



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH SEŘIZOVACÍHO MECHANISMU PRO PROJEKTOR AFS SVĚTLOMETU

CAR AFS HEADLAMP ADJUSTING MECHANISM DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. LUMÍR SOUKUP

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. PAVEL RAMÍK

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lumír Soukup

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 seřizovacího mechanismu pro projektor AFS světlometu

v anglickém jazyce:

Car AFS Headlamp Adjusting Mechanism Design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh seřizovacího mechanismu projektoru AFS světlometu automobilu.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte rešerši současného stavu konstrukčních uspořádání seřizovacích mechanismů světlometů současných automobilů.
2. Vytvořte konstrukční návrh seřizovacího mechanismu daného světlometu s ohledem na zadané požadavky.
3. Proveďte počítačovou simulaci kinematiky navrženého seřizovacího mechanismu pomocí vhodného software.
4. Připravte požadovanou dokumentaci pro stavbu prototypu navrženého mechanismu.
5. Zhodnoťte dosažené výsledky a vyslovte se k vhodnosti navržené konstrukce.

Seznam odborné literatury:

- [1] PŘIKRYL, K., Kinematika, PC-DIR spol. s r.o. – Nakladatelství, Brno 1992, ISBN 80-214-0535-X
- [2] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno, 1992.
- [3] CATIA. Presentace [online], 2011, poslední revize 26. 8. 2011. Dostupné z: <http://jsworld.hyperlink.cz/prezentace/CATIA.htm>

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.
V Brně, dne 24.10.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr.h.c
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato práce se zabývá návrhem seřizovacího mechanismu AFS světlometu osobního vozidla. Práce obsahuje přehled současných systémů seřizování. Popis návrhu nového systému seřizování. Porovnává kinematiku pohybů současného a nového systému seřizování. Zaměřuje se na vytvoření potřebné výkresové dokumentace pro stavbu prototypu navrženého mechanismu.

KLÍČOVÁ SLOVA

seřizovací mechanismus, světlomet, projektor světlometu, těleso světlometu, motor směrového natáčení, motor výškové regulace

ABSTRACT

This work deals with AFS headlamp adjusting mechanism of the vehicle. The work provides an overview of current systems setup. Description of the design of new system adjustment. Compares movement kinematics of current and new adjustment system. It focuses on the creation of the necessary drawings for the proposed construction of a prototype mechanism.

KEYWORDS

adjustment mechanism, headlamp, projektor of headlamp, housing, swiveling motor, leveling motor



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SOUKUP, L. *Návrh seřizovacího mechanismu pro projektor AFS světlometu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. XX s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavel Ramík a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Lumír Soukup



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat své rodině za podporu během celého studia na VUT. Také bych chtěl poděkovat společnosti Visteon-Autopal za spolupráci při vypracování této práce, konkrétně pak panu Janu Kratochvílovi a Janu Grófovi za cenné připomínky a rady při konzultacích.



OBSAH

Úvod	9
1 Popis světlometu a základní rozdělení	10
2 Stávající systém seřizování	14
2.1 Důvod seřizování	14
2.2 Varianty seřizovací soustavy	14
2.2.1 Soustava bez pivotu	15
2.2.2 Soustava s pivotem	16
3 Návrh nového systému seřizování	18
3.1 Popis nového systému seřizování	18
3.2 Návrh šnekových soukolí	21
3.2.1 Vstupní šnekové soukolí	21
3.2.2 Výstupní šnekové soukolí	23
3.3 Návrh pojistky proti přetížení	26
3.4 Řešení kinematiky mechanismů	35
3.5 Příprava dokumentace pro stavbu prototypu	38
4 Závěrečné porovnání seřizovacích mechanismů	39
Závěr	41
Použité informační zdroje	42
Seznam použitých zkratk a symbolů	43
Seznam příloh	45



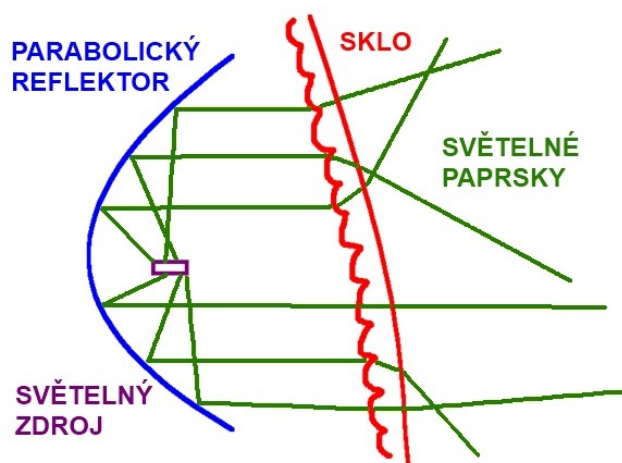
Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem seřizovacího mechanismu pro projektor AFS světlometu. Úvod práce se zabývá popisem samotného světlometu automobilu, jeho funkcí, částí a je zde popsán současný systém seřizování a je zde zmíněn důvod seřizování. Dále následuje popis návrhu nového systému seřizování a všech jeho částí. Obsahuje analýzu napjatosti šnekových ozubených kol. V závěru je zhodnocení a porovnání současného a nového systému seřizování. Příloha obsahuje výkresovou dokumentaci pro stavbu prototypu mechanismu. Práce je vytvářena ve spolupráci se společností Visteon – Autopal v Novém Jičíně.



1 POPIS SVĚTLOMETU A ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ

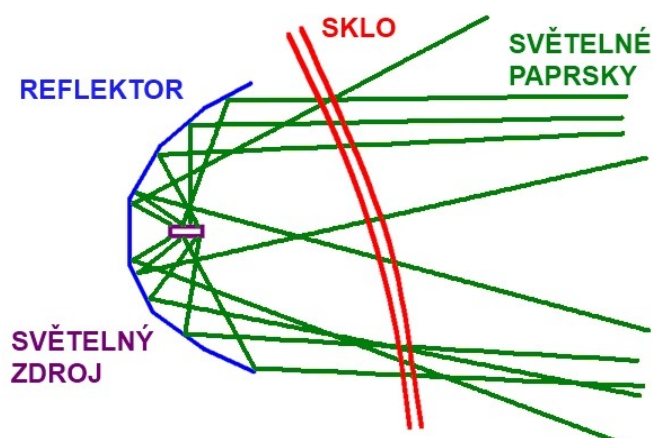
Norma EHK [1] definuje světlomet automobilu jako zařízení určené k osvětlení vozovky. V osobních automobilech jsou umístěny vždy 2 světlometry v přední části vozu. Nejčastěji používaným zdrojem světla jsou halogenové žárovky, stále více se však používají xenonové výbojky a v poslední době také LED diody. Pro jízdu v různých podmínkách jsou v předních svítilnách zabudovány různé funkce: potkávací (tlumená), dálková, směrová a od roku 2011 povinně funkce denního svícení (DRL). Světlometry lze rozdělit podle druhu osvětlovacích jednotek na reflektorové a projektorové systémy. [4]



Obr. 1–1 Schéma parabolického reflektoru s optikou na skle [4]

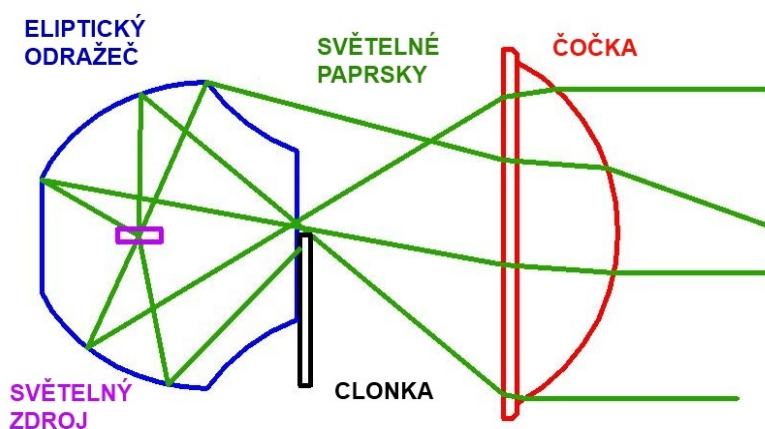
Mezi reflektorové systémy patří, dnes již málo používaný parabolický reflektor s optikou na skle. Světelný zdroj je umístěn v ohnisku paraboloidu. Světlo vyzařující ze zdroje se odráží od paraboloidního zrcadla (pravidelného tvaru) paralelně s osou paraboloidu na sklo světlometu. Optika na skle usměrňuje světelný paprsek požadovaným směrem před vozidlo. Příkladem tohoto systému je světlomet Škody Felicia. [4]

Dalším typem reflektorového systému je systém s reflektorovou optikou. Je založen na konceptu „free-form“ reflektoru. Jedná se o inteligentní rozložení plochy reflektoru na části, přičemž každá z částí reflektoru odráží světlo do určité části vozovky. Optika usměrňující světlo, již není na skle, ale je umístěna přímo na reflektoru, jehož tvar je nepravidelný. Rozložení tvaru reflektoru je vypočítáno pomocí speciálního softwaru na počítači. Umístění optiky na reflektor, umožňuje použít čiré krycí sklo. [4]



Obr. 1–2 Schéma "free-form" reflektoru [4]

Základem projektorového systému je reflektor s eliptickou odrazovou plochou. Světlo vyzařované ze zdroje se odráží od reflektoru a následně prochází ohniskem čočky. Mezi reflektorem a čočkou je clonka, jejíž obrys je čočkou projektován na silnici. Krycí sklo světlometu je čiré, bez optiky. Modul projektoru může být jedno funkční nebo bi-funkční. U bi-funkčního projektoru dochází k přepínání mezi tlumenou a dálkovou funkcí pomocí elektromagneticky ovládané clonky. [4]

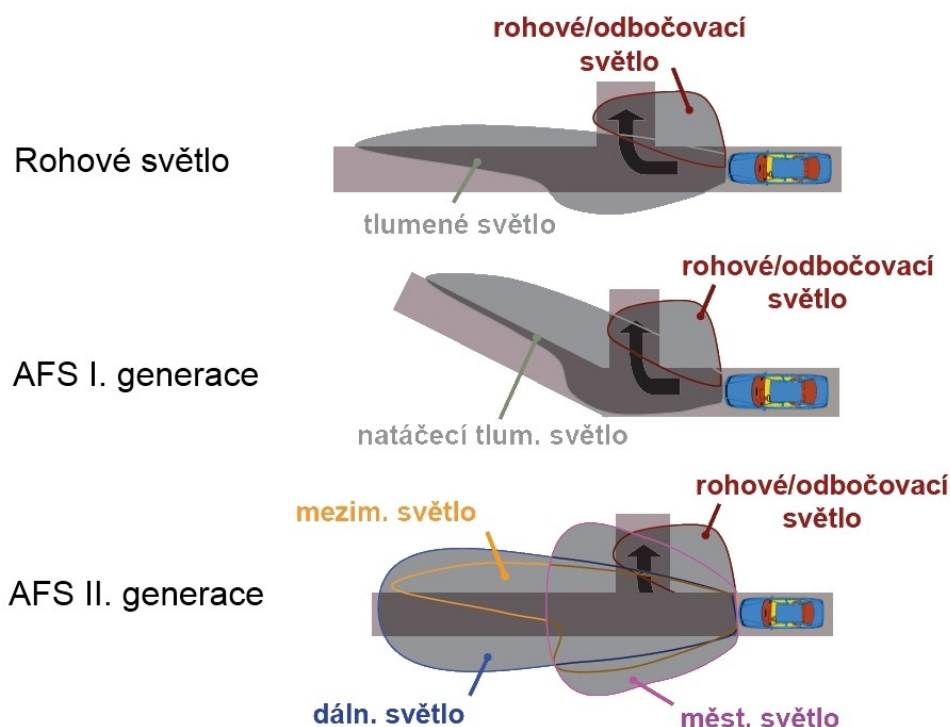


Obr. 1–3 Schéma projektorového modulu [5]

Projektorové systémy se používají u automobilů od nižší střední třídy a často jsou doplňovány o systém adaptivního natáčení světlometů do zatáček (AFS - Advanced Front Lighting System). Spojením funkce natáčení světlometů, odbočovacích světlometů, funkce dynamické regulace sklonu světlometů a možnosti měnit geometrii světelného svazku vznikl sofistikovaný systém dynamicky se měnícího osvětlení vozovky. Celý systém pracuje v závislosti na rychlosti vozu, natočení volantu, zatížení náprav a spuštění směrových světel. Jako zdroj světla je používána xenonová výbojka nebo halogenová žárovka. [4]

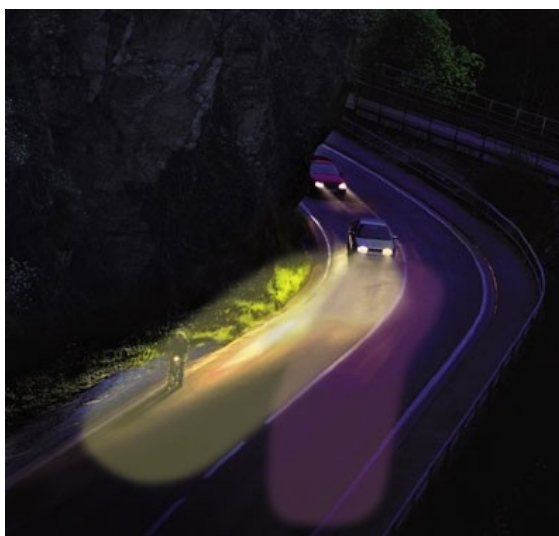


Systém AFS je založen na principu horizontálního a vertikálního natáčení modulů tlumené a dálkové funkce. Kombinací natočení levého a pravého světlometu, lze změnit geometrii vyzařovaných světelných paprsků tak, aby byla optimálně přizpůsobena dané jízdě situaci. Podle dané jízdě situace rozeznáváme několik režimů geometrie osvětlení. Režim Meziměsto se podobá klasickému tlumenému světlu. Režim Město má širší a kratší rozložení světelné stopy než režim Meziměsto, protože při pomalé jízdě městem je důležitější, než dlouhý svit, osvětlení chodníků a křižovatek. Při dálniční jízdě je naopak důležitý dlouhý dosvit světelného paprsku,



Obr. 1–4 Systémy adaptivních světlometů - AFS [5]

který osvětluje pravý i levý jízdní pruh. Přechod z režimu Meziměsto na režim Dálnice je postupný, aby působil plynule a přirozeně. Funkce Déšť se využívá při dešti nebo hustém sněžení. Světelná stopa je široká a kratší než v režimu Meziměsto. Toto rozložení zamezuje oslnění protijedoucích řidičů odrazem světla od mokré silnice. Aktivace toho režimu je automatická, je závislá na rychlosti vozidla a spuštění stěračů na dobu delší než 2 minuty. [4]



Obr. 1–5 Ukázka systému AFS v praxi [1][5]

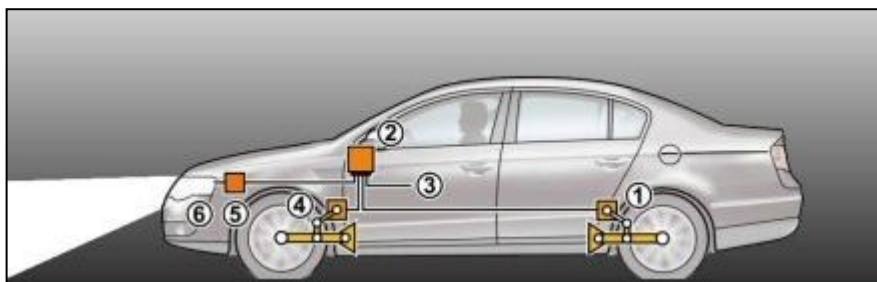
Další funkcí AFS světlometu je osvětlení právě projížděné zatáčky. Řídící jednotka, podle úhlu natočení volantu a rychlosti vozidla, natočí oba adaptivní moduly světlometu ve směru právě projížděné zatáčky. Lépe se tak osvětlí prostor zatáčky a řidič má možnost rychleji reagovat na nepředvídané překážky. Mlhové světlomety s Corner funkcí navíc osvětlují prostor, kam se vůz teprve chystá odbočit. Aktivace probíhá při spuštěných směrových světlech a při určité rychlosti. Mnohem lépe je tak osvětlen prostor pro parkování, zatáčky s malým poloměrem a přilehlé přechody. [4]



2 STÁVAJÍCÍ SYSTÉM SEŘIZOVÁNÍ

2.1 DŮVOD SEŘIZOVÁNÍ

Zdroje světla u dnešních světlometů mají velkou světelnou intenzitu a při špatném seřízení může dojít k oslnění protijedoucího řidiče a následně k havárii. Kromě seřízení při namontování světlometu do vozu se seřizuje zejména při kontrole technické způsobilosti vozidla. Seřízení musí být rychlé, jednoduché a přesné. Protože se výchozí seřízení světlometu provádí na voze nezatíženém posádkou a nákladem je nutné, aby po zatížení vozu došlo k vertikální korekci světlometů. Tato korekce se provádí ručně nebo automaticky. Automatickou regulaci světlometů s xenonovou výbojkou během jízdy (tzn. dynamická regulace) a umístění ostřikovačů v světlometu předepisuje zákon. Automatická regulace upravuje dosvit světelného kužele, který se mění např. při akceleraci nebo brzdění. Ostřikovače udržují čistou čelní plochu světlometu, aby nedocházelo k rozptylu světelných paprsků. Sklon světlometů je řízen řídicí jednotkou a je vykonáván krokovým motorem. Údaje o naklonění automobilu (a tedy i světlometů) kolem příčné osy vozu snímají snímače v přední a zadní nápravě. Po zapnutí světel se nejprve moduly sklopí do nejnižší polohy, následně je dle aktuálního zatížení náprav nastaven sklon světlometů. Systém automatické dynamické regulace sklonu světlometů reaguje na změnu zatížení jedoucího i stojícího vozidla. [4]



Obr. 2–1 Schéma automatické regulace sklonu světlometů 1) senzor zatížení v zadní nápravě 2) řídicí jednotka 3) sběrnice M-CAN 4) senzor zatížení v přední nápravě 5) krokový motor 6) světlomet [6]

U halogenových světlometů se používá nejčastěji manuální regulace sklonu, kterou vykonává řidič kolečkem nebo jezdcem na přístrojové desce. Některé automobily bývají vybaveny automatickou statickou regulací sklonu světlometů. Změna sklonu se provádí pouze u stojícího vozidla a oproti dynamické regulaci je použit pouze jeden snímač v přední nápravě. [4]

2.2 VARIANTY SEŘIZOVACÍ SOUSTAVY

Prostřednictvím seřizovací soustavy je prováděno výškové a směrové seřízení světlometů a manuální nebo automatická regulace světelné stopy světlometů, dle zatížení jednotlivých náprav.

Samotná soustava seřizování je složena ze tří sférických vazeb umístěných v určitých vzdálenostech od sebe. Ideálním je rozmístění středů kulových čepů



v rovině YZ do pravoúhlého trojúhelníka (jako osa X se obvykle volí osa rovnoběžná s podélnou osou vozidla, osa Y je rovnoběžná s příčnou osou, osa Z se svislou osou vozu). Různá konstrukční omezení však málokdy umožňují toto rozmístění dodržet. Dodržení tohoto rozložení minimalizuje pohyby reflektorové podsestavy, která je zavěšena na sférických vazbách a také minimalizuje spáry mezi reflektorem a maskou světlometu, což je důležité kritérium stylistů. [4]

2.2.1 SOUSTAVA BEZ PIVOTU

Jedna ze tří sférických vazeb soustavy je vždy reprezentována koulí na výsuvné tyčince tzn. DC motoru (manuální regulace sklonu světlometů) (obr. 2-2a) nebo krokového motoru (automatická regulace) (obr. 2-2b).



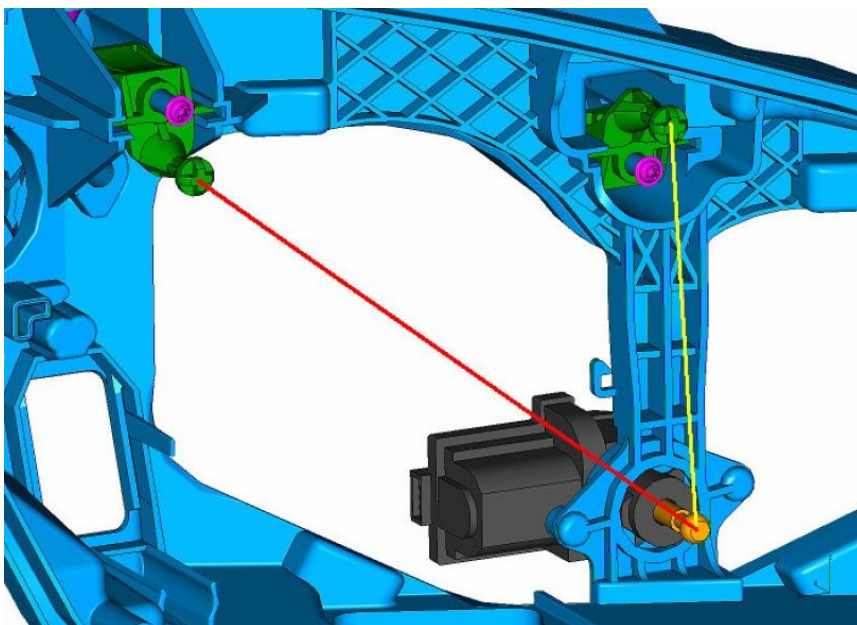
Obr. 2–2 Motorek a) standartní DC b) krokový [4]

Zbýlé dvě sférické vazby jsou řešeny umístěním kulových čepů na tzv. jezdcích. Pak se jedná o variantu seřizovací soustavy bez pivotu. V tomto případě jsou všechny sférické vazby pohyblivé. Kulové čepy výškového i stranového seřízení jsou umístěny na jezdcích. Jejich některé varianty jsou zobrazeny na obr. 2-3. [4]



Obr. 2–3 Příklady tzn. jezdců [1]

Samotná rotace je na šrouby přenesena přes kuželové soukolí. Pastorky, opatřené těsníci kroužky, musí být přístupné zvenčí světlometu, aby bylo možno provést seřízení. Příklad soustavy bez pivotu je na obr. 2-4. [4]



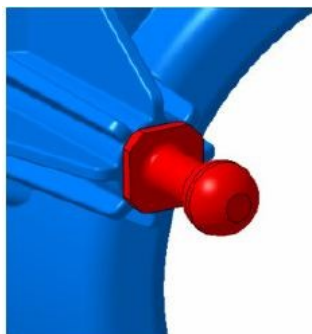
Obr. 2–4 Příklad soustavy bez pivotu [4]

Vlevo je umístěn horizontální jezdec (směrového seřízení), vpravo nahoře jezdec vertikální (výškového seřízení). Motorek výškové regulace je pevně uchycen k pouzdru světlometu. Směrové seřízení je dosaženo vysouváním a zasouváním horizontálního jezdce. Dochází k rotaci modulu okolo osy definované středem kuličky vertikálního jezdce a středem kuličky motorku - žlutá osa. U výškového seřizování je nutné otáčením pastorků posunout oba jezdce (horizontální i vertikální). Posunutím pouze vertikálního jezdce by došlo k rotaci okolo červené osy a samotné seřízení by nebylo provedeno správně. [4]

Směrové a výškové seřízení jsou tedy na sobě závislé. Tato vlastnost je velkou nevýhodou této seřizovací soustavy.

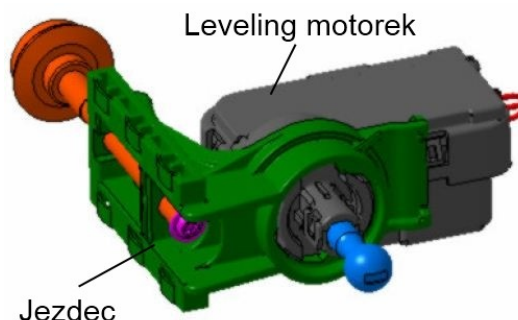
2.2.2 SOUSTAVA S PIVOTEM

Pokud je umístěno, podobně jako v předchozím případě, jedno sférické spojení na jezdec a druhé je realizováno jako pevný bod, jedná se o seřizovací soustavu „s pivotem“, kdy je jeden kulový čep vůči pouzdru světlometu statický=pivot (obr. 2-5) a zbylé dva se pohybují. [4]



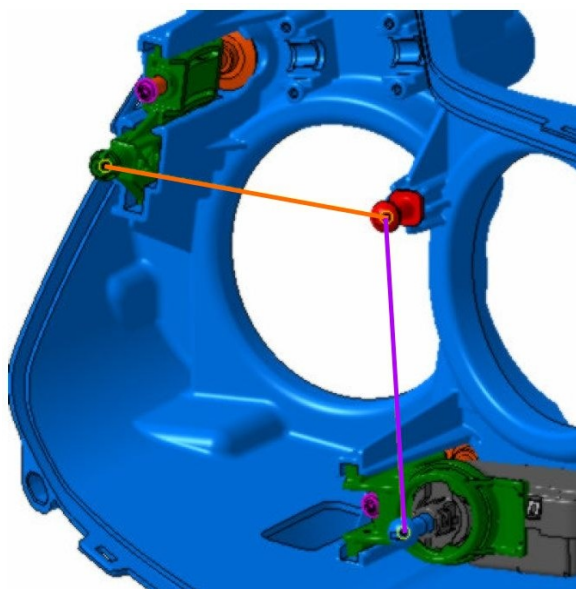
Obr. 2–5 Statický pivot [1]

Směrové seřízení je řešeno stejným způsobem jako v předchozím případě jezdcem, což je první pohyb. Výškové seřízení neboli druhý pohyb a výšková regulace světelné stopy dle zatížení náprav, je nutno integrovat do sebe. Pro tento účel je použit jezdec bez kulového čepu, ale s možností připojení tzn. leveling motorku, který vykonává regulaci světelné stopy v závislosti na zatížení náprav. Při výškovém seřízení se tedy zároveň s jezdcem pohybuje i motorek (obr. 2-6). [4]



Obr. 2-6 Jezdec s tzv. leveling motorkem [4]

Příklad soustavy s pivotem je na obr. 2-7. Nalevo je umístěn horizontální jezdec, vpravo nahoře pivot. Motorek levelingu je uchycen k vertikálnímu jezdcí. U směrového seřizování je otáčením příslušného pastorku posunut horizontální jezdec: dochází k rotaci okolo osy definované středem kuličky motorku vertikálního jezdcí a středem sférické vazby tvořené pivotem – fialová osa. Pro výškové seřízení se posouvá vertikální jezdec motorkem: dochází k rotaci okolo osy definované středem kuličky horizontálního jezdcí a středem sférické vazby tvořené pivotem – oranžová osa. [4]

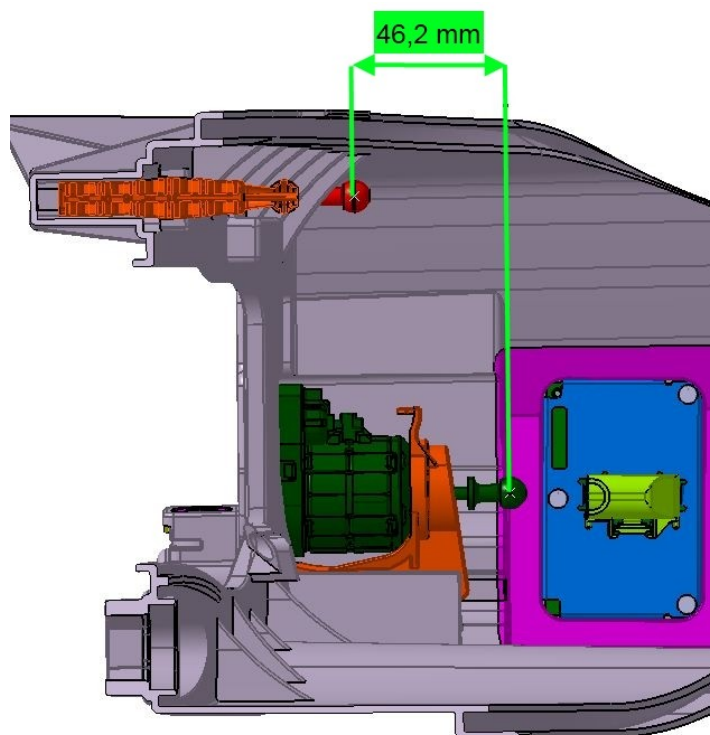


Obr. 2-7 Seřizovací soustava s pivotem [4]

Horizontální a vertikální seřízení je na sobě nezávislé, to platí pouze, je-li dodrženo rozložení kulových čepů v rovině, která je kolmá k horizontální ose vozu (dále jen SR). Toto je výhodné z hlediska snadného a rychlého seřízení světlometu. [4]

3 NÁVRH NOVÉHO SYSTÉMU SEŘIZOVÁNÍ

Seřizovací soustava s pivotem se díky své nezávislosti výškového a směrového seřizování jeví jako ideální. Tato nezávislost je bohužel podmíněna dodržením rozložení kulových čepů v SR. Při návrhu světlometů jsou konstruktéři do značné míry omezováni zástavbovými rozměry a dodržet rozložení kulových čepů v SR většinou nelze. Na obr. 3-1 je vidět řez světlometem Fordu Mondeo, na kterém je vyznačeno posunutí kulové vazby výškového seřízení z „ideální“ roviny.



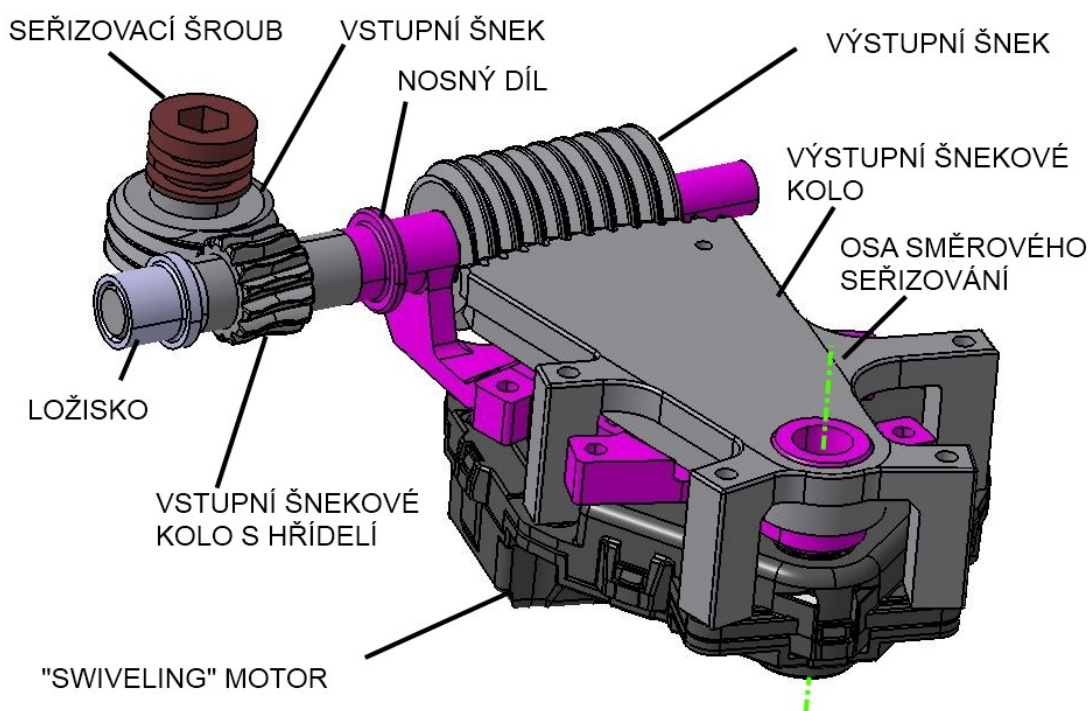
Obr. 3–1 Rozmístění kulových čepů světlometu Ford Mondeo [1]

Pokud by chtěli konstruktéři u tohoto světlometu dodržet rozložení kulových čepů v SR, museli by posunout kulovou vazbu vertikálního seřizování dozadu o vyznačených 46,2 mm. Tím by znatelně vzrostla hloubka světlometu ve směru do motorového prostoru. Proti tomuto záměru bude automobilka, která se snaží získat každý centimetr v motorovém prostoru a tím také výrazně klesá konkurenceschopnost tohoto světlometu. Z těchto důvodů musí nový systém seřizování využít současný vnitřní prostor světlometu.

3.1 POPIS NOVÉHO SYSTÉMU SEŘIZOVÁNÍ

Nový systém seřizování využívá k výškovému seřizování opět posuvu kulového čepu vertikálního jezdce, stejně jako u současného systému. Změna nastává u směrového seřizování. Systém již není tvořen vysouvajícím se horizontálním jezdce, ale je tvořen dvěma šnekovými soukolími. Toto na první pohled složitější řešení má velkou výhodu v natáčení kolem osy, která je osou otáčení výstupního šnekového kola. Tato osa je rovnoběžná se svislou osou seřizovaných projektorů, takže při stranovém seřízení nedochází k výškovému ovlivnění. Ve světlometu je také použita funkce

adaptivního natáčení do zatáčky – AFS, která je řešena pomocí tzv. swiveling motorku spojeného s výstupním šnekovým kolem.

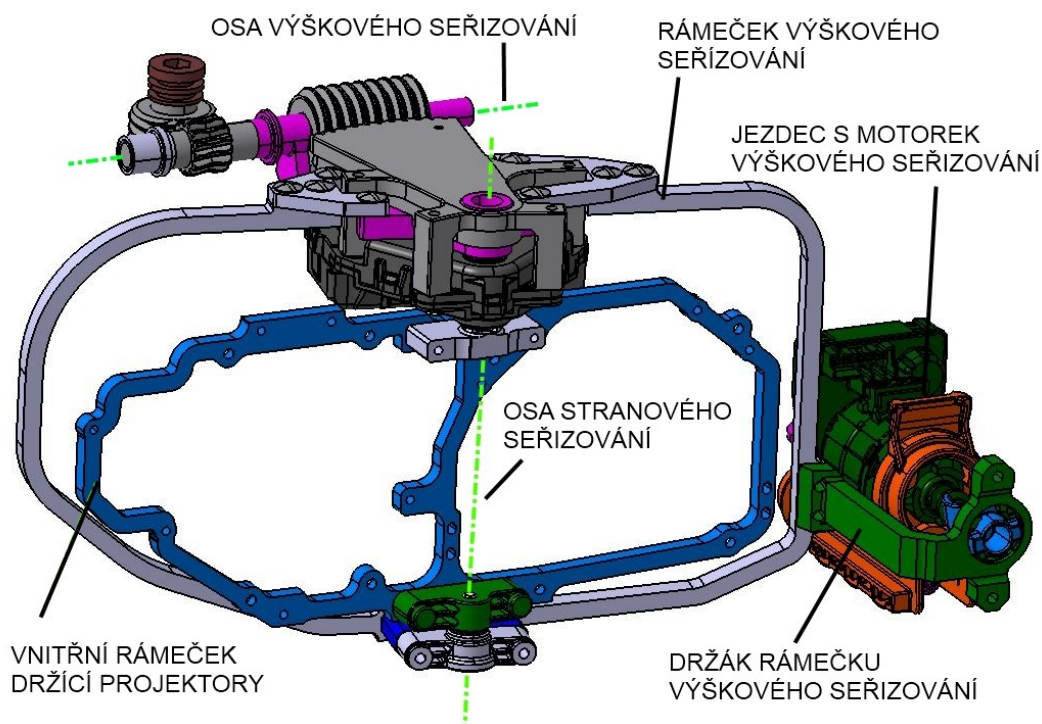


Obr. 3–2 Nový systém seřizování světlometu

Základem nového systému seřizování je nosný díl, který je otočně uložen v tělese světlometu. Osa otáčení je společná s osou hřídele vstupního šnekového kola. Na vstupním šnekovém kole s hřídelí je vložen výstupní šnek a mají společné uložení v ložiscích nosného dílu. Výstupní šnekové kolo je otočně uloženo na nosném dílu, který je vůči výstupnímu dílu nepohyblivý a dále je kolo spojeno šrouby se „swiveling“ motorem. Vstupní šnekové kolo je uloženo přímo v tělese světlometu a je v něm nasunut seřizovací šroub.

Při směrovém seřizování je otáčeno se seřizovacím šroubem, který roztáčí obě šneková soukolí. Výstupní šnekové kolo se otáčí spolu se „swiveling“ motorem kolem osy směrového seřizování. „Swiveling“ motor je spojen s rámečkem držícím projektory světlometu (viz. obr. 15). Při seřizování se otáčí motor společně s rámečkem. Při funkci adaptivních světlometů-AFS motor otáčí pouze s rámečkem s projektory, obě šneková soukolí se v tomto případě neotáčejí.

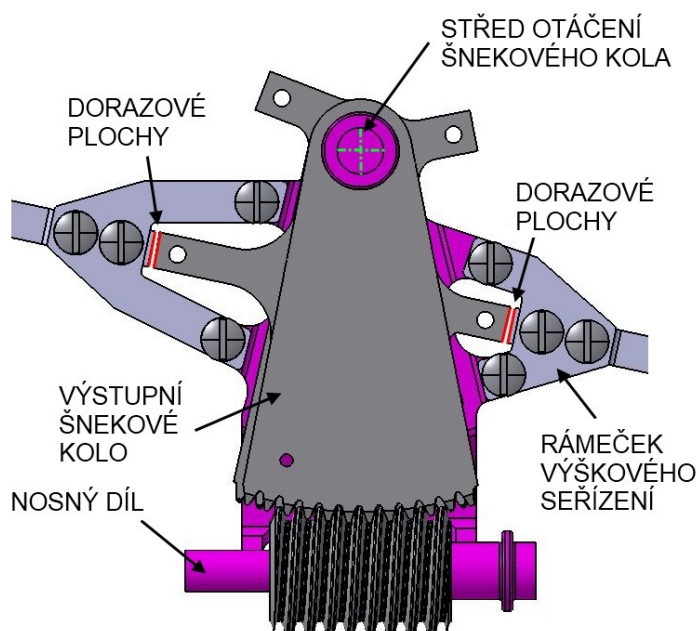
Nosný díl zavěšený v tělese světlometu je šrouby spojen s rámečkem výškového seřízení. Oba tyto díly i celý mechanismus podpírá držák výškového seřízení, který je spojen s jezdcem výškového seřízení. Při výškovém seřízení se posouvá jezdec s motorkem výškového seřízení a otáčí s celým mechanismem kolem osy výškového seřízení, která je totožná s podélnou osou výstupního šneku a výstupního šnekového kola s hřídelí. Při manuální nebo automatické regulaci výškové stopy se vysouvá tyčinka motorku a tím opět otáčí s celým mechanismem kolem osy výškového seřízení.



Obr. 3–3 Nový systém seřizování

Seřizovací rozsah pro směrové seřízení je $\pm 2^\circ$. U funkce AFS se vnitřní rámeček natáčí 15° ve směru ven z vozidla a $7,5^\circ$ ve směru dovnitř vozidla. Rozsah výškového seřízení je také $\pm 2^\circ$. Automatická regulace sklonu světelné stopy je 2° nahoru a 4° dolů.

Směrové seřízení v zadaném rozsahu korigují dorazové plochy mezi výstupním šnekovým kolem a rámečkem výškového seřízení, obr 3-4.



Obr. 3–4 Seřizovací dorazové plochy

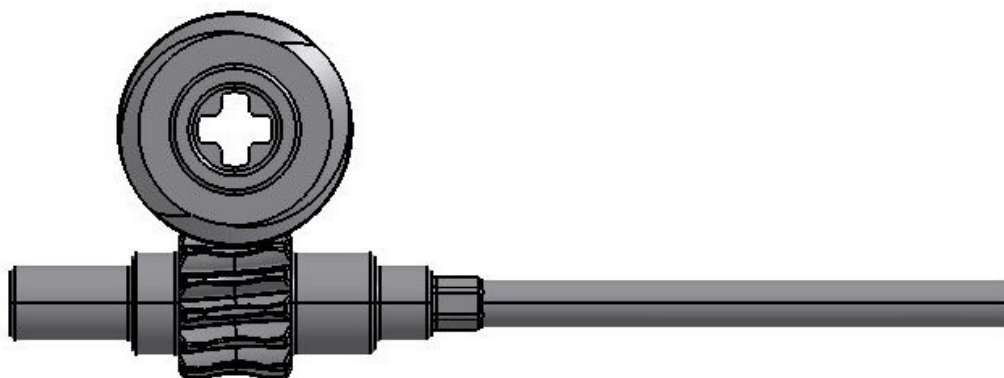


3.2 NÁVRH ŠNEKOVÝCH SOUKOLÍ

Současný seřizovací mechanismus je zpřevodován tak, že při 2 otáčkách vstupního pastorku dojde k natočení seřizovaných projektorů o 1° . Bylo snahou toto zpřevodování zachovat také pro nový systém seřizování, tím pádem je potřeba dosáhnout převodového poměru $i_p=720$. Tento požadavek se podařilo splnit a celkový převodový poměr obou soukolí je $i_c=728$. Jako vstupní parametr byl zvolen točivý moment $M_{k1}=3 \text{ N}\cdot\text{m}$ a otáčky $n_1=10 \text{ ot/min}$. Jako materiál šnekových kol je z výrobních důvodů zvolen mosaz pro šneky a hliník pro šneková kola. Pro případnou sériovou výrobu je však počítáno s plastovými ozubenými koly. Návrh obou šnekových soukolí je proveden pomocí programu MITCalc.

3.2.1 VSTUPNÍ ŠNEKOVÉ SOUKOLÍ

Pro vstupní šnekové soukolí je volen válcový šnek a globoidní šnekové kolo s převodovým poměrem $i_1=6,5$. Šnek je volen dvouchodý s přímkovým profilem v normálním řezu zubu. Točivý moment je ze vstupního šroubu na šnek přenášen pomocí drážkování.



Obr. 3–5 Vstupní šnekové soukolí

Tab. 3-1 Společné parametry ozubení

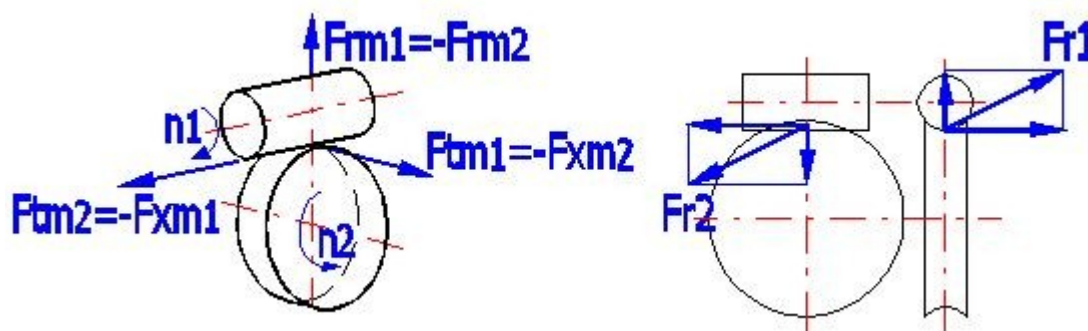
Parametr	Hodnota	Jedn.
Převodový poměr	6,5	(-)
Modul normálový	1,000	(mm)
Úhel stoupání	4,970	(°)
Úhel profilu	20,000	(°)
Součinitel průměru šneku	23,000	(°)
Vzdálenost os	18,668	(mm)
Osová rozteč zubů	3,153	(mm)
Normálná rozteč zubů	3,142	(mm)
Délka ozubení šneku	10,000	(mm)
Šířka šnekového kola	12,000	(mm)



Tab. 3-2 Rozměry ozubení

Parametr	Šnek	Kolo	Jedn.
Počty zubů šneku / šnekového kola	2	13	(mm)
Průměr hlavové kružnice	25,087	16,249	(mm)
Průměr roztečné kružnice	23,087	13,049	(mm)
Průměr patní kružnice	20,587	11,749	(mm)
Průměr valivé kružnice	21,887	13,049	(mm)
Průměr střední kružnice	23,087	14,254	(mm)
Výška hlavy zubu	1,000	1,600	(mm)
Výška paty zubu	1,250	0,650	(mm)
Úhel stoupání na: základním /valivém prům.	4,970	5,241	(°)
Tloušťka zubu v normální rovině	1,571	2,008	(mm)
Tloušťka zubu v osové rovině	1,577	2,015	(mm)
Tloušťka zubové mezery v normální rovině	1,571	1,134	(mm)
Tloušťka zubové mezery v osové rovině	1,577	1,138	(mm)

Silové poměry působící na ozubení



Obr. 3–6 Silové poměry působící na ozubení



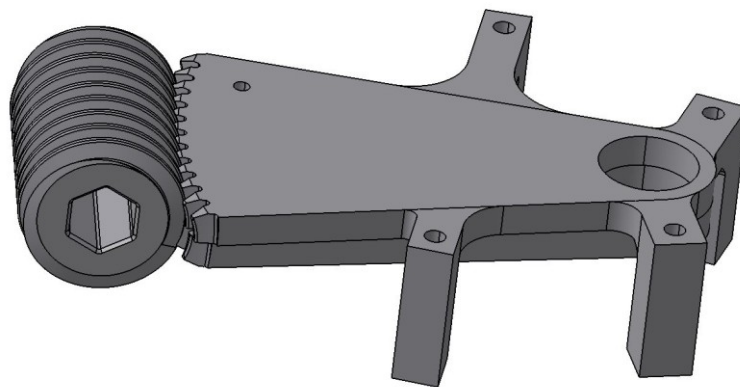
Tab. 3-3 Zatížení ozubení

Parametr	Značka	Šnek	Kolo	Jedn.
Krouticí moment	Mk	3,000	9,700	(N·m)
Otáčky	n	10,000	1,540	(min ⁻¹)
Výkon	Pw	0,003	0,002	(kW)
Obvodová rychlost	v1,v2	0,012	0,001	(m·s ⁻¹)
Obvodová síla	Ftm1,Ftm2	267,140	1 402,220	(N)
Axiální síla	Fxm1,Fxm2	-1 402,220	-267,140	(N)
Radiální síla	Frm1,Frm2	597,610	-597,610	(N)
Celková radiální síla	Fr1,Fr2	654,600	1 524,260	(N)
Normální síla	Fn	1 747,290		(N)
Celková účinnost	η_c	49,780		(%)
Koeficienty bezpečnosti				
Opotřebení, zadírávání	SW, SH	1,85	1,37	(-)
Průhyb, únavový lom	Sd, SF	99,00	1,59	(-)

Soukolí bude pracovat v lehkém provozu a otáčet se bude minimálně, v podstatě k pohybu dojde pouze při seřizování nového světlometu a poté při kontrole technické způsobilosti vozu každé 2 roky. Z tohoto důvodu je zvolen koeficient bezpečnosti u všech sledovaných parametrů stejný a je roven 1. Výpočet počítá s životností 1000 hodin. Všechny kontrolované parametry mají koeficient bezpečnosti větší než je požadovaný, lze tedy říci, že ozubení v soukolí je z pevnostního hlediska vyhovující.

3.2.2 VÝSTUPNÍ ŠNEKOVÉ SOUKOLÍ

Stejně jako u vstupního šnekového soukolí je i u výstupního šnekového soukolí volen válcový šnek a globoidní šnekové kolo s převodovým poměrem $i_2=112$. Šnek je volen s přímkovým profilem v normálním řezu zubu. Točivý moment je z hřídele se vstupním šnekovým kolem přenášen přes zubovou spojku na šnek pomocí vnitřního šestihranu uvnitř šneku. Protože se šnekové kolo otáčí v celkovém rozsahu 4°, není použito celé kolo, ale pouze ozubený segment. Pro zmenšení vůle v ozubení je šnekové kolo výškově dělené. Mezi oběma částmi je vložena pružinka, která vůči sobě rozevívá zuby obou částí a tím dochází k minimalizování vůle v ozubení. Ke šnekovému kolu je přes šroubové spojení připevněn „swiveling“ motor, přes který dochází k seřizování projektorů připevněných na vnitřním rámečku.



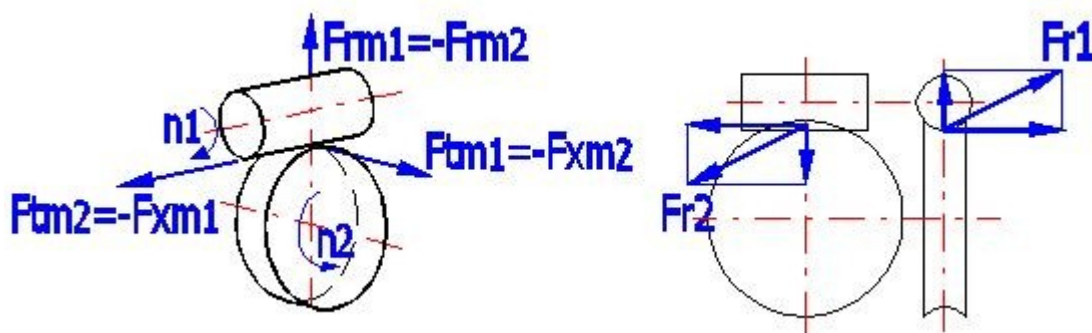
Obr. 3–7 Výstupní šnekové soukolí

Tab. 3-4 Společné parametry ozubení

Parametr	Hodnota	Jedn.
Převodový poměr	112	(-)
Modul normálový	1,600	(mm)
Úhel stoupání	3,180	(°)
Úhel profilu	20,000	(°)
Součinitel průměru šneku	18,000	(°)
Vzdálenost os	104,160	(mm)
Osová rozteč zubů	5,034	(mm)
Normální rozteč zubů	5,027	(mm)
Délka ozubení šneku	35,000	(mm)
Šířka šnekového kola	10,000	(mm)

Tab. 3-5 Rozměry ozubených kol

Parametr	Šnek	Kolo	Jedn.
Počty zubů šneku / šnekového kola	1	112	(mm)
Průměr hlavové kružnice	32,044	182,676	(mm)
Průměr roztečné kružnice	28,844	179,476	(mm)
Průměr patní kružnice	24,844	175,476	(mm)
Průměr valivé kružnice	28,844	179,276	(mm)
Průměr střední kružnice	28,844	179,476	(mm)
Výška hlavy zubu	1,600	1,600	(mm)
Výška paty zubu	2,000	2,000	(mm)
Úhel stoupání na: základním/valivém prům.	3,180	3,180	(°)
Tloušťka zubu v normální rovině	2,513	2,513	(mm)
Tloušťka zubu v osově rovině	2,517	2,517	(mm)
Tloušťka zubové mezery v normální rovině	2,513	2,513	(mm)
Tloušťka zubové mezery v osově rovině	2,517	2,517	(mm)



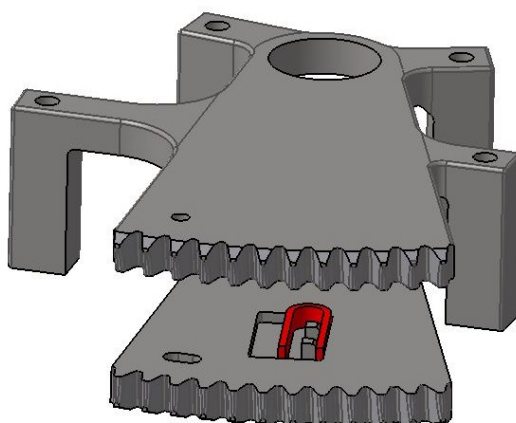
Obr. 3–8 Sílové poměry působící na ozubení

Tab. 3-6 Zatížení ozubení

Parametr	Značka	Šnek	Kolo	Jednotka
Kroutící moment	Mk	9,700	309,120	(N·m)
Otáčky	n	1,540	0,014	(min ⁻¹)
Výkon	Pw	2,000	0,445	(kW)
Obvodová rychlost	v1,v2	0,002	0,0001	(m·s ⁻¹)
Obvodová síla	Ftm1,Ftm2	672,260	3 444,680	(N)
Axiální síla	Fxm1,Fxm2	-3 444,680	-672,260	(N)
Radiální síla	Frm1,Frm2	1 329,530	-1 329,530	(N)
Celková radiální síla	Fr1,Fr2	1 489,820	3 692,350	(N)
Normální síla	Fn	3 887,270		(N)
Celková účinnost	η_c	28,470		(%)
Koeficienty bezpečnosti				
Opatřebení, zadírání	SW, SH	42,19	1,88	(-)
Průhyb, únavový lom	Sd, SF	28,48	0,84	(-)

Požadovaný koeficient bezpečnosti je volen stejně jako u vstupního šnekového soukolí pro všechny parametry stejný a je roven 1. Koeficient bezpečnosti proti únavovému lomu je nižší než požadovaný. Vzhledem ke zvolené životnosti 1000 hodin a skutečnému pohybu soukolí (každé 2 roky při seřizování světlometu na stanici technické kontroly) je nižší hodnota bezpečnosti zanedbána.

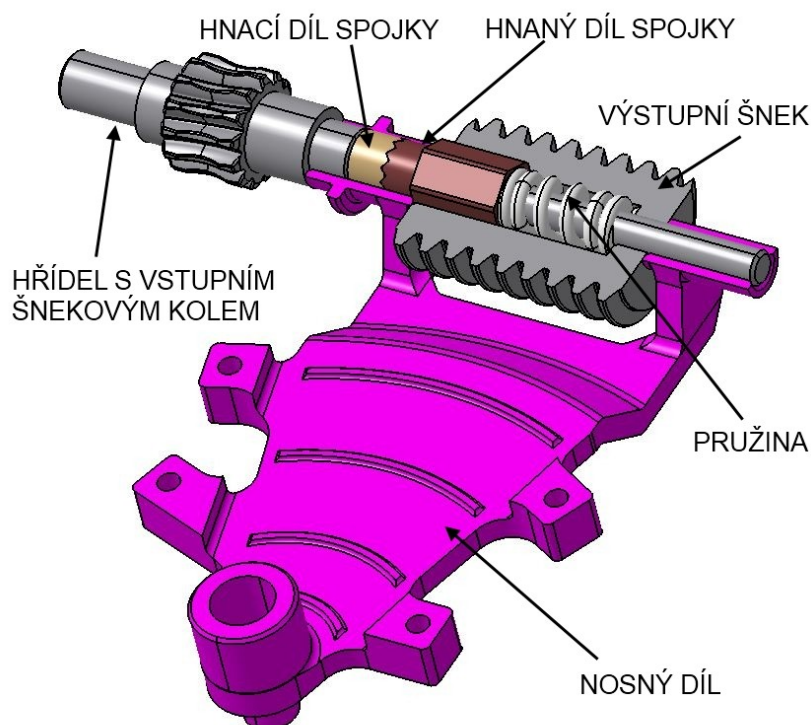
Pro minimalizování vůle při záběru šneku a šnekového kola je šnekové kolo dělené a je v něm umístěna pružinka (obr. 3-9), která obě části kola rozevírá a minimalizuje tak vůli v ozubení.



3–9 Pružinka v děleném šnekovém kole

3.3 NÁVRH POJISTKY PROTI PŘETÍŽENÍ

Točivý moment je z hřídele vstupního šnekového kola na výstupní šnek přenášen pomocí zubové spojky, která je do záběru tlačena pružinou umístěnou uvnitř dutého výstupního šneku, viz. obr. 3-10 Při přetěžování mechanismu nadměrným točivým momentem, například při dojezdu na doraz, dojde ke stažení pružiny a přeskočení zubové spojky. Celý mechanismus tak zůstává chráněn proti přetížení.



3–10 Schéma pojištění proti přetížení

Zubová spojka byla navržena ve 2 verzích. V první verzi má hnací a hnaný díl 10 zubů a jejich sklon je 90° . Druhá verze má 12 zubů a jejich sklon je 100° . Pružina, která udržuje spojku v záběru, byla navržena ve 3 verzích. Jednotlivé verze se od sebe liší průměrem drátu pružiny a tedy i tuhostí pružiny.

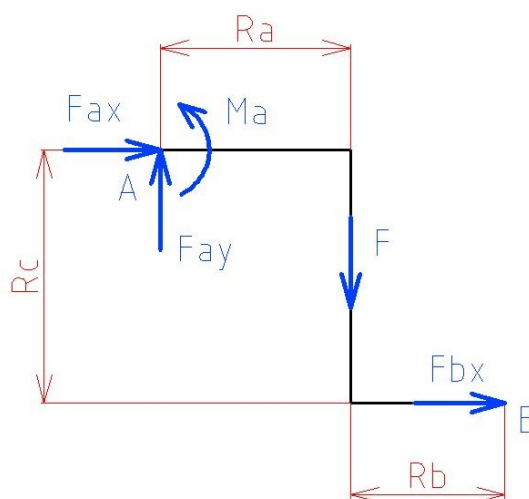
Síla potřebná k uvedení mechanismu do pohybu je prakticky síla potřebná k překonání pasivních odporů v mechanismu. Pro návrh pružiny pojistky byl teoretickým výpočtem stanoven odhad velikosti ztrátových třecích sil. Tento odhad počítá pouze s teoretickými hodnotami součinitelů tření, nezahrnuje skutečnou jakost stykových ploch a slouží pouze pro prvotní odhad velikosti sil působících na pružinu v pojistném mechanismu. Spolehlivě lze pojistku naladit až na skutečném prototypu.

Ztrátový výkon v šnekových soukolích byl zjištěn pomocí programu MITCalc, který tření zahrnuje do výpočtu ozubených kol. Čím je přenášený výkon větší, tím větší i ztrátový výkon. Proto byl v softwaru nastaven výkon odebíraný z výstupního šnekového kola na minimální hodnotu a dopočítán byl výkon na vstupním šneku ($P_{vs} = 3,2 \cdot 10^{-4}$ kW). Otáčky zůstaly zachovány jako u předběžného návrhu. Velikost celkových ztrátových výkonů soukolí vypočítaná softwarem je uvedena v následující tabulce.

Tab. 3-7 Velikost ztrátových výkonů šnekových soukolí

vstupní soukolí	$P_{z1} = 2,35 \cdot 10^{-4}$ kW
výstupní soukolí	$P_{z2} = 7,08 \cdot 10^{-5}$ kW

Pro určení třecích ztrát v ložiscích byly nahrazeny díly mechanismu zavěšeného na hřídeli hmotným bodem a tíhovou silou působící v těžišti této soustavy dílů. Těžiště bylo zjištěno z CAD softwaru přiřazením materiálu jednotlivým dílům a použitím příslušné funkce měření. Celá soustava byla zjednodušena na 2D soustavu sil a bylo uvažováno rovnoměrné rozložení zatížení všech ložisek na hřídeli. Na obr. 3–11 je uvedeno schéma zjednodušené 2D soustavy sil při pohledu na mechanismus ve směru osy výškového seřízení, viz obr. 3–3. Bod A reprezentuje osu výškového seřízení. Bod B kulovou vazbu motorku výškové regulace. Velikost tíhové síly hmotného bodu $F = 15$ N.



Obr. 3–11 Schéma silové soustavy mechanismu



Řešením silové rovnováhy dostáváme:

Suma sil v ose x

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

$$F_{ax} + F_{bx} = 0 \quad (1)$$

$$F_{ax} = F_{bx} = -11,33 \text{ N}$$

kde:

F_{ax} N je reakce v bodě A ve směru osy x

F_{bx} N - reakce v bodě B ve směru osy x

Suma sil v ose y

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

$$F_{ay} - F = 0 \quad (2)$$

$$F_{ay} = F = 15 \text{ N}$$

kde:

F_{ay} N je reakce v bodě A ve směru osy y

F N - tíhová síla

Suma momentů k bodu A

$$\sum M_a = 0$$

$$F_{bx} \cdot R_c - F \cdot R_a = 0 \quad (3)$$

$$F_{bx} = \frac{F \cdot R_a}{R_c} = \frac{15 \cdot 68}{90,6} = 11,33 \text{ N}$$

kde:

M_a N·m je moment k bodu A

R_a mm - kolmá vzdálenost od bodu A k tíhové síle F

R_c mm - kolmá vzdálenost od bodu B k síle F_{bx}

Velikost třecí síly v ložiscích je dána velikostí reakce v ložiscích a také silami působícími od šnekových kol. Velikost sil od šnekových kol je vypočítána při vstupním výkonu $P_{vs} = 3,2 \cdot 10^{-4} \text{ kW}$ a je uvedena v tab. 3–7. Směr otáčení je volen tak, aby obvodové síly působily ve stejném smyslu jako tíhová síla F . Pro zjednodušení je uvažováno rovnoměrné rozložení sil do jednotlivých ložisek.



Tab. 3-8 Velikosti sil v šnekovém soukolí

	vstupní š. kolo	výstupní šnek
radiální síla	$Fr_2 = 58,34 \text{ N}$	$Fr_3 = 67,68 \text{ N}$
obvodová síla	$Fo_2 = 70,33 \text{ N}$	$Fo_3 = 34,20 \text{ N}$

Velikost celková obvodové síly včetně reakce od tíhové síly v ložiscích hřídele je:

$$F_{co} = Fo_2 + Fo_3 + Fax = 70,33 + 34,20 + 11,33 = 115,83 \text{ N} \quad (4)$$

kde:

F_{co} N je celková obvodová síla v ložiscích hřídele

Fo_2 N - obvodová síla působící ve vstupním šnekovém kole

Fo_3 N - obvodová síla působící ve výstupním šneku

Velikost celkové radiální síly od šnekového soukolí včetně reakce od tíhové síly v ložiscích je:

$$F_{cr} = Fr_2 + Fr_3 + Fay = 15,34 + 67,7 + 15,00 = 141,04 \text{ N} \quad (5)$$

kde:

F_{cr} N je celková radiální síla v ložiscích hřídele

Fr_2 N - radiální síla působící ve vstupním šnekovém kole

Fr_3 N - radiální síla působící ve výstupním šneku

Celková síla v ložiscích

$$F_c = \sqrt{F_{co}^2 + F_{cr}^2} = \sqrt{115,83^2 + 141,04^2} = 182,5 \text{ N}$$

kde:

F_c N je celková síla v ložiscích hřídele

Moment čepového tření v ložiscích hřídele

$$M_{\check{c}_3} = \frac{F_c \cdot f \cdot r_{\check{c}_2}}{1\,000} = \frac{182,5 \cdot 0,3 \cdot 4}{1\,000} = 0,219 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6)$$

kde:

$M_{\check{c}_3}$ N·m je moment čepového tření v ložiscích hřídele

f_{al} - součinitel statického tření pro kombinaci hliník - hliník

$r_{\check{c}_2}$ mm - poloměr čepu



Ztrátový výkon způsobený v ložiscích hřídele

$$P_{Z3} = \frac{M_{\dot{\epsilon}} \cdot n_2}{9\,550} = \frac{0,219 \cdot 1,54}{9\,550} = 3,53 \cdot 10^{-5} \text{ kW} \quad (7)$$

kde:

P_{Z3} kW je ztrátový výkon v ložiscích hřídele

n_2 min⁻¹ - otáčky hřídele

V ložiscích vzniká také tření od axiálních sil šnekových kol. Síly působí ve stejném směru. Jejich velikost je uvedena v následující tabulce.

Tab. 3-9 Velikost axiálních sil v šnekových kolech

vstupní š. kolo	$F_{a2} = 26,1 \text{ N}$
výstupní šnek	$F_{a3} = 77,4 \text{ N}$
celková axiální síla	$F_{ac} = 103,5 \text{ N}$

Třecí moment od axiálních sil v ložiscích hřídele

$$M_{\check{c}4} = \frac{2}{3} \cdot F_{ac} \cdot f_{al} \cdot \frac{r_{\check{c}2}^3 - r_{\check{c}1}^3}{r_{\check{c}2}^2 - r_{\check{c}1}^2} = \frac{2}{3} \cdot 103,5 \cdot 0,3 \cdot \frac{0,005\,5^3 - 0,004^3}{0,005\,5^2 - 0,004^2} = 0,149 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8)$$

kde:

$M_{\check{c}4}$ N·m je třecí moment od axiálních sil v ložiscích hřídele

$r_{\check{c}2}$ m - vnější radius čepu působící axiální silou na ložisko hřídele

$r_{\check{c}1}$ m - vnitřní radius čepu působící axiální silou na ložisko hřídele

Ztrátový výkon od axiálních sil v ložiscích hřídele

$$P_{Z4} = \frac{M_{\check{c}2} \cdot n_2}{9\,550} = \frac{0,109 \cdot 1,54}{9\,550} = 1,76 \cdot 10^{-5} \text{ kW} \quad (9)$$

kde:

P_{Z4} kW je ztrátový výkon od axiálních sil v ložiscích hřídele

Tření na nosném díle je uvažováno pouze čepové, od radiální síly výstupního šnekového kola. Smykové tření od tíhové síly šnekového kola a swiveling motoru je zanedbáno, protože velikost tíhové síly způsobující toho tření je oproti ostatním uvažovaným silám minimální.



Moment čepového tření působící v čepu nosného dílu

$$M_{\check{c}_5} = \frac{Fr_4 \cdot f_{al} \cdot r_{\check{c}_4}}{1\,000} = \frac{67,68 \cdot 0,3 \cdot 7,5}{1\,000} = 0,155 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10)$$

kde:

$M_{\check{c}_5}$ N·m je moment čepového tření působící v čepu nosného dílu

$r_{\check{c}_4}$ mm - poloměr čepu nosného dílu

$$P_{z5} = \frac{M_{\check{c}_5} \cdot n_4}{9\,550} = \frac{0,155 \cdot 0,014}{9\,550} = 2,27 \cdot 10^{-7} \text{ kW} \quad (11)$$

kde:

P_{z5} kW je ztrátový výkon v čepu nosného dílu

n_4 min⁻¹ - otáčky výstupního šnekového kola

Tření v uložení vstupního šneku je jednak axiální čepové od axiální síly šnekového soukolí, a také čepové od radiální síly šneku. Velikost těchto sil je uvedena v následující tabulce.

Tab. 3-10 Síly ve vstupním šneku

axiální síla	$Fa_1 = 70,33 \text{ N}$
radiální síla	$Fr_1 = 58,34 \text{ N}$

Třecí moment v axiálním čepu v tělese světlometu

$$M_{\check{c}_6} = \frac{2}{3} \cdot Fa_1 \cdot f_{pc} \cdot \frac{r_{\check{c}_6}^3 - r_{\check{c}_5}^3}{r_{\check{c}_6}^2 - r_{\check{c}_5}^2} = \frac{2}{3} \cdot 70,33 \cdot 0,2 \cdot \frac{0,006\,5^3 - 0,005^3}{0,006\,5^2 - 0,005^2} = 0,081 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (12)$$

kde:

$M_{\check{c}_6}$ N·m je moment axiálního čepového tření působící v čepu tělesa světlometu

Fa_1 N - axiální síla vstupního šneku

f_{pc} - součinitel statického tření pro kombinaci hliník – polycarbonát

$r_{\check{c}_5}$ m - vnitřní radius čepu vstupního šneku

$r_{\check{c}_6}$ m - vnější radius čepu vstupního šneku

Ztrátový výkon v axiálním čepu v tělese světlometu

$$P_{z6} = \frac{M_{\check{c}_6} \cdot n_1}{9\,550} = \frac{0,081 \cdot 10}{9\,550} = 8,52 \cdot 10^{-5} \text{ kW} \quad (13)$$

kde:

P_{z6} kW je ztrátový výkon v čepu nosného dílu

n_1 min⁻¹ - otáčky vstupního šneku



Třecí moment v radiálním čepu působící v tělese světlometu

$$M_{\check{c}7} = \frac{Fr_1 \cdot f_{pc} \cdot r_{\check{c}4}}{1\,000} = \frac{58,34 \cdot 0,2 \cdot 6,5}{1\,000} = 0,076 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (14)$$

kde:

$M_{\check{c}7}$ N·m je moment čepového tření působící v tělese světlometu

Ztrátový výkon v radiálním čepu tělesa světlometu

$$P_{Z7} = \frac{M_{\check{c}7} \cdot n_1}{9\,550} = \frac{0,076 \cdot 10}{9\,550} = 8,00 \cdot 10^{-5} \text{ kW} \quad (15)$$

kde:

P_{Z7} kW je ztrátový výkon v čepu nosného dílu

Celkový ztrátový výkon

$$P_{Zc} = \sum_{i=1}^7 P_{Zi} = 5,20 \cdot 10^{-4} \text{ kW} \quad (16)$$

kde:

P_{Zc} kw celkový ztrátový výkon

Vstupní točivý moment vypočítaný ze ztrátového výkonu

$$M_{kz} = \frac{P_{Zc} \cdot 9550}{n_1} = \frac{5,20 \cdot 10^{-4} \cdot 9550}{10} = 0,50 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (17)$$

kde:

M_{kz} N·m Vstupní točivý moment vypočítaný ze ztrátového výkonu

Točivý moment vychází proti předběžně zvolenému (3 N·m) poměrně malý. Skutečný točivý moment bude pravděpodobně o něco vyšší, protože do výpočtu nebyly zahrnuty případné nepřesnosti ve výrobě, horší jakost třecích ploch, výpočet byl zjednodušen. Při použití plastových ozubených (PA–polyamid, PET–polyetylene terephalate) kol pro případnou sériovou výrobu jsou hodnoty ztrátových výkonů téměř stejné. Rozdíl je pouze v hmotnosti ozubených kol, ale tyto rozdíly jsou oproti silám vznikajícím při pohybu soukolí zanedbatelné.



Předběžný návrh pružiny zubové spojky

Při předběžném návrhu pružiny zubové spojky bylo počítáno se silami v ozubení vznikajícími při vstupním točivém momentu $M_{kvt} = 0,5 \text{ N}\cdot\text{m}$ a otáčkách $n_1 = 10 \text{ min}^{-1}$. Obě části zubové spojky jsou vyrobeny z hliníku. Pro prototyp jsou navrženy 2 verze zubové spojky s vrcholovým úhlem $\beta_1 = 90^\circ$ a $\beta_1 = 100^\circ$. Výpočet pružiny proveden v programu MITCalc. Určení velikosti axiální síly, kterou je potřeba vyvodit pružinou pro udržení posuvné části spojky v záběru je provedeno dle literatury [7].

Výpočet axiální síly, kterou je potřeba vyvodit pružinou pro verzi zubové spojky s vrcholovým úhlem $\beta_1 = 90^\circ$

$$F_{ap_1} = \frac{2M_{kp}}{D_s} \left(\left(\operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2} \right) - f_{al} \right) = \frac{2 \cdot 1,18}{6,5 \cdot 10^{-3}} \left(\left(\operatorname{tg} \frac{90}{2} \right) - 0,3 \right) = 245,15 \text{ N} \quad (18)$$

kde:

F_{ap_1} N je axiální síla, kterou je potřeba vyvodit pružinou

M_{kp} N·m - točivý moment působící v místě zubové spojky

D_s mm - střední průměr zubové spojky

β_1 ° - vrcholový úhel 1. verze zubové spojky

Pro zubovou spojku s vrcholovým úhlem $\beta_2 = 100^\circ$ platí

$$F_{ap_2} = \frac{2M_{kp}}{D_s} \left(\left(\operatorname{tg} \frac{\beta_2}{2} \right) - f_{al} \right) = \frac{2 \cdot 1,18}{6,5 \cdot 10^{-3}} \left(\left(\operatorname{tg} \frac{100}{2} \right) - 0,3 \right) = 323,78 \text{ N} \quad (19)$$

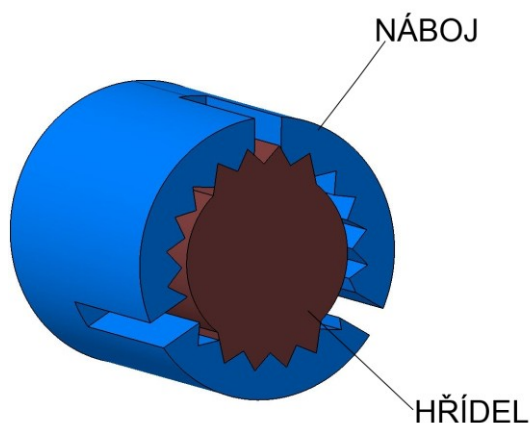
kde:

F_{ap_2} N je axiální síla, kterou je potřeba vyvodit pružinou

β_2 ° - vrcholový úhel 2. verze zubové spojky

Při výpočtu pružiny zubové spojky byla použita síla potřebná pro přitlačení zubové spojky s vrcholovým úhlem $\beta_2 = 100^\circ$. Protože neznáme skutečnou sílu, kterou bude muset pružina vyvinout, jsou pro prototyp navrženy 3 pružiny lišící se průměrem drátu: $d_1 = 2 \text{ mm}$, $d_2 = 1,8 \text{ mm}$, $d_3 = 1,6 \text{ mm}$. Materiál pružin je tažený patentovaný drát EN 10270-1 třída DH. Další parametry pružin jsou zobrazeny v tab. 3–11.

Pro sériovou výrobu je toto řešení značně komplikované a pojišťovací mechanismus vyžaduje relativně hodně dílů. Proto by se pro sériovou aplikaci mohlo využít pružnosti plastů a použít pojistku, která drážkovaný hřídel a náboj. Náboj bude částečně zeslaben a při překročení požadovaného točivého momentu dojde k přeskočení spojky, viz obr. 3–12.



Obr. 3–12 Plastová pojistka proti přetížení

Tab. 3-11 Parametry navržených pružin

průměr drátu (mm)	2	1,8	1,6
tuhost pružiny (N/mm)	118	85	58
střední průměr (mm)	7	6,8	6,6
poměr vinutí (-)	3,5	3,78	4,13
volná délka pružiny (mm)	17	16	15,9
společné parametry			
minimální pracovní zatížení (N)	330		
maximální pracovní zatížení (N)	350		
pracovní zdvih pružiny (mm)	1,5		
počet činných závitů (-)	4		
provedení konců	uzavřené obrobené		



3.4 ŘEŠENÍ KINEMATIKY MECHANISMŮ

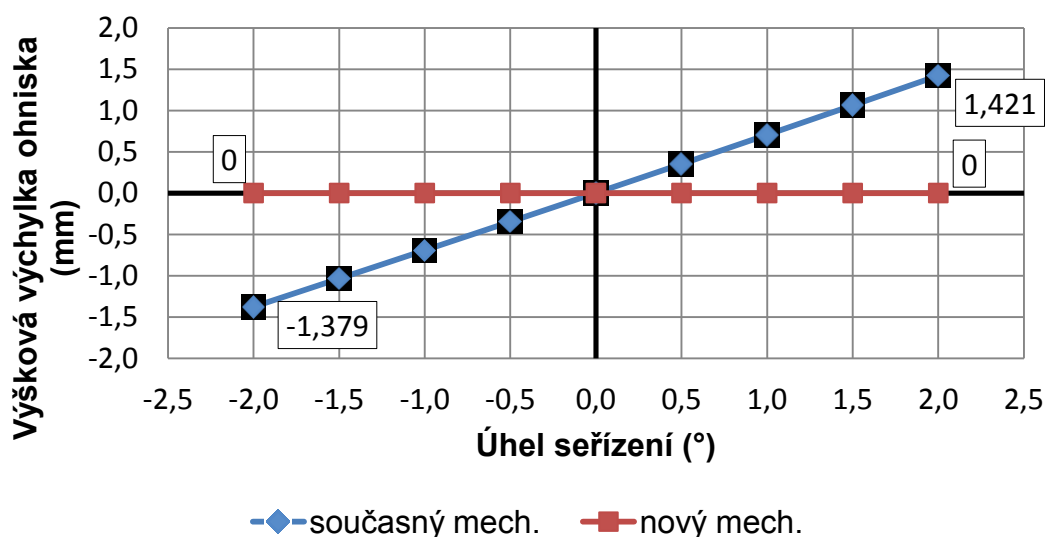
V této kapitole jsou popsány a zhodnoceny pohyby ohnisek reflektorů jednotlivých funkcí v závislosti na směru seřizování a seřizovacím mechanismu. Protože prototyp nového seřizovacího mechanismu nebyl před odevzdáním této práce k dispozici, je kinematika řešena a hodnocena pouze virtuálním měřením v systému Catia V5.

Popsány jsou pohyby nově navrženého seřizovacího mechanismu a seřizovacího mechanismu s pivotem, který nemá kulové vazby umístěny v SR.

Při **směrovém seřízení** u seřizovacího mechanismu s pivotem, dochází vlivem neumístění kulových vazeb v SR k výškovému posuvu ohnisek reflektorů. V následující tabulce a grafu je zobrazena závislost úhlu seřizování a výškového posuvu ohniska **tlumené funkce**. Nulová hodnota úhlu seřizování a výchyly je výchozí poloha před seřizováním. Směrové seřizování probíhá v rozsahu $\pm 2^\circ$.

Tab. 3-12 Výšková výchylka ohniska při horizontálním seřizování

Úhel seřizování (°)	Výškové vychýlení (mm)	
	současný mech.	nový mech.
-2,0	-1,379	0,000
-1,5	-1,037	0,000
-1,0	-0,694	0,000
-0,5	-0,348	0,000
0,0	0,000	0,000
0,5	0,351	0,000
1,0	0,705	0,000
1,5	1,062	0,000
2,0	1,421	0,000



Obr. 3–13 Závislost úhlu seřizování a výškové výchylky ohniska

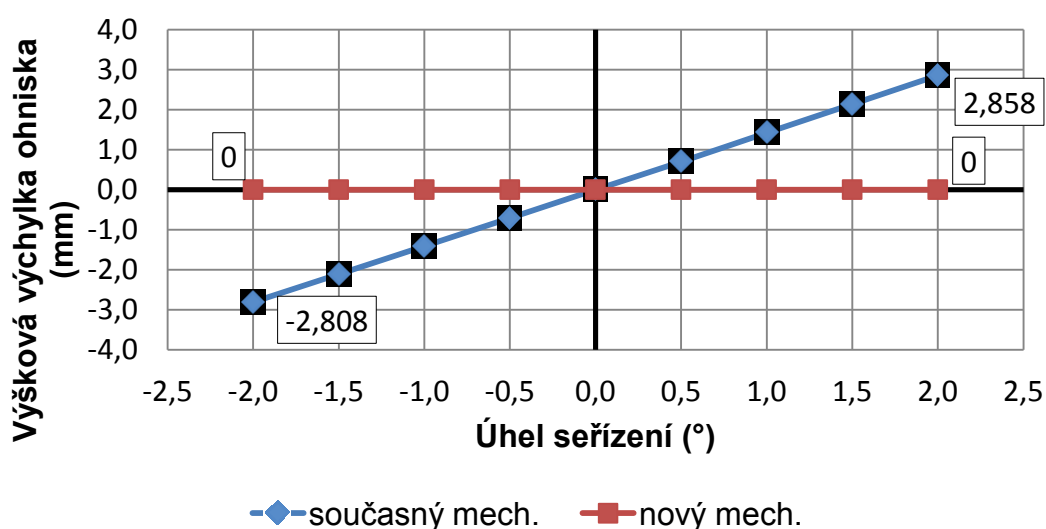


Z grafu je patrná výhoda nového seřizovacího mechanismu v podobě nulové výškové výchylky při horizontálním seřizování. U současného mechanismu je celková výchylka ohniska tlumené funkce $v_{hl} = 2,8$ mm. Sklon světelných paprsků vůči horizontále je předepsán na 1%. Na stanici technické kontroly se správné seřízení světlometů kontroluje přístrojem nazývaným regloskop. Tento přístroj je umístěn před měřený světlomet a za předepsaných podmínek snímá horizontální a vertikální hranici světelné stopy. Při požadovaném sklonu 1% má být hranice paprsků na každých 10m pod horizontálou o 10 cm.

U **dálkové funkce** dochází k seřizování pouze výšky světelné stopy. Protože je projektor dálkové funkce umístěn na jednom rámečku společně s tlumenou funkcí, dochází k směrovému natočení dálkové funkce společně s tlumenou funkcí a tím pádem také k výškovému posuvu ohniska dálkové funkce (platí pro současný mechanismus). V následující tabulce je uvedena závislost velikosti výškového posuvu ohniska na úhlu seřizování.

Tab. 3-13 Výšková výchylka ohniska při horizontálním seřizování

Úhel seřizování (°)	Výškové vychýlení (mm)	
	současný mech.	nový mech.
-2,0	-2,808	0,000
-1,5	-2,111	0,000
-1,0	-1,410	0,000
-0,5	-0,707	0,000
0,0	0,000	0,000
0,5	0,700	0,000
1,0	1,423	0,000
1,5	2,139	0,000
2,0	2,858	0,000



Obr. 3-14 Závislost úhlu seřizování a výšky ohniska



U současného systému seřizování je celková výška posuvu ohniska dálkové funkce při seřízení v celém rozsahu již $v_{hh} = 5,666$ mm. U nového systému seřizování je hodnota výškového posuvu opět nulová.

Výškové rozhození při seřizování u současného mechanismu je nevýhodné zejména při řešení spár mezi pohyblivými a nepohyblivými částmi světlometu, které je nutno zakrýt. Spáry je nutné zakrývat, protože v dnešní době čirých krycích skel jdou dobře vidět, nevypadají vzhledně a může přes ně prosvítat světlo, což kazí estetický dojem, který je pro automobilky také důležitý. Při výškovém ovlivnění je nutno počítat s větším vnitřním prostorem světlometu, ve kterém se seřizované a regulované moduly pohybují. U dálkové funkce je tato změna až o $v_{hb} = 5,666$ mm. Vezme-li v úvahu automatické natáčení obou projektorů do zatáček–funkce AFS, které je v rozsahu 15° ve směru ven z vozu a $7,5^\circ$ ve směru dovnitř vozu, tak je nárůst tohoto prostoru docela znatelný. Zakrývání takto vzniklých spár je komplikované, musí se vytvořit různé lemy apod.

Při horizontálním seřizování se projevila výhoda nového systému v podobě nulové výškové výchylky při seřizování. Tato výhoda bohužel neplatí u vertikálního seřizování. Při **výškovém seřizování** je posouván vertikální jezdec, čímž dochází k natáčení rámečků s projektory kolem osy výškového seřizování, viz obr. 3-2. Díky určitému stoupání výstupního šneku dochází k směrovému natočení obou projektorů. Vertikální seřizování je opět v rozsahu $\pm 2^\circ$. K získání velikosti nežádoucího natočení při seřizování je použito jednoduché úvahy:

Převodový poměr výstupního soukolí je $i_2 = 112$. Při otáčce výstupního šneku o 360° se šnekové kolo otočí o $1/i_2 = 1/112$. Převodem na úhel otočení šnekového kola dostáváme: $360^\circ/112 = 3,214^\circ$. Obdobně pro natočení 4° při seřizování: $4^\circ/112 = 0,036^\circ$.

Srovnání nežádoucího natočení při seřizování je uvedeno v následující tabulce.

Tab. 3-14 Srovnání odchylek při seřizování

mechanismus	seřizování / odchylka	velikost odchylky (%)	zlepšení (%)
současný	horizontální / odchylka ve vertikálním směru	2,8	-
nový	vertikální / odchylka v horizontálním směru	0,89	31,8

Nežádoucí odchylka při vertikálním seřizování u nového mechanismu je sice menší než odchylka u současného mechanismu, ale je navíc nutno počítat s odchylkou vzniklou při automatické regulaci výšky světelné stopy. Tato regulace je vůči výchozí poloze 2° nahoru a 4° dolů. Obdobně jako při zjišťování odchylky při vertikálním seřizování, byla stanovena odchylka při automatické regulaci. Velikost této odchylky je $p_{vs} = 0,054^\circ$. Což je zanedbatelná hodnota.



Objektivně je nutno podotknout, že oba systémy při výše popsaných výchylnkách splňují tolerance při seřizování.

3.5 PŘÍPRAVA DOKUMENTACE PRO STAVBU PRO STAVBU PROTOTYPU

Výroba jednotlivých dílů mechanismu je rozdílná hlavně z důvodu použití různých materiálů. Pro nejvěrohodnější přiblížení prototypového mechanismu sériovému výrobku by bylo potřeba postavit prototyp výhradně z plastových součástí. To je z hlediska ceny prototypových plastových součástí velice nákladné, proto jsou komponenty mechanismu většinou kovové. Jsou však použity i plastové díly, a to těleso světlometu, krycí sklo, krytka světlometu, držáky hřídele se vstupním šnekovým kolem a některé optické díly. Tyto díly jsou vyrobeny metodou Rapid Prototyping a dodavatel jako podklad pro výrobu požaduje 3D model součástí ve formátu *.IGS nebo *.STP. Výjimku tvoří držáky hřídele, které jsou vyřezány z desky z polypropylenu (PP) o požadované tloušťce a drážky pro hřídel vyřezány na frézce.

Obě šneková soukolí jsou obráběna na obráběcím centru. Jako podklady pro výrobu je vyhotoven výkres těchto součástí, který obsahuje základní rozměry s parametry ozubení, a 3D model těchto součástí. Šnekové kola jsou vyrobena z materiálu certal, šneky jsou mosazné.

Nosný díl je pro svou složitost také obráběn na obráběcím centru. Výkres obsahuje pouze základní rozměry. Materiálem je hliník.

Základní tvar vnitřního a vnější rámečku je vyřezán vodním paprskem a potřebné díry pro závity jsou následně vyvrtány na číslicově řízené frézce. Na výkrese jsou zakótovány základní rozměry a polohy děr. Pro podklady pro vyřezávání opět dodán 3D model součástí. Rámečky jsou vyrobeny z hliníku.

Podložka levelingu je hliníková a je obrobena číslicově řízenou frézou.

Kluzné ložisko je vyrobeno soustružením z hliníku.

Výkresová dokumentace pro stavbu prototypu je součástí přílohy.



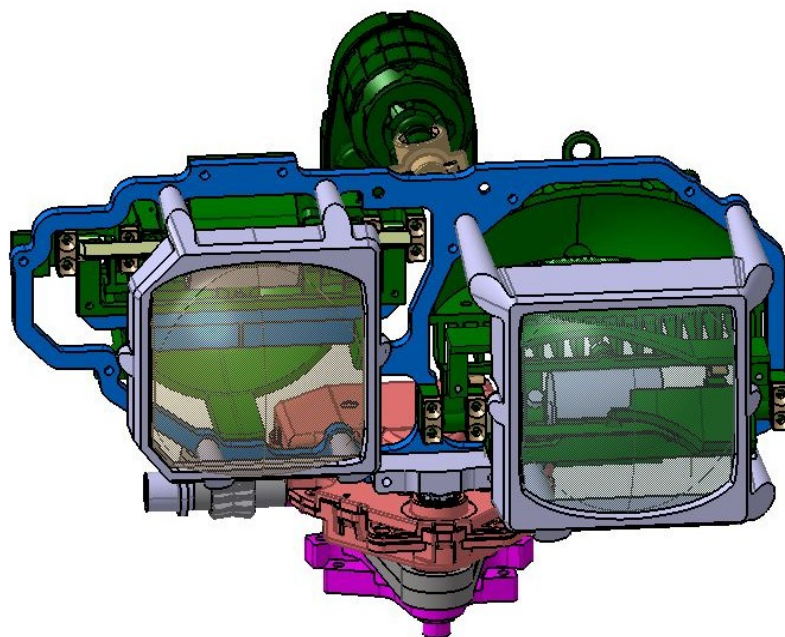
4 ZÁVĚREČNÉ POROVNÁNÍ SEŘIZOVACÍCH MECHANISMŮ

V následující tabulce jsou uvedeny charakteristické vlastnosti jednotlivých systémů seřizování. Ideálním systémem je myšlen seřizovací mechanismus s pivotem a s rozložením kulových vazeb v SR (viz. kapitola 2.2.2).

Tab. 4-1 Vlastnosti jednotlivých systémů seřizování

ideální	současný	nový
jednoduchost	jednoduchost	víc dílů/složitější
úplná nezávislost horizontálního a vertikálního seřizování	výškové ovlivnění při horizontálním seřizování	při horizontálním seřizování nedochází k výškovému ovlivnění polohy reflektorů
	při výškovém seřizování/regulaci není ovlivněna směrová poloha reflektorů	mírná směrová výchylka při výškovém seřizování/regulaci
málo kdy lze využít	při pokusu o "ideální" rozložení velký nárůst zástavbových rozměrů světlometu	zabírá větší vnitřní prostor
vznikají malé spáry mezi pohyblivými a nepohyblivými díly světlometu	vznikají značné spáry mezi pohyblivými a nepohyblivými díly světlometu	vznikají malé spáry mezi pohyblivými a nepohyblivými díly světlometu

Ideální a současný mechanismus vynikají oproti novému mechanismu svou jednoduchostí. Složitost nového mechanismu je větší než bylo původně předpokládáno. Je to způsobeno požadavkem na jemnost chodu při seřizování – velký převodový poměr, který je nutno přenést. Složitá je také pojistka proti přetížení, která se skládá z několika dílů. Protože jsou pro stavbu prototypu použity kovové materiály, jednodušší řešení pojistky se nalezť nepodařilo. Při použití plastových součástí v sériové aplikaci je možno použít jednodušší pojistku, viz obr. 3–12. Toto řešení by například bylo možno integrovat do vstupního šneku a vstupního šroubu, který přenáší točivý moment na šnek. Zjednodušení celého mechanismu lze také dosáhnout změnou koncepce mechanismu. Přesunutím mechanismu horizontálního seřizování pod seřizované projektory a současně přesunutím vertikálního jezdce s motorkem výškové regulace nad projektory, by bylo možné nepoužít vnější rámeček, který drží celý mechanismus, viz obr. 4–1. Touto úpravou by mohlo být možné dosáhnout podobného počtu dílů jako u současného mechanismu, navíc by se při absenci vnějšího rámečku držícího celý mechanismus zvětšil vnitřní prostor světlometu pro masku světlometu a podobné stylistické díly. Prototyp je navrhován na těleso světlometu z automobilu Ford Mondeo, na které toto upořádání kvůli zástavbovým rozměrům nebylo možné aplikovat.



Obr. 4–1 Návrh změny rozložení navrhovaného mechanismu

Ideální seřizovací mechanismus vyniká při seřizování úplnou nezávislostí horizontálního a vertikálního seřizování. Vlastnostmi se mu přibližuje nový mechanismus, u kterého nedochází při horizontálním seřizování k výškovému rozhození polohy. Při vertikálním seřizování dochází k mírnému směrovému vychýlení, které je způsobeno určitým úhlem stoupání výstupního šneku, kolem jehož osy se celý mechanismus při výškovém seřizování otáčí. Tato výchylka je velmi malá, dá se říci zanedbatelná. U současného mechanismu je ovlivněna výšková poloha ohniska reflektoru při horizontálním seřizování. Z hlediska optických vlastností světlometu není tato výchylka nikterak závažná. Avšak z hlediska velikosti spár mezi pohyblivými a nepohyblivými částmi světlometu, které je nutno zakrýt, již zanedbatelná není. Nezakryté spáry jsou dobře viditelné, nevypadají vzhledně a může přes ně prosvítat světlo. Také je nutno počítat s větším prostorem, ve kterém se seřizované projektory pohybují.

Jako nevýhodu u ideálního mechanismu lze považovat fakt, že se toto ideální rozložení kolových čepů podaří málo kdy realizovat. Vytvořit lze tehdy, když světlomet je dostatečně hluboký a nemá výrazné tvarové nepravidelnosti. Snaha dosáhnout ideálního rozložení kulových čepů na současném mechanismu by vedla k nárůstu vnějších rozměrů tělesa světlometu ve směru do motorového prostoru. Tuto úpravu neschválí automobilka, která se v motorovém prostoru snaží získat každý centimetr místa, při nárůstu rozměrů světlometu klesá jeho konkurenceschopnost. Proto nový systém seřizování využívá vnitřní prostor světlometu, tím dochází k zmenšování prostoru pro ostatní díly uvnitř světlometu, proto nelze použít vždy.



ZÁVĚR

Tato práce popisuje návrh seřizovacího mechanismu pro projektor AFS světlometu. První kapitola obsahuje základní popis světlometu, ve druhé kapitole je pojednáno o používaných seřizovacích systémech. Třetí kapitola popisuje návrh nového seřizovacího mechanismu. V návrhu je proveden popis nového mechanismu, je zde popsán návrh šnekových soukolí, pojistky proti přetížení a je proveden odhad skutečného přenášeného výkonu mechanismu. Dále je řešena kinematika nového a současného mechanismu. V práci je popsán způsob výroby dílů na stavbu prototypu a je zde přiložena výkresová dokumentace požadovaných dílů. V závěrečné kapitole jsou popsány charakteristické vlastnosti jednotlivých seřizovacích mechanismů.

Nový mechanismus téměř splnil hlavní očekávání a to dosažení nezávislého horizontálního a vertikálního seřizování. Výšková poloha ohniska reflektoru není při horizontálním seřizování ovlivněna. Mírně je ovlivněno směrové seřízení při vertikálním seřizování a regulaci. Toto ovlivnění je však zanedbatelné. Při srovnání celkových výchylek seřizování u současného a nového mechanismu dochází k výraznému zlepšení, což je výhodné hlavně z hlediska odstranění spár mezi pohyblivými a nepohyblivými díly.

Toto zlepšení je však vykoupeno značnou složitostí nového mechanismu, která původně nebyla předpokládána, ale určitá omezení (zejména jemnost chodu mechanismus) nedovolují použít jednodušší technické řešení. Při použití plastových dílů a změnou koncepce rozložení mechanismu v tělese světlometu je určitého zjednodušení možné dosáhnout.

Pro další vývoj tohoto mechanismu jsou nyní důležitá měření na prototypu. Důležité je zjistit jaký točivý moment na vstupním šneku je potřebný pro seřizování. Další vývoj má smysl, pokud bude potřebný točivý moment menší než předběžně zvolené, aby šneková kola vyrobená z plastu zvládla toto zatížení přenést i za teplot kolem 100°C, které v světlometu můžou nastat.

Pokud požadovaný výkon zvládnou přenést plastová ozubená kola a podaří se přiblížit počtem dílů nového mechanismu současnu, tak je aplikace nového mechanismu ve vhodných případech možná. Pravděpodobně však pro svou jednoduchost bude využíván současný mechanismus.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] PŘIKRYL, K., *Kinematika*, PC-DIR spol. s r.o. – Nakladatelství, Brno 1992, ISBN80-214-0535-X
- [2] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. *Pružnost a pevnost I*, VUT Brno, 1992
- [3] CATIA. *Prezentace* [online], 2011, poslední revize 26. 8. 2011. Dostupné z: <http://jsworld.hyperlink.cz/prezentace/CATIA.htm>
- [4] VISTEON - AUTOPAL. *Vývoj a konstrukce světlometů: Interní směrnice*. Nový Jičín, 2006.
- [5] VANÍK, František a Vilém HOLEČEK. ŠKODA AUTO. *Vývoj a Konstrukce světlometů*. 2010. Dostupné z: http://www.fm.tul.cz/files/projektme/Vyvoj_a_konstrukce_svetlometu_28.3.07.pdf
- [6] Řízení náklonu světel. AUTOMOTIVE LIGHTING. [Http://al-lighting.cz](http://al-lighting.cz) [online]. 2011 [cit. 2012-02-07]. Dostupné z: http://al-lighting.cz/vismo/dokumenty2.asp?id_org=600675&id=1042&p1=1014
- [7] BOLEK, Alfréd a Václav KREJČÍ. *Hřídelové spojky*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1967, 532 s.
- [8] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Základy konstruování*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-7204-458-3.
- [9] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběry z norem*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-7204-465-6



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

d_1	[mm]	průměr drátu pružiny 1
d_2	[mm]	průměr drátu pružiny 2
d_3	[mm]	průměr drátu pružiny 3
D_s	[mm]	střední průměr spojky
F	[N]	tíhová síla mechanismu zavěšeného na hřídeli
F_{a1}	[N]	axiální síla na vstupu šneku
F_{a2}	[N]	axiální síla ve vstupním šnekovém kole
F_{a3}	[N]	axiální síla ve výstupním šneku
F_{ac}	[N]	celková axiální síla
f_{al}	[-]	součinitel smykového tření pro kombinaci hliník-hliník
F_{ap1}	[N]	axiální síla, kterou je potřeba vyvodit pružinou pro pojistku 1
F_{ap2}	[N]	axiální síla, kterou je potřeba vyvodit pružinou pro pojistku 2
F_{ax}	[N]	reakce v ložisku hřídele v bodě A ve směru osy x
F_{ay}	[N]	reakce v ložisku hřídele v bodě A ve směru osy y
F_{bx}	[N]	reakce v ložisku hřídele v bodě B ve směru osy x
F_c	[N]	celková síla v ložiscích hřídele
F_{co}	[N]	celková obvodová síla
F_{cr}	[N]	celková radiální síla
F_{o2}	[N]	obvodová síla vstupního šnekového kola
F_{o3}	[N]	obvodová síla výstupního šneku
f_{pc}	[-]	součinitel smykového tření pro kombinaci hliník - PC
F_{r2}	[N]	radiální síla vstupního šnekového kola
F_{r3}	[N]	radiální síla výstupního šneku
i_1	[-]	převodový poměr ve vstupním soukolí
i_2	[-]	převodový poměr ve výstupním soukolí
i_c	[-]	celkový převodový poměr v soukolích
i_p	[-]	požadovaný převodový poměr
M_a	[N·m]	moment síly k bodu A
$M\check{c}_3$	[N·m]	moment čepového tření v ložiscích hřídele
$M\check{c}_4$	[N·m]	třecí moment od axiálních sil v ložisku hřídele
$M\check{c}_5$	[N·m]	moment čepového tření působící v čepu nosného dílu



MČ ₆	[N·m]	moment čepového tření působící v tělese světlometu
MČ ₇	[N·m]	moment čepového tření působící tělese světlometu
Mk ₁	[N·m]	zvolený vstupní točivý moment
Mk ₇	[N·m]	vstupní točivý moment vypočítaný ze ztrátového výkonu
Mk ₇	[N·m]	vstupní točivý moment vypočítaný ze ztrátového výkonu
Mks	[N·m]	točivý moment působící v místě spojky
n ₁	[min ⁻¹]	vstupní otáčky
n ₂	[min ⁻¹]	otáčky hřídele
n ₄	[min ⁻¹]	otáčky výstupního šnekového kola
Pvs	[kW]	zvolený vstupní výkon
Pz ₁	[kW]	ztrátový výkon vstupního soukolí
Pz ₂	[kW]	ztrátový výkon výstupního soukolí
Pz ₃	[kW]	ztrátový výkon v ložisku hřídele
Pz ₄	[kW]	ztrátový výkon od axiálních sil v ložisku hřídele
Pz ₆	[kW]	ztrátový výkon v axiálním čepu tělesa světlometu
Pz ₇	[kW]	ztrátový výkon v radiálním čepu tělesa světlometu
Ra	[mm]	kolmá vzdálenost od bodu A k tíhové síle F
Rc	[mm]	kolmá vzdálenost od bodu A k síle F _{bx}
r _{č2}	[mm]	poloměr hřídele v místě ložiska
r _{č4}	[mm]	poloměr čepu nosného dílu
r _{č5}	[mm]	vnitřní poloměr čepu vstupního šneku
r _{č6}	[mm]	vnější poloměr čepu vstupního šneku
sd	[-]	bezpečnost proti nedovolenému průhybu
sf	[-]	bezpečnost proti únavovému lomu
sh	[-]	bezpečnost proti zadírání
sw	[-]	bezpečnost proti opotřebení
V _{hh}	[mm]	výškové rozhození ohniska dálkové funkce
V _{hl}	[mm]	výškové rozhození ohniska tlumené funkce
β ₁	[°]	vrcholový úhel 1. verze spojky
β ₂	[°]	vrcholový úhel 2. verze spojky



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresy:

vnitřní rámeček: 2-P23-15/11

držák hřídele radiální: 2-P23-15/12

výstupní šnek: 2-P23-15/13

vstupní šnek: 2-P23-15/14

podložka rámu – spodní: 2-P23-15/15

vnější rámeček: 2-P23-15/16

ložisko: 2-P23-15/17

držák hřídele axiální: 2-P23-15/18

výstupní kolo – spodní část: 2-P23-15/19

výstupní kolo – horní část: 2-P23-15/20

Obrázek:

stavba prototypu č. 1

stavba prototypu č. 2

