



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

**KONSTRUKCE REVERZAČNÍ PŘEVODOVKY
PRO HISTORICKOU ŽELEZNIČNÍ DREZÍNU**

DESIGN OF REVERSING GEARBOX FOR HISTORIC RAILWAY DRAISINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jakub Rekem

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Jakub Rekem
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Aleš Prokop, Ph.D.
Akademický rok:	2016/17

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

Konstrukce reverzační převodovky pro historickou železniční drezínu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude zaměřena na konstrukční návrh reverzační převodovky pro železniční drezínu s respektováním zadaných parametrů.

Cíle bakalářské práce:

Přehled pohonných jednotek použitých v konstrukci železničních drezín.

Porovnání jednotlivých variant dle zvolených kritérií.

Konstrukční návrh, který bude respektovat předem definovanou koncepční zástavbu.

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.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Bakalárska práca sa zaoberá konštrukčným návrhom reverzačnej prevodovky pre historickú železničnú drezinu. Prvá časť je venovaná prehľadu pohonných jednotiek drezín a technických riešení využitých pri ich konštrukcii. V ďalšej časti sa nachádza popis pôvodnej reverzačnej prevodovky. Zvyšnú časť práce tvorí samotný konštrukčný návrh reverzačnej prevodovky.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

reverzačná prevodovka, vložené ozubené koleso, železničná drezina

ABSTRACT

Bachelor's thesis deals with the design of the reversing gearbox for the historic railway draisine. First part of the work is devoted to the overview of power units of railway draisines and technical solutions used in their design. The next part contains the description of the original reversing gearbox. The rest of the work explores the design of the gearbox itself.

KEYWORDS

reversing gearbox, idle gear, railway draisine

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

REKEM, J. *Konstrukce reverzační převodovky pro historickou železniční drezínu*. Brno, 2017. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 40 s. Vedoucí diplomové práce Aleš Prokop.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Aleša Prokopa, Ph.D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 26. mája 2017

.....

Jakub Rekem

POĎAKOVANIE

Týmto by som sa chcel poďakovať vedúcemu mojej bakalárskej práce Ing. Alešovi Prokopovi Ph.D. za venovaný čas, cenné rady a pomoc pri vypracovávaní tejto práce. Za poskytnutie podkladov a informácií ďakujem najmä Ing. Bohumilovi Pokornému, ďalej Ing. Bedřichovi Pospíšilovi, Ing. Václavovi Jelínkovi a Mgr. Petrovi Kallovi. Za podnetné pripomienky ku konštrukcii Milanovi Vargončíkovi a Ing. Josefovi Nemečkovi. Ďakujem tiež svojej rodine a priateľom za prejavenu podporu počas celého doterajšieho štúdia.

OBSAH

Úvod	9
1 Pohony železničných drezín	10
1.1 Ľudskou silou poháňané dreziny	10
1.2 Motorové dreziny	11
2 Ľahké motorové dreziny typu Dlm	18
2.1 Technický popis dreziny	18
2.2 Prevádzka a zánik drezín Dlm	20
3 Pôvodná reverzačná prevodovka drezín Dlm	21
4 Konštrukčný návrh novej reverzačnej prevodovky	23
4.1 Vstupné a výstupné parametre	23
4.2 Analýza momentových pomerov v prevodovke	23
4.3 Návrh usporiadania prevodovky a spôsobu radenia	26
4.4 Návrh ozubenia	27
4.5 Návrh hriadeľov a ložísk	28
4.6 Návrh skrine prevodovky	33
4.7 Mechanizmus radenia	35
Záver	36
Zoznam použitých skratiek a symbolov	39
Zoznam príloh	40

ÚVOD

Železničná drezina je ľahký dopravný prostriedok s miestami na sedenie a zariadením pre pohon. Využíva sa pre služobné prepravy zamestnancov železníc medzi stanicami. Prvé dreziny vznikli v 19. storočí a využívali na pohon ľudskú silu. Zdokonalenie spaľovacieho motora umožnilo neskôr stavbu motorových drezín. Význam drezín postupne klesal s rozvojom automobilizmu a dnes sa s nimi môžeme stretnúť už len na výstavách či v múzeách.

Prevodovky slúžia na zmenu zmyslu a veľkosti točivého momentu a otáčok. Reverzačná prevodovka je určená primárne na zmenu zmyslu otáčania podľa požiadaviek obsluhy, v prípade dreziny tak vodič pákou na prevodovke zaradí príslušný smer jazdy. Radenie prebieha zásadne keď je vozidlo v pokoji. Samostatné reverzačné prevodovky sú zriedkavé, no princíp zmeny smeru otáčania vložением ďalšieho ozubeného kolesa sa využíva v najrôznejších (a nielen prevodových) mechanizmoch, napríklad v manuálnych automobilových prevodovkách.

Ľahké motorové dreziny Dlm od firmy Autoavia boli vyrobené na prelome štyridsiatych a päťdesiatych rokov. Mali motocyklový pohon Jawa doplnený o reverzačnú prevodovku. Dva zachované exempláre týchto drezín v múzejných zbierkach sú v predrenovačnom stave, na oboch reverzačná prevodovka chýba. Novovýroba prevodoviek bude významným krokom v reštaurovaní takmer 70 rokov starých drezín.

1 POHONY ŽELEZNIČNÝCH DREZÍN

Devätnáste storočie znamenalo pre železničnú dopravu obdobie prudkého rozvoja. Nárast prepravy so sebou priniesol potrebu prostriedku, vďaka ktorému sa mohli pracovníci železníc operatívne presúvať medzi stanicami. Taktiež železničná trať a rôzne traťové zariadenia vyžadovali rýchlu údržbu v prestávkach medzi jednotlivými vlakmi. Pre tieto účely vzniklo veľké množstvo typov, ktorých spoločným znakom bola ľahká konštrukcia umožňujúca odstránenie dreziny z trate samotným vodičom, čím sa uvoľnila trať prechádzajúcemu vlaku. [1][2]

História železničných drezín sa začala písať v roku 1817, kedy nemecký barón Karl von Drais predstavil svoje ľahké behacie vozidlo pomenované „Laufmaschine“. Tento stroj vzhľadovo pripomínal súčasný bicykel, avšak poháňaný bol odrazmi nôh cestujúceho. Následne sa začali podobné stroje používať aj na železnici. Podľa Karla von Draisa boli neskôr pomenované všetky jednoduché, ľudskou silou poháňané stroje menom „drezina“ (anglicky „draisine“). [1][3]

1.1 ĽUDSKOU SILOU POHÁŇANÉ DREZINY

Postupným zdokonaľovaním Draisovho stroja vznikli rôzne troj- alebo štvorkolesové mechanizmy využívajúce ručný alebo nožný pohon. Významným typom, ktorý sa používal vo viacerých kútoch sveta bol systém Sheppard (obr. 1). Rám týchto drezín bol uložený na dvoch za sebou umiestnených kolesách, pričom tretie koleso udržiavalo stabilitu. Boli poháňané kombináciou nožného a ručného pákového pohybu, pomocou ojníc a ozubených kolies prenášaného na zadné koleso. Používali sa na rýchlu údržbu telegrafného vedenia a prepravili maximálne dve osoby. [1][2]



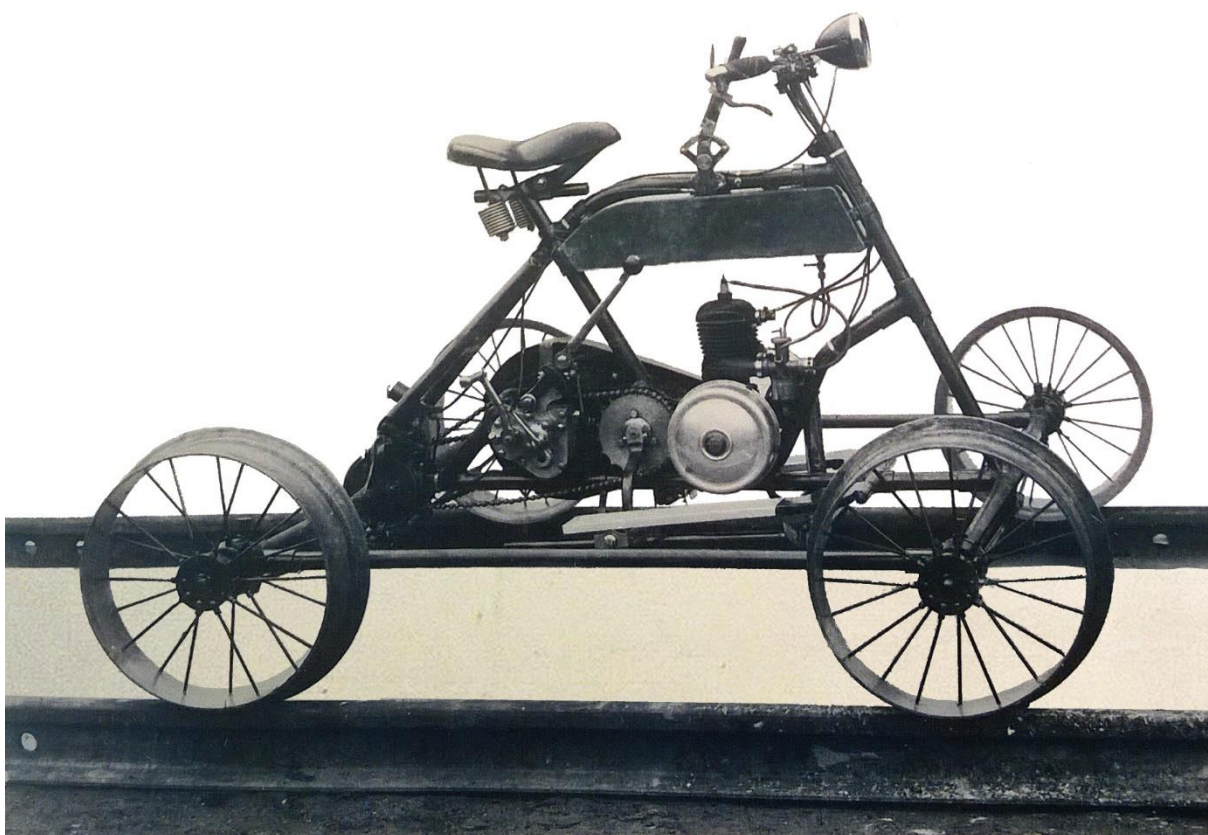
Obr. 1 Drezina systému Sheppard [2]

Ďalšou významnou skupinou boli štvorkolesové inšpektorské dreziny. Mali viac miest na sedenie, dve osoby obsluhovali šliapadlový alebo pákový pohon a na zvyšných sedadlách sedeli vysokí hodnostári železníc. Pre vyššiu hmotnosť boli vybavené ručnou brzdou a najmä zdvihákom. Pod ťažiskom umiestnený zdvihák umožnil otočenie dreziny na širšej trati. Inšpektori tak mali pri kontrolných jazdách vždy dobrý výhľad. [1][3]

Po vynáleze článkovej reťaze na konci 19. storočia sa vývoj drezín začal uberať smerom ku velocipédovým drezinám. Na základe vlastného patentu ich vyrábala firma Wohanka, ktorá mala vo výrobe drezín dominantné postavenie. Existovali jedno-, dvoj-, štvor- alebo šesťmiestne verzie. Výroba šliapacích drezín pokračovala aj po zavedení motorových drezín. [1][2][3]

1.2 MOTOROVÉ DREZINY

Prvú motorovú drezinu na našom území vyrobili Ringhofferove strojárne pravdepodobne v roku 1908. Krátko potom sa pridali ďalší výrobcovia. Firma Dresinia vybavila svoj traťmajstrovský bicykel motorom s výkonom 1,25 k, umožňujúcim rýchlosť 30 km/h (obr. 2). Na svoju štvormiestnu šliapaciu drezinu inštalovala firma Wohanka vzduchom chladený motor s výkonom 3,25 k a dvojstupňovú prevodovku. Šliapací pohon zostal zachovaný pre prípad poruchy motora. [1]



Obr. 2 Motorový traťmajstrovský bicykel Dresinia [1]

Od roku 1916 sa začali objavovať kapotované dreziny s usporiadaním pripomínajúcim vtedajšie automobily. Citované z katalógu firmy Wohanka: „Dresiny s automobilovou karoserií majú dvou až štyrvalcový motor s vodným chlazením o výkone 8 až 33 k uložený vpredu pod odnímacím krytom, miesto pro řidiče jest na předním sedadle. Rychlostní převod má dvě rychlosti v obou směrech jízdy. Převod na osu jest kardanový. Každá drezína jest opatřena spolehlivými brzdami a zvedákem našeho patentu, jímž lze dresinu na rampách neb přejezdech trati okamžitě v kolejiš otočiti a dva muži z kolejí vyzvednouti a odstraniti.“ [1]

1.2.1 DREZINA TATRA T15

Po vzniku Československej republiky sa rozhodla vstúpiť na trh s drezinami aj továreň Tatra. Reagovala na súťaž Ministerstva železníc z roku 1924, na dodávku osobných automobilových drezín. Tatra pri návrhu vychádzala z jej najnovšieho modelu, automobilu T11. Prototypová drezina označená T15 (obr. 3) bola po porovnaní s konkurenčnými výrobkami hodnotená pozitívne a ministerstvo si u Tatry objednalo niekoľko kusov týchto drezín. [3][4]



Obr. 3 Drezina Tatra T15 počas otáčania [4]

Drezina Tatra T15 bola poháňaná spoľahlivým vzduchom chladeným motorom z automobilu T11. Dvojvalcový motor s objemom 1056 cm^3 disponoval výkonom 12 k pri 2800 min^{-1} . Ležatý motor s protibežnými piestami mal vrtanie 82 mm, zdvih 100 mm, rozvod typu OHV. Štartoval sa elektricky alebo ručne kľukou. Spojený bol prostredníctvom trecej spojky s mechanickou dvojstupňovou prevodovkou s vnútornou reverzáciou. Táto prevodovka bola trojhriadeľová s ďalšími dvomi vloženými kolesami. Ozubené kolesá boli v stálom zábere, využívalo sa iba čelné ozubenie. Radenie bolo vykonávané presunom ozubených kolies po výstupnom drážkovanom hriadeľi. Pomocou kardanového hriadeľa a bezhlučného kuželového ozubenia typu „Klingelberg“ poháňala prevodovka zadnú nápravu. [4]

Obe nápravy boli pevné, uložené v znitovanom ráme z valcovaných „U“ profilov. Usporiadanie so samonosnou stredovou rúrou s kardanom, ktoré bolo použité pri automobile T11 nebolo vhodné pre železničné vozidlo. Nápravy boli s rámom spojené pomocou poleiptických listových pružín. Na každej náprave bola umiestnená jedna bubnová brzda. Kolesá s priemerom 60 mm boli z jaseňového dreva, vsadeného do ocelevej obruče. [4]

Drezina sa vyrábala v 3 variantoch karosérie: otvorená „cabrio“, uzavretá „limousine“ a „nástavková limousine“, ktorá mala odnímateľnú strechu. Samotná karosériu tvoril drevený rám s vonkajším oplechovaním. Interiér bol vybavený čalúnenými sedačkami, lampičkami, popolníkmi, či skladacím stolčekom. Drezina bola vybavená aj pod ťažiskom umiestneným zdvíhacím zariadením, vďaka ktorému dokázala vozidlo otočiť jediná osoba. Toto zariadenie sa skladalo z dvoch tyčí s hrebeňovým ozubením, ktoré boli spojené dvomi taniermi, medzi ktorými boli v drážke vložené oceľové guľičky. Ozubené tyče sa vysúvali otáčaním kľuky na pravom boku dreziny, prevodom pomocou štyroch ozubených kolies. [4]



Obr. 4 Pojazd úzkorozchodnej dreziny Tatra T15a [4]

Drezina T15 mala 5 miest na sedenie a dosahovala rýchlosť 70 km/h. Hmotnosť dreziny bola 980 kg. Rám a blatníky boli lakované čiernou, karoséria tmavozelenou farbou. Niekoľko kusov bolo vyrobených aj v modifikovanom úzkorozchodnom variante pre lesné železnice (typ T15a). [4]

1.2.2 ĎALŠIE DREZINY TATRA

Od roku 1932 vyrábala Tatra upravený typ T15/30. Bol vybavený výkonnejším štvorvalcovým motorom s objemom 1678 cm³. Jeho výkon bol 24 k pri 3000 min⁻¹. Na tomto motore bolo použité magnetoelektrické zapalovanie systému R. Bosch s automatickou reguláciou predstihu. Dreziny T15/30 mali maximálnu rýchlosť 80 km/h a vzhľadom sa od predošlého typu odlišovali

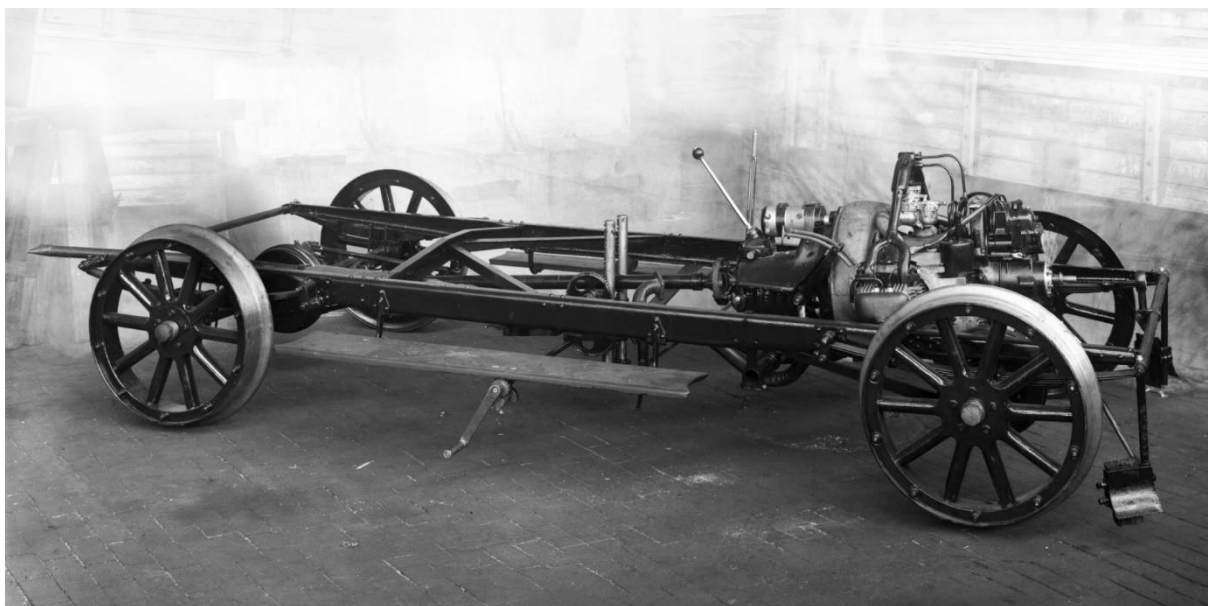
skloneným predným sklom. Okrem štandardnej päťmiestnej verzie boli vyrobené aj dve luxusné šesťmiestne dreziny. [1][4]

Ďalšie dreziny si „Československé státní dráhy“ objednali od firmy Tatra v roku 1942. Novinkou bol štvorvalcový motor prevzatý z automobilu Tatra T52. Usporiadanie bolo rovnaké ako u predošlých typov, iba objem bol zväčšený na 1910 cm³. Z dôvodu nedostatku farebných kovov počas vojny nebol montovaný elektrický štartér. Vylepšený bol brzdomý systém, brzda na zadnej náprave bola mechanická bubnová, využívaná ako ručná, na prednej náprave bola taktiež bubnová brzda, avšak ovládaná hydraulicky. Tieto dreziny označené T15/52 boli charakteristické jediným čelným reflektorom umiestneným v strede kapoty. Bolo vyrobených 10 päťmiestnych a 2 šesťmiestne dreziny (obr. 5). [1][4]



Obr. 5 Drezina Tatra T15/52 s jedným čelným reflektorom [4]

Po druhej svetovej vojne bolo potrebné doplniť stav osobných drezín a nahradiť staršie, už opotrebované typy. Tatra dodala ČSD niekoľko desiatok drezín typu T15/52. Pohonné ústrojenstvo bolo zhodné s drezinami z roku 1942, iba štartovanie bolo opäť elektrické. Bubnové brzdy na oboch nápravách boli ovládané hydraulicky. Zmenený bol vzhľad, kapota mala na prednej strane rebrovanie lemované chrómovanou lištou. Poslednými železničnými drezinami vyrobenými v Tatre bolo päť šesťmiestnych drezín T15/52 z roku 1952. [1][4]

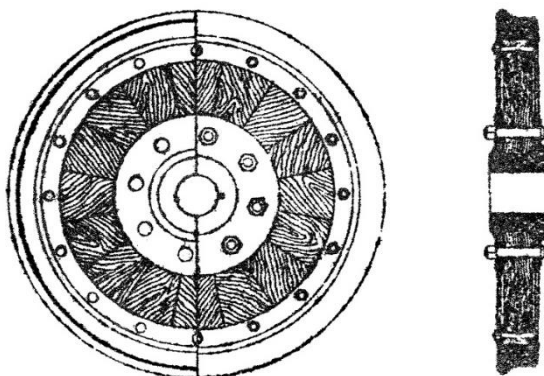


Obr. 6 Pojazd šesťmiestnej dreziny Tatra T15/52 z roku 1947 [4]

1.2.3 DREZINY WARSZAWA 223

Zhoršujúci sa stav drezín Tatra prinútil železnice koncom šesťdesiatych rokov nakúpiť nové osobné dreziny. Tomu predchádzali pokusy rekonštruovať staré typy výmenou karosérie (z automobilov Škoda 1202 STW alebo Wartburg 311), ktoré sa ukázali ako neefektívne. Nové dreziny boli objednané od varšavského podniku PHZP Kolmex, ktorý pre železničné účely upravoval vozidlá GAZ M20 Pobieda. [1][5]

Na automobiloch boli vymenené cestné kolesá za špeciálne železničné. Konštrukcia týchto železničných kolies vychádzala z patentu anglického inžiniera Richarda Mansella z roku 1848. Kolesá s oceľovou obručou mali výstuže z tvrdého dreva, ktoré čiastočne eliminovalo rázy spôsobené jazdou po stykoch koľajníc. Predné poloosi napriek tomu praskali a museli byť vymieňané každých 10 až 15 tisíc kilometrov. Ďalšie úpravy zahŕňali zablokovanie spojovacej tyče riadenia a odstránenie zbiehavosti kolies. Pridané bolo zdvíhacie zariadenie umožňujúce otočenie dreziny. Otáčacie zariadenie bolo často využívané, pretože prevodovka mala len jeden stupeň pre jazdu vzad. Odstránené boli spätné zrkadlá, na predný nárazník boli naopak pripevnené oceľové kefy pre odstraňovanie nečistôt z koľajníc. [5-8]

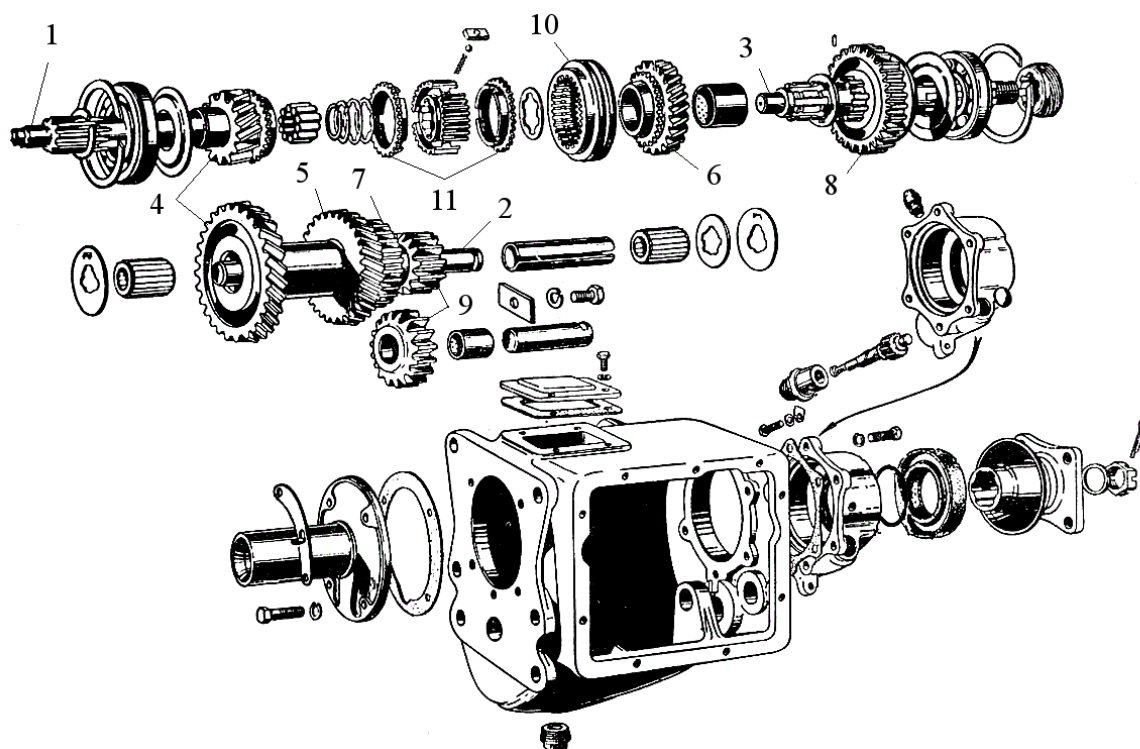


Obr. 7 Mansellove kompozitné železničné koleso [9]



Obr. 8 Koleso dreziny Warszawa [7]

Dreziny poháňal štvorvalcový benzínový motor s výkonom 51,45 kW. Motor mal rozvod typu OHV a objem 2120 cm³ (vrtanie 82 mm, zdvih 100 mm). Trojstupňová mechanická prevodovka bola riešená ako trojhriadeľová (obr. 9). Predlokový hriadeľ bol poháňaný súkolesím s šikmým ozubením, ktoré bolo použité aj pri druhom prevodovom stupni. Tieto kolesá boli v stálom zábere. Čelné ozubenie využíval prvý stupeň a reverz, zmena smeru bola dosiahnutá vložením ozubeným kolesom. Pevným spojením hnacieho a hnaného hriadeľa ozubenou objímkou vznikol tretí prevodový stupeň. Druhý a tretí stupeň boli synchronizované, prvý stupeň a reverz boli radené presunom ozubeného kolesa bez synchronizácie. [5][6][10]



1 – hnací hriadeľ; 2 – predlokový hriadeľ; 3 – hnaný hriadeľ; 4 – súkolesie pohonu predlohového hriadeľa; 5,6 – súkolesie druhého stupňa; 7,8 – súkolesie prvého stupňa; 8,9 – súkolesie spätného chodu; 10 – ozubená objímka; 11 – synchronizačné krúžky

Obr. 9 Zostava prevodovky dreziny Warszawa 223 [10]

Radenie sa vykonávalo pomocou páčky pod nefunkčným volantom. Z prevodovky bola pomocou kardanového hriadeľa poháňaná zadná náprava. Tá bola tuhá, vypružená poleiptickými listovými pružnicami. Predné kolesá boli uchytené na nezávislých výkyvných ramenách so stabilizátorom, vypružené vinutými pružinami a tlmičmi. Na každom kolese bola osadená hydraulická bubnová brzda. Mechanická ručná brzda pôsobila na zadnú nápravu. [5][6]

Prvé dve dreziny boli dodané v roku 1968, minimálne jedna z nich bola dvojmiestna vo verzii Pickup. Následne bolo dodaných ďalších 10 kusov s karosériou sedan a 4 s karosériou kombi. Pôvodná maximálna rýchlosť 120 km/h bola z bezpečnostných dôvodov obmedzená na 80 km/h. V prevádzke sa osvedčili vďaka dobrým jazdným vlastnostiam a komfortu. Posledné boli pre nepotrebnosť vyradené v deväťdesiatych rokoch, čím bola ukončená história využívania osobných drezín na železnici. [1][5][8]

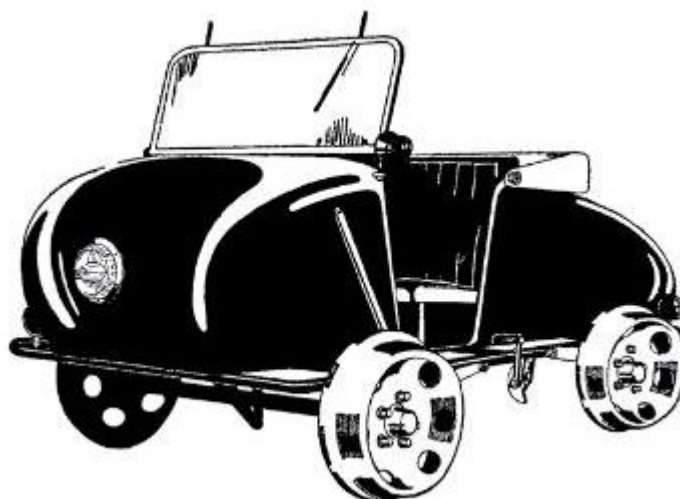


Obr. 10 Osobná motorová drezina Warszawa 223 v prevedení sedan [11]

2 ĽAHKÉ MOTOROVÉ DREZINY TYPU DLM

V štyridsiatych rokoch 20. storočia si vtedajšie vojnové Česko-moravské dráhy objednali u firmy Autoavia Praha výrobu ľahkých dvoj- a štvormiestnych motorových drezín. Tieto dreziny neboli určené pre inšpekčné účely ako dreziny Tatra, ale mali nahradit' pákové dreziny typu Sheppard, traťmajstrovské bicykle a iné šliapacie dreziny. Potreba motorizovať tieto ľahké dopravné prostriedky zrejmé súvisela aj s nedostatkom dostupnej pracovnej sily počas druhej svetovej vojny. [1][12]

Dodávka týchto drezín sa nakoniec uskutočnila až počas rokov 1947 až 1951 a boli označené ako typ Dlm (drezina ľahká motorová). Pridelené boli traťovým stavebným alebo dorozumievacím správam. Vyrobených bolo minimálne 100 kusov dvojmiestnych a viac než 200 kusov štvormiestnych drezín. [1]

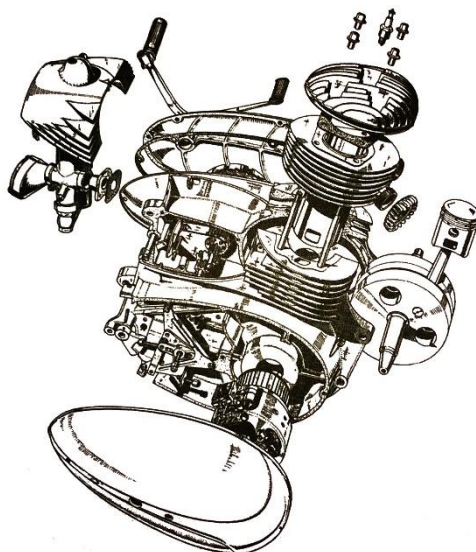


Obr. 11 Dizajnový návrh dvojmiestnej dreziny Dlm, konečný vzhľad bol mierne odlišný [13]

2.1 TECHNICKÝ POPIS DREZINY

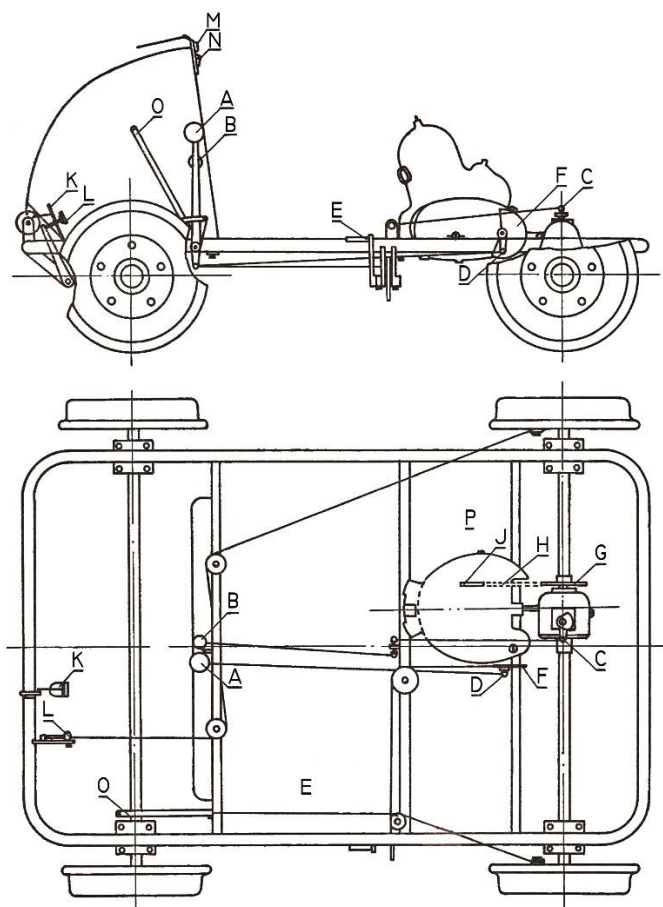
Drezinu poháňa vzduchom chladený jednovalcový spaľovací motor, v jednom bloku spojený so štvorstupňovou prevodovkou (obr. 12). Tento celok bol prevzatý z motocyklu Jawa 250. Dvojtaktný motor s objemom $248,5 \text{ cm}^3$ pri vrtaní 65 mm a zdvihu 75 mm pracuje s kompresným pomerom 6.25:1. Motor disponuje výkonom 9 k pri 4100 min^{-1} . Maximálny krútiaci moment dosahuje 20 Nm pri 3500 min^{-1} . Dvojmiestne dreziny majú motor umiestnený vzadu a štvormiestne vpredu. Štartovanie je pomocou nožnej páky, dvojmiestne dreziny majú moment páky k motoru prenesený pomocou oceľového lanka. [13][14][15]

Spojenie motora s prevodovkou je prostredníctvom päťlamelovej spojky s korkovým obložením, nasadenej na hlavnom hriadeli prevodovej skrine. Spojka je ovládaná automaticky, pákou pre radenie rýchlostných stupňov. Motor je s prevodovkou spojený reťazou, primárny prevodový pomer je 1:2,045. Prevodovka je štvorstupňová, s prevodovými pomermi 1:3,14, 1:1,75, 1:26 a 1:1. [13][14]



Obr. 12 Zostava motora Jawa 250 [14]

Prevodovka je pomocou člankovej reťaze spojená s reverzačnou prevodovkou, ktorej výstupný hriadeľ tvorí zároveň os hnacej nápravy. V prípade dvojmiestnej dreziny ide o zadnú, v prípade štvormiestnej o prednú nápravu. Skriňa prevodovky je upevnená pomocou mostových trubiek nasadených na osi. [13]



- A – Páka spojky a řazení rychlostí
- B – Páka chodu vpřed nebo vzad
- C – Reversní páka
- D – Páka spojky a rychlostních stupňů
- E – Šlapka natáčení motoru
- F – Natáčekci segment
- G – Řetězové kolo zadní nápravy
- H – Převodový řetěz
- J – Řetězové kolo rychlostní skříně
- K – Pedál akceleračtoru
- L – Pedál brzdy
- M – Táhelko karburátoru
- N – Klíček zapalování a světel
- O – Páka ruční brzdy
- P – Šroub k seřizení spojky

Obr. 13 Schéma pohonu dvojmiestnej dreziny Dlm 2 a popis částí podľa originálneho prevádzkového návodu [13]

Drezina má odľahčené kolesá s priemerom 40 mm, vylisované z oceľového plechu a pogumované pre zníženie hluku. Každé koleso je odpružené pomocou štyroch malých vinutých pružín. Brzdy sú bubnové ovládané oceľovým lankom, dvojmiestna drezina má brzdené iba pravé zadné, štvormiestna všetky kolesá. Dreziny sú vybavené aj ručnou pákovou brzdou, ktorá pôsobí na ľavé predné koleso. [1][13]

Rám a karoséria vozidla sú zvarené z oceľových trubiek, ktoré sú oplechované 0,8 mm hrubým plechom. Drezina je vybavená aj zdvíhacím a otáčacím zariadením, ktoré je umiestnené pod motorom vozidla. Posádku pred nepriazňou počasia chráni plátenná rozkladacie strecha. Niektorým drezinám bola neskôr dosadená pevná plechová strecha. [13]

Vybavenie dreziny obsahuje iba nevyhnutné zariadenia. Elektrickú výzbroj tvorí jednosmerné dynamo s výkonom 45 W a automatickým regulátorom. Drezina má malý akumulátor s napätím 6 V a kapacitou 15 Ah. V interiéri je jednoduchá signalizácia funkčnosti dynama a zaradeného prevodového stupňa. Hlavný čelný reflektor je zapustený do karosérie a má priemer 180 mm. Okrem toho má drezina vpredu aj vzadu jeden malý signálny svetlomet. Na čelnom skle má drezina jeden ručne ovládaný stierač a ručnú balónovú húkačku. [13]



Obr. 14 Drezina Dlm 2 s doplnenou strechou [1]

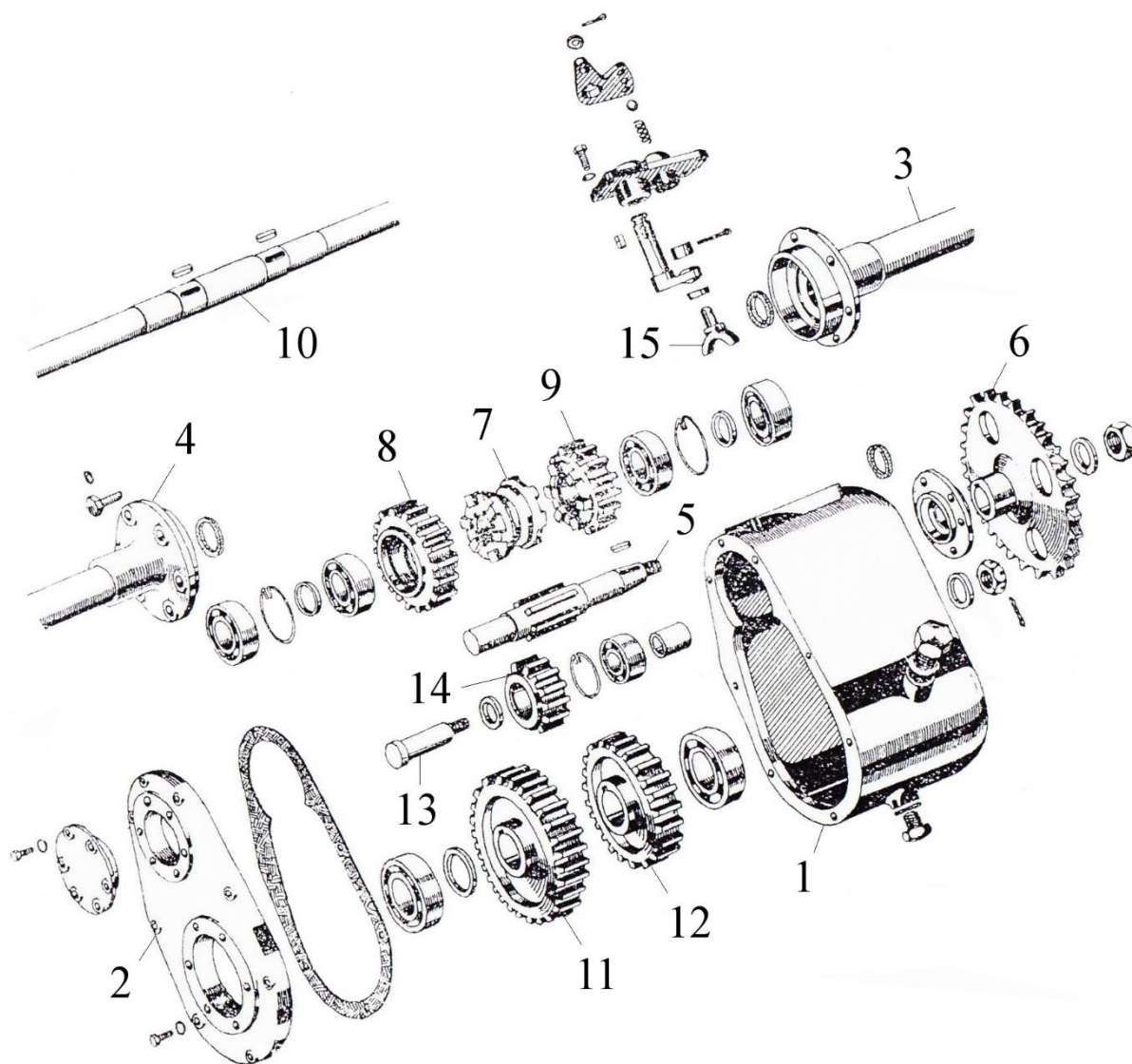
2.2 PREVÁDZKA A ZÁNIK DREZÍN DLM

Dreziny Dlm sa stali najpočetnejším typom prevádzkovaným na tratiach bývalého Československa. Z počtu viac než 300 kusov sa však do dnešných dní zachovali iba dva nekompletné vraky s karosériou a niekoľko rámov s nápravami. Môžeme sa domnievať, že ľahká konštrukcia drezín Dlm bola ich slabinou a nevydržali ťažké podmienky na železnici. Je tiež možné, že boli poruchové alebo motor Jawa nemal dostatočný výkon.

Koncepcia pohonu drezín Dlm, použitie motocyklového motoru s prevodovkou a pridanej reverzačnej prevodovky, bola osamotená. V železničných podmienkach sa viac osvedčil prenos výkonu na zadnú nápravu cez kardanový hriadeľ a kuželové ozubenie (Tatra, Warszawa). Práve jedinečná reverzačná prevodovka sa do dnešných dní nezachovala a je potrebné je znovu vyrobiť. Využitá bude pri renovácii dreziny Dlm 2 zo súkromnej zbierky v Českej Republike a Dlm 4 zo zbierky Múzejno-dokumentáčného centra Železníc Slovenskej republiky.

3 PŮVODNÁ REVERZAČNÁ PREVODOVKA DREZÍN DLM

Reverzačná prevodovka, ktorá je v pôvodnej technickej príručke označená ako „reversní skříň“, je umiestnená v strede hnacej nápravy. Uchytená je pomocou mostových trubiek s prírubami. Skriňu prevodovky tvorí odliatok z liatiny a veko je vertikálne, na ľavej strane v smere jazdy vpred.



- 1 – skriňa; 2 – veko; 3 – mostová trubka; 4 – príruha; 5 – predlohový hriadeľ;
 6 – reťazové koleso; 7 – ozubená spojka; 8 – väčší pastorok; 9 – menší pastorok;
 10 – výstupný hriadeľ; 11 – väčšie ozubené koleso; 12 – menšie ozubené koleso;
 13 – čap vloženého kolesa; 14 – vložené ozubené koleso; 15 – vidlička radenia

Obr. 15 Zostava reverzačnej prevodovky [15]

Prevodovku tvoria dva nad sebou situované hriadele, horný je možné považovať za predlohový. Poháňaný je oceľovou článkovou reťazou od štvorrýchlostnej prevodovky Jawa, s prevodom 1:1,47. Reťazové koleso je upevnené na kužeľovom konci hriadeľa a je zaistené maticou. Vo vnútri skrine je na predlohovom hriadeli rovnoboké drážkovanie, po ktorom sa presúva spojka

s ozubením v axiálnom smere. Na valivých ložiskách sú uložené dva rôzne veľké pastorky s čelným ozubením, ktoré majú navyše zuby pre spojenie s ozubenou spojkou. Predlohový hriadeľ je uložený v dvoch valivých ložiskách, ktoré sú v skrini prevodovky uchytané prostredníctvom viečok.

Výstupný hriadeľ tvorí hnaciu os dreziny. Uložený je vo valivých ložiskách prostredníctvom prírub mostových trubiek. Sú na ňom umiestnené dve rôzne veľké čelné ozubené kolesá, ktoré prenášajú krútiaci moment pomocou tesných pier. Väčšie z nich je v stálom zábere s väčším pastorkom predlohového hriadeľa. Menšie ozubené koleso tvorí súkolesie s vloženým ozubeným kolesom a menším pastorkom predlohového hriadeľa. Vložené ozubené koleso je letmo uložené na dvojradom guľkovom ložisku. Čap vloženého ozubeného kolesa je zaskrutkovaný v skrini prevodovky a zaistený korunkovou maticou so závlačkou.

Radenie smeru jazdy je vykonávané presunom ozubenej spojky po drážkovanom hriadeľi. V prípade, že spojka zaberá s dvomi väčšími kolesami, smer jazdy je vzad. Zaradenie súkolesia s tromi kolesami znamená jazdu vpred. V oboch prípadoch je prevodový pomer 1:1,4. Páka radenia je umiestnená priamo na prevodovej skrini. Otočným pohybom páky sa posúva vidlica z plechu, ktorá zapadá do drážky v spojke. Ozubená spojka sa tým presúva po hriadeľi a nachádza sa buď v neutrálnej polohe, alebo spája príslušné súkolesie s predlohovým hriadeľom. Aretáciu zaobstaráva malá vinutá pružina s guľičkou, pre ktorú sú v mechanizme radenia vyvrtané tri jamky.

Ozubené kolesá a ložiská sú mazané prevodovým olejom pomocou rozstreku, na boku skrine sa nachádza plniaci otvor a na spodku výpustný otvor. Olej bol vymieňaný každých 5000 kilometrov. Počas zimnej prevádzky bolo odporúčané pred výjazdom nechať pár minút bežať motor v otáčkach so zaradených prevodovým stupňom motora a neutrálom reverzačnej prevodovky. Vďaka tomu sa zohrial reťazový prevod čo zabezpečilo jeho správne mazanie pri záťaži. [8]

4 KONŠTRUKČNÝ NÁVRH NOVEJ REVERZAČNEJ PREVODOVKY

4.1 VSTUPNÉ A VÝSTUPNÉ PARAMETRE

Pôvodná prevodovka sa nezachovala a nepodarilo sa v archívoch objaviť ani výkresovú dokumentáciu. Od reštaurátorov drezín preto nie je požiadavka na historickú vernosť či vzhľadovú podobnosť k pôvodnej reverzačnej prevodovke. Zachované by však malo zostať základné usporiadanie, a teda vstupný hriadeľ má byť poháňaný článkovou reťazou od motora a výstupný hriadeľ má byť súčasne osou hnacej nápravy.

Maximálne rozmery sú dané priestorovou zástavbou, ale nie sú obmedzujúce. Pôvodný prevodový pomer 1:1,4 nemusí byť presne zachovaný. Prevod je totiž možné korigovať zmenou veľkosti vstupného reťazového kolesa. Silové a momentové pomery v prevodovke nie sú známe a je potrebné ich analyzovať. Určitú predstavu o rozmeroch hriadeľov poskytuje znalosť typov použitých valivých ložísk.

Dôležitým parametrom prevodovky je výrobná cena. Tá by mala byť čo najnižšia. Vzhľadom na kusovú výrobu prevodovky je výhodné pri konštrukcii využiť čo najväčšie množstvo hotových normalizovaných dielov a tiež aby diely použité v prevodovke boli jednoducho vyrobiteľné. Celá prevodovka má byť navrhnutá tak, aby bola presnosť výroby a montáže dosiahnuteľná bez špeciálnych prípravkov.

Všetky tieto požiadavky by mali byť splnené pri zachovaní plnej funkčnosti a spoľahlivosti prevodovky. Životnosť prevodovky bola vzhľadom na občasnú prevádzku zrekonštruovaných drezín na krátkych úsekoch stanovená na 2000 hodín.

4.2 ANALÝZA MOMENTOVÝCH POMEROV V PREVODOVKE

Na začiatok bolo potrebné zistiť, akú maximálnu ťažnú silu dreziny je schopný preniesť trením styk hnacej nápravy s koľajou. Hmotnosť prázdnej štvormiestnej dreziny D_{lm} je 400 kg a maximálne zaťaženie 350 kg. Rázvor náprav je 1315 mm. Pre výpočet stykovej sily hnacej nápravy s koľajou bola poloha ťažiska vozidla odhadnutá (vzhľadom na rozloženie pohonného ústrojenstva) vo vzdialenosti 440 mm od prednej nápravy. Hmotnosť posádky 350 kg bola rozložená do dvoch zložiek podľa umiestnenia sedadiel, prvá je vo vzdialenosti 280 mm od prednej nápravy a druhá 335 mm od zadnej nápravy v smere ku stredu vozidla (obr. 16).

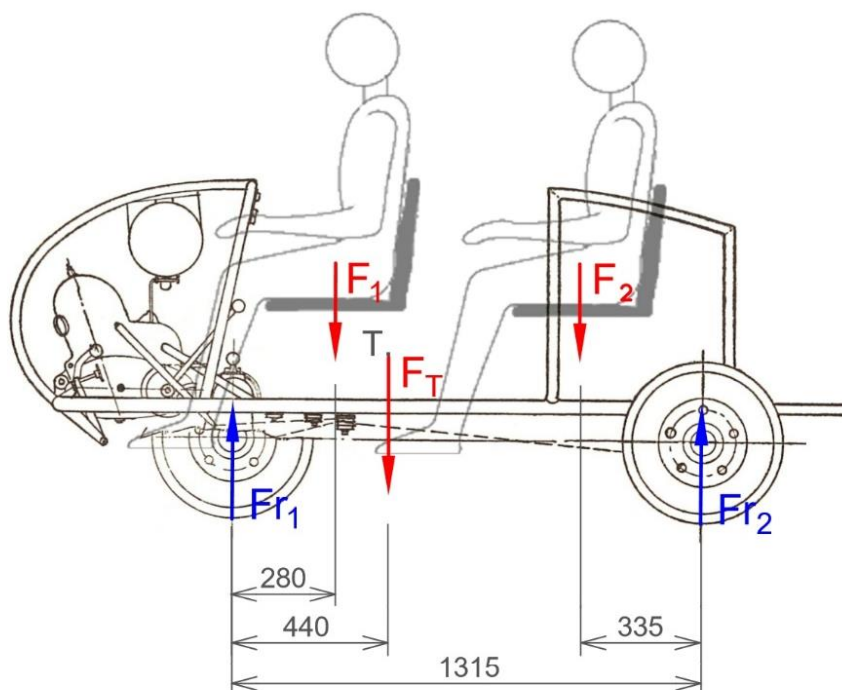
Využitím statickej rovnováhy bola následne spočítaná sila pôsobiaca na prednú, čiže hnaciu nápravu. Z momentovej podmienky ku zadnej náprave vyplýva:

$$Fr_1 = \frac{F_1(1315 - 280) + F_T(1315 - 440) + F_2 335}{1315} = 4398 \text{ N} \quad (1)$$

kde: $F_1 = 1716 \text{ N}$

$F_2 = 1716 \text{ N}$

$F_T = 3923 \text{ N}$



Obr. 16 Výpočet stykovej sily hnacej nápravy s koľajou

Z reakčnej sily Fr_1 je možné jednoducho prepočítať maximálnu hodnotu adhézne hmotnosti, čo je jedna zo základných veličín sledovaných pri koľajových vozidlách:

$$m_a = \frac{Fr_1}{g} = 448 \text{ kg} \quad (2)$$

Ďalej je potrebné zaviesť súčiniteľ trenia medzi kolesom a koľajou, v odbornej terminológii označovaný ako súčiniteľ adhézie μ . Bežne dosahuje hodnoty 0,25 – 0,33 [17]. Zvolená bola hodnota 0,33. Priemer kolies d_k je 400 mm. Z týchto veličín je už možné dopočítať maximálny krútiaci moment hnacej nápravy, pri ktorom ešte nedôjde ku šmyku:

$$Mk_{max} = Fr_1 \frac{d_k}{2} \mu = 290 \text{ Nm} \quad (3)$$

Či je takýto moment schopná vyvinúť pohonná jednotka je možné overiť jednoduchým výpočtom. Maximálny krútiaci moment motora Jawa 250 je 20 Nm pri 3500 min^{-1} [10]. Tento moment je ďalej násobený prevodovým ústrojenstvom:

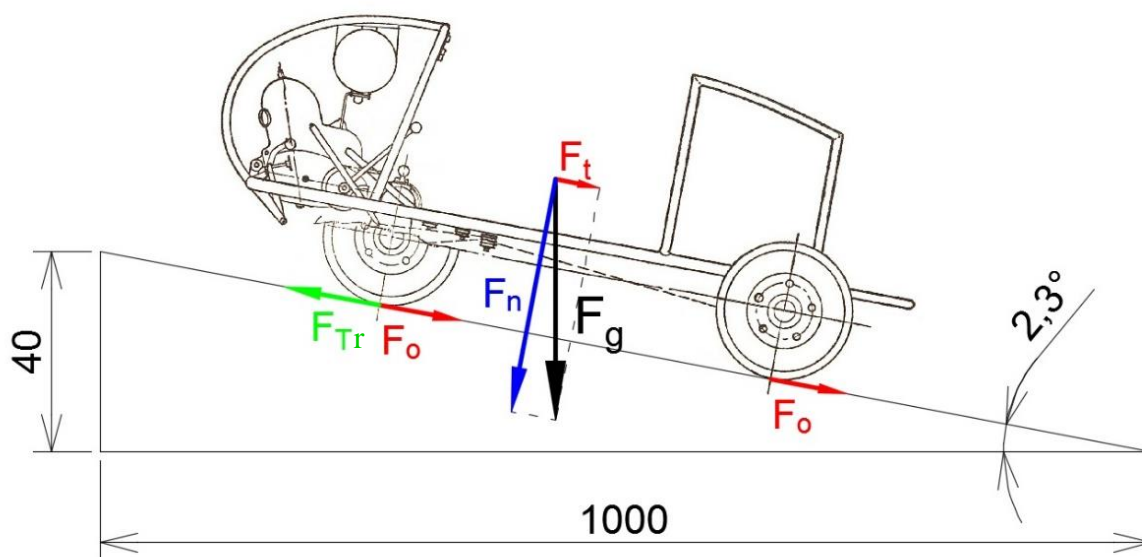
pomer primárneho prevodu	2,045
pomer pri zaradenom I. stupni	3,14
pomer sekundárneho prevodu	1,47

Vynásobením krútiaceho momentu týmito prevodovými pomermi dostávame hodnotu vstupného momentu prevodovky 189 Nm. Po vynásobení prevodovým pomerom pôvodnej reverzačnej prevodovky 1:1,4 je výsledný krútiaci moment 264 Nm, pri uvažovaní 100 % účinnosti prevodov. Môžeme teda dospieť k záveru, že pohonná jednotka nedokáže vyvinúť tak vysoký moment aby došlo ku šmyku.

Najvyšší vstupný krútiaci moment má teda hodnotu 189 Nm. Pre dosiahnutie tejto hodnoty musí byť zaradený prvý prevodový stupeň a motor musí bežať v 3500 min^{-1} . Prepočítaním týchto otáčok motora na rýchlosť dreziny dostávame hodnotu 20 km/h. Preradenie na vyšší rýchlostný stupeň však v prípade správnej obsluhy prebehne oveľa skôr. V pôvodnom návode na obsluhu sa píše: „Další t.j. druhý rychlostní stupeň řadíme ihned jakmile se vozidlo rozjelo... ..Po ujetí dráhy asi 20 m řadíme postupně další t.j. třetí a čtvrtý rychlostní stupeň...“ [13].

V múzejných podmienkach, kde je predpoklad citlivej obsluhy, teda takýto vysoký moment vznikne iba výnimočne a sporadicky. Pre dimenzovanie prevodovky na únavu je vhodné stanoviť určitú reprezentatívnu hodnotu krútiaceho momentu pri bežných prevádzkových podmienkach.

Jednou z možností je výpočet momentu potrebného pre udržanie konštantnej rýchlosti v stúpaní. Proti pohybu dreziny vtedy pôsobí sínusová zložka gravitačnej sily a valivý odpor, ktorý má na železnici hodnotu približne 10 N na 1 tonu hmotnosti vozidla [18]. Maximálne stúpanie železničnej trati bez nutnosti použiť špeciálne opatrenia je 40 ‰, čiže 40 metrov výškového rozdielu na 1000 metrov trati [19]. Tomu odpovedá uhol naklonenej roviny $2,3^\circ$.



Obr. 17 Silové pomery pri jazde v stúpaní

Trakčnú silu F_{Tr} potrebnú pre zachovanie silovej rovnováhy môžeme vypočítať jednoducho:

$$F_{Tr} = F_g \sin 2,3^\circ + F_o = 302 \text{ N} \quad (4)$$

kde $F_g = 7355 \text{ N}$

$$F_o = 7,5 \text{ N}$$

Vynásobením tejto trakčnej sily polomerom kolesa dostávame výstupný krútiaci moment potrebný na udržanie konštantnej rýchlosti, ktorý má hodnotu 60 Nm. To pri pôvodnom prevodovom pomere zodpovedá hodnote vstupného momentu 43 Nm.

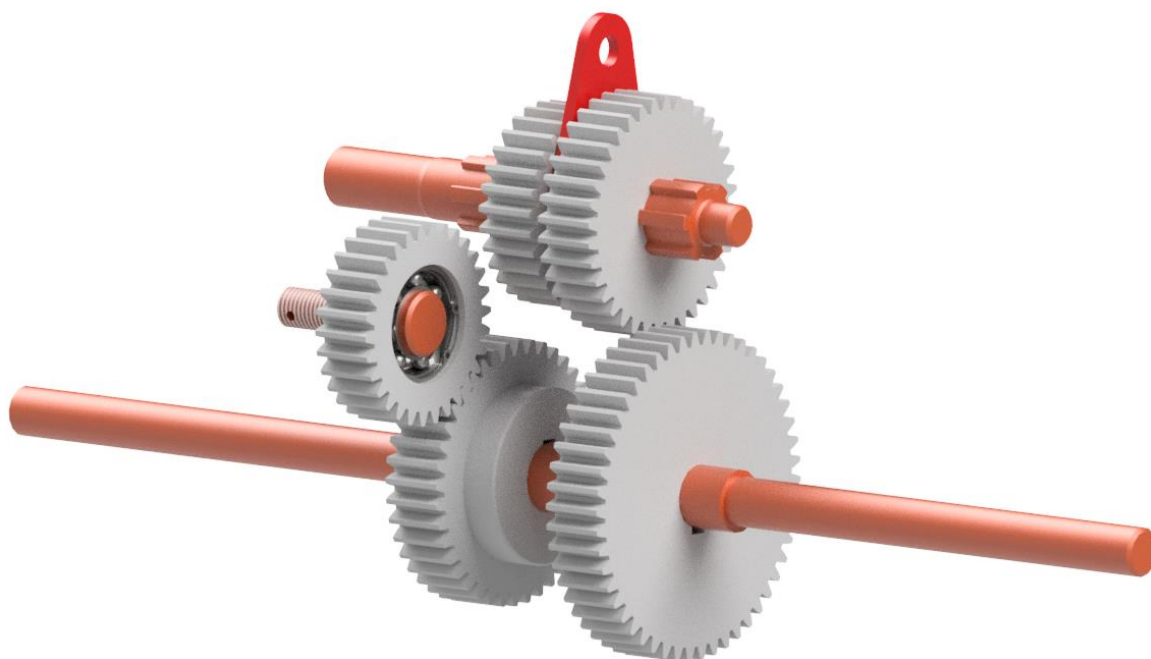
Záverom z týchto úvah je predpoklad, že pri jazde dreziny stálou rýchlosťou bude veľkosť vstupných krútiacich momentov do hodnoty 43 Nm. Pri rozbehu dreziny má vstupný krútiaci moment maximálnu možnú veľkosť 189 Nm, avšak v prípade rozumnej obsluhy bude táto hodnota nižšia. Zaradením druhého prevodového stupňa maximálny vstupný moment klesá na hodnotu 105 Nm a pre tretí a štvrtý stupeň je to 75 Nm a 60 Nm. Vyššie uvedená analýza platí pre väčšiu štvormiestnu drezinu, pri ľahšej dvojmiestnej drezine budú prevádzkové hodnoty momentov mierne nižšie, avšak maximálne momenty od motora zostávajú rovnaké.

4.3 NÁVRH USPORIADANIA PREVODOVKY A SPÔSOBU RADENIA

Nová prevodovka má rovnaké usporiadanie hriadel'ov ako pôvodná, vstupný a výstupný hriadel' sú situované nad sebou, pričom výstupný hriadel' tvorí zároveň os hnacej nápravy. Vložené ozubené koleso je uložené letmo. Vstupný hriadel' má vo vnútri skrine rovnoboké drážkovanie, na ktorom je nasadené ozubené dvojkoľeso. Radenie prebieha presunom tohto dvojkoľesa.

V pôvodnej prevodovke radenie prebiehalo presunom spojky vybavenej ozubením na čelných plochách, ktoré zapadlo do rovnakého ozubenia vytvoreného na ozubených kolesách. Návrhom radenia vykonávaného presunom dvojkoľesa je dosiahnuté zmenšenie počtu dielov a zjednodušenie prevodovky. Odstránením axiálnych ozubení sa zjednodušuje výroba.

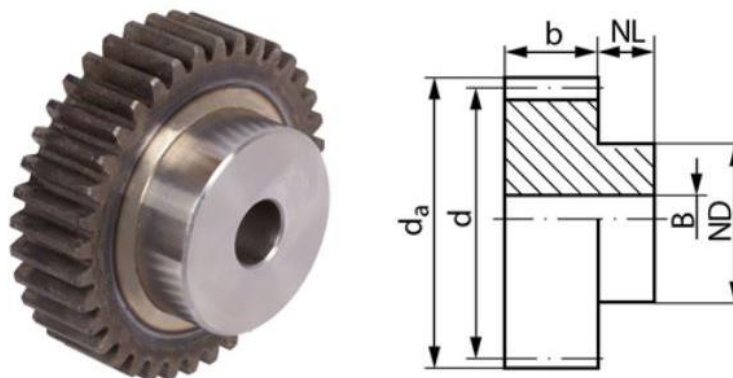
Radenie „cez zuby“ je nevhodné pre veľké rozdiely otáčok spájaných ozubených kolies. K tomu v reverzačnej prevodovke dochádzať nebude, pretože radenie prebieha zásadne keď je vozidlo aj vstupný hriadel' v pokoji. Čelné plochy ozubení však musia byť vybavené skosením, prípadne zaoblením, aby nedochádzalo ku stretu dvoch zubov a nezaradeniu smeru jazdy. K tejto situácii však nebude dochádzať, pretože spojka motoru Jawa má aj pri vypnutí tendenciu k unášaniu z dôvodu nízkeho odporu na výstupe. V prípade potreby je tiež možné pomocou spojky udeliť nízke otáčky vstupnému hriadel'u ručne. Potom už vďaka skoseniu či zaobleniu zuby dvojkoľesa zapadnú do zubovej medzery spoluzaberajúceho kolesa príslušného smeru.



Obr. 18 Usporiadanie prevodovky

4.4 NÁVRH OZUBENIA

Spôsob radenia presunom dvojkolesa znamená, že je možné použiť jedine čelné ozubenie s priamymi zubmi. Vzhľadom na kusovú výrobu bolo úsilie použiť hotové ozubené kolesá. Ponuka takýchto ozubených kolies je obmedzená a vyrábajú sa výhradne nekorigované kolesá, no pre účely predmetnej prevodovky je to dostačujúce.



Obr. 19 Čelné ozubené koleso od firmy MÄDLER [20]

Bolo rozhodnuté použiť ozubené kolesá z ponuky firmy MÄDLER (obr. 19). Jedná sa o ozubené kolesá s priamym ozubením vyrobené z ocele C45 (12 050), ktoré majú indukčne zakalené ozubenie. Uhol záberu kolies je 20° a zvolený bol modul 2,5 mm. [20]

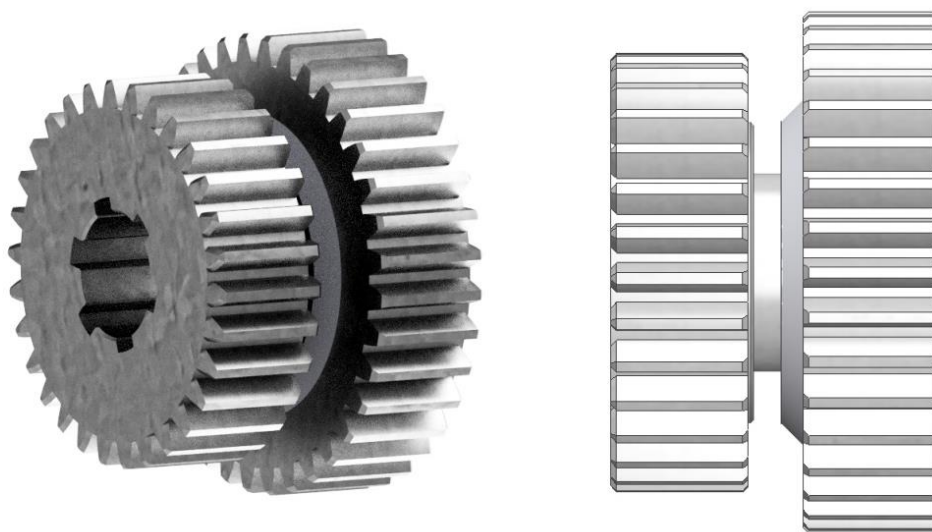
Tab. 1 Parametre použitých ozubených kolies od firmy MÄDLER [20]

Číslo	Počet zubov	d (mm)	d_a (mm)	b (mm)	NL (mm)	ND (mm)	MD (Nm)
1	50	125	130	25	20	80	446
2	40	100	105	25	20	70	235
3	30	75	80	25	20	55	115
4	36	90	95	25	20	60	176
5	30	75	80	25	20	55	115

Tabuľka 1 zobrazuje parametre vybraných ozubených kolies. Vzhľadom na to, že katalóg ozubených kolies obsahuje iba vybrané počty zubov, nebolo možné dosiahnuť voľbou kolies rovnaké prevodové pomery. Pomer pôvodnej prevodovky bol 1,4. V konštrukčnom návrhu sú prevodové pomery 1,33 (jazda pred) a 1,39 (jazda vzad). Pri jazde vpred zaberajú kolesá 2,3,5, pri jazde vzad 1 a 4. Malý rozdiel v prevodových pomeroch neznamená žiadny problém, pri maximálnej rýchlosti 50 km/h predstavuje rozdiel v otáčkach motora asi 110 min^{-1} .

Tabuľka 1 obsahuje aj maximálne hodnoty krútiacich momentov uvedené v katalógu firmy MÄDLER. Uvedené hodnoty sú však len orientačné. Výpočet podľa DIN 3990/B obsahuje niektoré ideálne predpoklady, napríklad faktor vnútorných dynamických síl $K_v = 1$ a rozloženie zaťaženia po šírke zuba $K_{H\beta} = 1$. Maximálny krútiaci moment bol počítaný pre životnosť ozubenia 10 000 hodín. [20]

Najnižší maximálny krútiaci moment 115 Nm majú kolesá 3 a 4, ktoré sú v zábere pri jazde vpred. Pevnostný výpočet bol pre toto súkolesie zopakovaný využitím softvéru MITCalc, podľa normy ISO 6336. Jednorázová pevnosť v dotyku a v ohybe bola kontrolovaná pre maximálny moment od motora z kap. 4.2, čiže 189 Nm. Únavová pevnosť bola kontrolovaná pre hodnotu výstupného momentu 60 Nm z kap. 4.2, čomu zodpovedá pri prevodovom pomere 1,33 vstupný moment 45 Nm. Pri výpočte bolo počítané s nerovnomerným zaťažením od hnacieho stroja. Uvažované bolo s brúsením povrchu zubov po kalení pre zlepšenie kvality povrchu a rozmerovej presnosti. Najnižší koeficient bezpečnosti bol pre únavovú pevnosť v dotyku s hodnotou 1,2, a to pre životnosť prevodovky 2000 hodín.

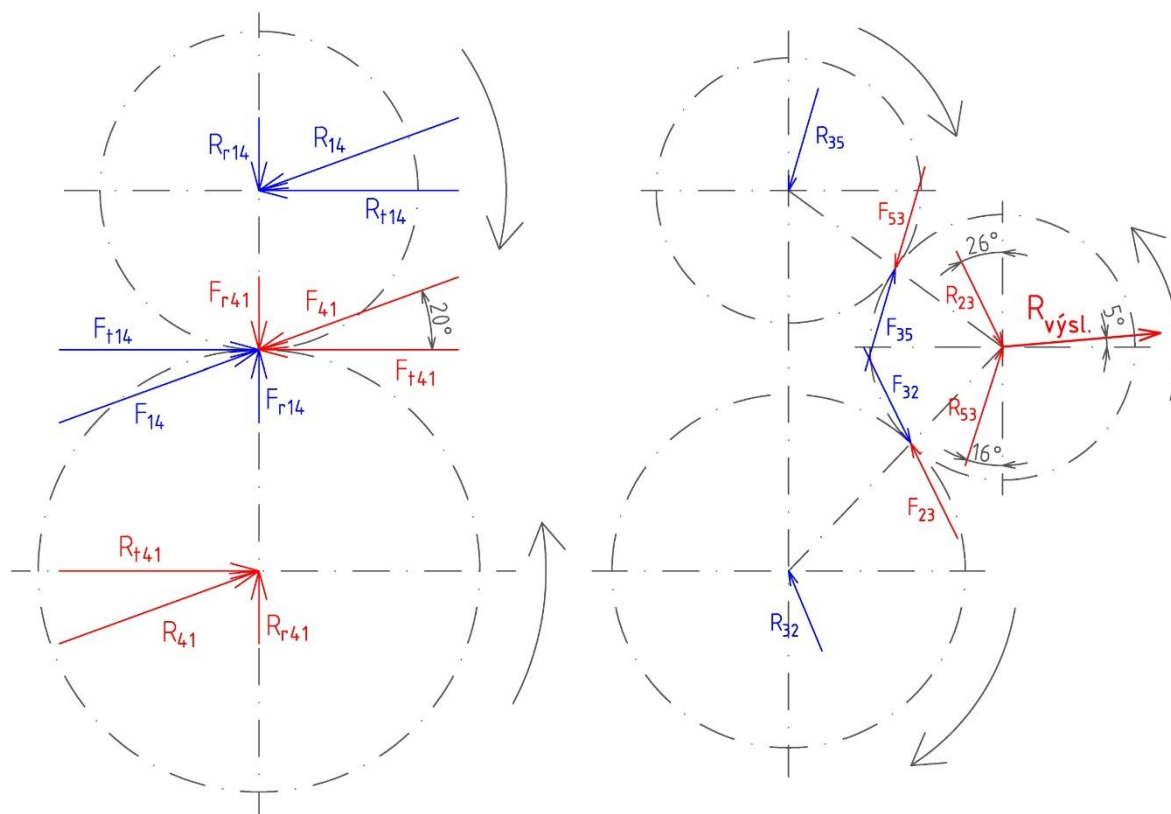


Obr. 20 Ozubené dvojkoľeso

Posuvné dvojkoľeso je vyrobené spojením kolies 4 a 5. Náboj kolesa 4 je odstránený a na kolese 5 je náboj zúžený na hodnotu $ND = 10$ mm. Obe kolesá sú spojené kútovým zvarom po obvodu na styku kolesa 4 s nábojom kolesa 5. Dvojkoľeso je potom vybavené rovnobokým drážkovaním pre posun po hriadeľi a drážkou pre posuvnú vidličku. Zvar tak nie je zaťažovaný krútiacim momentom a jeho úlohou je iba zabezpečiť spoločný posun oboch ozubených kolies.

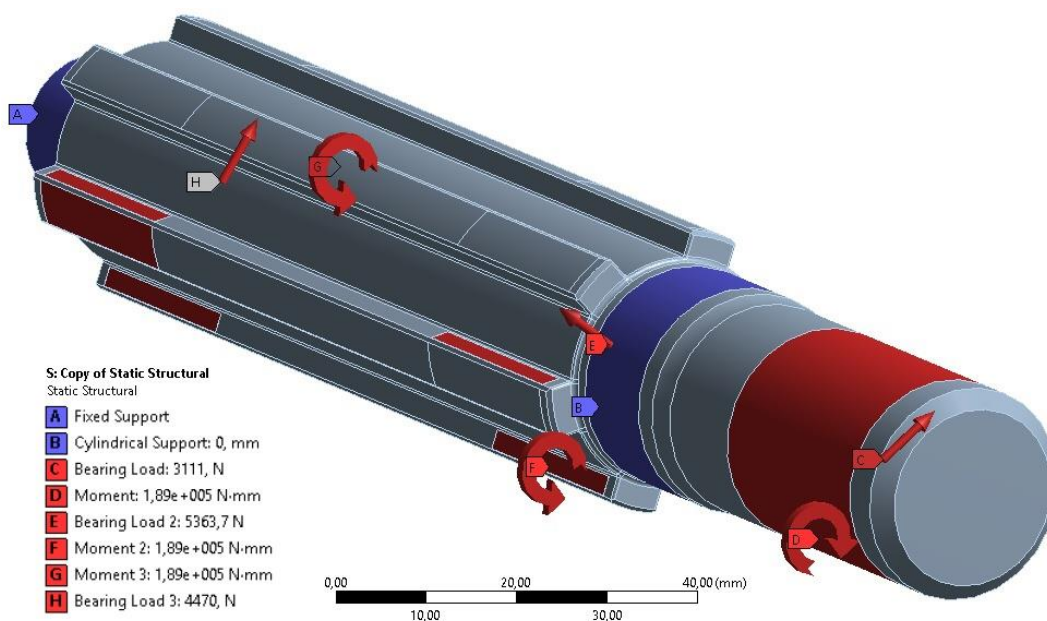
4.5 NÁVRH HRIADEĽOV A LOŽÍSK

Pre návrh hriadeľov je na začiatku nutné spočítať silové pomery v ozubení a výsledné silové pôsobenie od ozubených kolies na hriadele. Na obrázku 21 je schematicky znázornený záber ozubených kolies v prevodovke. Keďže použité ozubené kolesá sú nekorigované, osová vzdialenosť vstupného a výstupného hriadeľa je daná súčtom rozstupových polomerov kolies 1 a 4. Poloha vloženého ozubeného kolesa 3 je potom určená osovými vzdialenosťami súkolesí 2,3 a 3,5, ktoré sú taktiež dané ako súčty rozstupových polomerov. Pretože záber ozubených kolies je zložený z valenia a šmyku, pri zábere kolies 1 a 4 pôsobí obvodová sila F_{t41} a tiež radiálna sila F_{r41} . Obvodová sila je definovaná vstupným krútiacom momentom a veľkosť radiálnej sily závisí od uhlu záberu, ktorý je 20° . Celková sila pôsobiaca v ozubení je stanovená vektorovým súčtom týchto dvoch síl. Na obrázku 21 vľavo sú zobrazené sily pri zábere pastorku 4 s ozubeným kolesom 1 vrátane reakcií od hriadeľov. Sily, ktorými pôsobia ozubené kolesá na hriadele majú potom rovnakú veľkosť a opačný smer ako sily R_{41} a R_{14} . [21]



Obr. 21 Silové pomery v ozubení

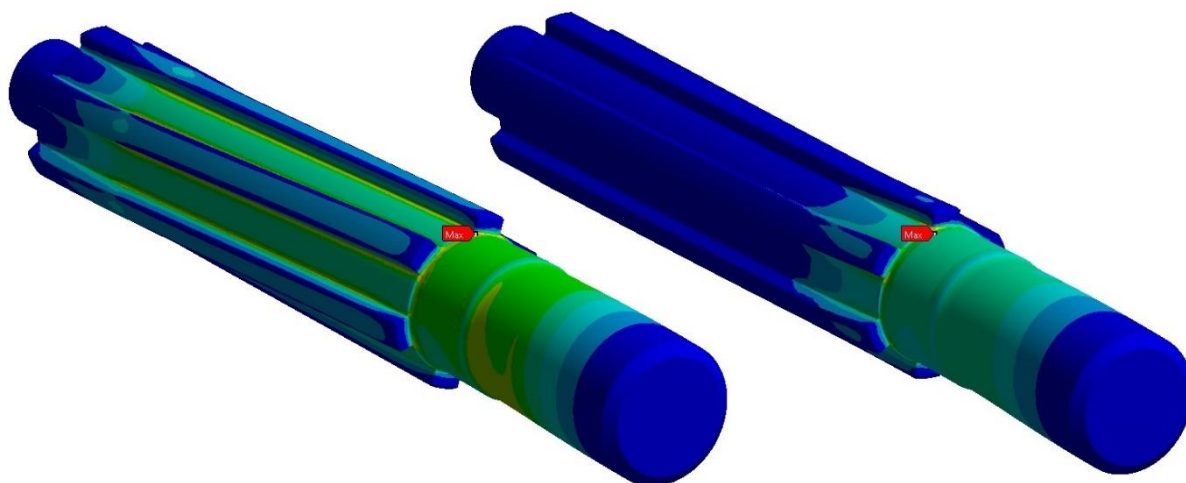
Na obrázku 21 vpravo je zobrazené silové pôsobenie pri zábere kolies 2,3 a 5. Znáznorené sú iba výsledné sily a ich reakcie. Na vstupný a výstupný hriadeľ pôsobia opačné sily k silám R_{35} a R_{32} . Na čap vloženého ozubeného kolesa pôsobí opačná sila k výslednej reakcii $R_{výsl}$, ktorá je daná súčtom síl zo záberov kolies 5,3 a 3,2. Výpočet síl sa nachádza v prílohe č. 2.



Obr. 22 Zaťaženie vstupného hriadeľa v softvéri Ansys Workbench

Pevnostná kontrola hriadeľov bola vykonaná s pomocou metódy konečných prvkov v softvéri Ansys Workbench. Vstupný hriadeľ je uložený v dvoch valivých ložiskách, medzi ktorými je rovnoboké drážkovanie. Jedna časť hriadeľa vystupuje von zo skrine prevodovky, kde je nasadené reťazové koleso, ktorým je poháňaný.

Všetky hriadele boli kontrolované pre zaťaženie pri maximálnom možnom krútiacom momente 189 Nm. Zaťaženie hriadeľa je zobrazené na obrázku 22. Na vonkajšiu časť hriadeľa, v mieste, kde je nasadené reťazové koleso bol umiestnený krútiaci moment D a na os hriadeľa pôsobí sila C , ktorá dodatočne reprezentuje ohybový moment od článkovej reťaze. Silové zaťaženie od ozubení, ktoré spôsobuje ohybový moment bolo umiestnené na oblasť šírky ozubených kolies a nebolo uvažované, že na hriadeľi je posuvné dvojkoľoso. Odber krútiaceho momentu je umiestnený na boky drážok, taktiež na šírku ozubení. Kontrola bola vykonaná dvakrát, pre jazdu vpred, kedy pôsobí sila E a moment F , a pre jazdu vzad, kedy pôsobí sila H a moment G .



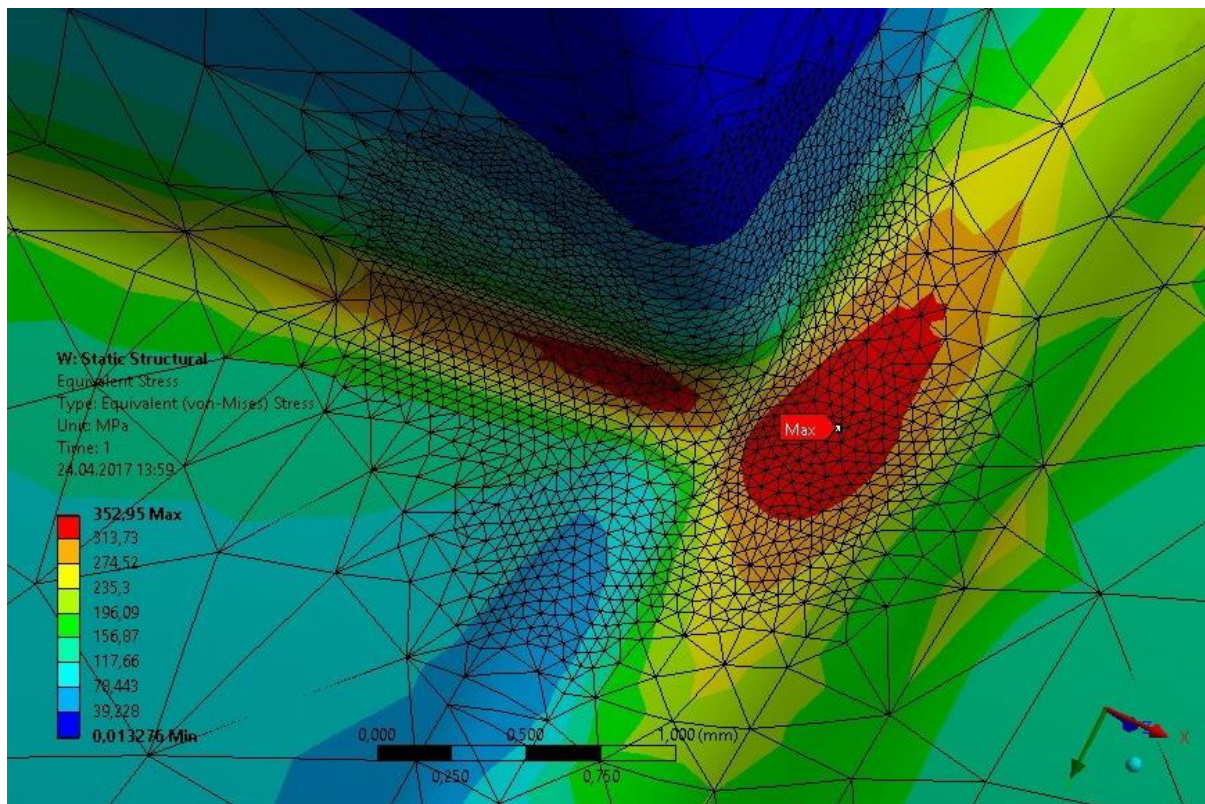
Obr. 23 Redukované napätie na vstupnom hriadeľi pri jazde vzad (vľavo) a vpred (vpravo)

Pri oboch analýzach vzniklo najvyššie redukované napätie na konci jednej z drážok (červený štítok na obr. 23). V tomto mieste bola dodatočne zjemňovaná konečnoprvková sieť, až kým napätie v tomto koncentrátore prestalo narastať. Tvar hriadeľa bol následne optimalizovaný tak, aby bolo redukované napätie čo najmenšie. Najvyššie redukované napätie má hodnotu 353 MPa (obr. 24).

Vstupný hriadeľ je vyrobený z polotovaru od firmy MÄDLER, ktorá ponúka drážkované hriadele podľa normy ISO 14. Rozmer hriadeľa bol zvolený 26 x 32 so šiestimi drážkami. Polotovary sú vyrobené ťahaním za studena z ocele C45 (12 050). Medza klzu má pre tieto rozmery hodnotu 470 MPa. Bezpečnosť voči medznému stavu pružnosti má tak v prípade maximálneho zaťaženia hodnotu 1,33. Hriadeľ bol kontrolovaný aj na únavové porušenie, a to pre hodnotu nominálneho krútiaceho momentu 45 Nm. Medza únavy ocele C45 (12 050) má hodnotu 315 MPa. Bezpečnosť voči únave je 3,72. [22]

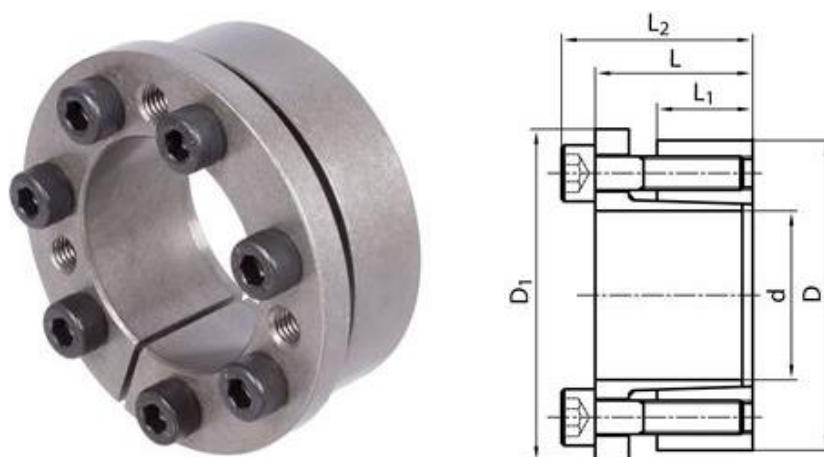
Vstupný hriadeľ je uložený v dvoch valivých ložiskách. Na strane reťazového kolesa je ložisko SKF 6205. Na konci vstupného hriadeľa je ložisko SKF 6203. Obe ložiská sú vzhľadom na použitie priamych ozubení zaťažené iba v radiálnom smere. Výpočet trvanlivosti má orientačný charakter kvôli premennému zaťaženiu aj otáčkam. Trvanlivosť ložisk bola spočítaná pre maximálny moment 189 Nm a pre rýchlosť dreziny 10 km/hod, pri ktorej sa tento moment môže

v prevodovke krátkodobo vyskytnúť. Výsledná trvanlivosť je 942 a 3433 hodín. Správnosť voľby potvrdzujú v pôvodnej prevodovke použité ložiská typu 6204. Výpočet sa nachádza v prílohe č.2.



Obr. 24 Maximálne napätie na vstupnom hriadeľi v mieste koncentrátor napätia

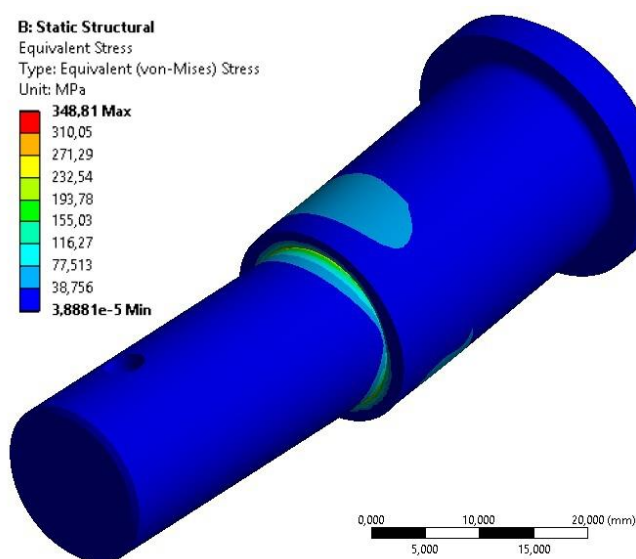
Reťazové koleso je použité od firmy MÄDLER, s rozstupom $1/2 \times 5/16$ a rozstupovým priemerom 121,5 mm. Koleso má jednostranný náboj a kalené ozubenie. Spojenie vstupného hriadeľa s reťazovým kolesom je realizované pomocou upínacej sady COM-CB2 od firmy MÄDLER. Táto sada funguje na princípe trenia – pri montáži sa skrutkami k sebe priblížia dve kužeľové časti upínača a vznikne povrchový tlak na styku s hriadeľom a na styku s nábojom. Krútiaci moment je potom prenesený trecou silou vzniknutou na týchto stykoch. [20]



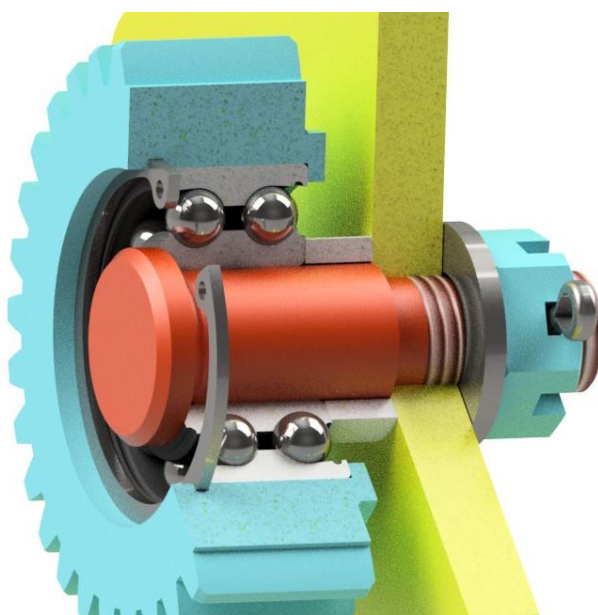
Obr. 25 Upínacia sada COM-CB2 od firmy MÄDLER [20]

Zvolená bola upínacia sada s vnútorným priemerom $d = 24$ mm, ktorá je schopná preniesť krútiaci moment až do 330 Nm. Pre vytvorenie povrchového tlaku je použitých 5 skrutiek veľkosti M6. Výhodou použitia upínacej sady oproti spojeniu perom je, že obmedzuje tiež axiálny posuv na hriadeľ. Výhoda je aj v možnosti malého posunu po hriadeľi v axiálnom smere pri montáži, čím sa dá dosiahnuť správny chod reťazového prevodu. V neposlednom rade sa zjednoduší výroba hriadeľa a náboja. [20]

Pevnostná kontrola čapu vloženého ozubeného kolesa bola realizovaná taktiež softvérom Ansys (obr. 26). Čap je namáhaný iba na ohyb, keďže ozubené koleso je nasadené na dvojradowom guľkovom ložisku. Analýza neuvažuje s predpätím v axiálnom smere spôsobeným uchytaním čapu v skrini prevodovky. Maximálne redukované napätie je 348,81 MPa. Materiál čapu je C45 (12 050) a bezpečnosť k medznému stavu pružnosti je 1,35.



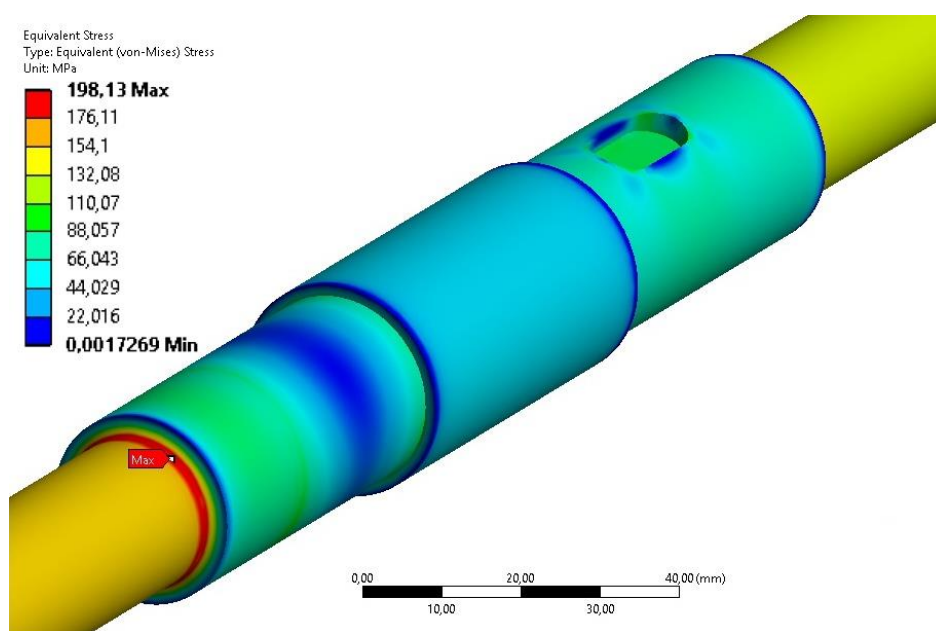
Obr. 26 Napät'ová analýza čapu v softvéri Ansys



Obr. 27 Zostava čapu a uchytenie v skrini prevodovky

Na obrázku 27 je zobrazená zostava čapu po montáži. Na čape je nasadené dvojradové guľôčkové ložisko typu 3204, ktorého trvanlivosť je viac než dostatočná. Výpočet je uvedený v prílohe č.2. Axiálny posun ložiska na čape vymedzuje dištančná trubka, ktorá zároveň znižuje deformáciu čapu. Na ložisku je nasadené ozubené koleso. Na jednej strane je v kolese oporná plocha pre vsadenie ložiska a posun na druhú stranu je znemožnený použitím poistného krúžku. Čap je vsunutý do kalibrovanej diery vo veku prevodovky. Upevnený je pomocou korunkovej matice M16 a podložky. Proti odskrutkovaniu je matica zabezpečená závlačkou.

Výstupný hriadeľ bol taktiež pevnostne kontrolovaný v softvéri Ansys. Materiál hriadeľa je konštrukčná oceľ S355J0 (11 523), s medzou klzu 355 MPa a medzou únavy 240 MPa [21]. Redukované napätie pre maximálne zaťaženie hriadeľa je 230 MPa, bezpečnosť k medznému stavu pružnosti je 1,79. Bezpečnosť k medznému stavu únavy pre nominálne zaťaženie je 4,36.



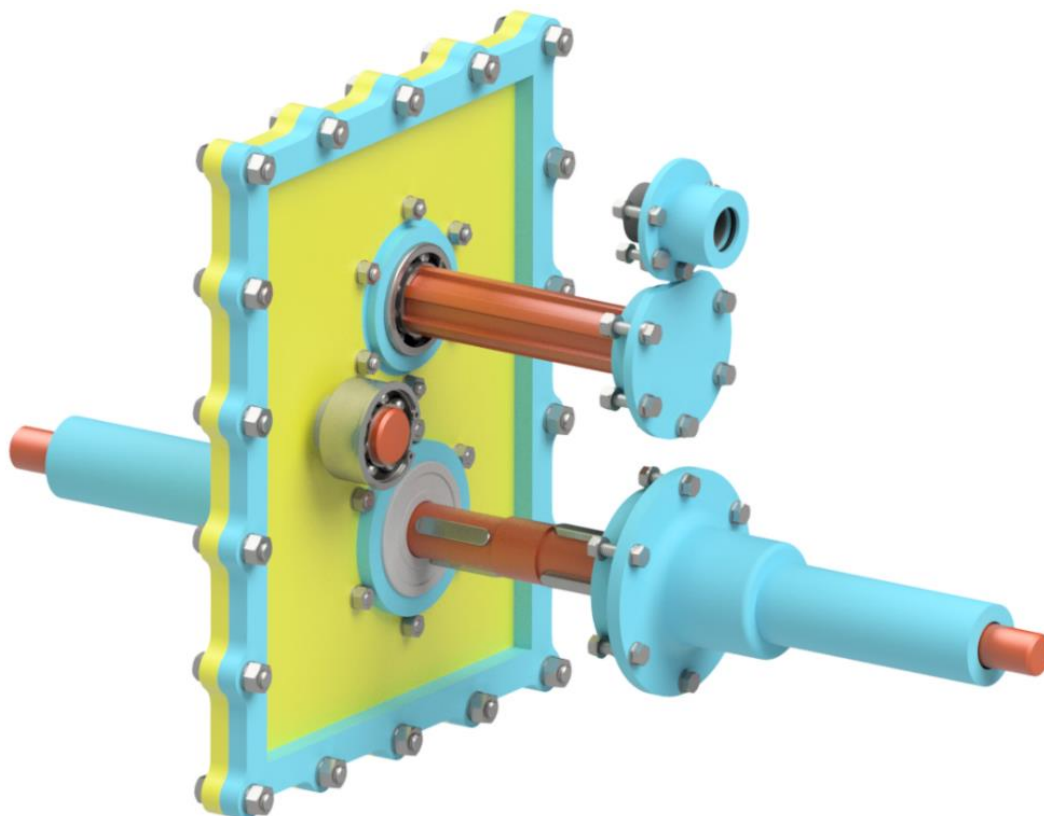
Obr. 28 Napätová analýza výstupného hriadeľa v softvéri Ansys

Na hriadeľi sú nasadené dve ozubené kolesá, každé je s hriadeľom spojené dvomi tesnými perami 8 x 7 x 40. Použité sú valivé ložiská typu 6305, rovnako ako v pôvodnej prevodovke, avšak zvolené je prevedenie s krytmi (typ SKF 6305-2Z). Obe ložiská sú v prevodovke pod hladinou oleja, čo sa neodporúča pre otvorené ložiská z dôvodu nesprávneho mazania a zvýšených hydraulických odporov. Ložiská s krytmi sú naplnené plastickým mazivom, ktoré zabezpečí optimálne mazanie po celú dobu trvanlivosti ložiska. Výpočet spojení perami na otláčenie v náboji a výpočet trvanlivosti ložisk je uvedený v prílohe č. 2.

4.6 NÁVRH SKRINE PREVODOVKY

Skríňa prevodovky je vzhľadom na kusovú výrobu riešená ako zváraná z oceľových plechov a výpalkov. Ku štyrom obvodovým plechom sú privarené oceľové príruby. Zvary musia byť olejotesné. Čelné plochy sú následne obrobené aby bola dosiahnutá súososť uloženia. Ku strednému dielu sú priskrutkované dve bočné steny. Presná poloha bočných stien je vymedzená vždy dvomi kolíkmi. Ložiská vstupného hriadeľa nie sú uložené v týchto stenách ale vo

viečkach, ktoré sú priskrutkované k skrině prevodovky. Na strane kde vstupný hriadeľ vychádza z prevodovky je tesniaci krúžok. Ložiská výstupného hriadeľa sú uložené v mostových trubkách, pomocou ktorých je skriňa prevodovky spojená s rámom dreziny. Uloženie ložísk pomocou viečok a mostových trubiek je prebraté z pôvodnej reverzačnej prevodovky. Uloženie hriadeľov je na obrázku 29.



Obr. 29 Uloženie ložísk prostredníctvom viečok a mostových trubiek

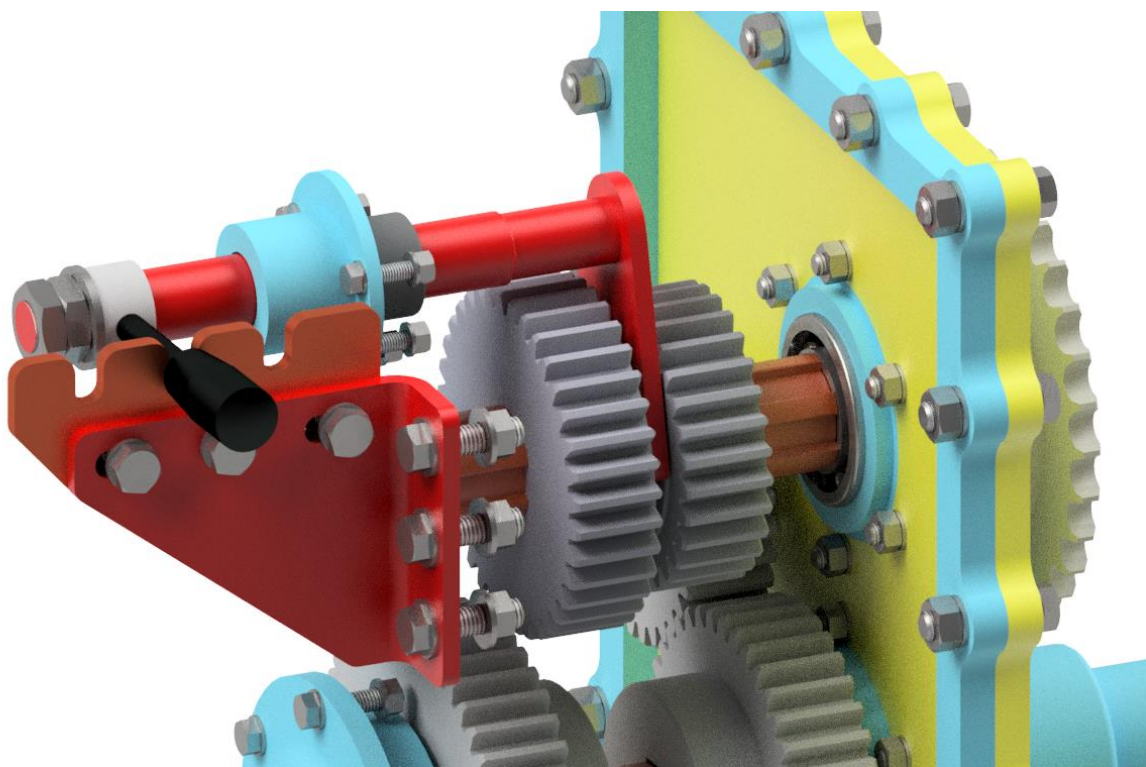


Obr. 30 Stredný diel skrine prevodovky s mierkou oleja a výpustným otvorom

Skriňa prevodovky má na vrchu mierku oleja od firmy KIPP, ktorá má dostatočný priemer a slúži tiež ako nalievacie hrdlo. Mierka má aj malý odvzdušňovací otvor, ktorý zabráni tomu aby v prevodovke počas prevádzky vznikol pretlak. Vypúšťací otvor je taktiež od firmy KIPP. Je vyrobený z hliníku a obsahuje magnet pre zachytávanie oterových kovových častíc. V prevodovke je použitý univerzálny prevodový olej PP 80 výkonnostnej úrovne API GL-4 (min. 3% aditív), ktorý je určený pre celoročné použitie. Hladina oleja je rovnaká ako v pôvodnej prevodovke a to taká, že zuby oboch výstupných ozubených kolies zaplavuje olej ale ich náboje sa už v oleji nebrodia, čo znamená výšku hladiny približne 35 mm. [23]

4.7 MECHANIZMUS RADENIA

Mechanizmus radenia je posuvný. Otočný mechanizmus podľa pôvodnej prevodovky nebolo možné použiť, pretože ozubené dvojkoľeso pri posuve prechádza dráhu až 54 mm. Vidlička radenia je zvarom spojená s tyčkou, ktorá je vedená v klznom ložisku SKF zo spekaného bronzu. Klzné ložisko široké 40 mm je spolu s tesniacim krúžkom uložené vo viečku, ktoré je priskrutkované k čelnej stene prevodovky. Na tyčke radenia je s radiálnou vôľou nasadená radiaca páka od firmy MÄDLER. Po zaradení smeru jazdy je páka zasunutá do hrebeňa, ktorý zabraňuje samovoľnému posunu mechanizmu. Polohu hrebeňa na držiaku je možné pri montáži korigovať, aby bolo radenie dostatočne presné. Mechanizmus radenia je zobrazený na obrázku 31.



Obr. 31 Mechanizmus radenia

ZÁVER

V konštrukcii železničných drezín na našom území boli využité rôzne prístupy. Tatra skonštruovala svoje dreziny prakticky od základu s využitím automobilových komponentov. Pre svoje dreziny vyvinula prevodovku s dvomi stupňami vpred aj vzad. Toto riešenie sa časom ukázalo ako ideálne a dreziny Tatra sa v prevádzke veľmi osvedčili. Dreziny Warszawa vznikli pomerne jednoduchou úpravou automobilu Warszawa 223. Prevodovka nebola upravená, a tak musel byť často využívaný mechanizmus pre otočenie dreziny na koľaji. Časté otáčanie dreziny nepochybne komplikovalo prevádzku, ale aj dreziny Warszawa sa v prevádzke osvedčili.

Firma Autoavia dostala za úlohu postaviť jednoduché dreziny ľahkej konštrukcie, preto siahla po motocyklovom pohone od firmy Jawa. Ten bol doplnený o reverzačnú prevodovku vlastnej konštrukcie. O prevádzke drezín od firmy Autoavia nie je dostatok informácií, vzhľadom na to, že sa do dnešných dní zachovali iba dva exempláre môžeme usúdiť, že boli vyradené z prevádzky po pomerne krátkej dobe. Či bol príčinou motocyklový pohon, reverzačná prevodovka alebo celkovo slabé dimenzovanie nevieme. Na zachovaných kusoch však práve jedinečná reverzačná prevodovka chýba.

Reverzačná prevodovka navrhnutá v tejto práci bola dimenzovaná na maximálny vstupný krútiaci moment 189 Nm a na nominálny vstupný prevádzkový krútiaci moment 45 Nm. Ozubené kolesá pevnostne vyhovujú v dotyku aj v ohybe. Vstupný hriadeľ, čap vloženého ozubeného kolesa aj výstupný hriadeľ taktiež pevnostne vyhovujú. Životnosť prevodovky je minimálne 2000 hodín. Výpočty silových pomerov v prevodovke, trvanlivostí ložísk a spojení perom na otláčenie v náboji obsahuje príloha č. 2.

Nová reverzačná prevodovka vychádza konštrukčne z pôvodnej prevodovky, takže rešpektuje priestorovú zástavbu. Využíva množstvo kupovaných súčiastok, konkrétne ozubené kolesá, polotovar drážkovaného hriadeľa, reťazové koleso, upínaciu sadu, radiacu páku, mierku oleja a vypúšťací otvor. V prílohe č. 3 je uvedený zoznam nakupovaných dielov spolu s cenami. Časti skrine prevodovky, viečka a hriadele sú jednoducho vyrobiteľné. Väčšiu pozornosť bude potrebné venovať výrobe ozubeného dvojkoľesa z dvoch samostatných kupovaných kolies. Brúsenie ozubených kolies a zaoblenie, prípadne skosenie čelných hrán ozubených kolies pre jednoduchšie radenie musí vykonať špecializovaná firma. Kalkuláciu nákladov na výrobu týchto dielov prevodovky práca neobsahuje. Celková odhadovaná cena je však vzhľadom na to, že sa jedná kusovú výrobu prevodovky priaznivá. Celkový pohľad na prevodovku je v prílohe č. 1 a pre zjednodušenie orientácie v konštrukčnom návrhu obsahuje príloha č. 4 výkres zostavy.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] BADO, Peter a Václav JELÍNEK. *Speciální drážní vozidla*. 2., dopl. vyd. Karlovy Vary: ALHA, 2014. ISBN 978-80-260-5856-4.
- [2] *Drezína ručná trojkolesová telegrafná* [online]. Múzejno-dokumentačné centrum Bratislava [cit. 2016-11-08]. Dostupné z: <http://www.mdc.sk/katalog-predmet/299/>
- [3] PAULY, Jana a Petr KOŽÍŠEK. *100. výročí zahájení automobilové výroby v Tatře Kopřivnice*. Praha: Národní technické muzeum, 1997. Rozpravy Národního technického muzea v Praze. ISBN 80-703-7069-6.
- [4] LÁŠEK, Pavel. Osobní drezíny Tatra T 15. *Svět železnice: velké i malé*. Praha: Corona, 2011, 10(1,2), s. 63-74, 75-83. ISSN 1213-7219.
- [5] *Drezina Warszawa DMV 73-014* [online]. Klub železničnej nostalgie Bratislava [cit. 2016-11-24]. Dostupné z: <http://kzn.sk/p/drezina-warszawa-dmv-73-014>
- [6] FSO Warszawa. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. [cit. 2016-11-25]. Dostupné z: https://pl.wikipedia.org/wiki/FSO_Warszawa
- [7] *Drezina Warszawa 223 DMV-73-015* [online]. MotoMagazín [cit. 2016-11-24]. Dostupné z: <http://www.motomagazin.cz/index.php?action=magazin&menu=5&pos=warszawa>
- [8] TUCHOLSKI, Zbigniew. Adaptacja samochodów osobowych „Warszawa” na drezyny normalnotorowe w KZN „Skalmierzyce”. *Świat Kolei*. Lodž: EMI-PRESS, 2011, (8), 22-31. ISSN 1234-5962.
- [9] *The Railway carriage and wagon handbook*. London: The Locomotive publishing co.
- [10] GAZ M 20 Pobeda Gear Box Assy. In: *Autoclassics.us* [online]. [cit. 2016-12-06]. Dostupné z: <http://s1.autoclassics.us/uploads/images/cars/m20/autoparts/korobka-peredach.gif>
- [11] PÁTEČEK, Peter. Motorová drezina Varšava. In: *Železničné.info* [online]. [cit. 2016-11-24]. Dostupné z: http://www.zeleznicne.info/storage/200805192217_C_20080517_3716_mdc.jpg
- [12] *Drezína motorová Dlm* [online]. Múzejno-dokumentačné centrum Bratislava [cit. 2016-12-02]. Dostupné z: <http://www.mdc.sk/katalog-predmet/280/>
- [13] *Typový list, popis a návod k obsluze a odstraňování poruch pro lehké motorové dresiny Dlm 2-47/48*. Praha: Autoavia.
- [14] *Seznam náhradních dílů lehké motorové dresiny Dlm 4*. Praha: Autoavia.
- [15] PAVLŮSEK, Alois. *Jawa 250/350: typ 11, 12 a odvozené modely : 1946-1955*. Brno: CPress, 2015. Motoalbum (CPress). ISBN 978-80-264-0862-8.

- [16] Max. moment u Jawy 250. In: *Jawamania.info* [online]. [cit. 2017-01-20]. Dostupné z: <http://www.jawamania.info/poradna/detail.aspx?questionid=43043>
- [17] DANIEL, Kalinčák. Koľajové vozidlá. In: *Katedra dopravnej a manipulačnej techniky* [online]. Žilinská Univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta [cit. 2017-01-30]. Dostupné z: http://kdmf.uniza.sk/files/podklady/dopravne_systemy/F_111.pdf
- [18] MICHÁLEK, Tomáš. Pojednání o styku kola a kolejnice. In: *ŽelPage* [online]. [cit. 2017-01-30]. Dostupné z: <http://www.zelpage.cz/clanky/pojednani-o-styku-kola-a-kolejnice>
- [19] PLÁŠEK, Otto. Úvod do železničních staveb. In: *VUT v Brně, Fakulta stavební* [online]. [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: http://www.fce.vutbr.cz/zelp/blaspek.o/studium/5_zeleznice_uvod.pdf
- [20] Katalóg 41. In: *Components.sk* [online]. MÄDLER, 2015 [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: <https://www.components.sk/na-stiahnutie>
- [21] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [22] Ocel C45. In: *Softwarový lexikon kovů se zahraničními ekvivalenty* [software]. Praha: Dashöfer, 2001-. [cit. 2017-03-15].
- [23] Katalog OBSLUŽNÉ DÍLY / NORMOVANÉ PRVKY. In: *Kipp.cz* [online]. HEINRICH KIPP WERK, 2016 [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: https://www.kipp.cz/xs_db/DOKUMENT_DB/www/KIPP/BEDIENTEILE/Kataloge/Bedienteile_Katalog_2016/cz/KIPP_Bedienteile_2016_cz.pdf

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

b	[mm]	Šírka ozubenia
d	[mm]	Priemer rozstupovej kružnice ozubeného kolesa
d_a	[mm]	Priemer hlavovej kružnice ozubeného kolesa
d_k	[mm]	Priemer kolesa dreziny
Dlm		Drezina ľahká motorová
F_1	[N]	Tiažová sila pôsobiaca na osoby na predných sedadlách
F_2	[N]	Tiažová sila pôsobiaca na osoby na zadných sedadlách
F_{41}	[N]	Celková sila pôsobiaca na koleso 1 od kolesa 4
F_g	[N]	Tiažová sila pôsobiaca na plne obsadenú drezinu
F_O	[N]	Odporová sila spôsobená valivým odporom
Fr_1	[N]	Reakčná sila na styku prednej nápravy s koľajou
Fr_2	[N]	Reakčná sila na styku zadnej nápravy s koľajou
F_{r41}	[N]	Radiálna sila pôsobiaca na koleso 1 od kolesa 4
F_T	[N]	Tiažová sila pôsobiaca na drezinu umiestnená v ťažisku
F_{t41}	[N]	Obvodová sila pôsobiaca na koleso 1 od kolesa 4
F_{Tr}	[N]	Trakčná sila od pohonnej jednotky
g	[m·s ⁻²]	Tiažové zrýchlenie
K_{Hbeta}	[-]	Súčiniteľ nerovnomernosti zaťaženia zubu po šírke
K_v	[-]	Súčiniteľ vnútorných dynamických síl
m_a	[kg]	Maximálna adhézna hmotnosť
MD	[Nm]	Maximálny krútiaci moment ozubeného kolesa
Mk_{max}	[Nm]	Maximálny krútiaci moment, pri ktorom nedôjde ku šmyku
ND	[mm]	Priemer náboja ozubeného kolesa
NL	[mm]	Šírka náboja ozubeného kolesa
OHV		Over Head Valve, typ ventilového rozvodu piestového motoru
R_{14}	[N]	Reakčná sila pôsobiaca na koleso 4 od vstupného hriadeľa
R_{32}	[N]	Reakčná sila pôsobiaca na koleso 2 od výstupného hriadeľa
R_{35}	[N]	Reakčná sila pôsobiaca na koleso 5 od vstupného hriadeľa
R_{41}	[N]	Reakčná sila pôsobiaca na koleso 1 od výstupného hriadeľa
$R_{výsl}$	[N]	Výsledná reakčná sila pôsobiaca na vložené koleso 3 od čapu
μ	[-]	Koeficient adhézie

ZOZNAM PRÍLOH

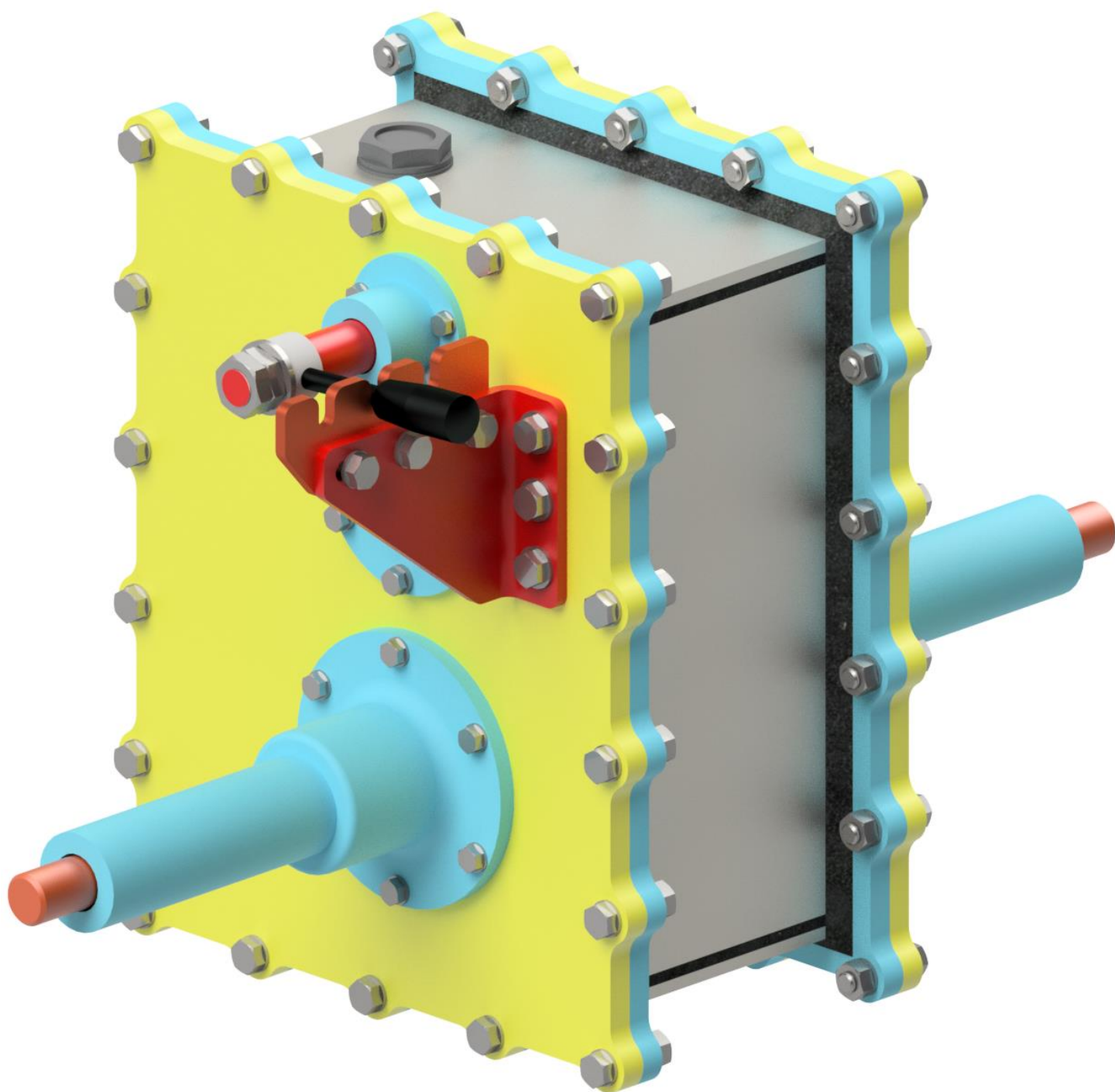
Príloha 1: Celkový pohľad na prevodovku

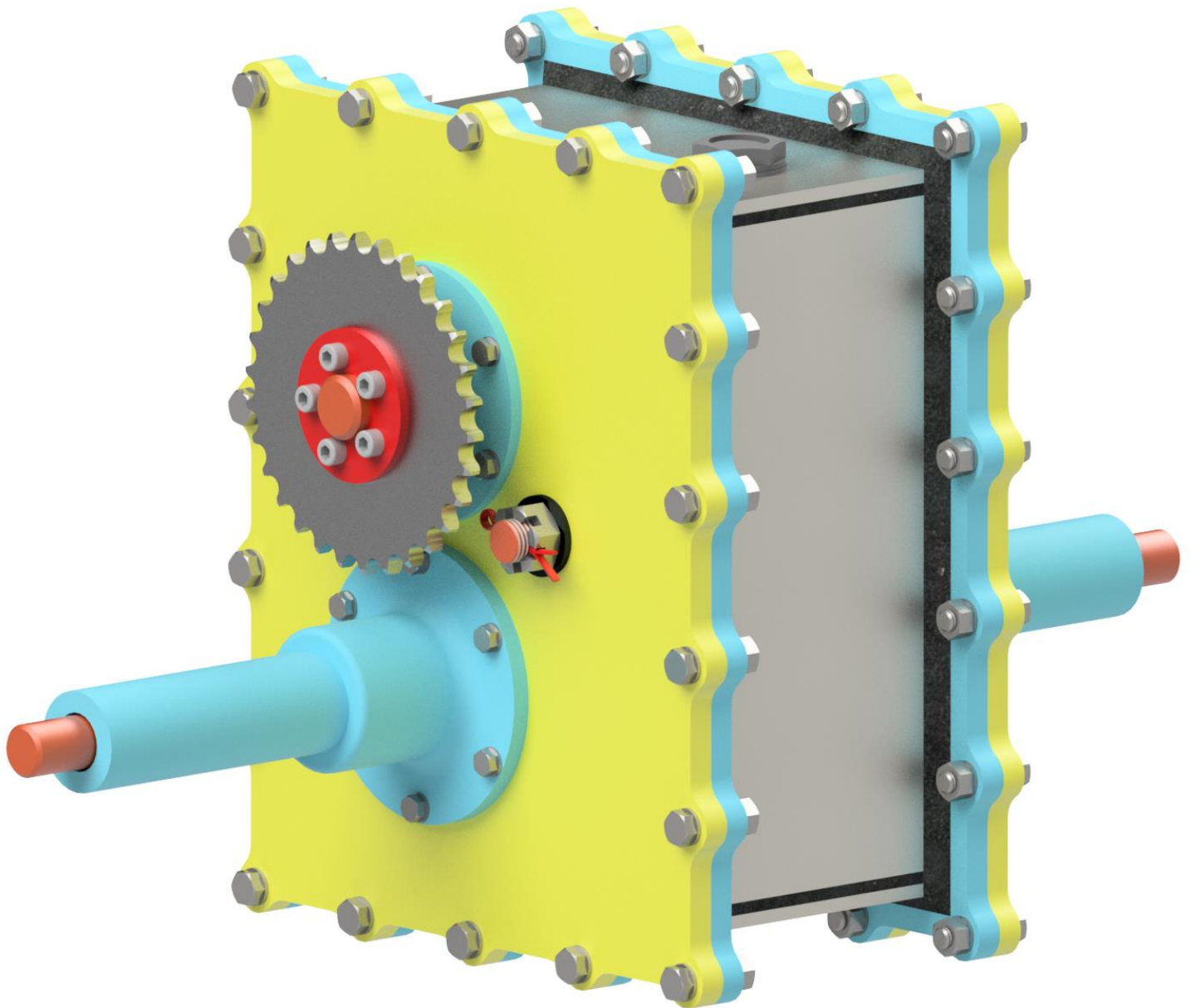
Príloha 2: Výpočtová správa

Príloha 3: Ceny nakupovaných dielov

Príloha 4: Výkres zostavy

Príloha 1: Celkový pohľad na prevodovku





Silové pomery v ozubení

$$M_{\text{maxmotor}} := 189 \text{ N}\cdot\text{m}$$

záber kolies 4-1:

$$F_{t41} := \frac{2 \cdot M_{\text{maxmotor}}}{d_4} = 4200 \text{ N}$$

$$F_{41} := \frac{F_{t41}}{\cos(20^\circ)} = 4469.547 \text{ N}$$

$$F_{14} := F_{41}$$

záber kolies 5-3:

$$F_{t53} := \frac{2 \cdot M_{\text{maxmotor}}}{d_5} = 5040 \text{ N}$$

$$F_{53} := \frac{F_{t53}}{\cos(20^\circ)} = 5363.456 \text{ N}$$

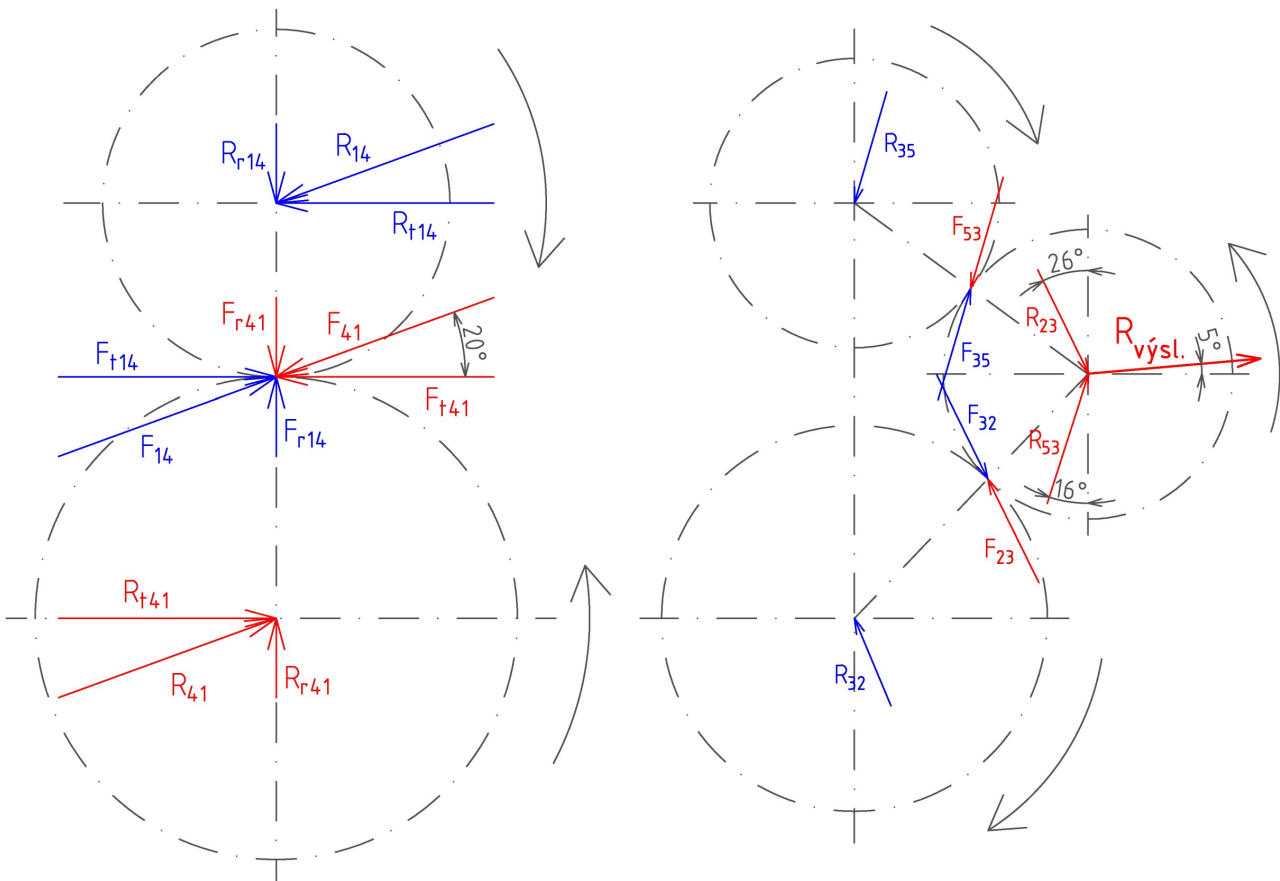
$$F_{35} := F_{53}$$

záber kolies 5-2:

$$F_{t32} := \frac{2 \cdot M_{\text{maxmotor}}}{d_3} = 5040 \text{ N}$$

$$F_{32} := \frac{F_{t32}}{\cos(20^\circ)} = 5363.456 \text{ N}$$

$$F_{23} := F_{32}$$



Celková sila pôsobiaca na hriadele

Vstupný hriadeľ:

pri jazde vzad: $R_{14} := F_{14} = 4469.547 \text{ N}$

pri jazde vpred: $R_{35} := F_{35} = 5363.456 \text{ N}$

Čap vloženého ozubeného kolesa:

zo záberu kolies 5,3: $R_{53} := F_{53} = 5363.456 \text{ N}$

zo záberu kolies 3,2: $R_{23} := F_{23} = 5363.456 \text{ N}$

rozklad síl do zložiek
a ich súčet:

$$R_{x_{\text{výsl}}} := R_{53} \cdot \sin(16.207^\circ) + R_{23} \cdot \sin(26.241^\circ) = 3868.426 \text{ N}$$

$$R_{y_{\text{výsl}}} := R_{53} \cdot \cos(16.207^\circ) - R_{23} \cdot \cos(26.241^\circ) = 339.6 \text{ N}$$

výsledná reakcia

$$R_{\text{výsl}} := \sqrt{R_{x_{\text{výsl}}}^2 + R_{y_{\text{výsl}}}^2} = 3883.304 \text{ N}$$

uhol s vodorovnou osou:

$$\text{atan}\left(\frac{R_{y_{\text{výsl}}}}{R_{x_{\text{výsl}}}}\right) = 5.017^\circ$$

Výstupný hriadeľ:

pri jazde vzad: $R_{41} := F_{41} = 4469.547 \text{ N}$

pri jazde vpred: $R_{32} := F_{32} = 5363.456 \text{ N}$

Voľba ložísk a výpočet trvanlivostí

Vstupný hriadeľ - jazda vpred

Sily a reakcie v rovine XY

rozstupový priemer
reťazového kolesa:

$$d_{\text{reťaz}} := 121.5 \text{ mm}$$

sila od reťazového prevodu:

$$F_{\text{reťaz}} := \frac{2 \cdot M_{\text{maxmotor}}}{d_{\text{reťaz}}} = 3111 \text{ N}$$

sila od záberu kolies 3,5:

$$F_{35} \cdot \cos(74^\circ) = 1478.369 \text{ N}$$

reakcie v ložiskách zo statickej rovnováhy

$$Fr_{A1} := \frac{110 \cdot F_{35} \cdot \cos(74^\circ) + 173 \cdot F_{\text{reťaz}}}{132} = 5309.415 \text{ N}$$

$$Fr_{B1} := F_{35} \cdot \cos(20^\circ) + F_{\text{reťaz}} - Fr_{A1} = 2841.696 \text{ N}$$

Sily a reakcie v rovine YZ

$$F_{35} \cdot \sin(74^\circ) = 5155.685 \text{ N}$$

$$Fr_{A2} := \frac{110 \cdot F_{35} \cdot \sin(74^\circ)}{132} = 4296.404 \text{ N}$$

$$Fr_{B2} := F_{35} \cdot \sin(74^\circ) - Fr_{A2} = 859.281 \text{ N}$$

Celková sila v ložiskách pri jazde vpred je potom

$$Fr_A := \sqrt{Fr_{A1}^2 + Fr_{A2}^2} = 6830.006 \text{ N}$$

$$Fr_B := \sqrt{Fr_{B1}^2 + Fr_{B2}^2} = 2968.771 \text{ N}$$

Vstupný hriadeľ - jazda vzad

Sily a reakcie v rovine XY

sila od reťazového prevodu: $F_{\text{reťaz}} = 3111 \text{ N}$

sila od záberu kolies 3,5: $F_{14} \cdot \cos(20^\circ) = 4200 \text{ N}$

reakcie v ložiskách zo statickej rovnováhy

$$Fr_{B1r} := \frac{110 \cdot F_{14} \cdot \cos(20^\circ) - 41 \cdot F_{\text{reťaz}}}{132} = 2533.67 \text{ N}$$

$$Fr_{A1r} := F_{41} \cdot \cos(20^\circ) + F_{\text{reťaz}} - Fr_{B1r} = 4777.441 \text{ N}$$

Sily a reakcie v rovine YZ

$$F_{14} \cdot \sin(20^\circ) = 1528.675 \text{ N}$$

$$Fr_{B2r} := \frac{110 \cdot F_{14} \cdot \sin(20^\circ)}{132} = 1273.896 \text{ N}$$

$$Fr_{A2r} := F_{41} \cdot \sin(20^\circ) - Fr_{B2r} = 254.779 \text{ N}$$

Celková sila v ložiskách pri jazde vzad je potom

$$Fr_{Ar} := \sqrt{Fr_{A1r}^2 + Fr_{A2r}^2} = 4784.23 \text{ N}$$

$$Fr_{Br} := \sqrt{Fr_{B1r}^2 + Fr_{B2r}^2} = 2835.894 \text{ N}$$

Navrhnuté ložiská

Vstupný hriadeľ

ložisko A - 6205 SKF Základná trvanlivosť: $C_{6205} := 14800\text{N}$

ložisko B - 6203 SKF $C_{6203} := 9900\text{N}$

maximálny moment sa v prevodovke vyskytne pri rýchlosti približne 10 km/h,

čo odpovedá otáčkam vstupného hriadeľa: $n := 180 \text{ min}^{-1}$

$$L_{h6205} := \left(\frac{C_{6205}}{Fr_A} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 942 \text{ h}$$

$$L_{h6203} := \left(\frac{C_{6203}}{Fr_B} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 3434 \text{ h}$$

Vo výpočte sú použité sily Fr_A a Fr_B , pri jazde vpred, ktoré sú vyššie.

Vzhľad na to, že uvedený maximálny moment 189 Nm, z ktorého výpočet vychádza sa bude v prevodovke vyskytovať krátkodobo sú vypočítané trvanlivosti dostatočné. Pri nominálnom vstupnom momente 45 Nm je zaťaženie ložísk približne štvrtinové a trvanlivosti aj pri zvýšených otáčkach vychádzajú v rádoch desaťtisícov hodín.

Čap vloženého ozubeného kolesa

$$R_{\text{výsl}} = 3883.304 \text{ N}$$

navrhnuté ložisko typu 3204 ZKL

$$C_{3204} := 19905\text{N}$$

$$L_{h3204} := \left(\frac{C_{3204}}{R_{\text{výsl}}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 12470 \text{ h}$$

Výstupný hriadeľ - jazda vpred

Sily a reakcie

sila od záberu kolies 3,2: $F_{32} = 5363.456 \text{ N}$

reakcie v ložiskách zo statickej rovnováhy

$$Fr_C := \frac{111F_{32}}{133} = 4476.268 \text{ N}$$

$$Fr_D := F_{32} - Fr_C = 887.188 \text{ N}$$

Výstupný hriadeľ - jazda vzad

Sily a reakcie

sila od záberu kolies 4,1: $F_{41} = 4469.547 \text{ N}$

reakcie v ložiskách zo statickej rovnováhy

$$Fr_{Cr} := \frac{111 \cdot F_{41}}{133} = 3730.223 \text{ N}$$

$$Fr_{Dr} := F_{41} - Fr_{Cr} = 739.324 \text{ N}$$

navrhnuté 2 valivé ložiská typu 6305-2Z SKF $C_{6305} := 23400 \text{ N}$

$$Lh_{6305} := \left(\frac{C_{6305}}{Fr_C} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 13227 \text{ h}$$

platí pre viac namáhané ložisko z dvojice

Výpočet spojení perom

Spojenie výstupného hriadeľa s ozubenými kolesami 1 a 2.
Použité vždy 2 tesné perá 8 x 7 x 40.

priemer hriadeľa v mieste pier	$d := 25\text{mm}$
účinná dĺžka pier	$l_{\text{ucinna}} := 40\text{mm} - 8\text{mm} = 32\cdot\text{mm}$
maximálny výstupný krútiaci moment	
vpred - koleso 1	$M_{\text{vpred}} := M_{\text{maxmotor}} \cdot i_{\text{vpred}} = 252\text{ J}$
vzad - koleso 2	$M_{\text{vzad}} := M_{\text{maxmotor}} \cdot i_{\text{vzad}} = 262.5\text{ J}$
silá pôsobiaca na perá	$F_{\text{vpred}} := \frac{2M_{\text{vpred}}}{d} = 20160\text{ N}$
	$F_{\text{vzad}} := \frac{2 \cdot M_{\text{vzad}}}{d} = 21000\text{ N}$
maximálny dovolený tlak na perá	$p_{\text{max}} := 120\text{MPa}$

Otlačenie v náboji

výška pera v náboji	$t_n := 2.9\text{mm}$
tlak na perá	$p_{\text{vpred}} := \frac{F_{\text{vpred}}}{2(l_{\text{ucinna}} \cdot t_n)} = 108.621\cdot\text{MPa}$
	$p_{\text{vzad}} := \frac{F_{\text{vzad}}}{2(l_{\text{ucinna}} \cdot t_n)} = 113.147\cdot\text{MPa}$
bezpečnosť na otlačenie v náboji	$k_{\text{vpred}} := \frac{p_{\text{max}}}{p_{\text{vpred}}} = 1.105$
	$k_{\text{vzad}} := \frac{p_{\text{max}}}{p_{\text{vzad}}} = 1.061$

Príloha 3: Ceny nakupovaných dielov

V zozname nie je uvedený olej, tesniace krúžky a spojovací materiál.
Ceny boli aktuálne k 15.5.2017.

Súčiastka	Výrobca	Cena v €	Počet kusov	Celková cena v €
Ozubené koleso č. 1	MÄDLER	58,2	1	58,2
Ozubené koleso č. 2	MÄDLER	45,69	1	45,69
Ozubené koleso č. 3/5	MÄDLER	32,33	2	64,66
Ozubené koleso č. 4	MÄDLER	38,96	1	38,96
Drážkovaný hriadel'	MÄDLER	53,24	1	53,24
Reťazové koleso	MÄDLER	14,18	1	14,18
Radiaca páka	MÄDLER	6,41	1	6,41
Upínacia sada	MÄDLER	8,28	1	8,28
Ložisko 6205	SKF	3,98	1	3,98
Ložisko 6203	SKF	3,45	1	3,45
Ložisko 3204	ZKL	6,1	1	6,1
Ložisko 6305-2Z	SKF	6,99	2	13,98
Klzné ložisko PSM	SKF	5,69	1	5,69
Mierka oleja	KIPP	2,12	1	2,12
Vypúšťací otvor	KIPP	6,19	1	6,19
				<hr/> Spolu 331,13 €

Zdroje: [20], [23], internetový obchod www.loziska-gufera.cz