

Vysoká škola: strojní a textilní, Fakulta: strojní
Liberec
Katedra: strojů průmysl.dopravy Školní rok: 1986/87

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Petra Malého
obor 23-20-8 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Hnací a řiditelná náprava vysokozdvížného vozíku

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
Zásady pro vypracování: **LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8**
PSČ 461 17

Pro novou řadu vysokozdvížných vozíků o nosnosti 1,2 - 2 t navrhnete vhodný typ hnací a řiditelné nápravy, pneu 6,00 x 9, maximální šířka nápravy 1080 mm, zatížení 1,3 - 2 t, rozvor vozíku 1180 resp. 1580 mm, řízení hydrostatické ORSTA. Při řešení proveďte zejména:

1. posouzení a výběr vhodného typu nápravy
2. konstrukční návrh a výpočet zvoleného řešení
3. výrobní výkresy hlavních dílů
4. ekonomické zhodnocení navrhovaného řešení

V 67/87 5

Rozsah grafických prací: dle zadání

Rozsah průvodní zprávy: cca 40 stran textu včetně výpočtů

Seznam odborné literatury: MAČULSKIJ, I.I., ALJEPIN, E.A.: Mašiny napolnovo bezrelsovo transporta. Moskva 1982

Margolis, S.J.: Mosty avtomobilej i avtopojezdov. Moskva 1983

ŠALAMOUN, Č. a kol.: Atlas převodových ústrojí. ČVUT Praha, 1972

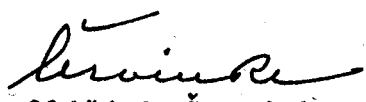
Vedoucí diplomové práce: Ing. Ladislav Bartoníček

Konzultant: Ing. Miroslav Malý

Datum zadání diplomové práce: 29. listopadu 1985

Termín odevzdání diplomové práce: dle harmonogramu




Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.

Vedoucí katedry


Doc. Ing. Ján Alaxin, CSc.

Děkan

v Liberci dne 29. listopadu 1985

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci

nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Obor 23 - 20 - 8

stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření

stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Katedra strojů průmyslové dopravy

HNACÍ A ŘIDITELNÁ NÁPRAVA VYSOKOZDVIŽNÉHO VOZÍKU

KSD - 128 - 00.00

Petr M A L Ý

Vedoucí práce : ing. Ladislav Bartoníček

Konzultant : ing. Miroslav Malý CSc

Rozsah práce a příloh

Počet stran : 60

Počet tabulek : 0

Počet obrázků : 20

Počet výkresů : 10

Počet jiných příloh : 6

Místopřísežné prohlášení

" Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury "

V Liberci 11.5. 1987

Michal Maš
.....

Poděkování

Děkuji ing. Ladislavovi Bartoníčkovi a konzultantovi
ing. Miroslavovi Malému za cenné připomínky a náměty
pro moji diplomovou práci.

Mich. Maš'
.....

	7
1. ÚVOD	9
1.1. Požadavky na řízení	10
1.1.1. Hydrostatický pohon	12
1.2. Řešení a výběr nápravy	13
1.2.1. Čtyřkolový pohon	14
1.2.2. Klouby	19
2. PEVNOSTNÍ VÍPOČTY	19
2.1. Stanovení krouticího momentu a převodu v nápravě	20
2.2. Ozubené soukolí pohonu diferenciálu	20
2.2.1. Návrh kuželového soukolí	23
2.2.2. Geometrické rozměry ozubení	24
2.2.3. Virtuální soukolí	25
2.2.4. Konečná kontrola na ohyb	27
2.2.5. Konečná kontrola na dotyk	28
2.3. Ozubené soukolí diferenciálu	28
2.3.1. Návrh kuželového soukolí	29
2.3.2. Geometrické rozměry ozubení	30
2.3.3. Virtuální soukolí	30
2.3.4. Konečná kontrola na ohyb	31
2.3.5. Konečná kontrola na dotyk	31
2.4. Výpočet ložisek	31
2.4.1. Silové poměry	33
2.4.2. Ložiska na vstupním hřídeli	35
2.4.3. Ložiska na diferenciálu	37
2.4.4. Ložiska uložení kola na most nápravy	39
2.5. Návrh hnačí nápravy - poloosy	39
2.5.1. Kontrola drážkování	39

3.ŘEŠENÍ ŘÍZENÍ NÁPRAVY	41
3.1.Závislost úhlu natočení vnějšího kola na úhlu vnitřního kola	41
3.2.Řešení mechanismu	42
3.2.1.Vlastní výpočet	43
3.3.Zatížení jednotlivých prvků nápravy	48
3.3.1.Rozměry kola	48
3.3.2.Silové poměry při valení	49
3.3.3.Silové účinky na čep kola	50
3.3.4.Síly zatěžující mechanismus řízení	52
3.3.5.Síly působící na čep řízení	52
3.3,6.Výpočet servořízení	54
3.4.Podmínka pro realizaci homokinetického kloubu	56
4.EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	58
Seznam použité literatury	59

1. ÚVOD

Vysokozdvížené vozíky jsou jedny z nejrozšířenějších a všestranně používaných prostředků při manipulaci s materiálem. Vykonávají činnost ve dvou rovinách, to jest ve vertikální a horizontální. Samy si vhodný materiál odebírají, přepravují a ukládají, materiál stohují a podobně. Při tom jsou vysokozdvížené vozíky přízpůsobivé různým změnám podmínek, jako např. změnám organizace výroby, výrobního programu, přestavbám pracovišť i objektů. Jsou obyčejně nezbytně nutným manipulačním prostředkem pro zavádění paletizace. Na druhé straně však nasazení vysokozdvížných vozíků bez vhodné projektové přípravy jejich využití, volby vhodné organizace a zpracování všech závislostí, se může projevit jako neúčinné a neekonomické.

Vysokozdvížené vozíky mají rozhodující význam při manipulaci se středně těžkými břemeny - asi 20 + 25 tun na krátké vzdálenosti, a také do určitých výšek; podle konstrukce jednotlivých typů vozíků až do výšky 6 m. U nás jsou nejrozšířenější vozíky s čelním uložením vyráběné v n.p. Dsta Děčín, a vozíky s bočním uložením vyráběné v k.p. Transporta Chrudim.

Schopnost vysokozdvížných vozíků manipulovat s břemeny jak typu kontajnerů, tak i volně loženého materiálu, beden, palet ap. činí z nich prostředek, bez něhož bychom si nedovedli vůbec představit práci ve skladech a výrobních halách strojírenských podniků. Právě ve skladech, kde není možné nebo ekonomicky výhodné použití regálových zakladačů, je tedy vozík nejvýhodnějším prostředkem při manipulaci s materiálem. Dospělo se k názoru, že vozíky moderní koncepce o nosnosti do 4 000 kg a manipulační výšce okolo 4 + 6 m vytlačují dříve klasické prostředky, jako je jeřáb a výtah.

Důležitou roli při konstrukci hraje použitá hnací jednotka.

Musí se dbát na skutečnost v jakém prostředí vozík pracuje. Jde-li o uzavřený nebo těžko větratelny prostor, je nutné použít elektromotor, a naopak jestliže vozík bude pracovat " pod širým nebem ", je vhodné použít spalovací motor.

Kromě vozíků klasických se však vyrábějí i vozíky speciální, které nacházejí uplatnění zejména v těžkých, nepříznivých podmínkách, ať je to stavebnictví, lesní hospodářství, manipulace na těžkém terénu a podobně. Jednotlivé typy mohou být přizpůsobeny práci v různých odvětvích. V průmyslu je to především využití vozíků pro přepravu paletizovaného materiálu, a dále v hutním průmyslu a těžkém strojírenství, v kovárnách a válcovnách. Tím je také značně ovlivněn soubor požadavků na konstrukci vozíků. Proti klasickým vozíkům je do popředí postavena velká stabilita - dosahovaná větším rozchodem kol, zvětšením robustnosti vozíku. To vede nutně k požadavkům na dokonalejší řízení, které by plně vyhovovalo jak na tvrdém kamenitém terénu, tak i při práci v hlubokém blátě. Důležitým požadavkem, který musí řízení splňovat, je zachování původního snadného ovládání, a lepší manévrovatelnosti. Pro vysokozdvížné vozíky jsou kromě tendence zvyšování pojezdových a zdvihových rychlostí, příznačné tyto směry vývoje, proniknuté již do výrobků, uplatňovaných na světovém trhu :

- rozšíření rozsahu použitelnosti opatřováním klasických druhů vozíků širokým sortimentem přídatných a doplňkových zařízení
- plná nebo částečná automatizace cyklu dopravy či přemísťování
- zmenšování potřebného operačního prostoru, a snižování vlastní váhy vozíku
- zvyšování univerzálnosti, to jest vytváření zařízení s hlavní a vedlejší funkcí

- vybavování vozíků konstrukčními prvky vysoké technické úrovně, účelně aplikovanými z jiných oborů : například opatřování vozíků elementy převzatými z automobilového průmyslu, zejména proudovými měniči kroutícího momentu a servořízením, včetně uplatnění elektronických principů ovládání a kontroly, jež ne- přímo zvyšují kapacitu a zlepšují manévrovací schopnost vozíku.

1.1. Požadavky na řízení

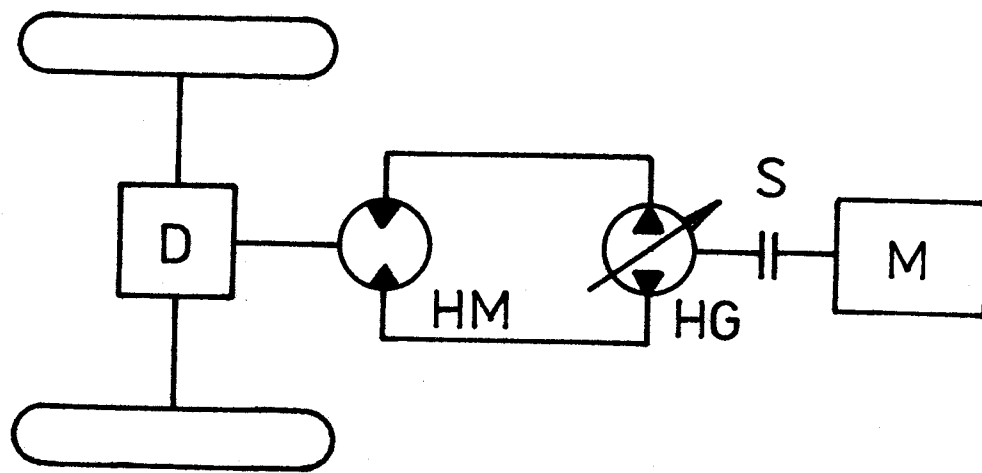
Řízení musí umožňovat natočení kol řídící nápravy tak, aby směr jízdy odpovídal vůli řidiče. Tento zdánlivě samozřejmý požadavek je však uskutečňován náročným řídícím mechanismem. Řídící veličinou je regulační orgán, který u vozidel klasických je představován volantem. Jeho pohybem je docilováno vychýlení kol ze střední polohy na příslušnou stranu rotací kolem čepů nápravy. Cílem řešení současných typů náprav, je dosažení co nejmenšího poloměru zatáčení, což by vedlo ke zjevnému zlepšení manévrovacích schopností vozíku. Ale důležitým faktorem, který působí proti tomuto požadavku je snížení stability vozíku. Vůbec otázka stability při natáčení kol je velmi závažná, a řízení ji musí splňovat při každé své poloze. Důležitým požadavkem je maximální přizpůsobení lidskému faktoru, to jest řidiči. Jakékoliv optimální vyřešení kinematických vlastností není použitelné, je-li řízení těžko ovladatelné, vyžaduje-li od řidiče značné fyzické napětí a přivádí tak brzy jeho únavu a vyčerpání. Jakékoliv smýkání vede jak k rozkmitání vozíku, nebezpečí rezonance a porušení některých dílů, tak i k nadměrnému opotřebení pneumatik. Zcela samozřejmým požadavkem je snadné zaujetí polohy podle tvaru zatáčky, a snadné vrácení do původní polohy. Důležitým faktorem, který by se mohl snadno u vysokozdvížných

vozíků přehlédnout, je volný chod volantu nebo, jak se říká " vůle volantu ". Podle naší státní normy a předpisů je povolená vůle 36° pro vozidla o rychlosti menší než 100 km/hod a 27° pro vozidla s rychlostí větší než 100 km/hod. U traktorů a zemědělských strojů s malou pojezdovou rychlostí a velkým rozsahem řízení, je vůli možno povolit i nad 36° , ale ne více než 50° . Kinematika řízení by teoreticky měla zajišťovat vazbu mezi natočením obou kol a volantem i za případu najetí nápravy na teréní vlnu. V praxi však zjišťujeme, že rozhodující vliv na nastavení kol mají síly působící na ně z vozovky. Náprava je poměrně často málo tuhá, a proto nelze od sebe oddělovat konstrukční požadavky od dynamických vlastností jízdy a vozidla vůbec.

1.1.1. Hydrostatický pohon

Samozřejmě i způsob řízení prošel určitými stupni vývoje. V prvo počátcích převládal systém ryze mechanický, který se v současnosti používá pro tříkolové vozíky, kde je řízené kolo ovládáno buď řetězem nebo hřebenem s pastorkem. Pro soudobé moderní čtyřkolové vozíky je však nepoužitelné vzhledem k velkým silám působících při zatáčení. Avšak proti použití mechanického způsobu řízení hovoří i řada jiných faktorů, jako je faktor ekonomický, konstrukční a výrobní. Novější koncepcí jsou mechanické řízení s hydraulickým posilovačem. V současnosti se však naprostá většina výrobců orientuje na použití hydrostatického pohonu. Přejít ze systému mechanického řízení k řízení s posilovačem a k řízení hydrostatickému nebyl okamžitý. Postupně se přecházelo od posilovačů až k současným servopohonům, které se velmi rychle a velmi brzy osvědčily. Výhodou tohoto systému je, že ho lze s úspěchem použít jak pro vozíky s nejnižší hmotností, tak pro vozíky dalo by se říci obří. Jedna z nejdůležitějších

předností tohoto systému je ten fakt, že počet prvků mechanismu se snížil na minimum, při zachování nezměnitelných ba ještě příznivějších silových poměrů. Vždyť díky hydraulice je nyní možné manipulovat s břemeny až do 3 000 kg. Stále se pracuje na jeho vývoji a zdokonalování. Jeho použití v oblasti vysokozdvíhových vozíků bude pravděpodobně patřit v nejbližších letech k nejprogresivnějšímu a nejefektivnějšímu v oblasti manipulace s materiálem. Schéma pohonu je na obrázku 1.



obr. 1

M - spalovací motor

S - spojka, používá se vyjimečně, zpravidla je nahrazena propojovacím ventilem nízkotlaké a vysokotlaké větve

HG - regulační axiální hydrogenerátor

HM - regulační axiální hydromotor

D - diferenciál

Princip hydrostatického přenosu výkonu spočívá v tom, že mechanická energie od hnacího agregátu se v hydrogenerátoru mění na statický tlak kapaliny, který se dále v hydromotoru mění na mechanickou energii. Zdrojem tlaků energie jsou zpravidla pístové hydrogenerátory a to axiální i radiální.

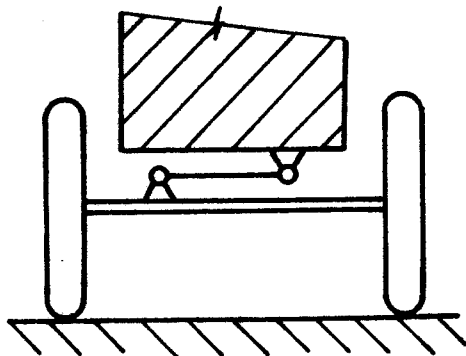
Výhodnější vlastnosti oproti hydrodynamickému pohonu :

- využití maximálního rozběhového momentu a tím maximální tažné síly
- žádné přerušení tažné síly během regulace rychlosti
- větší regulační rozsah - vystačí se s dvojestupňovou převodkou oproti tří a čtyřstupňové
- žádné převody pro reverzační chodu
- možnost ovládání výkonné regulace jednoduchými prostředky, čímž se zjednoduší obsluha
- možnost využití hydrostatiky i při ovládání zdvihacího zařízení

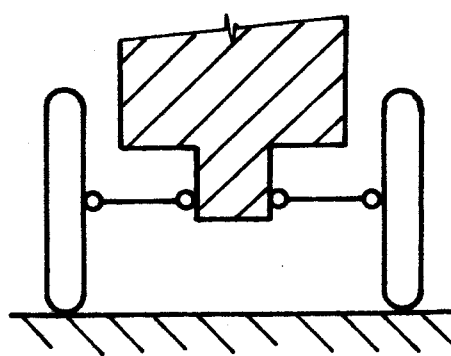
1.2. Řešení a výběr nápravy

Rozoznáváme čtyři základní typy a druhy náprav

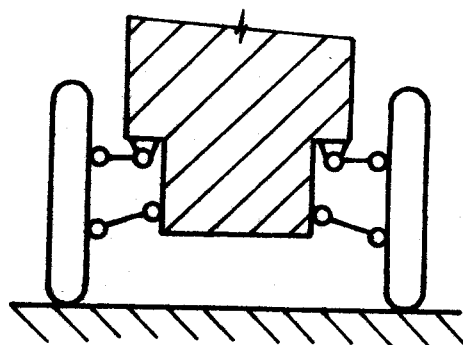
1. Pevná / tuhá / náprava - obě kola jsou vzájemně pevně spojena a tato pevná náprava je ke karosérii připojena vhodnými tyčemi nebo listovými pery. Příčné síly se přenášejí Panhardovou tyčí nebo Wattovým závěsem. Podélné síly se zachycují suvnými rameny. Listové pero může zachycovat podélné i příčné síly - obrázek 2a
2. Výkyvná polonáprava - má jeden kloub a kolem něho koná kývavý pohyb. Příčné síly bývají zachyceny příčným ramenem. Podélné síly se zachycují buď vidlicí nebo kulovou opěrkou na příčném rameně nebo suvným ramenem - obrázek 2b



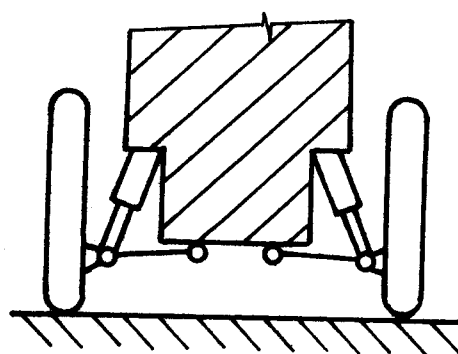
obr. 2a



obr. 2b



obr. 2c



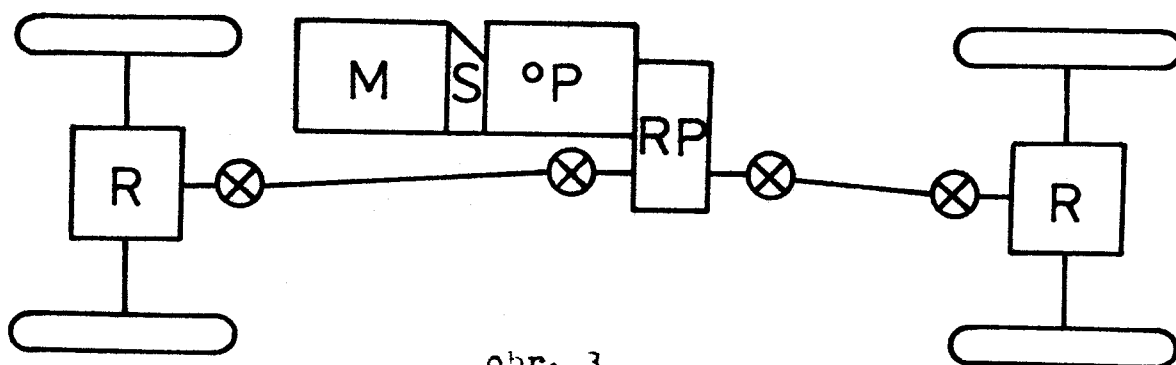
obr. 2d

3. Kolo je zavěšeno na dvou příčných ramenech. Ramena bývají nerovně dlouhá a různě skloněná, aby se dosáhnulo malé změny rozchodu při pružení. Podélné síly bývají zajištěny tím, že ramena jsou trojúhelníková a na jedné straně jsou dva přichytné šrouby - obrázek 2c

4. Kolo je zavěšeno na teleskopické podpoře a na jednom příčném rameni. Příčné rameno musí být trojúhelníkové, aby zachycovalo i podélné síly a nebo může být nahrazeno klikou - obrázek 2d

1.2.1. Čtyřkolový pohon

V posledních letech se zvyšuje průměrný výkon vozidel a rozšiřují se vozidla s čtyřkolovým pohonem, které jsou schopné vyvinout větší sílu až o 20 + 40 %. Celá tíže se využije na vyvození hnané síly. Obvykle je pohon všech kol proveden tím způsobem, že za normální převodovkou následuje rozdělovací převodovka, obsahující někdy i mezinápravový diferenciál, ve kterém se vyvede bokem pohon přední nápravy viz. obrázek 3



obr. 3

M - motor

S - spojka

^oP - stupňová převodovka

RP - rozdělovací převodovka

R - rozvodovka

Způsob přenosu hnacího momentu na nápravy :

a/ Blokový způsob - obě nápravy jsou navzájem kinematicky pevně spojené rozvodovkou. Mezi úhlovými rychlostmi hnacích kol je proto určitý konstantní poměr.

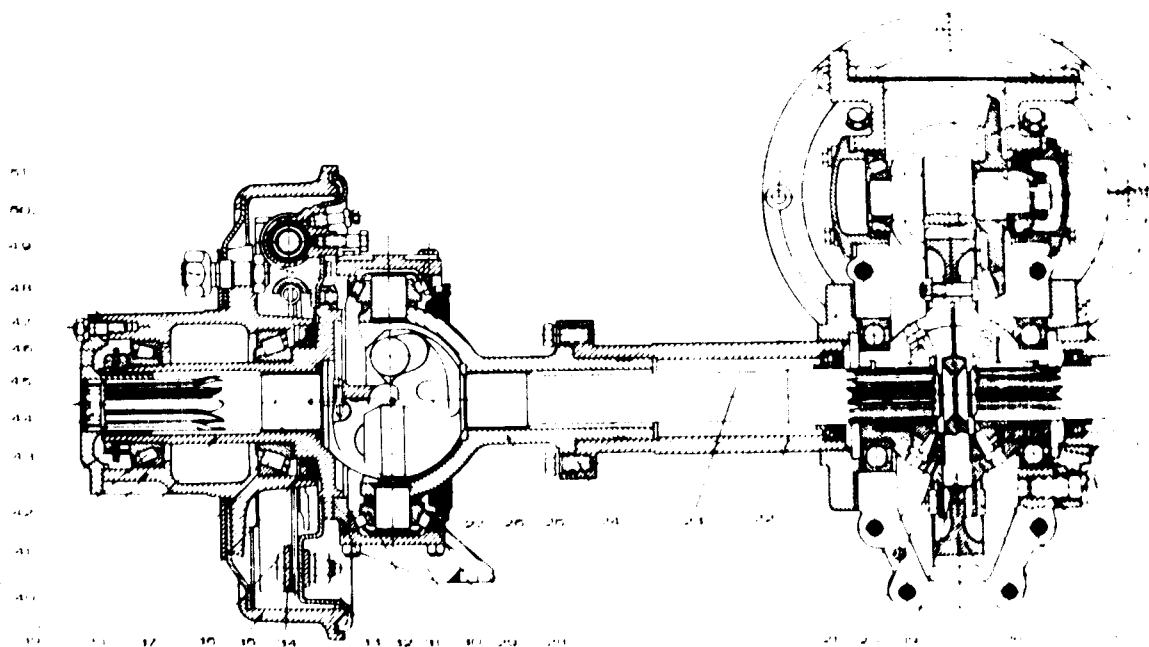
b/ Diferenciálový způsob - na rozdíl od blokového je zapojený do rozvodové skříně mezinápravový diferenciál. Při práci diferenciálu mohou v průběhu práce vozidla vzniknout rozlišené úhlové rychlosti hnacích kol. Tato změna kinematické vazby mezi nápravami způsobuje i rozlišný poměr přenášených hnacích momentů jednotlivými nápravami. Z principu činnosti diferenciálu současně vyplývá, že změna hnacích sil jedné nápravy vyvolá změnu hnací síly přenášené druhou nápravou. Tahovou sílu vozidla tedy limitují horší dotykové podmínky kol s podložkou, což je nedostatek diferenciálového přenosu.

c/ Přenos volnoběžkou

Vždy jedna z náprav musí zajišťovat také řízení vozidla. Označujeme ji jako hnací a řídící. Přenos hnacího momentu a zároveň řízení umožňuje hnací hřídel se stejnoběžným kloubem. Tento typ nápravy je zobrazen na obrázku 4 a 5.

1.2.2. Klouby

Spojení odpružené části vozu s neodpruženou hnací nápravou a nebo s nezávisle zavěšenými hnacími koly vyžaduje kloubový hřídel. Klouby na obou koncích tohoto hřídele umožňují jeho kývavý pohyb. Nejčastěji bývá používán kovový křížový kloub.



obr. 4

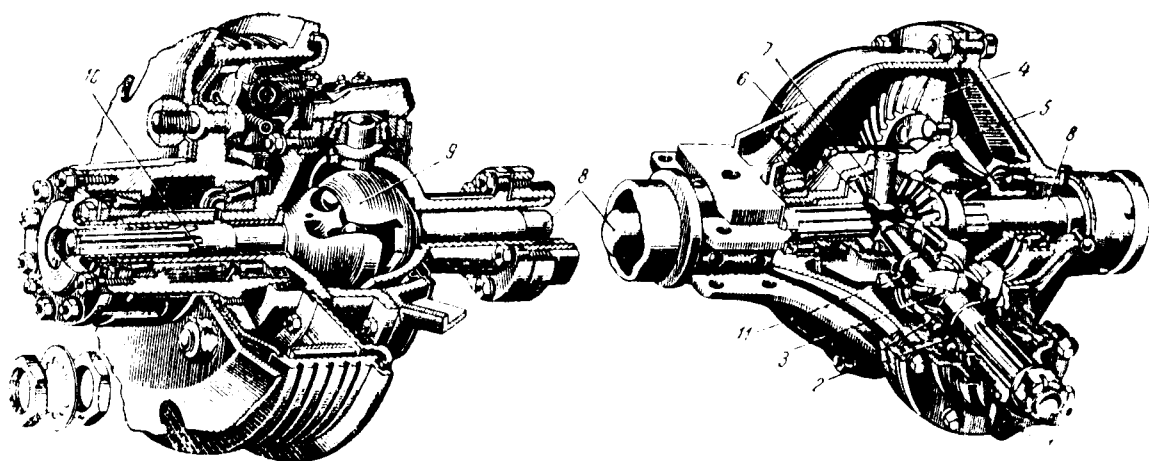
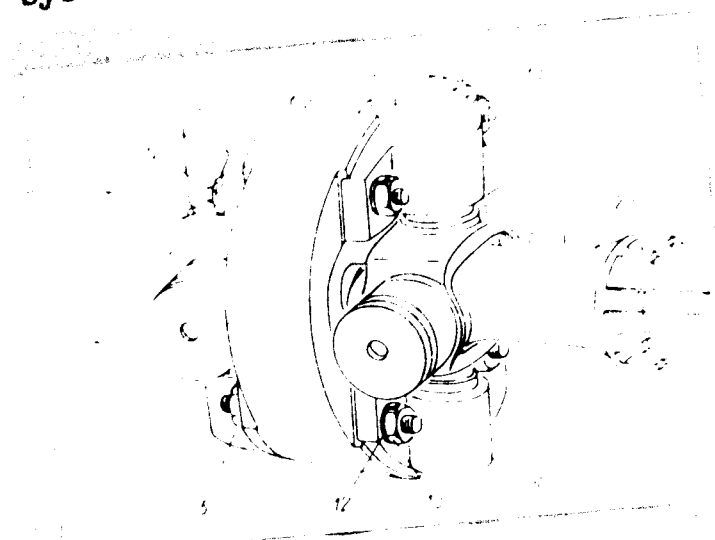


Рис. 132. Передний мост автомобиля ГАЗ-63

obr. 5

Nevýhodou tohoto kloubu je, že otáčeli se vstupní část kloubu rovnoměrnou úhlovou rychlostí ω_A , potom při odklonu výstupního hřídele o úhel γ se bude jeho úhlová rychlost ω_B během jedné otáčky periodicky měnit v rozsahu až $\pm 15\%$, což představuje asi maximální možnou výchylku obou hřídelů. Toto nepravidelné otáčení se projeví v opotřebení pneumatik a kloubů následkem zrychlujících sil. Proto používáme v hnací a řiditelné nápravě klouby stejnoběžné / homokinetické /. U těchto kloubů je odstraněna závada nestejnoměrné rychlosti během jedné otáčky. Je to provedeno buď tím, že jsou to vlastně dva křížové klouby těsně k sobě připojené - tzv. dvojnásobný Hookův kloub se středěním kuličkou / obrázek 6a /. Nebo jsou vytvořeny jako klouby kulové podle systému Weiss / obrázek 6b / a podle systému Rzeppa / obrázek 6c /.



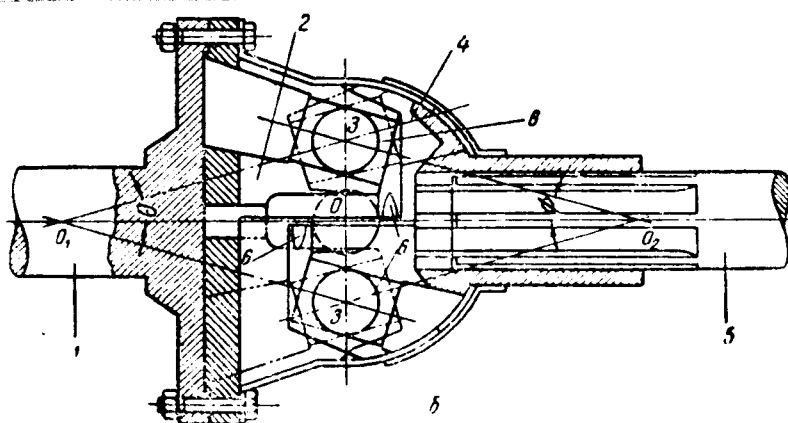
- 1 - hnací hřídel
- 2 - hnací hřídel
- 5 - ložisko čepu
- 6 - unašeč
- 7 - těsnění ložiska
- 12, 13 - matice se za-
jišťovací podl-

obr. 6a

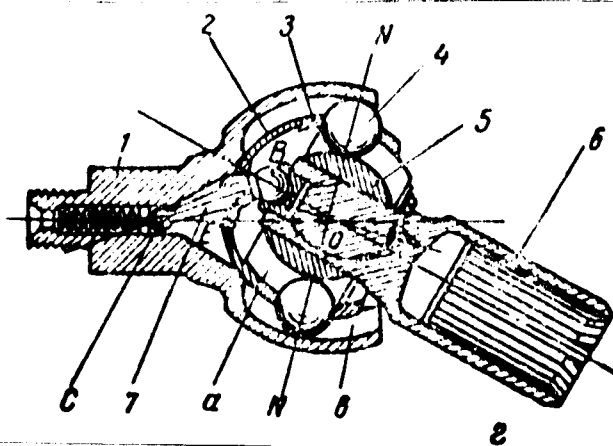
Princip práce systému Weiss spočívá v tom, že : k hřídeli " 1 " jsou šrouby připevněny vidlice " 2 ", Osa drážek ve vidlici svírá s osou hřídele " 5 " úhel ϕ . Na hřídeli " 5 " je nadrážková vidlice " 4 ". Osa drážek v této vidlici svírá s osou hřídele " 1 " úhel Θ . V drážkách obou vidlic jsou umístěny čtyři kuličky " 3 ", přes které působí síly od hnacího hřídele k hn-

nému .Vzhledem k tomu,že drážky ve vidlicích jsou umístěny symetricky ke středu kloubu O ,tak při úhlu γ ,který svírají osy hřídelů,leží středy kuliček a body dotyku ve vidlicích v rovině nakloněné o úhel $\frac{\pi - \gamma}{2}$.

Také typ Rzeppa je typ kloubu s přímočarými drážkami.Na kulové ploše " 5 " spojené s hřídelem " 6 " jsou drážky "a".Na vnitřní ploše druhého hřídele " 1 " jsou vyřezány analogické drážky "b".Průsečík hřídelů bod O ,je středem kulových ploch hřídelů " 1 " a " 6 " a drážek "a" a "b".V drážkách se pohybují kuličky " 4 ",které přenášejí síly mezi hřídeli.K tomu aby kuličky nevypadly z drážek a aby zůstaly na svých místech,slouží objímka " 2 ".Polohu objímky korigujeme pomocí páky BC, jejíž konce mají kulový povrch.Kulová plocha konce B se zasouvá do vybrání hřídele v tom okamžiku,kdy konec C vyklouzne z otvoru v druhém hřídeli.Objímka je spojena s pákou v kulové ploše E.

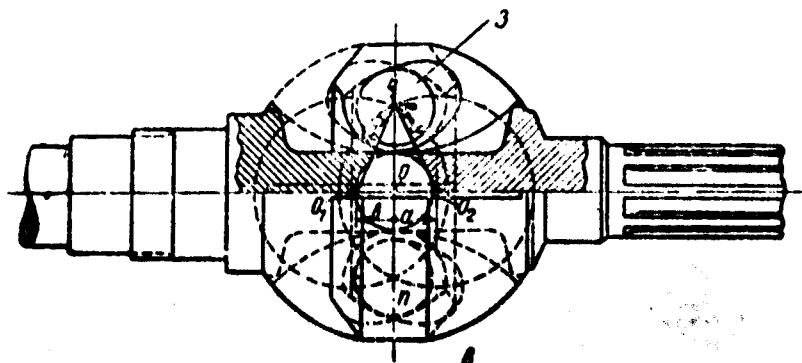


obr. 6b



obr. 6c

Posledním typem hřídele se stejnoběžným kloubem je kloubový hřídel mající křivkové drážky. Tento mechanismus má také dvě vidlice, ale drážky v nich mají obrys kružnic se středy O_1 a O_2 . Středy O_1 a O_2 jsou ve stejné vzdálenosti od středu kloubu O . I u tohoto typu přenáší síly z jednoho hřídele na druhý kuličky " 3 " umístěné v drážkách. Proti meznímu osovému posunutí slouží středící kulička, jejíž střed je totožný se středem kloubu O . Kloub viz. obrázek 6d.



obr. 6d

2. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

2.1. Stanovení krouticího momentu a převodu v nápravě

Zadané parametry :

- pneumatika 6,00 . 9
- zatížení nápravy $Q_n = 1,3 \text{ t}$
- maximální šířka nápravy $A = 1\,080 \text{ mm}$
- rozvor vozíku $L = 1\,180 \text{ resp. } 1\,580 \text{ mm}$

Volené parametry :

- hnací jednotka - vznětový spalovací motor Zetor 6901.05
- výkon $P = 41 \text{ kW}$ při otáčkách $n_m = 1\,900 \text{ min}^{-1}$
- doba ^{provozu} životnosti 2 000 hod/rok , předpoklad práce vozíku 4 roky
- celková doba životnosti $L_c = 8\,000 \text{ hod}$
- ^{met.} průměrná pojezdová rychlost $v = 25 \text{ km/hod}$

Pro další výpočet zavedeme tzv. výpočtový poloměr kola r_v .

K jeho stanovení musíme znát volný poloměr kola r_o , který určíme pro pneumatiku 6,00 . 9, kde číslo 6,00 znamená šířku pneumatiky v milimetrech, a číslo 9 jmenovitý průměr ráfku v palcích ze vztahu :

$$r_o = \frac{/ 2 \cdot 6 + 9 / \cdot 25,4}{2} = 266,7 \text{ mm}$$

/ číslo 25,4 je převodový koeficient z palců na milimetry /

Pro diagonální pneumatiku platí, že poměr mezi valivým poloměrem a volným poloměrem je roven hodnotě 0,96. Proto platí

$$\frac{r_v}{r_o} = 0,96 \quad r_v = r_o \cdot 0,96 = 266,7 \cdot 0,96 = 256,032 \text{ mm}$$

$$D_v = 2 \cdot r_v = 512,064 \text{ mm}$$

Pro výpočet můžeme uvažovat, že valivý poloměr se rovná dynamickému : $r_v = r_d$, $D_v = D_d$

Ze vztahu pro obvodovou rychlost na kole určíme otáčky kola n_k

$$v = \pi \cdot D_d \cdot n_k$$

$$n_k = \frac{v}{\pi \cdot D_d} = \frac{25\,000}{\pi \cdot 0,512\,064 \cdot 60} = 259,01 \text{ min}^{-1}$$

Celkové převodové číslo i_c je vyjádřením poměru otáček motoru a otáček kola. Můžeme ho stanovit i ze součinu převodového čísla převodovky a převodového čísla nápravy i_N . Z těchto vztahů určíme převod v nápravě.

- převodové číslo převodovky $i_p = 0,75$

$$i_c = i_p \cdot i_N,$$

$$i_c = \frac{n_m}{n_k} = i_p \cdot i_N$$

$$i_N = \frac{n_m}{n_k \cdot i_p} = \frac{1\,900}{259,09 \cdot 0,75} = 9,781 \text{ a toto dif. nápravy } i_N = 3,5 \text{ } v_{20} = 2,07$$

Kroutící moment přicházející od motoru do diferenciálu, který je součástí nápravy, musíme korigovat účinností převodovky, převodovým číslem převodovky, koeficientem přetížení, a dále koeficientem vyjadřující velikost kroutícího momentu M_k přicházejícího na zadní nápravu k_z .

- účinnost převodovky $\eta_p = 0,9$

- koeficient přetížení $k_p = 1,2$

- $k_z = 0,33$

$$M_k = M_{km} \cdot i_p \cdot \eta_p = \frac{P}{\omega} \cdot i_p \cdot \eta_p = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot n_m \cdot \pi} \cdot i_p \cdot \eta_p =$$

$$= \frac{41\,000 \cdot 60}{2 \cdot 1\,900 \cdot \pi} \cdot 0,75 \cdot 0,9 \cdot 1,2 = 133,1 \text{ Nm } 139,09$$

$$M_{kzk} = M_k \cdot k_p \cdot k_z = 133,1 \cdot 0,33 \cdot 1,2 = 55,636 \text{ Nm } 12,70$$

(55,081)

2.2. Ozubené soukolí pohonu diferenciálu

2.2.1. Návrh kuželového soukolí

Jedná se o výpočet a návrh soukolí skládajícího se z pastorku / dále kolo 1 / a korunového kola / dále kolo 2 / připevněného na diferenciálu. Soukolí je kuželové se šikmými zuby. Sklon zubů $\beta = 30^\circ$

Musíme si stanovit skutečný provozní počet cyklů pro $L_c = 8\,000 \text{ h}$

$$N_1 = n_m \cdot L_c \cdot i_p \cdot 60 = 1\,900 \cdot 8\,000 \cdot 0,75 \cdot 60 = 6,84 \cdot 10^8$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i_D} = \frac{6,84 \cdot 10^8}{3,4} = 2,012 \cdot 10^8$$

kde i_D je převodové číslo diferenciálu

Počty zubů z_1 a z_2 volíme s ohledem na i_D

$$z_1 = 25$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_D = 25 \cdot 3,4 = 85$$

Volba materiálu :

- kolo 1 - 15 241.4 ,povrchově kalené zuby po boku, tvrdost boků zubů 55 HRC

- kolo 2 - 12 051.4 ,povrchově kalené boky zubů, tvrdost 50 HRC

Všechny koeficienty jsou určeny z grafů a tabulek, které jsou vyobrazeny ve skriptech Části strojů a mechanismů / cvičení / autorů Doc. Ing. L.Prášila a Ing. M.Olehlové

Časované pevnosti jsou určeny podle obr.45 a 46

$$\sigma_{Flim1} = 135 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim2} = 110 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim1} = 1\,280 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim2} = 1\,220 \text{ MPa}$$

Časovanou pevnost pro skutečný počet cyklů přepočítáme pomocí redukčního součinitele K_R určeného z obr.47

$$K_{RF1} = 0,95$$

$$K_{RF2} = 0,86$$

$$K_{RH1} = 0,9$$

$$K_{RH2} = 0,78$$

$$\begin{aligned} \sigma_{FN1} &= \sigma_{Flim1} \cdot K_{RF1} = \\ &= 135 \cdot 0,95 = \\ &= 128,25 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{FN2} &= \sigma_{Flim2} \cdot K_{RF2} = \\ &= 110 \cdot 0,86 = \\ &= 94,6 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HN1} &= \sigma_{Hlim1} \cdot K_{RH1} = \\ &= 1\,280 \cdot 0,9 = \\ &= 1\,152,11 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{HN2} &= \sigma_{Hlim2} \cdot K_{RH2} = \\ &= 1\,220 \cdot 0,78 = \\ &= 951,6 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Z obrázku 51 určíme součinitel vrubu Y_S ,z obr. 52 součinitel drsnosti $Y_R = 1,12$

$$Y_{S1} = 1,03$$

$$Y_{S2} = 0,913$$

- součinitel velikosti $Y_X = 1$

- součinitel bezpečnosti $s_F = 1,7$

Pro tyto hodnoty vypočteme přípustné napětí v ohybu σ_{FP}

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim1}}{s_F} \cdot Y_{S1} \cdot Y_R \cdot Y_X = \frac{128,25}{1,7} \cdot 1,03 \cdot 1,12 \cdot 1 = 87,11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flim2}}{s_F} \cdot Y_{S2} \cdot Y_R \cdot Y_X = \frac{94,6}{1,7} \cdot 0,913 \cdot 1,12 \cdot 1 = 63,26 \text{ MPa}$$

Provedeme výpočet úhlů roztečných kuželů δ_1 a δ_2

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{i_D} = \frac{1}{3,4} = 0,2941$$

$$\delta_1 = \arctan 1/i_D = 16^\circ 65'98'' \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 73^\circ 34'02''$$

Počet zubů náhradního / virtuálního / čelního kola s přímými zuby

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta} = \frac{25}{\cos 16^\circ 65'98'' \cdot \cos^3 30} = 40,18$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta} = \frac{85}{\cos 73^\circ 34'02'' \cdot \cos^3 30} = 517,32$$

Z diagramu na obr. 54 se odečte součinitel tvaru zubu pro virtuální počet zubů z_{v1} a z_{v2}

$$Y_{F1} = 2,67$$

$$Y_{F2} = 1,88$$

Z poměru přípustného napětí a součinitele tvaru zubu

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = \frac{87,11}{2,67} = 32,63 \quad \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} = \frac{63,26}{1,88} = 33,64$$

plyne, že pro výpočet je rozhodující kolo 1, volíme

- poměrná šířka ozubeného věnce $\psi_m = 10$

- pro $\beta = 0^\circ$ je součinitel sklonu zubu $Y_\beta = 10,75$

- součinitel přidavných zatížení $K_F = 1,35$

vypočteme modul ozubení

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot M_{ksk} \cdot Y_F}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$m_n = \frac{2 \cdot 1,35 \cdot 55,636 \cdot 2,67}{10 \cdot 25 \cdot 32,63} = 2,73 \quad 2,63$$

Přepočet na čelní modul ozubení m_{te}

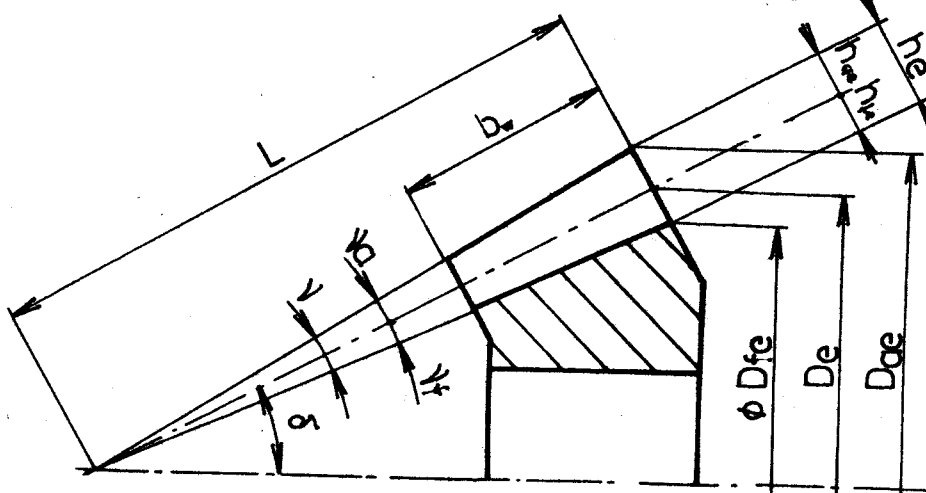
$$m_{te} = m_n \cdot \sqrt{1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2} / 0,5}} =$$

$$= 2,73 \cdot \sqrt{1 + \frac{10}{25^2 + 85^2 / 0,5}} = 3,06 \text{ mm} \quad 3,052 \quad (2,916)$$

volím modul $m_{te} = 3 \text{ mm}$

2.2.2. Geometrické rozměry ozubení

Všechny rozměry jsou zakresleny a vyznačeny na obr. 7



obr. 7

- rozteč t
- roztečný průměr D_e
- hlavový průměr D_{ae}
- patní průměr D_{fe}
- výška zubu h_e
- výška hlavy zubu h_{ae}
- výška paty zubu h_{fe}
- úhel hlavy zubu γ_a
- úhel paty zubu γ_f
- poloměr L

Nyní vyjádříme rozměry číselně

$$t = m_{te} \cdot \pi = 3 \cdot \pi = 9,42 \text{ mm}$$

$$D_{e1} = z_1 \cdot m_{te} = 25 \cdot 3 = 75 \text{ mm}$$

$$D_{e2} = z_2 \cdot m_{te} = 85 \cdot 3 = 255 \text{ mm}$$

$$h_{ae} = m_{te} = 3 \text{ mm}$$

$$h_{fe} = 1,25 \cdot m_{te} = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$$

$$h_e = h_{ae} + h_{fe} = 3 + 3,75 = 6,75 \text{ mm}$$

$$D_{ae1} = D_{e1} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = 75 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 16^\circ 65'98'' = 80,74 \text{ mm}$$

$$D_{ae2} = D_{e2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = 255 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 73^\circ 34'02'' = 260,72 \text{ mm}$$

$$D_{fe1} = D_{e1} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = 75 - 2 \cdot 3,75 \cdot \cos 16^\circ 65'98'' = 67,814 \text{ mm}$$

$$D_{fe2} = D_{e2} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = 255 - 2 \cdot 3,75 \cdot \cos 73^\circ 34'02'' = 252,99 \text{ mm}$$

$$L_1 = \frac{D_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{75}{2 \cdot \sin 16^\circ 65'98''} = 148,25 \text{ mm}$$

$$\gamma_a = \arctg \frac{h_{ae}}{L_1} = \arctg \frac{3}{148,24} = 1^\circ 09'33''$$

$$\gamma_f = \arctg \frac{h_{fe}}{L_2} = \arctg \frac{3,75}{132,93} = 1^\circ 36'57''$$

$$\gamma = \gamma_a + \gamma_f = 1^\circ 45'90''$$

šířka ozubení $b_w = \psi_m \cdot m_n = 10 \cdot 2,73 = 27,3 \text{ mm}$

volím $b_w = 28 \text{ mm}$

2.2.3. Virtuální soukolí

Musíme přepočítat z roztečného poloměru D_e a šířky ozubení b_w průměr virtuálního kola D_v ze vztahu

$$D_v = \frac{d_m}{\cos \delta}, \text{ kde } d_m = D_e \cdot \frac{L - b_w/2}{L}$$

$$d_{m1} = D_{e1} \cdot \frac{L - b_w / 2}{L} = \frac{148,25 - 28 / 2}{148,25} \cdot 75 = 67,92 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = D_{e2} \cdot \frac{L - b_w / 2}{L} = \frac{148,25 - 28 / 2}{148,25} \cdot 255 = 230,98 \text{ mm}$$

$$D_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{67,92}{\cos 16^\circ 65' 98''} = 70,896 \text{ mm}$$

$$D_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{230,98}{\cos 73^\circ 34' 02''} = 805,404 \text{ mm}$$

K výpočtu součinitele záběru ξ_v potřebujeme znát průměr hlavové kružnice virtuálního kola D_{av} , průměr valivé kružnice D_{bv} , a vzdálenost os obou kol a .

$$r_{bv1} = \frac{D_{v1}}{2} \cdot \cos \alpha = \frac{70,896}{2} \cdot \cos 20^\circ = 33,31 \text{ mm}$$

$$r_{bv2} = \frac{D_{v2}}{2} \cdot \cos \alpha = \frac{805,404}{2} \cdot \cos 20^\circ = 378,42 \text{ mm}$$

$$D_{av1} = D_{v1} + 2 \cdot m_{te} = 70,896 + 2 \cdot 3 = 76,9 \text{ mm}$$

$$D_{av2} = D_{v2} + 2 \cdot m_{te} = 805,404 + 2 \cdot 3 = 811,4 \text{ mm}$$

$$a = \frac{D_{v1} + D_{v2}}{2} = \frac{70,896 + 805,404}{2} = 438,15 \text{ mm}$$

$$\xi_v = \frac{\sqrt{r_{av1}^2 - r_{bv1}^2} + \sqrt{r_{av2}^2 - r_{bv2}^2} - a \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m_{te} \cdot \cos \alpha} =$$

$$\xi_v = \frac{\sqrt{\frac{76,9}{2}^2 - 33,31} + \sqrt{\frac{811,4}{2}^2 - 378,42} - 438,15 \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 3,06 \cdot \cos 20^\circ}$$

$$= 1,76$$

2.2.4. Konečná kontrola na ohyb

Upřesnění součinitele přídavných zatížení K_F :

- provozní součinitel z tabulek 16, 17 a 18 $K_I = 1$
- součinitel vnitřních dynamických sil K_v , přibližně odhadnuto z obrázku 55 pro $v = \pi \cdot d_{m1} \cdot n_1 = 4,72 \text{ ms}^{-1}$, a hodnota

$$v \cdot z_1 / 100 = 1,18 \text{ ms}^{-1}, \text{ pak } K_v = 1,18$$

- součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar určíme z obr. 57, $K_{F\beta} = 1,4$

- součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů podle obr. 58 $K_{F\alpha} = 1$

$$K_F = K_I \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1 \cdot 1,18 \cdot 1,4 \cdot 1 = 1,65$$

Pomocí jmenovité obvodové síly F_{tm} vypočtené z jmenovitého výkonu na roztečné kružnici v čelném řezu spočteme srovnávací ohybové napětí v patě zubu

- součinitel vlivu záběru profilu $Y_{\epsilon v} = 1$

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot M_{ksk}}{D_{el}} = \frac{2 \cdot 55,636 \cdot 10^6}{75 \cdot 10^3} = 1\,483,63 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{\epsilon v} \cdot Y_{\beta} \cdot K_F = \\ &= \frac{1\,483,63}{28 \cdot 3,06} \cdot 2,67 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 1,65 = 56,537 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1\,483,63}{28 \cdot 3,06} \cdot 1,18 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 1,65 = 48,857 \text{ MPa}$$

Nyní určíme součinitel bezpečnosti proti porušení zubu únavovým lomen

- součinitel vrubu v oblasti patní přechodové křivky z obrázku 48,49,50 a 51, $Y_{S1} = 1,05$, $Y_{S2} = 0,98$

- součinitel drsnosti v oblasti patní přechodové křivky z obrázku 52, $Y_R = 1,2$

- součinitel velikosti $Y_X = 1$

$$s_{F1} = \frac{\sigma_{FN1}}{\sigma_{F1}} \cdot Y_{S1} \cdot Y_R \cdot Y_X = \frac{128,25}{56,537} \cdot 1,05 \cdot 1,2 \cdot 1 = 2,86$$

$$s_{F2} = \frac{\sigma_{FN2}}{\sigma_{F2}} \cdot Y_{S2} \cdot Y_R \cdot Y_X = \frac{94,6}{48,857} \cdot 0,98 \cdot 1,2 \cdot 1 = 2,27$$

Oba součinitele vyhovují

2.2.5. Konečná kontrola na dotyk

Součinitel přidavných zatížení $K_H = K_I \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}$

Význam a velikost součinitelů K_I a K_V jsou stejné jako při kontrole na ohyb

Dále platí : $K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$

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

Nyní určíme srovnávací napětí v dotyku. Potřebujeme pro to znát převodové číslo n , a dále součinitele :

- součinitel materiálu $Z_M = 268,5$ / z tabulky 20 /
- součinitel maziva $Z_L = 0,965$ / z obrázku 61 /
- součinitel tvaru zubu $Z_H = 1,64$
- součinitel součtové délky stykových čar zubů $Z_\epsilon = 1$
- součinitel drsnosti boku zubu $Z_R = 0,96$ / z obrázku 59 /
- součinitel velikosti $Z_X = 1$
- součinitel obvodové rychlosti $Z_{v1} = 0,986$, $Z_{v2} = 0,965$

$$n = \frac{z_2}{z_1} = \frac{85}{25} = 3,4$$

$$\begin{aligned}\sigma_H &= \sqrt{\frac{F_{tm}}{b_w \cdot D_{v1}} \cdot \frac{\sqrt{n^2 + 1}}{n}} \cdot Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{K_H}} = \\ &= \sqrt{\frac{1\,483,63}{28 \cdot 70,896} \cdot \frac{\sqrt{3,4^2 + 1}}{3,4}} \cdot 268,5 \cdot 1,64 \cdot 1 \cdot \sqrt{1,65} = \\ &= 499,24 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Stanovíme součinitel bezpečnosti proti tvorbě pittingů ze vzta-
hu

$$s_{H1} = \frac{\sigma_{HN1}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_{v1} \cdot Z_R \cdot Z_X = \frac{1\,152,11}{499,24} \cdot 0,965 \cdot 0,986 \cdot 0,96 \cdot 1 = 2,1$$

$$s_{H2} = \frac{951,6}{499,24} \cdot 0,965 \cdot 0,965 \cdot 0,96 \cdot 1 = 1,704$$

Oba součinitele vyhovují

2.3. Ozubené soukolí diferenciálu

2.3.1. Návrh kuželového soukolí

Spočítáme krouticí moment uvnitř diferenciálu. M_{ksk} je korigován převodem diferenciálu a jeho účinností.

$$M_D = M_{ksk} \cdot i_D \cdot \eta_D = 55,636 \cdot 3,4 \cdot 0,95 = 161,73 \text{ Nm}$$

Musíme vzít v úvahu, že diferenciál obsahuje čtyři satelity, a proto bude skutečný krouticí moment 4 krát menší

$$M_{Dsk} = \frac{M_D}{p} = \frac{161,73}{4} = 40,43 \text{ Nm}$$

p - počet satelitů

Další postup výpočtu je stejný jako výpočet ozubeného soukolí pohonu diferenciálu. Všechny veličiny a jejich názvy, všechny koeficienty a jejich definice jsou stejné. Proto v dalším postupu nebudu uvádět ani výpočtové vzorce ani jejich číselné vyjádření, ale jen spočtené hodnoty.

Soukolí je kuželové se šikmými zuby. Skládá se ze čtyř satelitů / dále kolo 3 / a centrálního kola / dále kolo 4 /.

Počty zubů z_3 a z_4 volíme

$$z_3 = 18$$

$$z_4 = 28$$

$$\text{převodový poměr } i_D' = \frac{z_4}{z_3} = \frac{28}{18} = 1,56$$

Volba materiálu :

- kolo 3 - 14 220.4, povrchově kalené boku zubů, tvrdost HRC 58

- kolo 4 - 12 020.9, cementované a kalené zuby, tvrdost HRC 58

Určené časované pevnosti

$$\sigma_{Flim3} = 265 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flim4} = 190 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim3} = 1\,430 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim4} = 1\,320 \text{ MPa}$$

Přepočtené časové pevnosti

$$K_{RF3} = 2$$

$$K_{RF4} = 2$$

$$K_{RH3} = 2,45$$

$$K_{RH4} = 2,41$$

$$\sigma_{FN3} = 530 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FN4} = 380 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HN3} = 3\,503,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HN4} = 3\,234 \text{ MPa}$$

Určení součinitelů :

$$Y_X = 1$$

$$Y_R = 1,12$$

$$Y_{S3} = 1,06$$

$$Y_{S4} = 1,02$$

$$s_F = 1,7$$

Přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP3} = 370,13 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP4} = 255,36 \text{ MPa}$$

Úhly roztečných kuželů

$$\delta_3 = \arctg \frac{1}{i_D} = 32^\circ 44' 07''$$

$$\delta_4 = 57^\circ 15' 53''$$

Počet zubů virtuálního kola

$$z_{v3} = 25,789$$

$$z_{v4} = 62,402$$

$$Y_{F3} = 3,06$$

$$Y_{F4} = 2,1$$

Z poměru přípustného napětí a součinitele tvaru zubu

$$\frac{\sigma_{FP3}}{Y_{F3}} = 120,96 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FP4}}{Y_{F4}} = 121,6 \text{ MPa}$$

plyne, že pro výpočet je rozhodující kolo 3, volíme

$$\psi_m = 10$$

$$Y_\beta = 1$$

$$K_F = 1,1$$

Normálový modul ozubení

$$m_n = 1,57$$

Tečný modul ozubení

$$m_{te} = 2,04 \quad \text{volím} \quad m_{te} = 3$$

2.3.2. Geometrické rozměry ozubení

$$D_{e3} = 54, \text{ mm}$$

$$D_{e4} = 84, \text{ mm}$$

$$h_{ae} = 3 \text{ mm}$$

$$h_{fe} = 3,75 \text{ mm}$$

$$h_e = 6,75 \text{ mm}$$

$$D_{ae3} = 59,06 \text{ mm}$$

$$D_{ae4} = 87,25 \text{ mm}$$

$$D_{fe3} = 47,67 \text{ mm}$$

$$D_{fe4} = 79,93 \text{ mm}$$

$$L_3 = 50,33 \text{ mm}$$

$$\gamma_a = 3^\circ 24' 39''$$

$$\gamma_f = 4^\circ 15' 32''$$

$$b_w = 22,7 \text{ volím } b_w = 23 \text{ mm}$$

2.3.3. Virtuální soukolí

$$d_{m3} = 41,65 \text{ mm}$$

$$d_{m4} = 64,81 \text{ mm}$$

$$D_{v3} = 49,36 \text{ mm}$$

$$D_{v4} = 119,49 \text{ mm}$$

$$R_{bv3} = 23,19 \text{ mm}$$

$$R_{bv4} = 56,14 \text{ mm}$$

$$R_{av3} = 27,68 \text{ mm}$$

$$R_{av4} = 62,74 \text{ mm}$$

$$\xi_v = 1,61$$

2.3.4. Konečná kontrola na ohyb

Přepočet součinitele K_F pomocí :

$$K_I = 1$$

$$K_v = 1,03$$

$$K_{F\beta} = 1,025$$

$$K_{F\alpha} = 1$$

$$K_F = 1,0558$$

Srovnávací ohybové napětí v patě zuba

$$F_{tm} = 962,61 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{F3} = 56,41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = 62,31 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti určíme pomocí součinitelů :

$$Y_R = 1,12$$

$$Y_X = 1$$

$$Y_{S3} = 1,07$$

$$Y_{S4} = 0,98$$

$$s_{F3} = 3,8$$

$$s_{F4} = 2,98$$

2.3.5. Konečná kontrola na dotyk

Hodnoty součinitelů

$$Z_M = 268,5$$

$$Z_L = 0,965$$

$$Z_H = 1,76$$

$$Z_\epsilon = 1$$

$$Z_R = 0,93$$

$$Z_X = 1$$

$$Z_{v3} = 0,97$$

$$Z_{v4} = 0,98$$

$$n = 1,55$$

Srovnávací napětí v dotyku

$$\sigma_H = 518,85 \text{ MPa}$$

Určíme součinitel bezpečnosti

$$s_{H3} = 4,25$$

$$s_{H4} = 3,4$$

Oba součinitele vyhovují

2.4. Výpočet ložisek

2.4.1. Silové poměry

Ozubené soukolí vedle přenosu rotačního pohybu přenáší také výkon P . Proto při úhlových rychlostech kol ω_1, ω_2 působí na kolech točivé kroutící momenty M_{k1}, M_{k2} . Pro vyšetření silových poměrů byl veden středem šířky zubu řez normálnou rovinou, ve které leží normální síla na zub F_N . Síla F_N se rozloží do složky F_k kolmé na roztečný kužel a na obvodovou sílu F_{tm} .

$$F_{tm} = \frac{M_k}{r_m}$$

r_m - poloměr na kterém působí obvodová síla F_{tm}

$$r_m = r_e - b_w/2 \cdot \sin \delta$$

Výpočtové poloměry pro kolo 1 a 2 jsou

$$r_{m1} = r_{e1} - b_w/2 \cdot \sin \delta_1 = 75/2 - 28/2 \cdot \sin 16^\circ 65' 98'' = 33,486 \text{ mm}$$

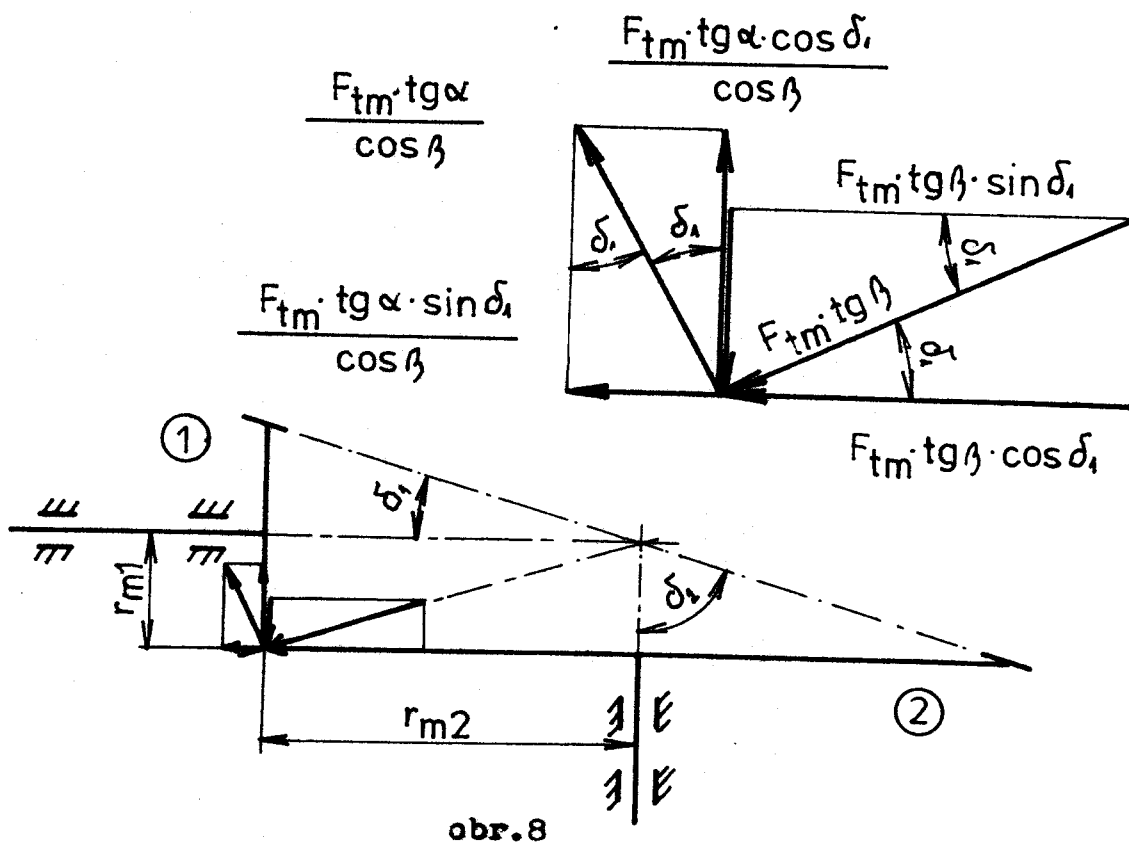
$$r_{m2} = r_{e2} - b_w/2 \cdot \sin \delta_2 = 255/2 - 28/2 \cdot \sin 73^\circ 34' 02'' = 114,08 \text{ mm}$$

Potom obvodové síly pro kola 1 a 2

$$F_{tm1} = \frac{M_{ksk}}{r_{m1}} = \frac{55,636 \cdot 10^3}{33,486} = 1\,661,47 \text{ N}$$

$$F_{tm2} = \frac{M_{kek}}{r_{m2}} = \frac{55,636 \cdot 10^3}{114,08} = 487,65 \text{ N}$$

Řešení silových poměrů pro kuželové soukolí se šikmými zuby je ukázáno na obrázku 8.



$$F_{A1} = \frac{F_{tm1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1}{\cos \beta} + F_{tm1} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \delta_1 =$$

$$= \frac{1\,661,47 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 16^\circ 65' 98''}{\cos 30^\circ} +$$

$$+ 1\,661,47 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ \cdot \cos 16^\circ 65' 98'' = 1\,119,17 \text{ N}$$

$$F_N = \frac{F_{tml}}{\cos \beta \cdot \cos \alpha} = \frac{1\,661,47}{\cos 30^\circ \cdot \cos 20^\circ} = 2\,041,625 \text{ N}$$

$$F_{Rl} = \frac{F_{tml} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1}{\cos \beta} - F_{tml} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \delta_1 =$$

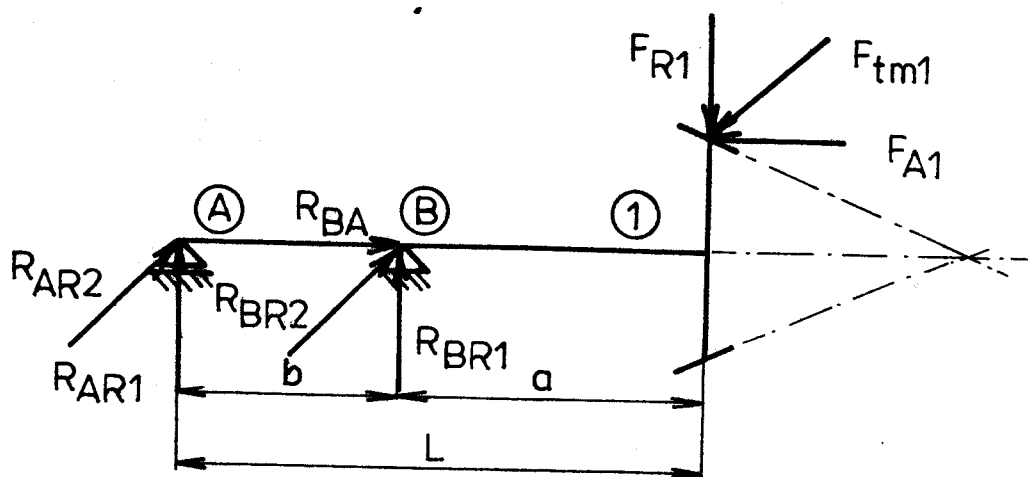
$$= \frac{1\,661,47 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 16^\circ 65' 98''}{\cos 30^\circ} -$$

$$1\,661,47 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ \cdot \sin 16^\circ 65' 98'' = 943,97 \text{ N}$$

Přitom platí, že axiální síla na kolo F_{A2} je stejně veliká, jako radiální síla pastorku F_{Rl} a radiální síla kola F_{R2} odpovídá axiální síle pastorku F_{A1} .

2.4.2. Ložiska na vstupním hřídeli

Na pastorek, který je součástí vstupního hřídele působí axiální síla F_{A1} , v rovině "1" radiální síla F_{Rl} , a v rovině "2" obvodová síla F_{tml} . Hřídel a působící síly jsou schematicky znázorněny na obrázku 9. Ložiska jsou umístěny v místě podpor A a B. V místě A působí radiální síly v rovině "1" a "2", a v místě B kromě radiálních sil v obou rovinách i axiální síla



obr. 9

$$a = 35 \text{ mm}$$

$$b = 80 \text{ mm}$$

$$L = 115 \text{ mm}$$

- R_{AR1} ... radiální síla působící v podpoře A, v rovině "1"
- R_{AR2} ... radiální síla působící v podpoře A, v rovině "2"
- R_{BR1} ... radiální síla působící v podpoře B, v rovině "1"
- R_{BR2} ... radiální síla působící v podpoře B, v rovině "2"
- R_{BA} ... axiální síla působící v podpoře B

Platí :

$$R_{BA} = F_{A1} = 1\,119,17\text{ N}$$

Ze složkové rovnice rovnováhy a momentové rovnice k podpoře B spočteme radiální síly v obou rovinách.

rovina "1" :

$$R_{AR1} + R_{BR1} - F_{R1} = 0$$

$$R_{AR1} \cdot b + F_{R1} \cdot a - F_{A1} \cdot r_{m1} = 0$$

$$R_{AR1} = \frac{F_{A1} \cdot r_{m1} - F_{R1} \cdot a}{b} = \frac{1\,119,17 \cdot 33,486 - 943,97 \cdot 35}{80} = 55,38\text{ N}$$

$$R_{BR1} = F_{R1} - R_{AR1} = 943,97 - 55,38 = 888,59\text{ N}$$

rovina "2" :

$$R_{AR2} + R_{BR2} - F_{tml} = 0$$

$$R_{AR2} \cdot b + F_{tml} \cdot a - F_{A1} \cdot r_{m1} = 0$$

$$R_{AR2} = \frac{F_{A1} \cdot r_{m1} - F_{tml} \cdot a}{b} = \frac{1\,119,17 \cdot 33,48 - 1\,661,47 \cdot 35}{80} = -258,52\text{ N}$$

$$R_{BR2} = F_{tml} - R_{AR2} = 1\,661,47 - /- 258,52 / = 1\,919,99\text{ N}$$

Radiální síly musíme sečíst

$$R_{AR} = \sqrt{R_{AR1}^2 + R_{AR2}^2} = \sqrt{55,38^2 + 258,52^2} = 264,38\text{ N}$$

$$R_{BR} = \sqrt{R_{BR1}^2 + R_{BR2}^2} = \sqrt{888,59^2 + 1\,919,99^2} = 2\,115,61\text{ N}$$

Návrh ložiska pro podporu B :

- vypočítáme ekvivalentní dynamické zatížení F_e

$$F_e = V \cdot X \cdot F_{BR} + Y \cdot F_{BA}$$

Rotační součinitel $V = 1$

Podle typu ložiska volím součinitele :

- součinitel radiálního zatížení $X = 0,4$

- součinitel axiálního zatížení $Y = 1,6$

Hodnota těchto součinitelů je závislá na poměru

$$\frac{F_{BA}}{V \cdot F_{BR}} = \frac{1 \cdot 119,17}{1 \cdot 2 \cdot 115,61} = 0,539$$

Tuto hodnotu porovnáme s porovnávacím součinitelem e , který pro toto ložisko : $e = 0,37$.

$$F_e = 1 \cdot 0,4 \cdot 2 \cdot 115,61 + 1,6 \cdot 1 \cdot 119,17 = 2 \cdot 636,92 \text{ N}$$

Základní dynamická únosnost C se určí ze vztahu

$$C = F_e \cdot L^m$$

$$L = N_2 = 201,2 \cdot 10^6 \quad \dots \text{skutečný provozní počet cyklů v milió-} \\ \text{nech otáček}$$

$$m = 10/3 = 3,33 \quad \dots \text{mocnitel pro kuželíkové ložisko}$$

$$C = 2 \cdot 636,92 \cdot 201,2^{0,33} = 12 \cdot 947,48 \text{ N}$$

Z tohoto výpočtu vyplývá, že ložisko 30206 pro které byl výpočet prováděn můžeme použít.

Návrh ložiska pro podporu A :

Zde působí jen síla radiální, proto pro ekvivalentní dynamické zatížení platí :

$$F_e = V \cdot X \cdot F_{AR} = 1 \cdot 1 \cdot 264,38 = 264,38 \text{ N}$$

Základní dynamická únosnost

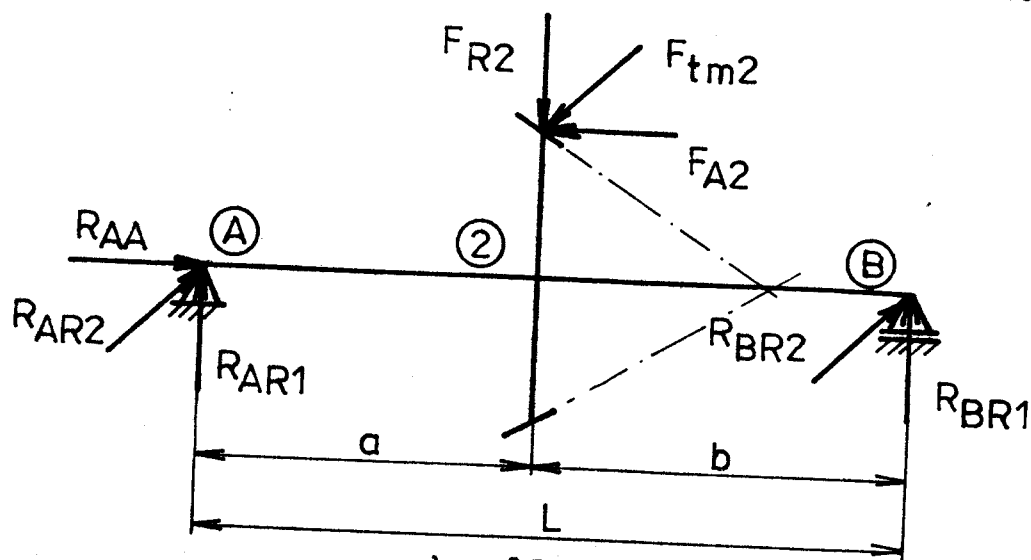
$$C = 264,38 \cdot 201,2^{0,33} = 1 \cdot 298,13 \text{ N}$$

Také ložisko 30205 vyhovuje

2.4.3. Ložiska na diferenciálu

Korunové kolo je zatíženo stejně jako pastorek axiální silou F_{A2} , radiální silou F_{R2} a obvodovou silou F_{tm2} . Schematické znázornění působících sil a reakcí je na obrázku 10. Označení reakcí je stejné, jako u předchozího výpočtu. Momentovou rovnicí

uvažujeme k podpoře A kde také působí radiální i axiální síla.
 Celý postup výpočtu nebudu uvádět, ale jen vypočtené hodnoty.



obr. 10

$$R_{AA} = F_{A2} = 943,97 \text{ N}$$

$$a = 75 \text{ mm}$$

$$b = 95 \text{ mm}$$

$$L = 170 \text{ mm}$$

$$R_{BR1} = -139,70 \text{ N}$$

$$R_{AR1} = 1\,258,87 \text{ N}$$

$$R_{BR2} = -418,31 \text{ N}$$

$$R_{AR2} = 905,96 \text{ N}$$

$$R_{BR} = 441,02 \text{ N}$$

$$R_{AR} = 1\,550,97 \text{ N}$$

Návrh ložiska pro podporu A :

Pro volené ložisko platí

$$V = 1$$

$$X = 0,4$$

$$Y = 1,5$$

$$e = 0,41$$

$$\frac{F_{A2}}{V \cdot F_{R2}} = 0,608$$

Ekvivalentní dynamické zatížení $F_e = 2\,036,34 \text{ N}$

Základní dynamická únosnost $C = 9\,998,59 \text{ N}$

Volené ložisko vyhovuje

Návrh ložiska pro podporu B :

Ekvivalentní dynamické zatížení $F_e = 441,02 \text{ N}$

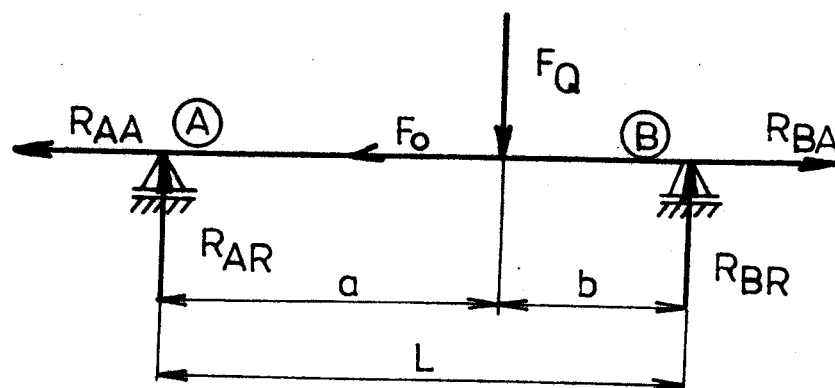
Základní dynamická únosnost $C = 2\,165,44 \text{ N}$

Ložisko vyhovuje

2.4.4. Ložiska uložení kola na most nápravy

Ve své diplomové práci používám uložení s odlehčeným hřídelem. Hnací hřídel přenáší jen točivý moment, proto může být tenčí a pružnější. Záběr kol je měkčí. Ložiska pod kolem musí přenést sílu od zatížení nápravy Q_n , odstředivou sílu při průjezdu zatáčkou F_o a točivý moment na hnacím hřídeli.

Schématické znázornění je na obrázku 11



obr. 11

Při výpočtu zatěžovací síly F_Q , uvažujeme, že na jedno kolo bude působit 55% zátěže na celé nápravě.

$$F_Q = Q_n \cdot g \cdot 0,55 = 1\,300 \cdot 9,81 \cdot 0,55 = 7\,014,15 \text{ N}$$

Uvažujeme rychlost při zatáčení $v = 10 \text{ km/hod}$

$$\text{Poloměr zatáčení } R_{zmin} = 2\,175 \pm 120 \text{ mm} \approx 2\,055 \text{ mm}$$

$$F_o = Q_n \cdot \frac{v^2}{R_{zmin}} = 1\,300 \cdot \frac{2,78^2}{2,055} = 4\,881,19 \text{ N}$$

Reakce v podporách A, B

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

$$b = 15 \text{ mm}$$

$$L = 55 \text{ mm}$$

$$R_{BR} = \frac{F_Q \cdot a}{L} = \frac{7\,014,15 \cdot 40}{55} = 5\,101,2 \text{ N}$$

$$R_{AR} = \frac{F_Q \cdot b}{L} = \frac{7\,014,15 \cdot 15}{55} = 1\,912,9 \text{ N}$$

$$R_{AA} = -F_O = 4\,881,19 \text{ N}$$

$$R_{BA} = 0,5 + 0,6 \cdot R_{AA} = 0,5 \cdot 4\,881,19 = 2\,440,6 \text{ N}$$

Reakce jsme určili z složkových a momentových rovnic

Návrh ložiska v podpoře A

Pro volené ložisko 30210 platí :

$$X = 0,4$$

$$Y = 1,4$$

$$V = 1,2$$

$$e = 0,42$$

$$\frac{F_{AA}}{V \cdot F_{AR}} = \frac{4\,881,19}{1,2 \cdot 5\,101,2} = 2,126$$

Potom ekvivalentní dynamické zatížení

$$F_e = 0,4 \cdot 1,2 \cdot 1\,912,9 + 1,4 \cdot 4\,881,19 = 7\,751,5 \text{ N}$$

Základní dynamická únosnost

$$C = 7\,751,5 \cdot 201,2^{0,33} = 38\,060,47 \text{ N}$$

Ložisko vyhovuje

Návrh ložiska pro podporu B

$$X = 0,4$$

$$Y = 1,6$$

$$V = 1,2$$

$$e = 0,38$$

$$\frac{F_{BA}}{V \cdot F_{BR}} = \frac{2\,440,6}{1,2 \cdot 5\,101,2} = 0,399$$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$F_e = 0,4 \cdot 1,2 \cdot 5\,101,2 + 1,6 \cdot 2\,440,6 = 6\,353,5 \text{ N}$$

Základní dynamická únosnost

$$C = 6\,353,5 \cdot 201,2^{0,3} = 31\,196,36 \text{ N}$$

Ložisko vyhovuje

2.5. Návrh hnací nápravy - poloosy

Hnací nápravu - klikový hřídel počítáme jako torzní tyč. Hřídel bude vykován z materiálu 15 231, jehož dovolené tečné napětí

$\tau_{KD} = 200 \text{ MPa}$, a je namáhán kroutícím momentem $M_D = 161,73 \text{ Nm}$.

Průměr d hnací nápravy spočítáme ze vztahu pro tečné napětí.

$$\tau_{KD} = \frac{16 \cdot M_D}{\pi \cdot d^3} \quad \dots \quad d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_D}{\pi \cdot \tau_{KD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 161,73}{\pi \cdot 200}} = 19,82 \text{ mm}$$

16,029 mm

volím $d = 25 \text{ mm}$

2.5.1. Kontrola drážkování

Na hnací nápravě volím evolventní drážkování $30 \times 1,25 \text{ h9}$ dle ČSN 01 4950

Stanovíme šířku drážkování se zřetelem na přenášený kroutící moment

$$M_K \leq \frac{0,2}{f} \cdot b_2 \cdot D^2 \cdot \sigma_{dov}$$

$$M_K = M_D$$

b_2 ... šířka drážkování

$\sigma_{dov} = 150 \text{ MPa}$... dovolené namáhání v ohybu

$f = h_1/m$... $h_1 = 1,1m - 0,05 = 1,325$... výška zubu hřídele

$m = 1,25$... modul

$$f = 1,325/1,25 = 1,06$$

$$b_2 \geq \frac{5 \cdot f \cdot M_D}{D^2 \cdot \sigma_{dov}} = \frac{5 \cdot 1,06 \cdot 161,73}{30^2 \cdot 150} = 6,34 \text{ mm}$$

Zkontrolujeme také tlak na bocích zubu

$$p = \frac{2 \cdot M_D}{\varphi \cdot m \cdot h_n \cdot b_2 \cdot z^2}$$

φ ... součinitel styku boku zubu = 0,75

$z = 22$... počet zubů

h_n ... nosná hloubka drážkování

$$h_n = v_2 + v_1$$

$$v_1 = 0,4m - 0,05 = 0,625$$

$$v_2 = 0,5m = 0,45$$

$$h_n = 1,075$$

$$p = \frac{2 \cdot 161,73}{0,75 \cdot 1,25 \cdot 1,075 \cdot 65 \cdot 22^2} = 10,20 \text{ MPa}$$

Protože $p_{dov} = 60 \text{ MPa}$, tlak na bocích zubů vyhovuje

3. ŘEŠENÍ ŘÍZENÍ NÁPRAVY

3.1. Závislost úhlu natočení vnějšího kola na úhlu vnitřního kola

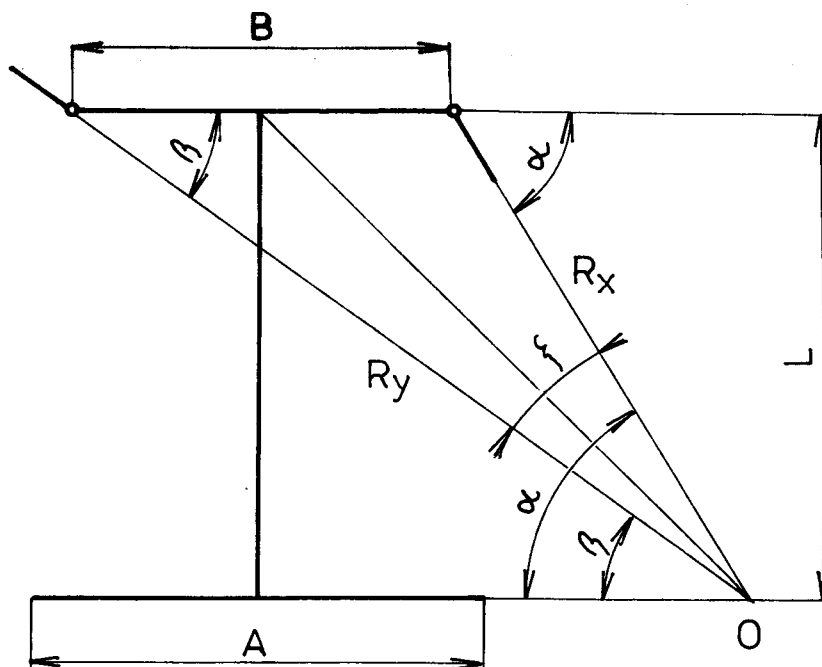
Při určování geometrie řízení neuvažujeme působení odstředivé síly a pohyb při malých rychlostech.

Požadavek na řízení :

- při jakémkoliv natočení kol musí docházet k pohybu bez prokluzu
- řídící kola musí být rozdílně vychýlena a to tak, aby vnitřní úhel α byl větší, než vnější úhel β
- přední a zadní kola musí mít společný střed otáčení O

Předem danou funkci $\beta = f / \alpha$ realizujeme kloubovým mechanismem, který ovšem nezajišťuje přesné sledování této funkce. Proto se snažíme vhodným výběrem mechanismu řízení odchylku co nejvíce eliminovat.

Nastavení kol vozíku při zatáčení je patrné z obrázku 12.



obr. 12

B = 840 mm ... vzdálenost středů kloubů otáčení

$R_{X./Y/}$... poloměr otáčení kola X, /Y/

$$\xi = \alpha - \beta$$

Z trojúhelníků platí

$$R_X = \frac{L}{\cos / 90 - \alpha /} = \frac{L}{\sin \alpha}$$

$$\frac{R_X}{\sin \beta} = \frac{B}{\sin \varphi}$$

Po úpravě těchto vztahů, dostaneme následující závislosti

$$\beta = \varphi / \alpha /$$

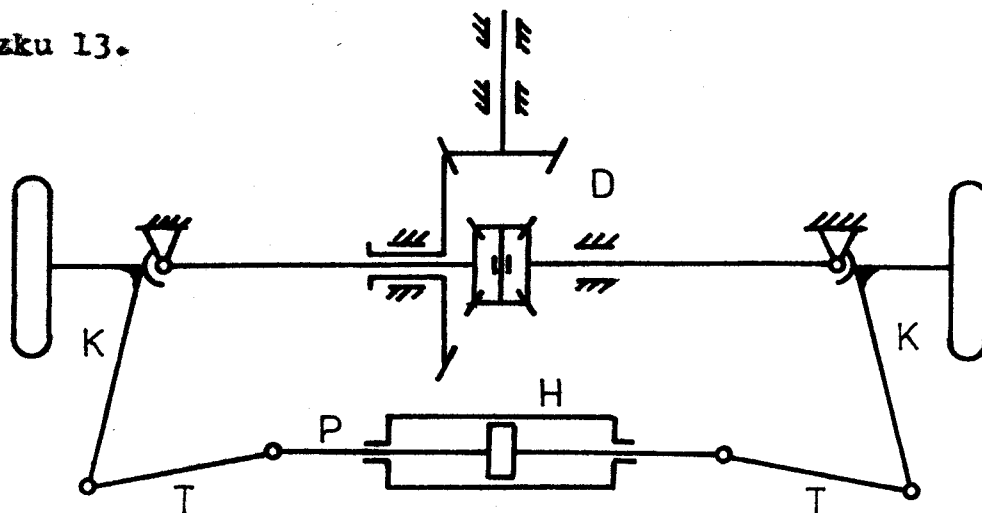
$$\beta = \arctg \frac{L \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L + \operatorname{tg} \alpha \cdot B}$$

$$\alpha = \varphi / \beta /$$

$$\alpha = \arctg \frac{L \cdot \operatorname{tg} \beta}{L - \operatorname{tg} \beta \cdot B}$$

3.2. Řešení mechanismu

Použitý mechanismus je složený ze dvou jednoduchých klikových mechanismů, kde oba posuvné a zároveň hnací členy jsou spojeny v jeden celek pístnicí hydromotoru. Na něm je připevněn lineární pístový hydraulický motor. Kinematické schéma řízení je na obrázku 13.



obr. 13

P - pístnice

D - diferenciál

K - klika

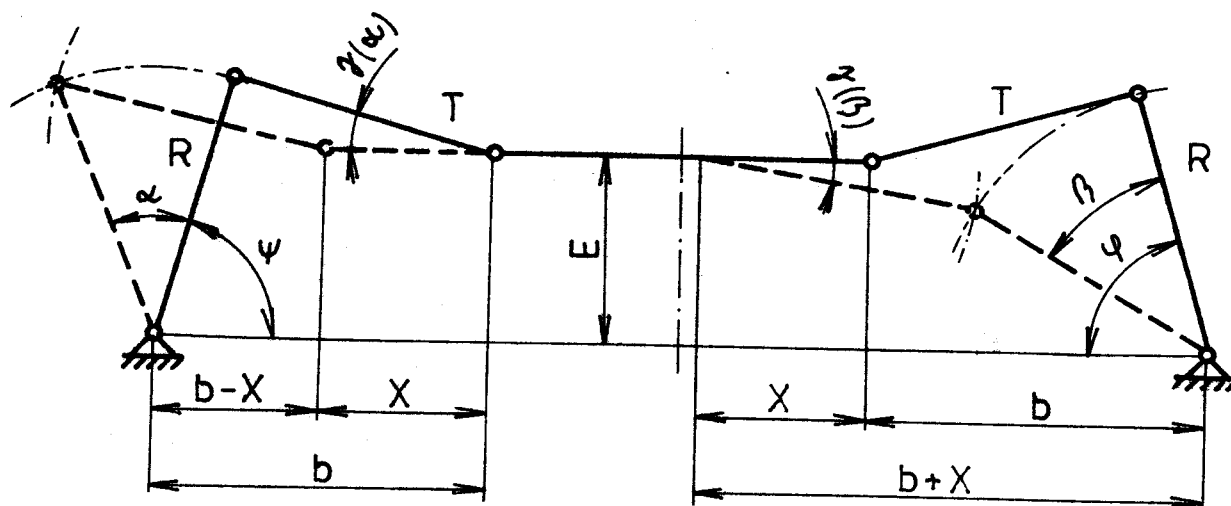
T - táhlo / ojnice /

H - dvojčinný hydraulický motor

Konkrétním návrhem rozměrů mechanismu se zabývá kinematická syntéza rovinných kloubových mechanismů, v níž se jedná o stanovení rozměrů tak, aby zcela určitý bod konal předepsaný pohyb vůči rámu, nebo jinému pohybujícímu se členu. Rozměry určíme kolokační metodou, která předpokládá splnění předepsané funkce jen v několika diskrétních bodech /3/.

3.2.1. Vlastní výpočet

Kinematika mechanismu řízení je jednoduchá. Proto pro další řešení rozdělíme mechanismus na levou a pravou část. Na obrázku 14. je silně zakreslena poloha členů mechanismu při jízdě přímo, a čárkovaně při maximálním vytočení kol.



obr. 14

X - zdvih hydromotoru

E - excentricita klikového mechanismu

R - velikost ramene kliky

T - velikost táhla

γ - úhel mezi táhlem a osou pístnice

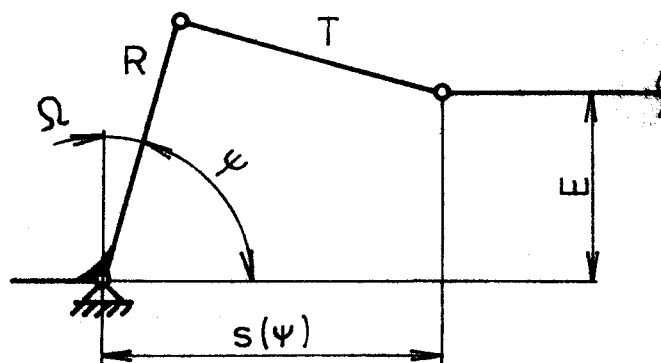
α - úhel natočení levého kola

β - úhel natočení pravého kola

Ω - počáteční odklon ramena kliky

b, ψ, φ - hodnoty pro počáteční stav

Kolo zavěšené na čepu vykonává pravý a levý rejď, tedy oba možné případy natočení ramena kliky o úhly α, β pomocí zdvihu hydro-motoru o hodnotu $X_{\max} = Z$. Při dalším řešení budeme vycházet z jednoduchého schématu jedné poloviny mechanismu - obrázek 15.



obr. 15

Pro vzdálenost s/ψ platí :

$$s/\psi/ = R \cdot \cos \psi + \sqrt{T^2 - / R \cdot \sin \psi - E /^2}$$

Rovnici upravíme na konečný vztah

$$s^2/\psi/ = 2 \cdot R \cdot s/\psi/ \cdot \cos \psi + 2 \cdot R \cdot E \cdot \sin \psi - R^2 - E^2 + T^2$$

Zavedeme si koeficienty : $C_1 = 2 \cdot R$

$$C_2 = 2 \cdot R \cdot E$$

$$C_3 = R^2 + E^2 - T^2$$

Jak jsem už dříve uvedl, budeme řešení uvažovat pro tři diskrétní polohy. Zvolíme proto tři počáteční hodnoty vzdáleností $s_{/1,2,3/}$

a jím přiřadíme úhly $\psi_{/1,2,3/}$:

$$s_1 = b - Z \quad \dots \quad \psi_1 = \psi_0 - \beta$$

$$s_2 = b \quad \dots \quad \psi_2 = \psi_0 = 90^\circ + \Omega$$

$$s_3 = b + Z \quad \dots \quad \psi_3 = \psi_0 + \alpha$$

S ohledem na celkovou stavbu mechanismu, na vzdálenost B a na podmínky řízení zvolíme konkrétní hodnoty

$$b = 160 \text{ mm}$$

$$Z = 70 \text{ mm}$$

$$\alpha = 45^\circ$$

$$\Omega = -10^\circ$$

Potom pro jednotlivé polohy platí :

$$s_1 = 160 + 70 = 230 \text{ mm}$$

$$\psi_1 = 100^\circ - 33^\circ 23' 39'' = 66^\circ 36' 21''$$

$$s_2 = 160 \text{ mm}$$

$$\psi_2 = 100^\circ$$

$$s_3 = 160 - 70 = 90 \text{ mm}$$

$$\psi_3 = 100^\circ + 45^\circ = 145^\circ$$

Hodnotu jsme určili ze vztahu pro $\beta = f / \alpha / \dots \beta = 33^\circ 23' 39''$

Po dosazení dostáváme soustavu tří rovnic pro tři neznámé

$$s_1^2 = C_1 \cdot s_1 \cdot \cos \psi_1 + C_2 \cdot \sin \psi_1 - C_3$$

$$s_2^2 = C_1 \cdot s_2 \cdot \cos \psi_2 + C_2 \cdot \sin \psi_2 - C_3$$

$$s_3^2 = C_1 \cdot s_3 \cdot \cos \psi_3 + C_2 \cdot \sin \psi_3 - C_3$$

Neznámé C_1 , C_2 , C_3 vypočítáme pomocí maticového počtu

$$C_1 = \frac{D_1}{D}$$

$$C_2 = \frac{D_2}{D}$$

$$C_3 = \frac{D_3}{D}$$

D je determinant matice soustavy, $D_{/1,2,3/}$ jsou determinanty rozšířené matice soustavy

$$D = \begin{vmatrix} s_1 \cdot \cos \psi_1 & \sin \psi_1 & -1 \\ s_2 \cdot \cos \psi_2 & \sin \psi_2 & -1 \\ s_3 \cdot \cos \psi_3 & \sin \psi_3 & -1 \end{vmatrix}$$

$$D_1 = \begin{vmatrix} s_1^2 & \sin \psi_1 & -1 \\ s_2^2 & \sin \psi_2 & -1 \\ s_3^2 & \sin \psi_3 & -1 \end{vmatrix}$$

$$D_2 = \begin{vmatrix} s_1 \cdot \cos \psi_1 & s_1^2 & -1 \\ s_2 \cdot \cos \psi_2 & s_2^2 & -1 \\ s_3 \cdot \cos \psi_3 & s_3^2 & -1 \end{vmatrix}$$

$$D_3 = \begin{vmatrix} s_1 \cdot \cos \psi_1 & \sin \psi_1 & s_1^2 \\ s_2 \cdot \cos \psi_2 & \sin \psi_2 & s_2^2 \\ s_3 \cdot \cos \psi_3 & \sin \psi_3 & s_3^2 \end{vmatrix}$$

Po dosazení číselných hodnot

$$D = - 52,058$$

$$D_1 = - 12\,277,358$$

$$D_2 = - 843\,700,102$$

$$D_3 = 842\,884,031$$

Pro koeficienty C_1, C_2, C_3 platí

$$C_1 = \frac{- 12\,277,358}{- 52,058} = 235,849$$

$$C_2 = \frac{- 843\,700,102}{- 52,058} = 16\,206,925$$

$$C_3 = \frac{842\,884,031}{- 52,058} = - 16\,191,248$$

Nyní spočteme geometrické rozměry mechanismu

$$R = \frac{C_1}{2} = \frac{235,849}{2} = 117,92 \approx 118 \text{ mm}$$

$$E = \frac{C_2}{2 \cdot R} = \frac{C_2}{C_1} = \frac{16\,206,952}{235,849} = 68,72 \pm 70 \text{ mm}$$

$$T = \sqrt{R^2 + E^2 - C_3} = \sqrt{118,92^2 + 68,72^2 + 16\,191,248} = 186,59$$

$$\pm 186 \text{ mm}$$

[illegible]
$$\psi_{\text{X}} = 90^\circ + \Omega + \alpha$$

$$\psi_{/X/} = \delta_{/X/} + \alpha_{/X/}$$

$$T^2 = R^2 + u/X^2 - 2 \cdot R \cdot u/X \cdot \cos \alpha/X$$

$$\operatorname{tg} \delta_{/X/} = \frac{E}{b - X}$$

- 47 -

o stejnou hodnotu X. Proto do rovnice pro úhel $\varphi_{/X/}$, dosadíme hodnotu X s opačným znaménkem.

$$\varphi_{/X/} = \arctg \frac{E}{b - X} + \arccos \frac{R^2 + /b - X/^2 + E^2 - T^2}{2 \cdot R \cdot \sqrt{/b - X/^2 + E^2}}$$

$$\varphi_{/X/} = \arctg \frac{E}{b + X} + \arccos \frac{R^2 + /b + X/^2 + E^2 - T^2}{2 \cdot R \cdot \sqrt{/b + X/^2 + E^2}}$$

Z předchozích vztahů dostaneme konečné hodnoty úhlů

$$\varphi_{\max} = 144^{\circ} 44' 08''$$

$$\varphi_0 = 100^{\circ} 52' 17''$$

$$\varphi_{\max} = 66^{\circ} 05' 54''$$

$$\alpha = \varphi_{\max} - \varphi_0 = 43^{\circ} 51' 51''$$

$$\beta = \varphi_0 - \varphi_{\max} = 34^{\circ} 46' 23''$$

$$\Omega = 90^{\circ} - \varphi_0 = -10^{\circ} 52' 16''$$

3.3. Zatížení jednotlivých prvků nápravy

3.3.1. Rozměry kola

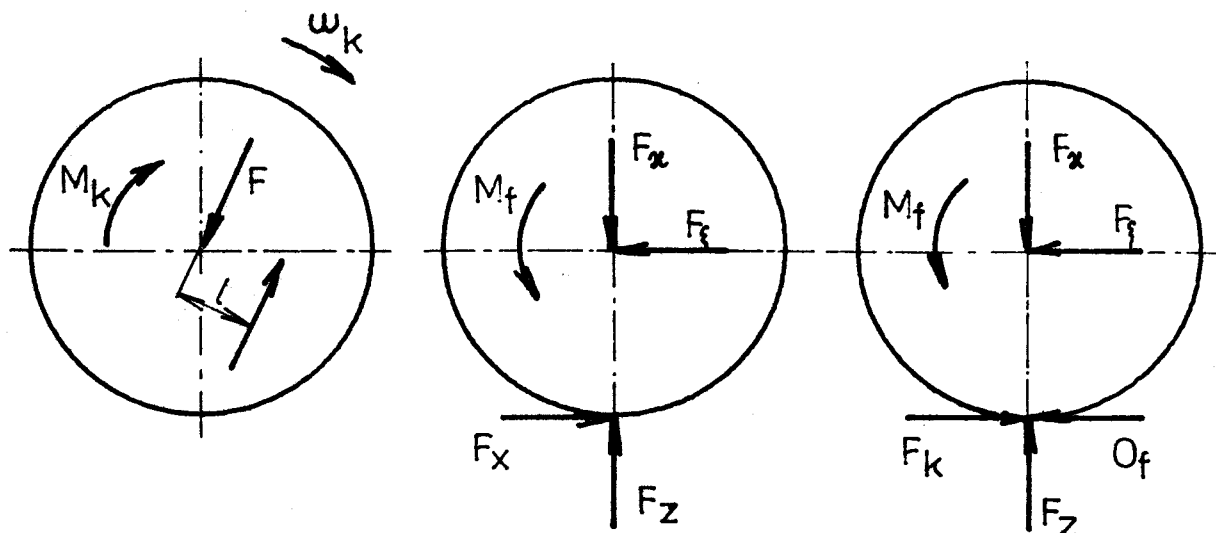
Samotné kolo je velice důležitým prvkem každého kolového vozidla. Kolo přenáší tíhu vozidla na podložku, transformuje rotační pohyb na posuvný, je prvkem řídícího ústrojí, kterým se vyvoďí boční síly způsobující změnu směru jízdy. Velmi významnou úlohu hrají vlastnosti pneumatik a podložky, na níž se vozidlo pohybuje.

Pro zadanou pneumatiku 6,00 - 9 platí dle katalogu :

- desén NB - 10
 - $\varnothing D = 526 \pm 8 \text{ mm}$
 - šířka B = 170 mm
 - nosnost Q = 1 215 kg
 - huštění na pracovní přetlak p = 900 kPa
- Ráfek 4,00 E - 9
- $\varnothing D_r = 227,8 \text{ mm}$

3.3.2. Silové poměry při valení

V mém případě se jedná o hnací kolo, jehož silové poměry jsou zakresleny na obrázku 17.



obr. 17

F_x - obvodová/suvná/ síla

O_f - odpor valení

F_k - hnací síla

$$F_x = F_k + |O_f|$$

F_z - radiální síla, která vzniká jako důsledek tíhy vozidla

M_f - moment odporu valení

Výpočet provádíme pro maximální zatížení $Q_{\max}$ při manipulaci vozíku bez břemene. Na polovinu nápravy uvažujeme působení poloviny zatížení Q_n .

$$Q_{\max} = Q_n / 2 \cdot g = 1\,300 / 2 \cdot 9,81 = 6\,376,6 \text{ N}$$

Tuto hodnotu bereme jako velikost radiální síly F_z

Pro moment odporu valení platí

$$M_f = O_f \cdot r$$

r - poloměr kola

Při výpočtu odporu valení uvažujeme případ, že se vozík pohybuje po povrchu s největším součinitelem soudržnosti μ_d . Z tohoto důvodu můžeme zanedbat některé vlivy zvětšující odpor

valení. Spočteme ho ze vztahu :

$$O_f = F_z \cdot f = \left\{ \frac{F_z^{2n+2}}{k \cdot b \cdot D^{n+1}} \right\}^{\frac{1}{2n+1}}$$

kde : - k ... charakterizuje stav zeminy a její druh

$k = 1 + 15 \cdot 10^{-4} \text{ MN/m} / \dots$ volím $k = 14 \cdot 10^{-4} \text{ MN/m}$

- b = 80 % B ... šířka pneumatiky, $b = 80 \% 170 = 136$

- n ... závisí na zemině ... volím $n = 1$

$$- \left\{ = \frac{1}{n+1} \cdot \frac{3}{3-n} \right\}^{\frac{2n+2}{3-n}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{4}{2} = 1,125$$

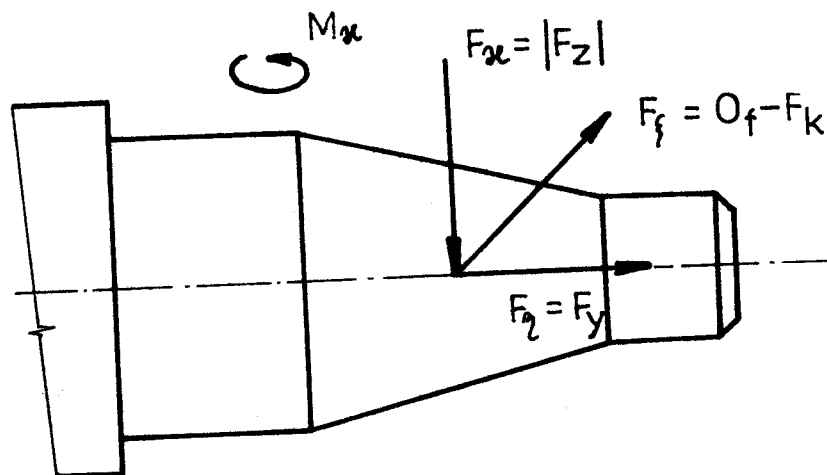
Dosadíme známé hodnoty

$$O_f = 1,125 \cdot \frac{6\,376,6}{14 \cdot 10^{-4} \cdot 512,064 \cdot 10^{-3} \cdot 136 \cdot 10^{-3}} = 3\,612,63 \text{ N}$$

Zbývá určit součinitel tření

$$f = \frac{O_f}{F_z} = \frac{3\,612,63}{6\,376,6} = 0,566$$

3.3.3. Silové účinky na čep kola



obr. 18

Čep kola je dle obrázku 18 zatížen :

- radiální silou $F_x = |F_z|$

- boční maximální silou, kterou je kolo schopno přenést

$$F_y = F_z = \mu \cdot F_z$$

- součnou silou, která realizuje pohyb kola a vyvolává ohybový moment na rameni R, který po součtu s momentem M_α zatěžuje mechanismus servořízení $F_f = O_f - F_k$

- vratným svislým momentem M_α

Musíme rozhodnout, v kterém případě vznikne maximální vratný moment, protože síla vyvozená tlakem oleje F_p musí pro zajištění správné funkce řízení vyvolat moment stejně velký.

Moment odporu zatáčení /vr. moment / pro pravoúhlý otisk je definován ve tvaru

$$M_{z \text{ pohyb}} = F_z \cdot \mu_d \cdot r_s$$

r_s - rameno tření celé plochy otisku pneumatiky

$$r_s = \frac{\sqrt{4 \cdot b^2 + e^2} + \sqrt{4 \cdot e^2 + b^2}}{12}$$

b - šířka otisku pneumatiky

e - délka otisku pneumatiky

Ze vztahu pro přetlak huštění

$$p = \frac{F_z}{S} = \frac{F_z}{e \cdot b} \dots\dots e = \frac{6 \ 376,6}{136 \cdot 10^{-3} \cdot 900 \cdot 10^3} = 52,09 \text{ mm}$$

Potom

$$r_s = \frac{\sqrt{4 \cdot 136^2 + 52,09^2} + \sqrt{4 \cdot 52,09^2 + 136^2}}{12} = 37,36 \text{ mm}$$

$$M_{z \text{ pohyb}} = 6 \ 376,6 \cdot 1 \cdot 37,36 \cdot 10^{-3} = 238,23 \text{ Nm}$$

Pro případ, že vozidlo bude bez pohybu, vzniká také vratný moment který má jinou velikost a spočteme ho ze vztahu

$$\begin{aligned} M_{z \text{ klid}} &= \frac{1}{4} \cdot \mu_d \cdot F_z \cdot \left(1,5e + \frac{b}{2} \right) = \\ &= \frac{1}{4} \cdot 1 \cdot 6 \ 376,6 \cdot \left(1,5 \cdot 52,09 \cdot 10^{-3} + \frac{136 \cdot 10^{-3}}{2} \right) = \\ &= 232,95 \text{ Nm} \end{aligned}$$

3.3.4. Síly zatěžující mechanismus řízení

Mechanismus je umístěn v zadní části vozíku nad diferenciálem.

Existují tři případy zatížení

a/ Pro jízdu vpřed je závažným momentem moment

$$M_{\alpha} = F_f \cdot R$$

- poloměr R vyplývá z celkové konstrukce, $R = 120 \text{ mm}$

$$- \text{ síla } F_f = O_f - F_k$$

Sílu F_k spočteme ze vztahu pro zatěžující kroutící moment

$$M_k = F_k \cdot r = F \cdot l$$

$$F_k = \frac{M_k}{r} = \frac{M_D}{r} = \frac{161,73}{256,032 \cdot 10^{-3}} = 631,67 \text{ N}$$

$$F_f = 3\,612,63 - 631,67 = 2\,980,96 \text{ N}$$

$$M_{\alpha} = 2\,980,96 \cdot 120 \cdot 10^{-3} = 357,72 \text{ Nm}$$

b/ Pro průjezd zatáčkou působí na kolo kromě momentu M_{α} ještě moment M_z pohyb

$$M_v = M_{\alpha} + M_z \text{ pohyb} = 357,72 + 238,23 = 595,95 \text{ Nm}$$

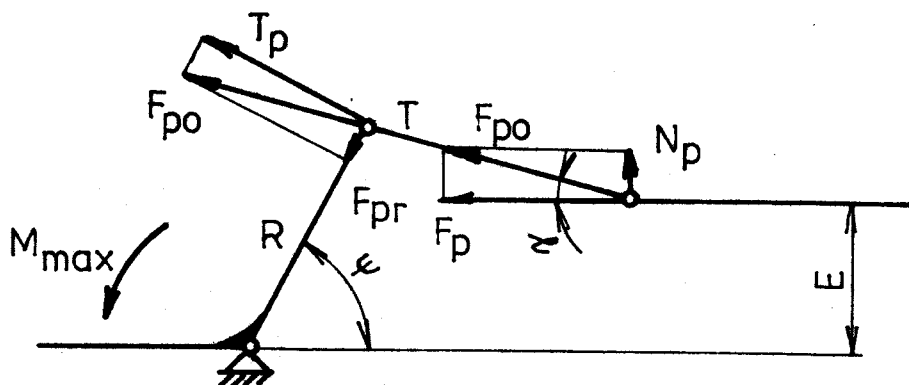
c/ Při otáčení kol na místě, kdy působí pouze moment M_z klid

$$M_z \text{ klid} = 232,95 \text{ Nm}$$

Při dalším výpočtu budeme uvažovat jen $M_{\max} = M_v = 595,95 \text{ Nm}$

3.3.5. Síly působící na čepy řízení

Působení sil je znázorněno na obrázku 19



obr. 19

F_p - síla vyvozená tlakem oleje na píst servořízení

N_p - síla, která namáhá pístnici na ohyb

F_{po} - výslednice sil F_p a N_p

F_{pr} - radiální síla

T_p - obvodová tečná síla

Z pravouhlých trojúhelníků dostaneme pro tyto síly následující vztahy :

$$F_{pr} = \frac{T_p}{\operatorname{tg} / \psi + \gamma /}$$

$$F_{po} = \frac{T_p}{\sin / \psi + \gamma /}$$

$$F_p = \frac{T_p \cdot \cos \gamma}{\sin / \psi + \gamma /}$$

$$N_p = \frac{T_p \cdot \sin \gamma}{\sin / \psi + \gamma /}$$

Hodnotu T_p spočteme ze vztahu pro zatěžující moment

$$T_p = \frac{M_{\max}}{R} = \frac{595,95}{118 \cdot 10^{-3}} = 5\,050,32 \text{ N}$$

$$\gamma = \arcsin \frac{R \cdot \sin \psi - E}{T}$$

Velikosti sil jsou závislé na vychýlení kola, a s každou změnou úhlu ψ se mění. Uvedu hodnoty těchto sil pro tři základní polohy

$$a/ \psi_{\max} = 144^{\circ} 44' 08'' \dots \gamma = - 0^{\circ} 34' 36''$$

$$F_{po} = 8\,625,07 \text{ N}$$

$$F_p = 8\,624,63 \text{ N}$$

$$N_p = - 86,81 \text{ N}$$

$$F_{pr} = - 6991,86 \text{ N}$$

$$b/ \psi_0 = 100^{\circ} 52' 17'' \dots \gamma = 14^{\circ} 16' 51''$$

$$F_{po} = 5\,579,34 \text{ N}$$

$$F_p = 5\,406,93 \text{ N}$$

$$N_p = 1\,376,28 \text{ N}$$

$$F_{pr} = -2\,371,36 \text{ N}$$

$$c/\varphi_{\max} = 66^\circ 05' 54'' \dots \quad \gamma = 11^\circ 46' 14''$$

$$F_{po} = 5\,165,67 \text{ N}$$

$$F_p = 5\,057,05 \text{ N}$$

$$N_p = 1\,053,76 \text{ N}$$

$$F_{pr} = 1\,085,56 \text{ N}$$

3.3.6. Výpočet servořízení

Sílu F_p uvádíme do rovnováhy celý mechanismus řízení tak, aby v jízdních režimech nedocházelo k porušení jízdní a směrové stability, deformaci mechanismu či dokonce k destrukci jednotlivých součástí. Platí pro ni

$$F_p = S \cdot p$$

S - plocha mezikruží

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$$

d - průměr pístnice ... volím $d = 30 \text{ mm}$

D - průměr pístu

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot p} + d^2}$$

Síla F_p je zvětšená o další složky sil. Proto :

$$F_{pc} = F_{p1} + F_{p2} + F_{pod} + F_{prt}$$

a/ $F_{p1,2}$ - zátěžná síla působící na píst z obou stran mechanismu

Jestliže použijeme k výpočtu těchto sil metodu virtuálních prací dostaneme vztah

$$F_{p1,2} = \frac{M_{\max}}{R \cdot \sin \psi + \frac{R \cdot \sin \psi - E / R \cdot \cos \psi}{\sqrt{T^2 - (R \cdot \sin \psi - E / R)^2}}}$$

Tohoto vztahu však k výpočtu nepoužijeme, ale použijeme hodnoty spočtené v kapitole 3.3.5.

b/ F_{pod} - síla od pasivních odporů, vzniká třením všech těsnících prvků o pohybující se součásti

$$F_{\text{pod c}} = F_{\text{pod kroužek}} + F_{\text{pod manžeta}}$$

$$F_{\text{pod kroužek}} = \pi \cdot D \cdot b \cdot f \cdot (p_1 + p_2) \cdot n$$

- b ... rozměr těsnícího prvku, volím $0,7 \cdot 4,8$

$b = / 0,6 + 0,8 / \cdot t, t$ - šířka kroužku

- f ... součinitel tření, volím $f = 0,05$

- n ... počet prvků, $n = 2$

- D ... průměr těsnícího otvoru, $D = 50 \text{ mm}$

- $p_1 = 16 \text{ MPa}$

- $p_2 = 0 \text{ MPa}$

$$F_{\text{pod kroužek}} = \pi \cdot 50 \cdot 0,7 \cdot 4,8 \cdot 0,05 \cdot 16 \cdot 2 = 844,46 \text{ N}$$

$$F_{\text{pod manžeta}} = \pi \cdot d \cdot b \cdot f \cdot (p_1 + p_2) \cdot n$$

- b ... rozměr manžety, $b = 0,6 \cdot l$

l ... šířka manžety

pro utěsnění tří manžet je $l \cdot n = 54 \text{ mm}$

- d ... průměr pístnice, $d = 30 \text{ mm}$

- f, p_1, p_2 ... stejné jak v předchozím případě

$$F_{\text{pod manžeta}} = \pi \cdot 30 \cdot 0,6 \cdot 54 \cdot 0,05 \cdot 16 = 2\,488,14 \text{ N}$$

$$F_{\text{pod c}} = 844,46 + 2\,488,14 = 3\,332,6 \text{ N}$$

c/ F_{prt} - síla způsobená protitlakem. Jestliže tlak na druhé straně pístu je roven 0, pak i síla $F_{\text{prt}} = 0$

Nyní můžeme určit F_{pc}

$$F_{\text{pc}} = 8\,624,63 + 5\,057,05 + 3\,332,6 = 17\,014,28 \text{ N}$$

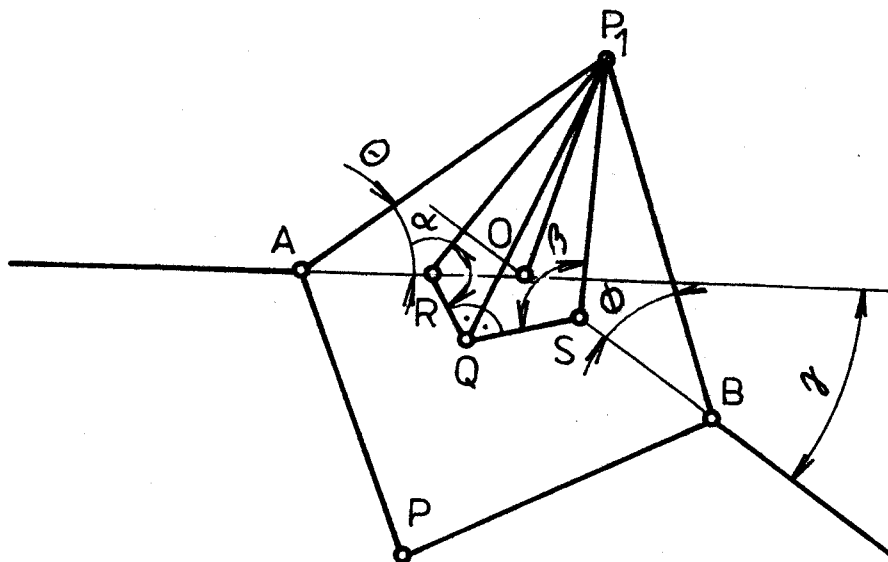
Když tuto sílu dosadíme do vztahu pro výpočet $\varnothing$ pístu

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 17\,014,28}{\pi \cdot 16} + 30^2} = 47,48 \text{ mm}$$

volím $D = 60 \text{ mm}$

3.4. Podmínka pro realizaci homokinetického kloubu

Ve své diplomové práci jsem použil kloubový hřídel-mající křivkové drážky-z automobilu GAZ - 66. Schematické zobrazení práce je na obrázku 20.



obr. 20

Cílem výpočtu je ukázat rozměrové podmínky práce homokinetického kloubu.

Pro další výpočet si označíme úsečky

$$\overline{AO} = a \quad \overline{BO} = b \quad \overline{AP_1} = x \quad \overline{BP_1} = y \quad \overline{OP_1} = z$$

$\overline{QP_1}$... kolmice do původní roviny ABP

Z pravouhlých trojúhelníků

$$P_1Q = P_1R \cdot \sin \alpha$$

$$P_1Q = P_1S \cdot \sin \beta$$

$$P_1R = x \cdot \sin \theta$$

$$P_1S = y \cdot \sin \phi$$

Pro $\beta = f / \alpha /$ platí z těchto vztahů

$$\sin \beta = \frac{x \cdot \sin \theta \cdot \sin \alpha}{y \cdot \sin \phi}$$

K určení x, y použijeme cosinovy věty a trojúhelníků AOP_1 a BOP_1

$$z^2 = x^2 + a^2 - 2 \cdot x \cdot a \cdot \cos \theta$$

$$z^2 = y^2 + b^2 - 2 \cdot y \cdot b \cdot \cos \phi$$

$$x = \pm \sqrt{z^2 - a^2 \cdot \sin^2 \Theta} + a \cdot \cos \Theta$$

$$y = \pm \sqrt{z^2 - b^2 \cdot \sin^2 \phi} + b \cdot \cos \phi$$

Konečný vztah pro $\beta = f / \alpha /$

$$\sin \beta = \frac{\sqrt{z^2 - a^2 \cdot \sin^2 \Theta} + a \cdot \cos \Theta / \cdot \sin \Theta}{\sqrt{z^2 - b^2 \cdot \sin^2 \phi} + b \cdot \cos \phi / \cdot \sin \phi} \cdot \sin \alpha$$

Z tohoto vztahu vyplývá, že pro realizaci homokinetického

kloubu musí platit : $a = b$

$$\Theta = \phi$$

4. EKONOMICKÉ HODNOCENÍ

Mým úkolem bylo navrhnout hnací a řiditelnou nápravu vysokozdvížného vozíku. Bylo to vlastně teoreticko konstrukční zadání, protože mi není známo, že by se v Československu nebo jinde v zahraničí na světovém trhu vysokozdvížný vozík 4 x 4 objevil. Proto ve svém ekonomickém hodnocení nemám možnost porovnat své získané poznatky a spočtené parametry s jiným výrobkem.

Jedná se o vozík s malou nosností 1300 kg. Volil jsem proto hnací jednotku s menším výkonem, ale ukázalo se, že by bylo nutné použít pro pohon obou náprav větší a výkonnější motor. Uvažoval jsem rozdělení kroutícího momentu na přední a zadní nápravu v poměru 2/3 ku 1/3 s ohledem na to, že u vysokozdvížných vozíků bývá většinou hnací náprava přední. Z tohoto důvodu jsem nepoužil brzd. Náprava je zavěšena v ose na diferenciálu.

Co se týká řízení, tak s nutností použití homokinetického kloubu, se možnost natočení kol snížila prakticky o 30 %. Myslí si, že pro vozíky s malou nosností, které jsou určeny především pro práci v úzkých prostorech, je to velice nepříznivá okolnost. Celý mechanismus samotného řízení je jednoduchý, dá se velice snadno seřídit pomocí objímek na obou táhlech, což se projeví volnější tolerancí ve výrobě. S ohledem na diferenciál a na zavěšení nápravy je umístění hydraulického válce dosti komplikované. Hmotnost nápravy je poměrně malá, což by vyžadovalo větší protizávaží.

Celkové náklady na výrobu a ekonomičnost výrobku nelze uvést, protože není známo, jestli by se výrobek osvědčil a vyráběl.

POUŽITÁ LITERATURA

- /1/ BOHÁČEK , F. a kol. : Části a mechanismy strojů III.
1. vydání.Brno, VÚT 1981
- /2/ BRADSKÝ , Z. : Mechanika - kinematika.2. vydání.
VŠST Liberec, 1979
- /3/ GORKÓVSKIJ AVTOMOBÍLNYJ ZAVÓD : Katalog detalej Грузовых
автомобилей GAZ - 66,GAZ - 66-02
МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1966 Moskva
- /4/ GRISKEVIČ , A.,I. : Projektovanie transmissij avto-
mobilnej , Moskva 1984
- /5/ CHARVÁT , J. : Teorie kloubových mechanismů.1. vydání
Praha , ÚFV 1972
- /6/ KARGANOV , A.,I. : Osnovy rasčóta - šassi traktorov a
avtomobilej. Moskva 1953
- /7/ MACKERLE , J. : Automobil současnosti. 1. vydání
Praha, SNTL 1978
- /8/ MAČULCKIJ , I.,I. : Mašiny napolnovo bezrelsovovo
transpórta. Moskva 1982
- /9/ MARGOLIS , S.,J. : Mosty avtomobilnej i avtopojezdov
Moskva , 1983
- /10/ NOVOTNÝ , KUBÁLE : Traktory a automobily.díl II
1. vydání.Praha , SZN 1962
- /11/ PIVOŇKA , J. a kol. : Příručka hydraulických pohonů
1. vydání.Praha , SNTL 1969
- /12/ PRÁŠIL , L.,OLEHLOVÁ , M. : Části strojů a mechanismů
/cvičení/.1. vydání VŠST Liberec 1983
- /13/ ŠALAMOUN , Č. a kol. : Atlas převodových ústrojí
ČVUT Praha, 1972

/14/ VÁVRA , P. a kol. : Strojnické tabulky.1. vydání
Praha, SNTL , 1983

/15/ WILLYS - OVERLAND MOTORS. : Willys Truck ton 4 x4
model MA, Toledo, Ohio, 1941