tuhost aktivační pružiny	$k_{\text{aktiv_pruž}} = \frac{F_{aS} - F_{a0}}{L_0 - L_S}$	(68)
	$k_{\text{aktiv_pruž}} = \frac{82 - 24,25}{63,35 - 40,25}$	
	$k_{\text{aktiv_pruž}} = 2,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$	
Síla aktivační pružiny v poloze aktivace	$F_{a1} = (L_0 - L_1) \cdot k_{\text{aktiv_pruž}} + F_{a0}$	(69)
	$F_{a1} = (63,35 - 60) \cdot 2,5 + 24,25$	
	$F_{a1} = 32,63 \text{ N}$	
Síla aktivační pružiny v poloze deaktivace	$F_{a2} = (L_0 - L_2) \cdot k_{\text{aktiv_pruž}} + F_{a0}$	(70)
	$F_{a2} = (63,35 - 45) \cdot 2,5 + 24,25$	
	$F_{a2} = 70,13 \text{ N}$	

10.2 NÁVRH VRATNÉ PRUŽINY

Dle [12], str. 36 je jako materiál vratné pružiny vybrána nízkolegovaná pružinová ocel 45Si7 (13 251). Pružina je nasunuta na válečku procházejícím okem západky. Ramena pružiny jsou opřena o západku a plechový kryt. Je použit levý směr vinutí.

Počet závitů vratné pružiny	$n_{\text{vrat_pruž}} = 5$	
Vnější průměr vratné pružiny	$D_{1_vrat_pruž} = 19 \text{ mm}$	
Středový průměr vratné pružiny	$D_{\text{vrat_pruž}} = 17 \text{ mm}$	
Vnitřní průměr vratné pružiny	$D_{2_vrat_pruž} = 15 \text{ mm}$	→ Vychází ze zadané geometrie
Průměr drátu vratné pružiny	$d_{\text{vrat_pruž}} = 2 \text{ mm}$	
Rameno vratné pružiny	$R_{\text{vrat_pruž}} = 23 \text{ mm}$	→ Vychází ze zadané geometrie
Moment na vratné pružině v poloze aktivace	$M_{v2} = F_{v2} \cdot R_{\text{vrat_pruž}}$	(71)
	$M_{v2} = 1157 \cdot 0,023$	
	$M_{v2} = 26,61 \text{ Nm}$	
Moment na vratné pružině v poloze deaktivace	$M_{v1} = F_{v1} \cdot R_{\text{vrat_pruž}}$	(72)
	$M_{v1} = 1048 \cdot 0,023$	
	$M_{v1} = 24,10 \text{ Nm}$	
Tuhost vratné pružiny	$k_{\text{vrat_pruž}} = \frac{M_{v2} - M_{v1}}{\alpha_2 - \alpha_1}$	(73)
	$k_{\text{vrat_pruž}} = \frac{26,61 - 24,10}{272,30 - 265,50}$	
	$k_{\text{vrat_pruž}} = 0,37 \frac{\text{Nm}}{\text{deg}}$	

11 DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA

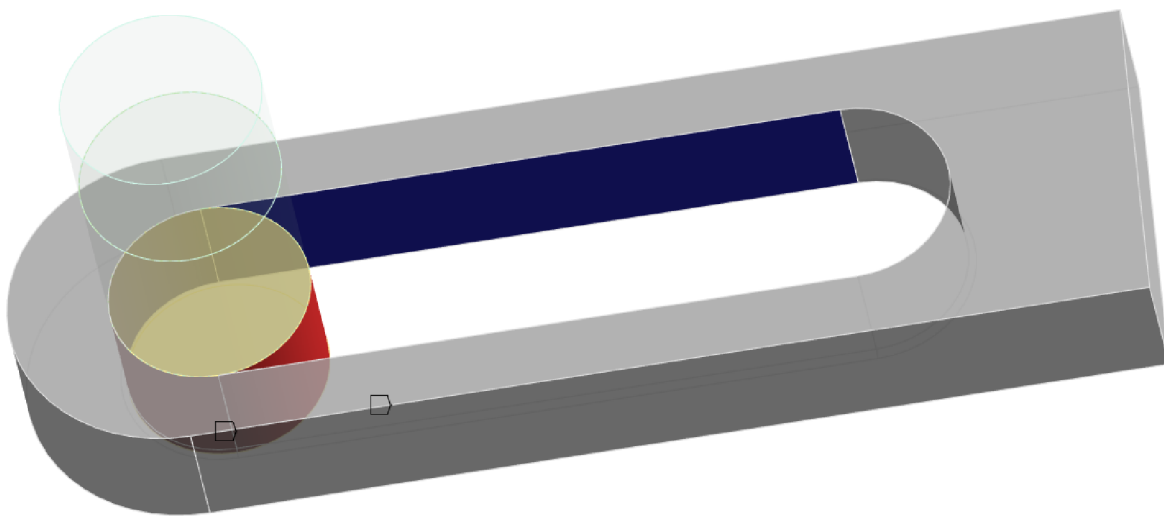
Následuje ověření analytických výpočtů deformačně napětovou analýzou vybraných dílů. Tato analýza je provedena v programu Ansys 2022 R2. Analýza je vykonána pro polohu klikového mechanismu, kde vzniká největší síla od aktivační pružiny (tzn. $\alpha_{\text{klika}_\text{čep}} = 130^\circ$). Snahou je zjistit, jestli vzniklé napětí odpovídá analytickým výpočtům a je v každém bodě menší než dovolené napětí pro materiál dané součásti.

11.1 NASTAVENÍ ŘEŠIČE

Model ve formátu step je zjednodušen ve SpaceClaimu (odstraněno zkosení, zkráceno táhlo) a jednotlivé části jsou bez sdílené topologie. Materiálem pro čep i táhlo je nastavena ocel s parametry:

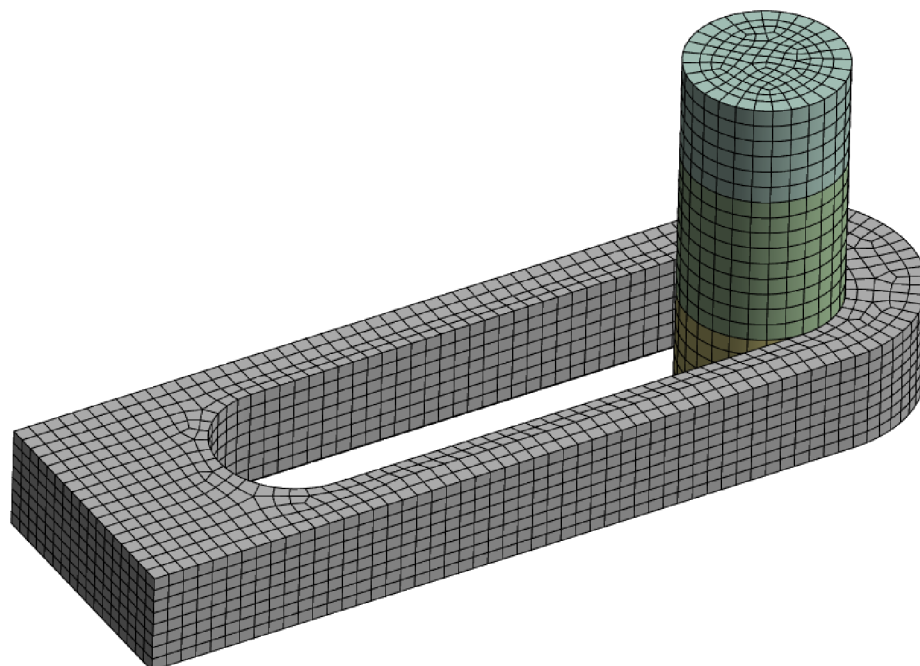
Hustota	$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Youngův modul pružnosti	$E = 200 \text{ GPa}$
Poissonova konstanta oceli	$\nu_{\text{ocel}} = 0,3$

Vytvořený kontakt je nastaven jako třecí s koeficientem tření 0,1 [14] na plochách viz. Obr. 18.



Obr. 20: Kontaktní plochy

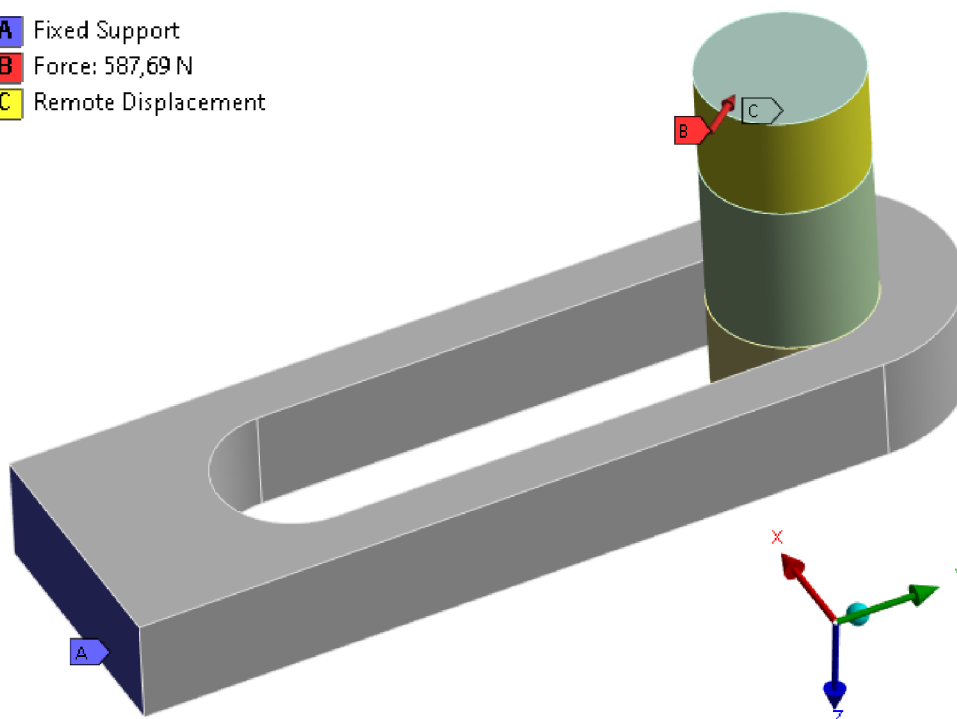
Pro vytvoření konečno-prvkové sítě je zvolen typ meshování. Síť je upravena na čepu i na táhle pomocí funkce Body Sizing. Na čepu je velikost prvku nastavena na hodnotu 0,7 mm a na táhle je velikost prvku 0,6 mm viz. Obr. 21.



Obr. 21: Konečno-prvková síť

Následně jsou definovány okrajové podmínky. Táhlo je v místě styku s držákem ovládacího členu zařívováno funkcí pevné podpory. Na čepu je síla definována pomocí komponentu v místě kliky a je rozložena na dva vektory: $X = 378 \text{ N}$ a $Y = 450 \text{ N}$. Konec čepu v místě kliky je uložen funkcí Remote Displacement, která umožňuje deformaci v osách, kde působí síly (Osy X a Y). Rotace kolem všech os je zakázána.

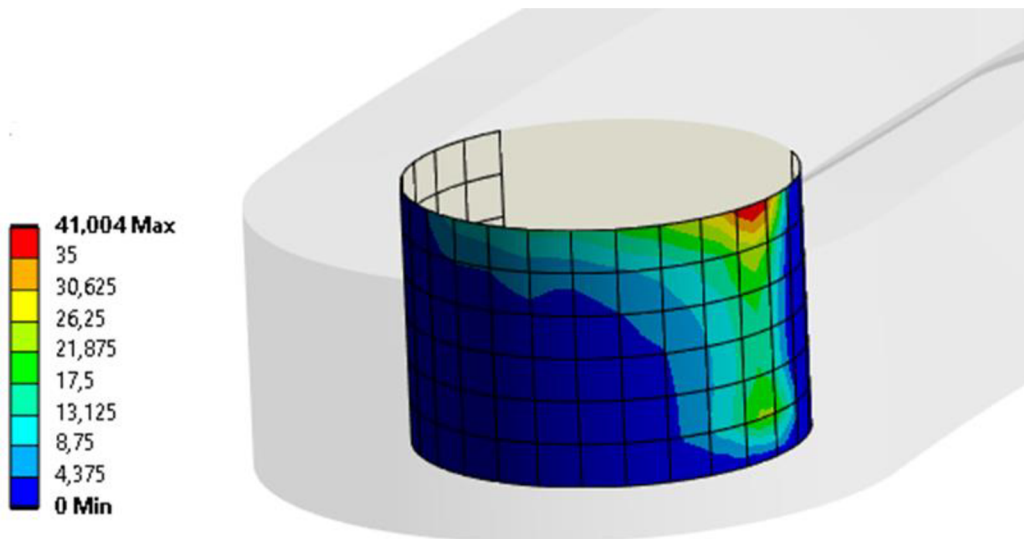
- A** Fixed Support
- B** Force: 587,69 N
- C** Remote Displacement



Obr. 22: Okrajové podmínky

11.2 NAMÁHÁNÍ NA OTLAČENÍ

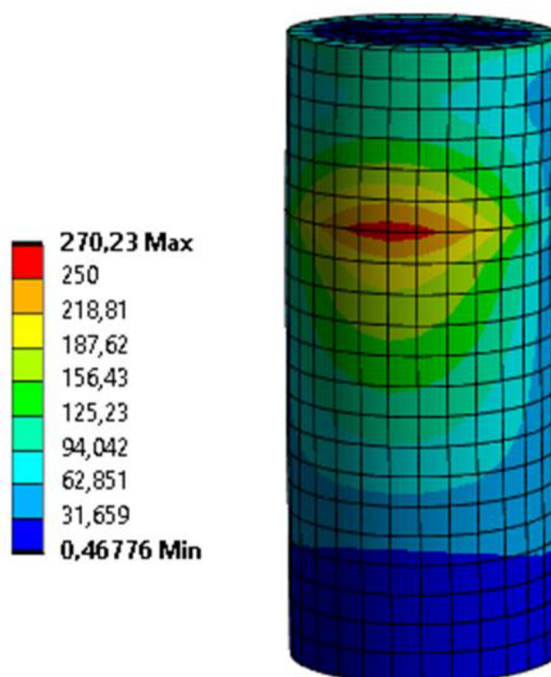
Při kontrole namáhání na otláčení táhla vyšel maximální působící tlak dle očekávání. Ve směru působení síly vzroste tlak, a to k maximální hodnotě $p_{\max_ansys} = 41 \text{ MPa}$, což je o 16,48 MPa vyšší hodnota než hodnota tlaku, která vyšla v analytických výpočtech. To je způsobeno tím, že MKP analýza zahrnuje do výpočtu deformaci, při které se ve spodní části čep odlehčuje, čímž se snižuje otláčná plocha. Na horní části se ze stejného důvodu koncentruje více napětí viz. Obr. 23.



Obr. 23: Tlak působící na táhlo

11.3 NAMÁHÁNÍ NA OHYB

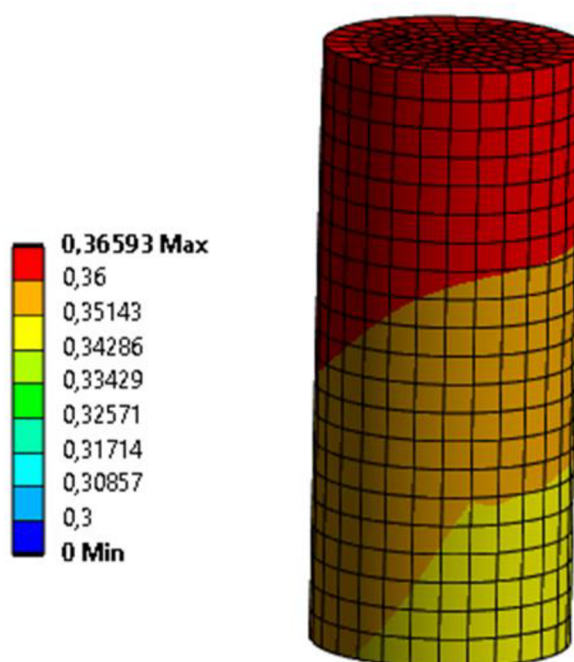
Při kontrole namáhání čepu na ohyb vyšlo napětí dle analytických výpočtů. Napětí roste s prodlužujícím se ramenem ohybu viz. Obr. 22. V kritickém místě vzroste ohybové napětí až na hodnotu $\sigma_{\max_ansys} = 270,23 \text{ MPa}$, což je o 50 MPa vyšší hodnota než hodnota ohybového napětí, která vychází z analytických výpočtů. To je způsobeno tím, že MKP analýza zahrnuje do výpočtu deformaci.



Obr. 24: Napětí v ohybu působící na čep

11.4 DEFORMACE ČEPU

Síla působící na čep způsobuje jeho postupnou deformaci. Maximální hodnota deformace je pouze $S_{\text{čep_def}} = 0,37 \text{ mm}$ viz obr 23. Takto malá deformace nemá vliv na funkčnost mechanismu.



Obr. 25: Deformace čepu

11.5 ZHODNOCENÍ DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÉ ANALÝZY

Z výsledků deformačně napěťové analýzy jsou zřejmá napětí, ke kterým dochází v důsledku zatěžování jednotlivých součástí mechanismu. Maximální hodnoty napětí nejsou větší než dovolené napětí materiálů pro dané součásti. Také přibližně odpovídají analytickým výpočtům. Deformace čepu rovněž není výrazná. Lze tedy konstatovat, že takto navržené rozměry součástí a jejich materiály jsou adekvátní pro dané zatížení a mechanismus bude v místě kontaktu čepu s drážkou táhla fungční.

ZÁVĚR

V první fázi návrhu byly vytvořeny čtyři koncepční návrhy mechanismu ovládní, které se lišily typem převodu rotačního pohybu na translační v potřebném směru. Tyto návrhy byly popsány, graficky znázorněny a zhodnoceny z hlediska výhod a nevýhod. Na základě vyhodnocení jednotlivých návrhů prostřednictvím metody vážených koeficientů bylo vybráno nejvhodnější řešení. Podle faktoru důležitosti lze za nejefektivnější řešení označit koncepční návrh č. 4 – Klikový mechanismus.

Na začátku samotné konstrukce bylo nutné ověřit kinematiku mechanismu. Kinematika byla řešena v programu Autodesk Inventor Professional 2022 a výsledkem byl pohyb kliky klikového mechanismu po pracovní trajektorii v horní části šnekového kola s rozsahem 120 stupňů. Tím byly určeny krajní polohy. Dále bylo nutné určit točivý moment v závislosti na natočení klikového mechanismu. V důsledku toho bylo zjištěno, že zadaný elektromotor v kombinaci se šnekovým soukolím by byl pro pohon mechanismu 47x předimenzovaný. Proto byl nahrazen elektromotorem od společnosti Raveo, který produkuje pouze 100 W v 701 otáčkách za minutu. Jedním z důvodů použití o tolik slabšího elektromotoru je návrh mechanismu se šnekovým soukolím, které má účinnost 90 %, zatímco ve společnosti Schaeffler používají mechanismus, kde se o převod rotačního pohybu na translační stará šroub a matice s účinností cca 30 %. Slabší elektromotor dokáže značně snížit výrobní náklady tohoto mechanismu.

V následující části proběhl návrh jednotlivých komponent mechanismu. Šnekové soukolí bylo navrženo dle normy ČSN 01 4780. Ostatní součásti byly konstruovány dle elementárních výpočtů z užití literatury. Řešení probíhalo iteračně, přičemž se měnily rozměry a materiály jednotlivých součástí tak, aby byly hodnoty bezpečnosti větší než 1. Zároveň žádná z bezpečností nepřekročila hodnotu 3,7, což zajišťuje nízké výrobní náklady. Tvar některých komponent byl optimalizován pro sériovou výrobu a výrobní možnosti společnosti Schaeffler. Z výsledků je patrné, že takto navržený mechanismus je funkční a vlezle se do zástavbového prostoru zadaného výchozím modelem.

Ověření analytických výpočtů deformačně napět'ovou analýzou proběhlo v programu Ansys 2022 R2. Řešena byla kontaktní úloha čepu s drážkou v táhle. Z výsledků analýzy jsou zřejmá napětí, ke kterým dochází v důsledku zatěžování jednotlivých součástí mechanismu. Maximální hodnota tlaku je $p_{\max_ansys} = 41 \text{ MPa}$ a maximální hodnota napětí v ohybu je $\sigma_{\max_ansys} = 270,23 \text{ MPa}$. Tyto hodnoty jsou vzhledem k mechanickým vlastnostem daných materiálů přijatelné a rovněž přibližně odpovídají analytickým výpočtům. Deformace čepu je $S_{\text{čep_def}} = 0,37 \text{ mm}$, což je hodnota, která nemá vliv na funkčnost mechanismu. Lze proto konstatovat, že takto navržené rozměry součástí a jejich materiály jsou adekvátní pro dané zatížení a mechanismus bude v místě kontaktu čepu s drážkou táhla funkční.

Tento mechanismus najde využití nejen v převodovkách elektromobilů, ale také v převodovkách hybridních vozů a vozidel se spalovacím motorem. Mechanismus lze implementovat do vozidel všech cenových kategorií.

Tento konstrukční návrh západkové parkovací brzdy by následně mohl pokračovat přidáním nouzového režimu, například v podobě předepjaté pružiny, ve které je naakumulována energie k zasunutí západky při ztrátě dodávky elektrické energie.

Takto zkonstruovaný mechanismus západkové parkovací brzdy je plně funkční. Při návrhu byl kladen důraz na jednoduchost, spolehlivost, sériovou vyrobiteľnost a cenu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ, Jiří ČUPERA, Pavel SEDLÁK, Jan JETMAR a Adam POLCAR. *Automobily*. 5. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o., 2018. ISBN 978-80-87143-39-1.
- [2] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky; převodovky; rozvodovky; diferenciály; hnací hřídele; klouby*. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5275-2.
- [3] DUFEK, Michal. *Systém parkovací brzdy* [online]. Plzeň 2015 [cit. 27.10.2021]. 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.
- [4] NAUNHEIMER, Harald. *Automotive transmissions: fundamentals, selection, design, and application*. 2nd ed. Přeložil Aaron KUCHLE. Berlin: Springer, c2011. ISBN 978-3-642-16213-8.
- [5] *Patent Parking lock* [online]. [cit. 2021-11-21]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/DE102010054911A1/en>
- [6] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [7] ČSN 01 4755 Závitovkové převody s válcovou závitovkou – POČET ZUBOV, SÚČINITELE PRIEMERU, MODULY A PŘEVODOVÉ ČÍSLA. Praha, 1986.
- [8] KRÍŽ, Rudolf. *Strojnické tabulky II: pohony: hřídele, ozubené převody, řetězové a řemenové převody*. Ostrava: Montanex, 1997. ISBN 80-85780-51-8.
- [9] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8.
- [10] HAGARA, Adam. *Návrh jednotného mechanismu řazení a aktivace parkovací brzdy* [online]. Brno 2021 [cit. 12.2.2023]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/132217> Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Aleš Prokop.
- [11] Volič jízdního režimu. z: *PrezentujteMotor* [online]. [cit. 2023-03-01]. Dostupné z: <https://www.actualidadmotor.com/cs/BMW-%C5%99ady-7-benz%C3%ADn-p%C5%99estal-vyr%C3%A1b%C4%9Bt/>
- [12] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2007. ISBN 978-80-86960-20-3.
- [13] RAVEO. Katalog elektromotorů [online]. 2023 [cit. 2023-03-10]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/kartacove-dc-motory-s-planetovou-prevodovkou?fbclid=IwAR2VM5-8YeUcXIobB45s-EIJU80dLyWbX5CIQeg9LeLJQKOkwmeJ6_Y0gGs
- [14] BUREŠ, Jiří. Součinitel smykového tření. *Converter* [online]. 2002 [cit. 2023-03-20]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>

- [15] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [16] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. FSI VUT, UADI. (Přednáška) *Hnací ústrojí: Síly a momenty v klikovém mechanismu*. Brno, 2020, 25 s [cit. 2023-04-15].
- [17] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. FSI VUT, UADI. (Přednáška) *Hnací ústrojí: Kinematika excentrického klikového mechanismu*. Brno, 2020, 25 s [cit. 2023-04-15].
- [18] MITcalc: *Šneková soukolí* [online]. [cit. 2023-05-11]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/gear4/help/cz/gear4.htm>
- [19] CROLLA, David, ed. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. Burlington: Butterworth Heinemann, 2009. ISBN 978-1-85617-577-7.
- [20] HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen*. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7-68-5.
- [21] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Roztečná vzdálenost os
a_w	[mm]	Vzdálenost os šnekového převodu
b_1	[mm]	Délka šneku
b_2	[mm]	Šířka šnekového kola
b_{klika}	[mm]	Šířka kliky
$b_{táhlo}$	[mm]	Šířka táhla
D_1	[mm]	Průměr vstupního ozubeného kola
d_1	[mm]	Roztečný průměr šneku
$D_{1_aktiv_pruž}$	[mm]	Vnější průměr aktivační pružiny
$D_{1_vrat_pruž}$	[mm]	Vnější průměr vratné pružiny
D_2	[mm]	Průměr výstupního ozubeného kola
d_2	[mm]	Roztečný průměr šnekového kola
$D_{2_aktiv_pruž}$	[mm]	Vnitřní průměr aktivační pružiny
$D_{2_vrat_pruž}$	[mm]	Vnitřní průměr vratné pružiny
d_{a1}	[mm]	Hlavový průměr šneku
d_{a2}	[mm]	Hlavový průměr šnekového kola
d_{ae2}	[mm]	Největší průměr kola
$D_{aktiv_pruž}$	[mm]	Středový průměr aktivační pružiny
$d_{aktiv_pruž}$	[mm]	Průměr drátu aktivační pružiny
$d_{čep_klika}$	[mm]	Průměr čepu v klice
$d_{čep_kolo}$	[mm]	Průměr čepu ve šnekovém kole
d_{f1}	[mm]	Patní průměr šneku
d_{f2}	[mm]	Patní průměr šnekového kola
$d_{ovl_člen}$	[mm]	Průměr ovládacího členu
$D_{vrat_pruž}$	[mm]	Středový průměr vratné pružiny
$d_{vrat_pruž}$	[mm]	Průměr drátu vratné pružiny
d_{w1}	[mm]	Valivý průměr šneku ve střední rovině
d_{w2}	[mm]	Valivý průměr šnekového kola ve střední rovině
E	[GPa]	Youngův modul pružnosti
e	[mm]	Excentricita klikového mechanismu
F_{a0}	[N]	Předpětí aktivační pružiny
F_{a1}	[N]	Síla aktivační pružiny v poloze aktivace

F_{a2}	[N]	Síla aktivační pružiny v poloze deaktivace
F_{aS}	[N]	Síla v aktivační pružině při plném stlačení
F_{aktiv}	[N]	Síla působící ve směru aktivační pružiny
F_{D_motor}	[N]	Míra předimenzování elektromotoru
$F_{D_motor_new}$	[-]	Míra předimenzování s novým elektromotorem
F_N	[N]	Normálová síla
F_{obv_aktiv}	[N]	Největší obvodová síla působící na čep od pružiny
F_{obv_mot}	[N]	Obvodová síla působící na čep od motoru
$F_{obv_mot_new}$	[N]	Obvodová síla působící na čep od nového elektromotoru
F_t	[N]	Třecí síla
F_{tw2}	[N]	Obvodová síla na roztečné kružnici
F_{v1}	[N]	Síla vratné pružiny v poloze deaktivace
F_{v2}	[N]	Síla vratné pružiny v poloze aktivace
G	[N]	Tíhová síla
h_{a1}	[mm]	Výška hlavy zubu šneku
h_{a2}	[mm]	Výška hlavy zubu šnekového kola
h_{f1}	[mm]	Výška paty zubu šneku
h_{f2}	[mm]	Výška paty zubu šnekového kola
i	[-]	Převodový poměr
i_{new}	[-]	Převodový poměr s novým elektromotorem
K_A	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
$k_{aktiv_pruž}$	[N · mm ⁻¹]	Tuhost aktivační pružiny
K_B	[-]	Součin K_V a $K_{H\alpha}$
$k_{čep_ohyb}$	[-]	Bezpečnost vůči ohybu čepu
$k_{čep_stř}$	[-]	Bezpečnost vůči namáhání čepu na smyk
K_H	[-]	Součinitel zatížení
$K_{H\alpha}$	[-]	Rozdělení zatížení na spolu zabírající páry zubů
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitel koncentrace zatížení podél dotykových čar
k_{klika_otl}	[-]	Bezpečnost vůči otlacení kliky
K_V	[-]	Součinitel vnitřních dynamických sil
$k_{vrat_pruž}$	[Nm/deg]	Tuhost vratné pružiny
L_0	[mm]	Délka aktivační pružiny ve stavu předpětí
L_1	[mm]	Délka aktivační pružiny ve stavu aktivace

L_2	[mm]	Délka aktivační pružiny ve stavu deaktivace
l_0	[mm]	Délka vratné pružiny
$l_{\text{čep_klika}}$	[mm]	Délka čepu v klíce
$l_{\text{čep_kolo}}$	[mm]	Délka čepu ve šnekovém kole
$l_{\text{čep_ohyb}}$	[mm]	Rameno ohybu čepu
l_{klika}	[mm]	Délka kliky (rozteč děr)
$l_{\text{ovl_člen}}$	[mm]	Délka ovládacího členu
L_s	[mm]	Délka aktivační pružiny při plném stlačení
$l_{\text{táhlo}}$	[mm]	Délka táhla (od čepu do čelní konec)
m	[mm]	Modul
M_1	[Nm]	Točivý moment vstupního ozubeného kola
M_2	[Nm]	Točivý moment výstupního ozubeného kola
M_{aktiv}	[Nm]	Největší moment od aktivační pružiny
$M_{\text{čep_ohyb}}$	[MPa]	Ohybový moment působící na čep
M_{k1}	[Nm]	Kroutící moment na šneku
M_{k1_new}	[Nm]	Kroutící moment na šneku s novým elektromotorem
M_{k2}	[Nm]	Kroutící moment na šnekovém kole
M_{k2_new}	[Nm]	Kroutící moment na šnekovém kole s novým elektromotorem
M_{v1}	[Nm]	Moment na vratné pružině v poloze deaktivace
M_{v2}	[Nm]	Moment na vratné pružině v poloze aktivace
n_1	[min ⁻¹]	Otáčky vstupního ozubeného kola
n_1	[min ⁻¹]	Otáčky elektromotoru
n_{1_new}	[min ⁻¹]	Otáčky nového elektromotoru
n_2	[min ⁻¹]	Otáčky výstupního ozubeného kola
n_2	[min ⁻¹]	Otáčky šnekového kola
n_{2_new}	[min ⁻¹]	Otáčky šnekového kola s novým elektromotorem
$n_{\text{aktiv_pruž}}$	[-]	Aktivní závity aktivační pružiny
$n_{\text{vrat_pruž}}$	[-]	Počet závitů vratné pružiny
P	[kW]	Výkon elektromotoru
$p_{\text{dov_držák}}$	[MPa]	Dovolený tlak držáku ovládacího členu
$p_{\text{dov_klika}}$	[MPa]	Dovolený tlak na klíce
$p_{\text{dov_táhlo}}$	[MPa]	Dovolený tlak na táhle
p_{klika}	[MPa]	Tlak působící na kliku

P_{\max_ansys}	[MPa]	Maximální tlak působící na táhlo v MKP analýze
P_{new}	[W]	Výkon nového elektromotoru
Q	[-]	Součinitel průměru šneku
R	[mm]	Poloměr, na kterém leží čep
$R_{e_čep}$	[MPa]	Mez kluzu čepu
$R_{vrat_pruž}$	[mm]	Rameno vratné pružiny
s	[mm]	Posun válečku
$S_{čep_def}$	[mm]	Maximální deformace čepu v MKP analýze
$S_{čep_smyk}$	[mm ²]	Smyková plocha čepu
S_F	[-]	Bezpečnost vůči únavovému lomu
S_H	[-]	Bezpečnost vůči tvorbě pittingu a zadírání
S_{klika_otl}	[mm ²]	Otlačná plocha kliky
t	[s]	Doba aktivace / deaktivace
t_{klika}	[mm]	Tloušťka kliky
$t_{táhlo}$	[mm]	Tloušťka táhla
v	[-]	Součinitel hlavového převýšení kola
v_1	[m · s ⁻¹]	Střední obvodová rychlost šneku
v_2	[m · s ⁻¹]	Střední obvodová rychlost šnekového kola
$v_{čep_1}$	[mm]	Vůle mezi šnekovým kolem a klikou
$v_{čep_2}$	[mm]	Vůle mezi klikou a táhlem
v_k	[m · s ⁻¹]	Střední kluzná rychlost
W_o	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
Y_F	[-]	Součinitel tvaru zubu
z_1	[-]	Počet zubů vstupního ozubeného kola
z_1	[-]	Počet zubů (chodů) šneku
z_2	[-]	Počet zubů výstupního ozubeného kola
z_2	[-]	Počet zubů šnekového kola
Z_E	[MPa]	Součinitel materiálu
Z_H	[-]	Součinitel tvaru zubu
z_v	[-]	Počet zubů virtuálního kola
Z_ϵ	[-]	Součinitel součtové délky stykových čar zubů
α_1	[°]	Úhel záběru
α	[°]	Úhel stoupání

$\alpha_{\text{klika_čep}}$	[°]	Úhel polohy čepu s maximálním momentem
$\alpha_{\text{čep_obec}}$	[°]	Obecný úhel polohy čepu
α_1	[°]	Úhel vratné pružiny v poloze deaktivace
α_2	[°]	Úhel vratné pružiny v poloze aktivace
β	[°]	Úhel svírající normálovou sílu a výslednici třecí a normálové síly
$\beta_{\text{klika_čep}}$	[°]	Úhel polohy kliky s maximálním momentem
$\beta_{\text{klika_obec}}$	[°]	Obecný úhel polohy kliky
γ	[°]	Úhel stoupání
γ_{ocel}	[-]	Poissonova konstanta oceli
ε_{α}	[-]	Součinitel záběru
θ	[-]	Součinitel deformace šneku
κ	[-]	Klidné zatížení
μ_c	[-]	Účinnost převodu
ρ	[kg · m ⁻³]	Hustota oceli
$\sigma_{\text{čep_ohyb}}$	[MPa]	Napětí v ohybu
$\sigma_{\text{dov_čep}}$	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro čep
σ_F	[MPa]	Napětí v ohybu
$\sigma_{F\text{lim}}$	[MPa]	Limitní napětí v materiálu při únavovém lomu
σ_H	[MPa]	Napětí v dotyku
$\sigma_{H\text{lim}}$	[MPa]	Limitní napětí v materiálu při tvorbě pittingu a zadírání
$\sigma_{\text{max_ansys}}$	[MPa]	Maximální ohybové napětí působící na čep v MKP analýze
$\tau_{\text{čep}}$	[MPa]	Smykové napětí působící na čep
$\tau_{\text{dov_čep}}$	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku pro čep
$\tau_{\text{dov_držák}}$	[MPa]	Dovolené smykové napětí držáku ovládacího členu