

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

PLANETOVÁ PŘEVODOVKA POHONU DESKY KARUSELU POHÁNĚNÁ DIRECT-DRIVE MOTOREM

PLANETARY GEAR BOX USED FOR DRIVE TABLE OF VERTICAL LATHE DRIVEN BY
THE DIRECT DRIVE ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. SLAVOMIL ŽILA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. LUBOMÍR NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Akademický rok: 2009/10

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Žila Slavomil, Bc.

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

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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

Planetová převodovka pohonu desky karuselu poháněná direct-drive motorem.

v anglickém jazyce:

**Planetary Gear Box Used for Drive Table of Vertical Lathe Driven by
the
Direct Drive Engine**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte možnost technického řešení a navrhnete technické řešení planetové převodovky pro pohon hl. desky svislého obráběcího centra.

Požadavky: kroutící moment na desce až 100000 Nm ***, provozní otáčky na upínací desce 0 až 1000 ot/min ***, uvažujte celou řadu strojů tj. pro rozsah parametrů upínací desky 1000 až 2500mm, zástavbová výška do 600mm, zástavbová šířka dle použitého pohonu (vnitřní nebo vnější) max. do průměru upínací desky, vnitřní prostor musí umožňovat umístění rotačního hydraulického převodníku spojeného s upínací deskou, převodovka musí být samonosná či jiným způsobem napojitelná k upínací desce, převodovka musí zajišťovat bezvůlový chod a vysokou tuhost, proveďte návrh nuceného brzdění převodovky (při havárii) zaplavením olejem nebo jinými způsoby, navrhnete způsob nuceného chlazení.

*** jedná se o hodnoty určené pro celou řadu 1000, 1250, 1600, 2000, 2500. Analýza rozsahu otáček a momentů pro jednotlivé rozměrové typy je součástí diplomové práce.

Cíle diplomové práce:

Proveďte analýzu současného stavu pohonů direct-drive motory a planetových převodovek. Proveďte návrhové výpočty a základní pevnostní výpočty ozubení. Proveďte konstrukční zpracování vytypované varianty a detailní zpracování výkresové dokumentace dvou významných součástí.

Seznam odborné literatury:

- [1] Patentové a článkové řešerše
- [2] Firemní katalogy a prospekty
- [3] P. Breník, J. Píč: Obráběcí stroje
- [4] B. Chvála: Mechanizace a automatizace obr. strojů
- [5] Technická literatura oboru obráběcích strojů

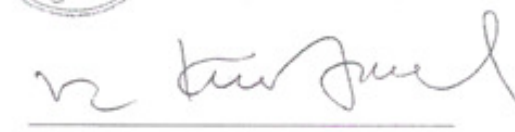
Vedoucí diplomové práce: Ing. Lubomír Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 26.11.2009




Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu


doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Hlavním tématem této práce je analýza, návrh a konstrukce planetové převodovky pro pohon stolu karuselu. Teoretická část práce popisuje základní vlastnosti a pojmy planetových převodovek a momentových motorů. V dalším průběhu mé práce jsem navrhl bezvůlový chod ozubení. Výpočtovou část jsem zpracoval dle platných norem. Praktická část je věnována popisu návrhu a realizaci daného zařízení. Výkresová dokumentace je zpracována pomocí Cad systému a obsahuje výkres celkového sestavení a výkresy tří významných součástí.

Klíčová slova

planetová převodovka, pohon karuselu, momentový motor, vymezení vůle ozubení

Annotation

The main theme of this thesis is an analysis, desing and construction of a planetary gearbox used for a drive of a vertical lathe table. The theoretical part of the thesis describes fundamental features and terms of planetary gearboxes and torque motors. In the next part of my work I design loose functioning of tothing. The calculation part of my work is processed in accordance with technical standards. The practical part of my work deals with a description of the project and the implementation of the device. The drawing documentation is processed with Cad system and it includes general assembly drawing and drawings of the three important components.

Key words

planetary gearbox, drive of vertical lathe, torque motor, loose functioning of tothing

Bibliografická citace

ŽILA, S. *Planetová převodovka pohonu desky karuselu poháněná direct-drive motorem.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 101 s.
Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Novotný, Ph.D.

Prohlášení

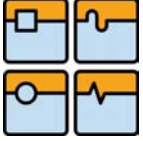
Prohlašuji že jsem tuto práci vypracoval zcela samostatně a že jsem dodržel pokyny pro tvorbu diplomové práce. Literatura ze které jsem vycházel je uvedena na konci práce.

V Brně, dne 27. května 2010

Bc. Slavomil Žila

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu diplomové práce ing. Lubomíru Novotnému za cenné rady. Dále pak své rodině a přátelům za podporu při studiu na vysoké škole, ale i při tvorbě tohoto díla.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Úvod

Pohon desky karuselu patří mezi stěžejní strojní části tohoto stroje. Proto je snaha o jeho zlepšování a zlepšování jeho vlastností k významným prvkům inovace zařízení. Tato práce by se měla pokusit o nalezení nové cesty v oblasti koncepce a pohonu stolu.

V současné době se rozšířily systémy pohonů, pomocí vysoko momentových motorů. Takzvané Direct drive pohony. Tyto systémy nahrazují klasické spojení motor, převodovka stroj. Což přináší nemalé výhody, jako bezvůlový chod, možnost odměřování a vysoký moment. Uplatňují se při natáčení teleskopů, antén a jiných zařízení. V poslední době se též nemalou měrou uplatňují ve stavbě obráběcích strojů a jiných podobných zařízení.

Převody ozubenými koly stále patří mezi základní prvky pohonů ve strojírenství. Tyto základní stavební prvky převodovek jsou známy mnoho let. Uplatňují se ve velkém množství zařízení a nejspíše z největší části v převodovkách. Ve kterých jsou základním stavebním prvkem. Mezi velmi rozšířené druhy převodovek patří planetové, uplatňující se ve stacionárních i mobilních aplikacích.

1. Zadání a rozbor řešení

1.1. Zadání

Proveďte možnost technického řešení a navrhnete technické řešení planetové převodovky pro pohon hl. desky svislého obráběcího centra.

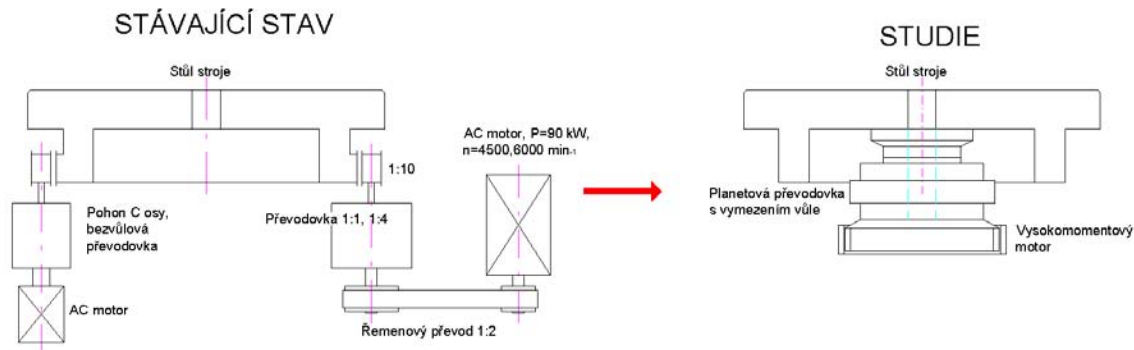
Požadavky: kroutící moment na desce až 100000 Nm ^{***},
 provozní otáčky na upínací desce 0 až 1000 ot/min ^{***},
 uvažujte celou řadu strojů tj. pro rozsah parametrů upínací desky 1000 až 2500mm,
 zástavbová výška do 600mm.

Zástavbová šířka dle použitého pohonu (vnitřní nebo vnější) max. do průměru upínací desky, vnitřní prostor musí umožňovat umístění rotačního hydraulického převodníku spojeného s upínací deskou, převodovka musí být samonosná či jiným způsobem napojitelná k upínací desce, převodovka musí zajišťovat bezvůlový chod a vysokou tuhost, proveďte návrh nuceného brzdění převodovky (při havárii) zaplavením olejem nebo jinými způsoby, navrhnete způsob nuceného chlazení.

^{***} jedná se o hodnoty určené pro celou řadu 1000, 1250, 1600, 2000, 2500. Analýza rozsahu otáček a momentů pro jednotlivé rozměrové typy je součástí diplomové práce.



1.2. rozbor řešení



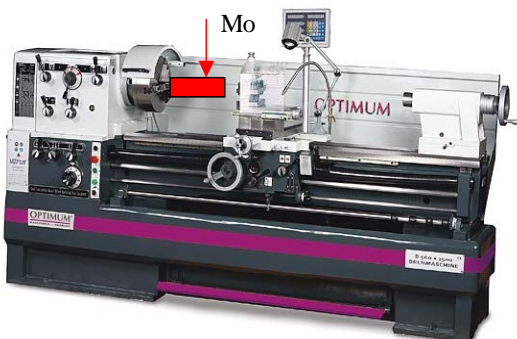
obr 1.1. předpokládaný postup

Jak je vidět na obr. 1.1. současný stav zahrnuje dvě převodovky. Jedna pro pohon stolu při soustružení a druhá bezvúlová šneková slouží k vymezení vůle při otáčení stolu při polohování v operacích frézování, vrtání, broušení. Mým cílem je navrhnout planetovou převodovku poháněnou vysokomomentovým motorem s vymezením vůle, tak aby suplovala převodovky dvě. Vymezení vůle by mělo být vypínatelné, aby se předešlo vysokým ztrátám v ozubení (režimu soustruhu).

2. Karusely

2.1. Výhody karuselů

Nevýhodou čelních soustruhů je obtížné upínání těžkých obrobků na svislou plochu lícní desky. Dochází k nadměrnému zatěžování ložisek vřetene soustruhu. Dále je jejich nevýhodou zatěžování samotného vřetene na ohyb.



obr 2.1. Klasický soustruh Opti D560

Oproti tomu se karusely svou koncepcí hodí pro obrábění rozměrných obrobků, kde průměr převažuje nad délkou a tyto obrobky mohou být i nerotačního tvaru. Kromě využití těchto strojů jako soustruhů (soustružení válcových a kuželových průměrů,

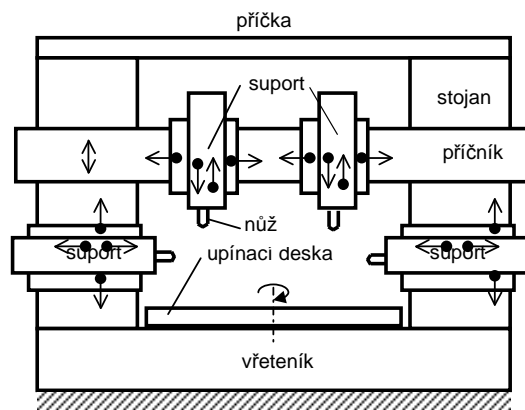
děr a drážek. Dále mohou pracovat v režimu obráběcího centra a to díky náhonu rotačních nástrojů, což jim umožňuje frézovat a brousit. Díky tomuto lze na jedno upnutí provést více operací. Tyto stroje mohou být doplněny o automatizační prvky nástroje i obrobku. Jako jsou výměníky a zásobníky nástrojů. A v případě obrobku se jedná o manipulátory palet.

Rozměrové vlastnosti charakterizující velikost karuselů jsou největší průměr soustružení při spuštěném stojanovém suportu a největší výška soustružení daná vzdáleností mezi upínací deskou a zasunutým nožovým držákem příčnickového suportu při nejvyšší poloze příčnicku na stojanech. [1]

2.2. Koncepce karuselů

- Jednostojanové
Pro menší obrobky do průměru asi 1250 mm
- Dvojstojanové
Pro obrobky nad průměr 1250 mm

2.3. Hlavní součásti karuselu



obr 2.2. hlavní části karuselu

- Stojan
Má tvar skříňovitého odlitku, nejčastěji vyroben z litiny.
- Příčka
Spojuje při dvojstojanové koncepci oba stojany a zvyšuje jejich tuhost. Dále umožňuje rámovou konstrukci.
- Příčnick
Slouží k uložení příčnickových suportů, jedná se především o skříňovitý odlitek, s vodícími plochami. Vedení může být valivé nebo pro nejtěžší případy



hydrostatické. Příčnick se posouvá po svislých vodících plochách stojanů. V každé poloze je ustaven pomocí dorazů a zpevněn. Přestavení příčnicku je pomocí pohybových šroubů.

- Smykadlo

Nejčastěji je čtyřbokého provedení, starší smykadla mohly být provedení šestibokého. Je vybaveno nožovou hlavou, snímatelnou. Při obrábění dochází k vyložení smykadla a tím k jeho značnému namáhání. Smykadlo je nejslabší částí suportu a tím i celého svislého soustruhu. Je předepnuto ve vedení pomocí valivých bloků, je uzpůsobeno pro automatickou výměnu nástrojů a to jak soustružnických tak i rotačních. Tyto rotační nástroje jsou naháněny pomocí rotačního náhonu vedeného vnitřkem smykadla. [1]

- Suporty

Karusely mohou mít kromě suportů umístěných na příčnicku také další suporty na stojanech. Proto umožňují současné obrábění většího počtu ploch, čímž se produktivita práce významně zvyšuje. [1]

- Upínací desky

Upínací desky jsou do průměru 5000 mm celistvé, odlity z oceli nebo šedé litiny. Větší desky jsou děleny jak z výrobních tak dopravních důvodů. Upínací deska musí být vedena jak v radiálním tak v axiálním směru. Toto uložení má vliv na rozměrovou tvarovou přesnost obráběné součásti. [1]



obr 2.3. upínací deska

- Působení řezných sil

V radiálním směru je převážně namáhána silami ze složek řezného odporu, a v axiálním především hmotností obráběné součásti a vlastní hmotností i složkami řezného odporu. Směrem vzhůru působí na desku i síly od posledního převodu a na střed desky síly od klopných momentů způsobených hmotností prstencových obrobků upnutých na obvodě a upínacími silami v čelistech. Upínací deska je tvořena sklíčidlem nebo ruční deskou. [1]

- pohon stolu

K pohonu desky karuselu může být použito AC asynchronního servopohonu, který je uložen na speciální konzole umožňující napínání klínových řemenů, aniž by došlo k zatížení ložisek motoru. Klínové řemeny jsou spojeny přes řemenici a převodovku s pastorkem zabírajícím do ozubeného věnce. Do stejného věnce zabírá i pastorek od převodovky C osy, kde je na rozdíl od hlavní převodovky vymezená vůle, aby bylo možné provádět operace s rotačními nástroji a polohovat desku karuselu. [1]



DIPLOMOVÁ PRÁCE



obr.2.4. pohon stolu



obr.2.5. montáž pohonu

- Výrobci ČR

Česká republika patří mezi tradiční výrobce obráběcích strojů. Největší podíl strojů, tvoří produkty na export do celého světa. Tímto strojírenský průmysl přispívá ke zvyšování výkonnosti domácí ekonomiky. V současné době se stroje osazují špičkovou elektronikou a řídicími systémy zahraničních výrobců. Mezi nejstarší výrobce těchto strojů v České republice patří firmy TOS Hulín a ČKD Blansko. Nově se začíná prosazovat firma Fermat.



obr.2.6. řada SKD, Fa ČKD Blansko



obr.2.7. řada SKD, Fa ČKD Blansko



obr.2.8. VLC 1600, Fa Fermat



obr.2.9. VLC 3000, Fa Fermat



3. Planetové převodovky

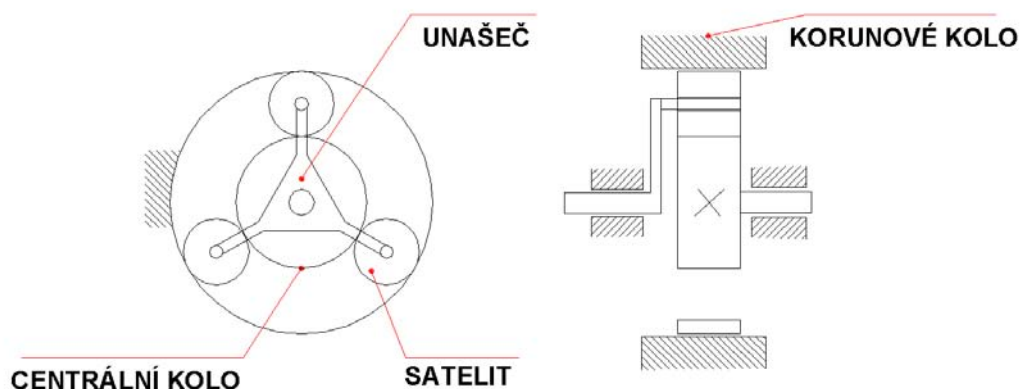
3.1. Úvod k planetovým převodům

Planetový převod vznikne z obyčejné dvoustupňové koaxiální převodovky otočným uložením (uvolněním) skříně (rámu) na vstupním a výstupním hřídeli.

Původní převodovka získá tím o jeden stupeň volnosti více a stane se diferenciálem s dvěma stupni volnosti. Diferenciální převodovky mohou skládat více pohybů do jednoho (například u obráběcích strojů), nebo rozkládat pohyb tam, kde je třeba vyrovnávat rozdíly v rychlostech (například diferenciál u automobilu). [2]

3.2. Stavba planetové převodovky

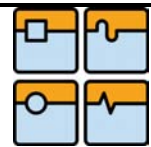
- skříň
- centrální kolo
- korunové kolo s vnitřním ozubením
- unášeč U se otáčí kolem centrální osy a slouží především jako vodící člen satelitů S. Počet čepů a ramen unášeče souhlasí s počtem satelitů $q = 2$ až $q = 6$. Unášeč se ve většině případů účastní jako převodový člen i přenosu točivého momentu.
- Satelity jsou uloženy otočně pomocí čepů na tělese unášeče a tvoří s korunovými koly pólový záběr [2]



obr.3.1. stavba převodovky

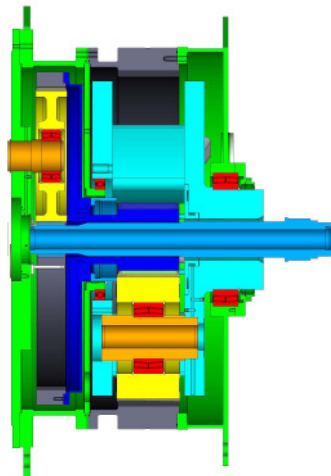
3.3. Typy planetových převodů

- Reduktor při pohonu od centrálního kola
- Multiplikátor při pohonu od unášeče
- Porovnávací převod je-li unášeč pevný a satelity se otáčejí kolem vlastní osy
- Jednostupňový převod nebo dvojestupňový [2]

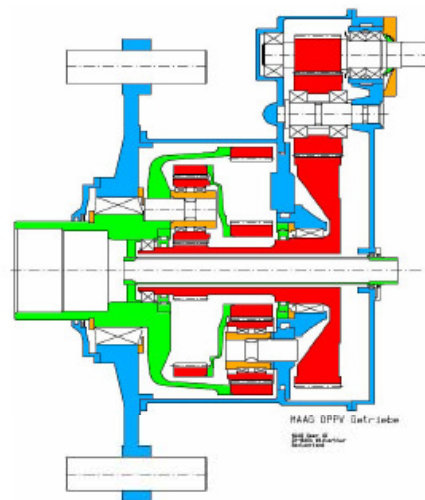


3.4. Použití planetových převodů

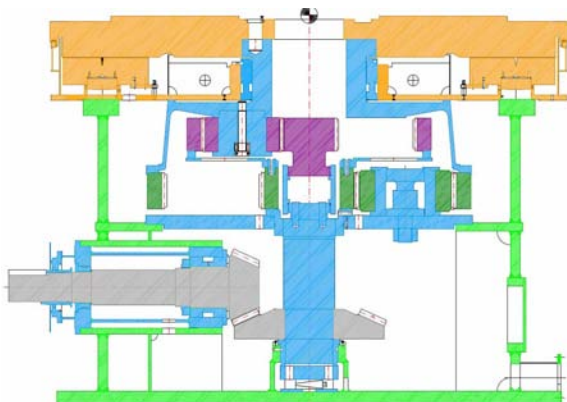
Vzhledem k uvedeným výhodám se použití planetových převodů stále rozšiřuje u dopravních a zdvihacích zařízení, u stavebních strojů, u plynových turbín, v převodovkách lodí, motorových vozidel, výrobních strojů a robotů. Často se používají v kombinaci s jinými druhy převodů, například s hydraulickými, třecími. Převodovky se používají v průmyslu strojírenském, textilním, chemickém, papírenském [21]



obr.3.2. převodovka s dutým hřídelem



obr.3.3. pohon větrné elektrárny



obr.3.4. pohon drtícího mlýnu



obr.3.5. převodovka generátoru



3.5. Převodovky pro mobilní pracovní stroje

Tyto planetové převodovky jsou v drtivé většině konstruovány pro přímou montáž hydromotoru, nebo je hydromotor integrován již v převodovce. Statická lamelová brzda je u nich samozřejmostí. Planetové převodovky jsou rozděleny podle toho, kterou část stroje pohánějí. Například převodovky pohonu pojezdu jsou určeny pro přímou montáž do rámu vozidla a do ráfku kola, resp. v případě pásového podvozku lze namontovat řetězové kolo. [3]

Převodovky pro pohon otočí jsou určeny pro montáž do otočného svršku daného stroje. Také tento typ pohonu je vybaven statickou lamelovou brzdou, která je integrována v tělese převodovky. Zdrojem krouticího momentu je zde stejně jako u předchozího typu hydromotor. Uvedené motory mohou být opatřeny doplňovacími ventily a omezovacími ventily. Převodovka je na výstupu opatřen pastorkem vyráběným na základě požadavků zákazníka. Momentové hladiny jsou v rozmezí od 4300 Nm do 93 300 Nm, převodové poměry od 26 : 1 do 1095 : 1. [3]

Převodovky pro pohon bubnů navijáků nacházejí uplatnění především u jeřábů a lanových bagrů. Provedení pohonu je opět hydromotorem, které mohou být vybaveny brzdícím ventilem, vyžaduje-li to daná aplikace. Statická lamelová brzda zajišťuje břemeno proti volnému pádu. Převodovku je možno dodávat s bubnem navijáku buď letmo uloženým, nebo s protiložiskem bubnu navijáku. [3]

3.6 Planetové převodovky pro stacionární aplikace

Charakter provozu odlišuje tyto převodovky od převodovek pro mobilní aplikace především dobou trvání a zatížením. Případy, kdy zatížení během provozu kolísá, mohou být, stejně tak jako u předchozího typu zatěžování řešeny použitím vhodné planetové převodovky. Dnes jsou k dispozici pohony, které jsou vhodné pro trvalá zatížení a pro provoz v těžkých podmínkách, jako např. v cementárnách, ocelárnách, povrchových dolech, tepelných elektrárnách, chemických provozech apod. Kompaktnost provedení těchto pohonů umožňuje projektantům a konstruktérům zařízení zabudovat je bez velkého nároku na zástavbový prostor. Nabídka provedení s pohonem elektromotorem nebo hydromotorem jen rozšiřuje možnost použití těchto planetových převodovek. [3]



obr.3.6. mobilní převodovky



3.7. Nejčastější konstrukční schémata planetových převodovek

Vysvětlivky:

A: možný rozsah převodového poměru porovnávacího mechanismu při $q=3$ satelitům, přibližně stejném namáhání kol $z_{\min}=17$, $z_{\max}=300$

B: převodový poměr porovnávacího mechanismu vyjádřený počtem zubů

C: účinnost porovnávacího soukolí η_0

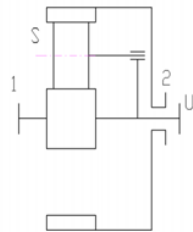
Vypočítaná z účinností soukolí vnějšího $\eta_{za} \approx 0,99$ a vnitřního $\eta_{zi} \approx 0,995$

D: podmínka počtu zubů pro pravidelné uspořádání satelitů po obvodě

$\pm g \rightarrow$ celé číslo t – největší společný dělitel z_{S1} a z_{S2} [2]

* počty zubů vnitřních ozubených kol jsou negativní

- minus převody

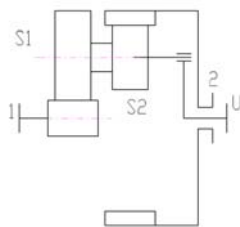


$$A: i_0 = -1 \text{ až } -11,3$$

$$B^*: i_0 = z_2 / z_1$$

$$C: \eta_0 \approx \eta_{2,1} \approx 0,985$$

$$D: (|z_1| + |z_2|) / q = g$$

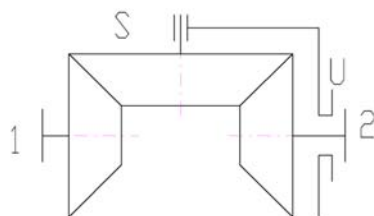


$$A: i_0 = -0,54 \text{ až } -1 \text{ až } -53$$

$$B^*: i_0 = (z_2 / z_{S2}) \cdot (z_{S1} / z_1)$$

$$C: \eta_0 \approx \eta_{2,1} \approx 0,985$$

$$D: (|z_{S1} \cdot z_2| + |z_1 \cdot z_{S2}|) / (q \cdot t) = g$$



$$A: i_0 = -1$$

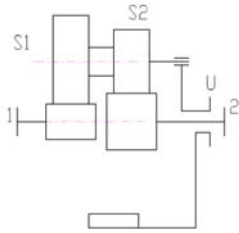
$$B: i_0 = -z_2 / z_1$$

$$C: \eta_0 \approx \eta_{2,1} \approx 0,98$$

$$D: (|z_2| + |z_1|) / q = g$$



- plus převody

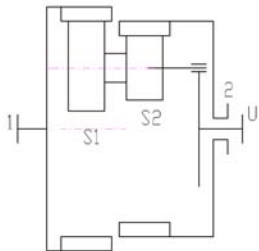


$$A: i_0 = 1 \text{ až } 41$$

$$B^*: i_0 = (z_2 / z_{S2}) \cdot (z_{S1} / z_1)$$

$$C: \eta_0 \approx \eta_{2,1} \approx 0,98$$

$$D: (|z_{S1} \cdot z_2| - |z_1 \cdot z_{S2}|) / (q \cdot t) = g$$

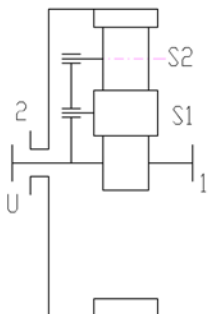


$$A: i_0 = -0,54 \text{ až } -1 \text{ až } -53$$

$$B^*: i_0 = (z_2 / z_{S2}) \cdot (z_{S1} / z_1)$$

$$C: \eta_0 \approx \eta_{2,1} \approx 0,985$$

$$D: (|z_{S1} \cdot z_2| + |z_1 \cdot z_{S2}|) / (q \cdot t) = g$$



$$A: i_0 = 1,2 \text{ až } 17,6$$

$$B: i_0 = -z_2 / z_1$$

$$C: \eta_0 \approx \eta_{2,1} \approx 0,975$$

$$D: (|z_2| - |z_1|) / q = g$$

tab.3.1. přehled planetových převodů

3.8. Účinnost planetového převodu


Celková účinnost planetového převodu závisí na ztrátách ozubených kol, brodění v oleji, ztrátách v ložiskách. Velkou roli tu hrají ztráty v porovnávacích převodech, protože podle nich může být výsledná účinnost lepší nebo horší. [2]

Účinnost porovnávacího převodu: $\eta_0 = \eta_{1,S1} \cdot \eta_{S2,2} \cdot \eta_1$

Účinnost ozubení jednoho převodu: $\eta_{1,S1} \approx \eta_{S2,2} \approx 0,99$

Účinnost ložisek: $\eta_1 \approx 0,99 \text{ až } 0,995$

$$= \frac{P_{\text{výst}}}{P_{\text{vst}}} = - \frac{M_{\text{výst}}}{M_{\text{vst}}} = - \frac{m}{i} = - \frac{\text{momentový převod}}{\text{převod otáček}} = \text{celková účinnost}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 21
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4. Prstencové motory

*Prstencové motory jsou konstruovány pro malé rychlosti a velké momenty. Vyrábí se ve všech konstrukčních typech (synchronní, stejnosměrné, krokové). Dále budou představeny pouze synchronní motory, někdy nazývané jako přímo buzené (hysteresis synchronous nebo také ac permanent-magnet synchronous motors). Pro označení prstencových motorů se v anglické literatuře používají termíny **torque motors** (momentové motory) nebo **ring motors**. Tyto motory se zapojují do konstrukcí známé jako Direct drive pohony, což je pohon typu: Motor - Pohonné zařízení. Chybí zde převodová jednotka. [4]*

4.1. Konstrukce prstencových motorů

Základní díly, stator a rotor, mají tvar prstenců a jsou určeny pro přímou zástavbu do stroje. Skládají se ze statorového vinutí upevněného na vnější konstrukci motoru a rotorového prstence, na jehož vnějším obvodu jsou připevněny permanentní magnety z materiálu NdFeB. Magnety jsou proti korozi chráněny vrstvou slitiny niklu nebo epoxidem. Principem činnosti jde o motory bezkartáčové (brushless) včetně řídicí i výkonové elektroniky. Statorové vinutí obsahuje velký počet pólpárů, motory dosahují velkých krouticích momentů a velké torzní tuhosti při regulaci polohy. Mají dobré dynamické charakteristiky a celkově nízkou hmotnost. [4]

Dutý hřídel slouží jednak pro umístění přívodu elektrického proudu, kapaliny a vzduchu a jednak pro montážní a přídržné přípravky zasahující co nejkratší možnou cestou zmenšením vyložení na hnané straně. Rovnoměrný chod těchto motorů se udává od jedné otáčky za několik dní (při natáčení astronomických antén) až po několik stovek otáček za minutu (při využití otočných stolů pro soustružení). [4]

Pohon se vyrábí ve dvou základních provedeních a to:

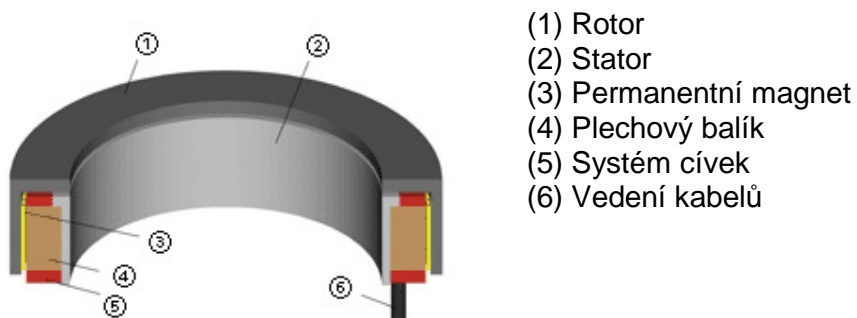
- rotor-vnější kruh, stator- vnitřní kruh
- stator-vnější kruh, rotor-vnitřní kruh

Vysoký měrný výkon a točivý moment při nízkých otáčkách jsou typické požadavky na bezpřevodový přímý elektropohon, který se obvykle realizuje synchronními motory s permanentními magnety ze slitiny NdFeB v rotoru při vysokém počtu pólů. Se zvyšujícím se počtem pólů se snižují jmenovité otáčky a u statorového vinutí se redukuje potřebný prostor pro čela vinutí, a proto může být zvýšen průměr aktivní vzduchové mezery. [4]

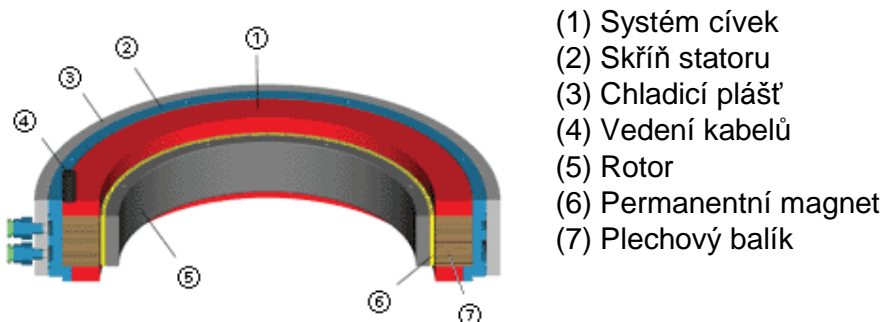
Pohon se tak stává výkonnější a poskytuje relativně vysoký výkon, resp. točivý moment při konstantních ztrátách, zvyšuje přetížitelnost motoru, dynamiku a zlepšuje rozběhové vlastnosti. Díky těmto parametrům a měničům kmitočtu nebo servoregulátorům je možné upustit od mechanických převodů u specifických aplikací.



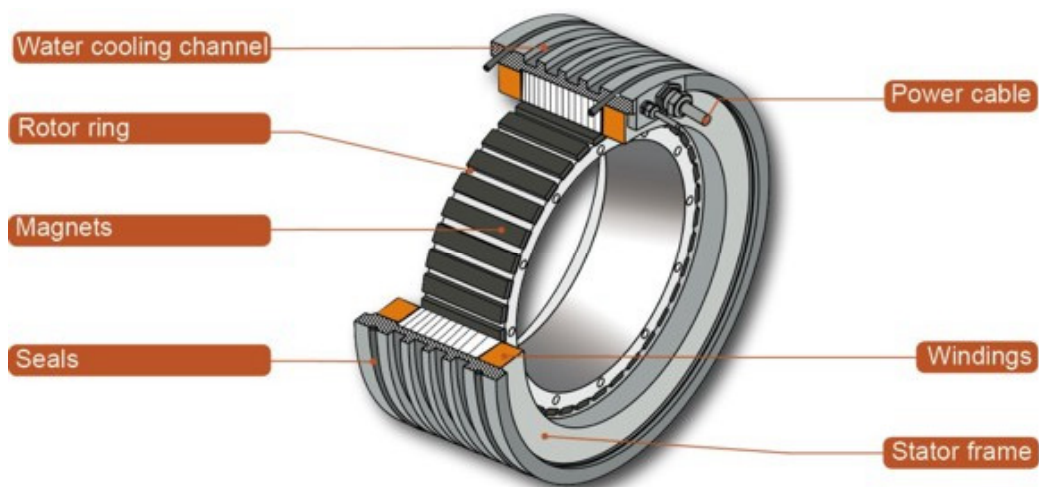
DIPLOMOVÁ PRÁCE



obr. 4.1. vnější rotor - motory IDAM



obr. 4.2. vnitřní rotor - motory IDAM



obr. 4.3. skladba motoru

4.2. Vinutí prstencových motorů

Vinutí je většinou třífázové ve hvězdě, výjimečně dvoufázové (firma Etel). Počet pólů dosahuje u velkopřůměrových motorů několik set. Představy zákazníků o použití dělicího otočného stolu s tímto motorem pro technologii soustružení jsou limitovány možnostmi řízení kmitočtu proudu. [4]

Například pro motor RM-3P-800x36 (průměr vzduchové mezery 800 mm, výška 36 mm, 60 pólů, 900 Nm) firmy präTEC je při otáčkách 360 min^{-1} potřebný kmitočet harmonických proudů 360 Hz.

Minimální krok polohy je omezen pouze krokem (inkrementem - nejmenší hodnotou rozlišení) odměřovacího zařízení. Přesnost polohování je závislá na řídicím a regulačním systému. Motor je chlazen vzduchem nebo vodou. Chlazení vodou je mnohem účinnější než vzduchem a umožňuje velké momentové přetížení. [4]

Mezi hlavní výhody patří:

- vysoké úhlové zrychlení;
- velká tuhost při polohovém řízení;
- nejsou nutné redukční převody pro snížení otáček
- bezvůlové spojení se strojem;
- malé hmotnosti a setrvačné momenty;
- přesné polohování;
- vysoký výkon při 5x až 7x menším zastavěném prostoru;
- možnost velmi nízkých otáček (1 otáčka za týden).

Nevýhoda motorů:

- vyšší pořizovací cena oproti klasickým pohonům
- nutnosti chlazení motoru (nejčastěji vodou)

4.3. Aplikace prstencových motorů

Tento typ motoru prochází v současné době vývojovou konjunkturou s určitým zpožděním za motorem lineárním, i když oba typy byly komerčně představeny již v r. 1993 (firma Indramat). Od prvních aplikací ve vojenství, astronomii a v přesných stolech pro optiku se rozšiřuje i do segmentu obráběcích strojů. [4]

Nejčastěji se tyto motory používají u pohonů otočných stolů, kde nahrazují původní pohony se šnekovými převody. Eliminují se tak chyby vlivem vůle v soukolí a zlepšuje se účinnost. Italská firma Tecma nabízí otočné stoly s přímým pohonem. Použitím přímého pohonu je dosaženo výrazného zjednodušení konstrukce.

Dalším příkladem může být výrobce obráběcích strojů Deckel Maho Gildemeister, který vybavuje svůj univerzální frézovací stroj DMC80/125 FD přímým pohonem otočného stolu. Tím je umožněno frézování a soustružení při jednom upnutí. Je použit motor od firmy Etel s max. momentem 3200 Nm se zvýšenými otáčkami do



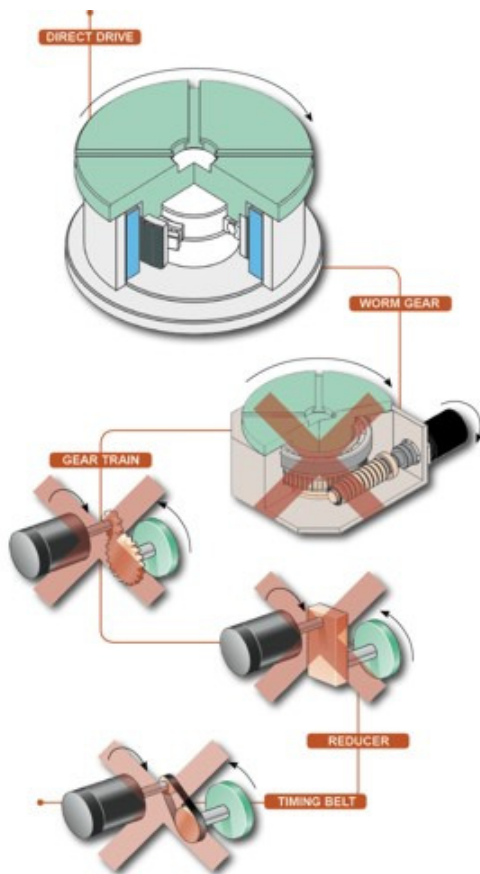
500 min^{-1} . Jde o první aplikaci tohoto motoru ve stavbě frézovacího obráběcího centra s možnostmi soustružení jako na karuselu.

V současné době se motory používají i v naklápěcích nástrojových hlavách s elektrovřeteny tak, jak se rozšiřuje technologie čtyř a pětiosého obrábění. Příkladem může být pohon dvousouřadnicové naklápěcí hlavy firmy CyTec, kde se využívají vždy dva paralelně pracující prstencové motory.

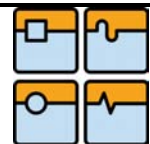
Motory ve vodorovné i svislé ose mají magnety na vnějším prstenci a vinutí uvnitř. Obdobnou konstrukci naklápěcí hlavy, ale s pohony od firmy Etel, používá též francouzská firma Forest-Liné.

Prstencové motory jsou používány pro přesné aplikace, např. u brusek na ozubení italské firmy Samputensili.

Rovněž naši výrobci obráběcích strojů chtějí tyto motory aplikovat. Zatím první aplikací v ČR je pohon otočného brousicího vřeteníku u brusky na kulato firmy Cetos, a. s. [4], [6]



obr. 4.4 náhrada různých druhů převodů přímým pohonem (fa Etel)



obr. 4.5 prosvětlovací stůl pro průmyslové systémy Productronic



obr. 4.6 příklad montáže vysokorychlostního motoru HSRV



obr. 4.7 momentový motor s kuličkovým šroubem (firma Sevox)

Další příklady aplikací:

- natáčení hlavic radarů a antén
- natáčení ramen manipulátorů a robotů
- přesná polohovací zařízení (bezpřevodová)
- stroje k optické kontrole
- montážní stroje



4.4. Výrobci motorů

Jedna z nejvýznamnějších firem zabývající se výrobou prstencových motorů je švýcarská firma **Etel**. Motory dodává se svými měniči, nebo je možné použít měniče jiných firem. Jsou nabízeny v devíti základních průměrových řadách. V dané řadě je možné volit z několika výšek motoru podle požadovaného krouticího momentu.

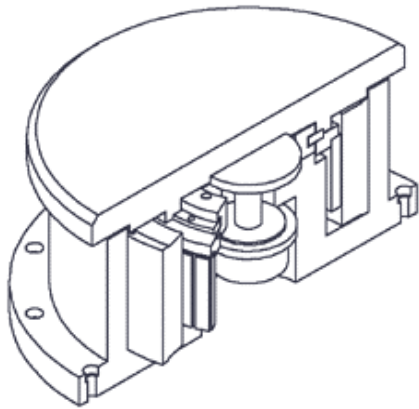
Americká firma **Kollmorgen**, která se zabývá převážně výrobou stejnosměrných motorů, má ve svém programu prstencové motory BM(S) s možností dvou způsobů regulace proudů - trapézovým a sinusovým. V prvním případě jde o starší princip elektronicky komutovaných motorů, ve druhém případě se jedná o řízení klasických synchronních motorů. [4]

Vyšší kvalitu do využití těchto motorů přináší nová modulární technologie výroby statoru firem **präTEC** a **Eberle**. Místo tradičního svazku plechů s drážkami pro vinutí je stator sestaven ze samostatně navinutých pólových modulů, jejichž skládání lze částečně přizpůsobit již navržené konstrukci stolu. Stavebnice umožňuje složení motoru až do průměru 2,5 m. Pólové moduly lze skládat i tak, že vznikne axiální prstencový motor s velmi plochou zástavbou. Tento způsob sestavování motorů "na míru" představuje zatím nejvyšší stupeň integrace elektrických a mechanických dílů, adaptivity a spolupráce pohonářů s konstruktéry strojů. [4]

Výrobcům těchto motorů vycházejí vstříc výrobci prstencových ložisek s integrovaným odměřováním (např. INA - třířadá ložiska YRTM s magnetickou stopou a snímací hlavou MEKO). Konstrukce otočného stolu je tak velmi kompaktní. Například výrobce otočných stolů firma LAT Suhl AG si vyrábí i vlastní motory. V nejbližší době připravují výrobu těchto motorů také firmy Siemens, Rexroth, MOOG. [4]

Princip prstencových motorů je odvozen od principu motorů lineárních, které již mají své místo ve všech oblastech strojírenství. Totéž se v budoucnosti dá předpokládat i u motorů prstencových.

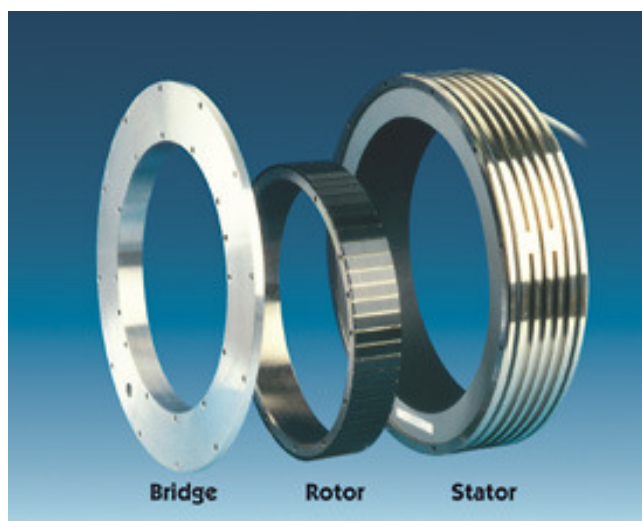
Standardní motor od firmy **Servo-Drive** je optimalizován pro vodní chlazení. Na statoru je vyfrézovaná drážka pro chladící vodu. Motor není uzavřen je nutné ho vestavět do zákaznické konstrukce, nebo objednat motor s volitelným nerezovým zapouzdřením. Většina parametrů je odvozena od verze s vodním chlazením. Motor je možné dodat i ve verzi bez vodního chlazení (chlazení pouze konvekcí vzduchem a přestupem tepla přes přírubu). Motor by měl být zastavěn do stroje tak, že chladící plocha na kterou bude motor připojen bude rovna přibližně 3x násobku plochy stěny válce statoru. Potom je možné z motoru odebírat trvalý moment přibližně 40-45% trvalého momentu motoru s vodním chlazením. Špičkový moment motoru se vzduchovým chlazením zůstává v plné výši jako u motoru s vodním chlazením. [5]



obr. 4.8 aplikace momentového motoru na otočný stůl



obr. 4.9. různé výrobní řady (firma Hiwin)



obr. 4.10. montážní můstek (firma Sewax)

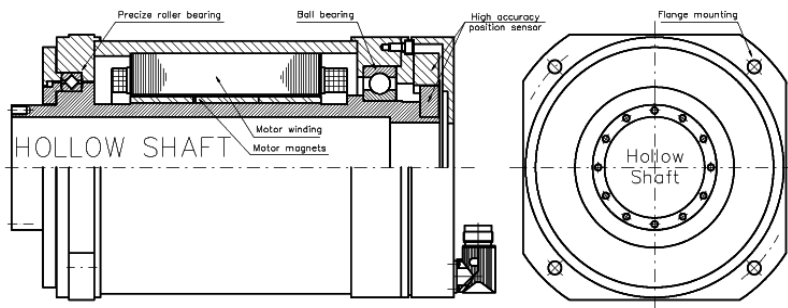


obr. 4.11. vodní chlazení (firma ServoDrive)

4.5. Přímý pohon



obr. 4.12. kompletní přímý pohon (firma ServoDrive)



obr. 4.14. řez kompletním přímým pohonem (firma ServoDrive)

Kompletní přímý pohon obsahuje:

- Vestavěné přesné kuličkové a přesné válečkové ložisko - vhodné jako pohon otočných stolů
- Snímač polohy s vysokým rozlišením - vhodné pro otočné stoly
- Nízký moment setrvačnosti - Velmi vysoké zrychlení a rychlé polohování
- Jednoduché připojení na přírubu a hřídel
- Plug and Play standardní konektory **[5]**

5. Analýza momentů, otáček - potřebný převodový poměr

(porovnání dostupných motorů s parametry stroje)

5.1. Představení svislého soustruhu POWERTURN

Firma TOS Hulín vyrábí svislé soustruhy POWERTURN v průměrech upínací desky od 1250 do 4000 mm. Tyto soustruhy jsou vyráběny v nové generaci, jejímiž přednostmi jsou:

- variabilní koncepce výměny nástrojů. Tato výměna je řešena řetězovým zásobníkem. Progresivní způsob výměny umožňuje pokrýt potřeby zákazníků v širokém spektru co do počtu nástrojů (8, 31, 75 nebo 96 míst v zásobníku) tak i v použití nástrojových systémů prakticky libovolného typu.
- stroje lze osadit nástrojovými držáky s klasickými noži 40x40 mm počínaje a automatickou výměnou řezných hlavic Sandvik Capto C6, C8, dále Kennametal KM 63, 80 a Widia - Valenite UT 63 pro soustružení konce. [7]

Pro obrábění rotačními nástroji může zákazník použít automatickou výměnu nástrojů ISO 50 (40), HSK 100 nebo Sandvik Capto C5. Nové řešení výměny je v zahraničí patentováno. [7]

Stroj je možné vybavit třetí řízenou osou C a náhonem rotačních nástrojů. Pak lze mimo soustružnických operací provádět:

- výkonné vrtání a řezání závitů i mimo osu rotace upínací desky
- frézování obecných tvarů vodorovně nebo kolmo na upínací desku
- broušení obecných tvarů kolmo na upínací desku.

Rozšíření stroje o paletizační systém výměny obrobku razantně redukuje neproduktivní čas stroje nutný pro seřízení obrobku. [7]

POWERTURN	1250	1600	2000	2500	3000	4000
max. průměr soustružení [mm]	1400	2000	2300	2900	3600	4500
max. průměr obrobku [mm]	1400	2000	2300	2900	3600	4500
max. výška obrobku [mm]	1300(1800)	1400(2100)		1540(2440)		1460(2360)
max. hmotnost obrobku [kg]	8000	12 000	20 000	25 000	30 000	
Počet nástrojů v zásobníku [ks]	45 (75) (95)					

tab. 5.1. parametry strojů PowerTurn

**POWERTURN**

obr. 5.1. stroj PowerTurn

5.2. Analýza otáček, kroutícího momentu a výkonu stroje

POWERTURN	1250	1600	2000	2500	3000	4000
průměr stolu [mm]	1250	1600	2000	2500	3000	4000
výstupní výkon motoru [kW]	40	60	60	60	80	80
maximální moment stolu [Nm]	32 200	40 600	50 200	71 400	71 400	78 400
otáčkový rozsah stolu [min ⁻¹]	2-400	2-315	2-250	2-200	2-200	2-150
otáčky "C osy" [min ⁻¹]	0,01-7,4	0,01-6,2	0,01-5	0,01-4	0,013,3	0,01-2,5

tab. 5.2. výkonnostní parametry strojů PowerTurn

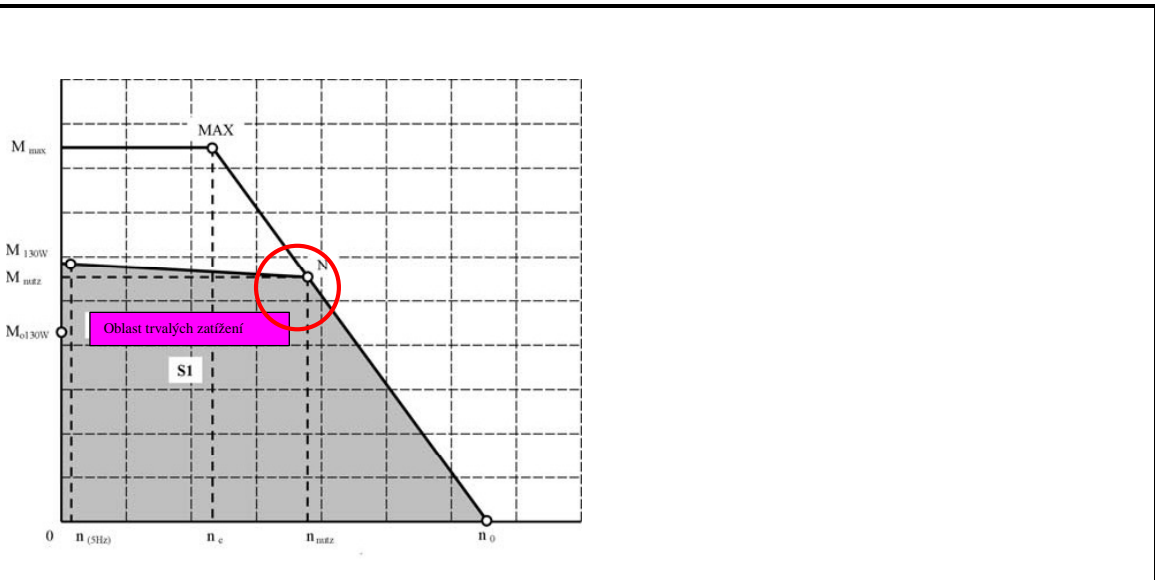
5.3. Analýza otáček a kroutícího momentu vysoko-momentových motorů

- **Motory VUES [8]**

Jedná se o motory řady ROL, jsou to synchronní motory s permanentními magnety ve vestavném provedení. Momentové motory ROL jsou standardně chlazeny vodou. Motory jsou napájeny z frekvenčních měničů. Pro spolupráci s nimi musí být vybaveny vhodným snímačem polohy. [8]



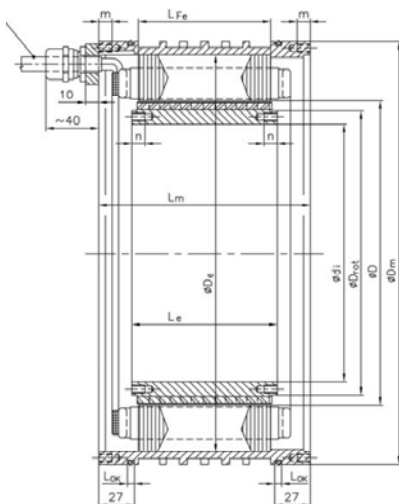
DIPLOMOVÁ PRÁCE



obr. 5.2. zatěžovací charakteristika motorů ROL

Typ ROL		18022	30044	42066	53088	660110	770132	880154	1000176
D_e	mm	180	300	420	530	660	770	880	1000
D	mm	115	230	345	460	575	690	805	920
d_i	mm	80	195	300	420	530	650	750	870
L_{Fe}	mm	50,75,100 125,150	50,75,100 125,150	50,75,100 125,150	50,75,100 125,150	50,75,100 125,150	50,75,100 125,150	50,75,100 125,150	50,75,100 125,150
Počet pólů		22	44	66	88	110	132	154	176
D_m	mm	200	320	450	565	700	810	920	1040
L_m	mm	$L_{Fe}+60$	$L_{Fe}+60$	$L_{Fe}+60$	$L_{Fe}+60$	$L_{Fe}+60$	$L_{Fe}+60$	$L_{Fe}+60$	$L_{Fe}+60$
D_{rot}	mm	100	215	330	445	560	675	790	905
L_e	mm	60,85,110 135,160	60,85,110 135,160	60,85,110 135,160	60,85,110 135,160	60,85,110 135,160	60,85,110 135,160	60,85,110 135,160	60,85,110 135,160

tab. 5.3. rozměrové hodnoty motorů ROL



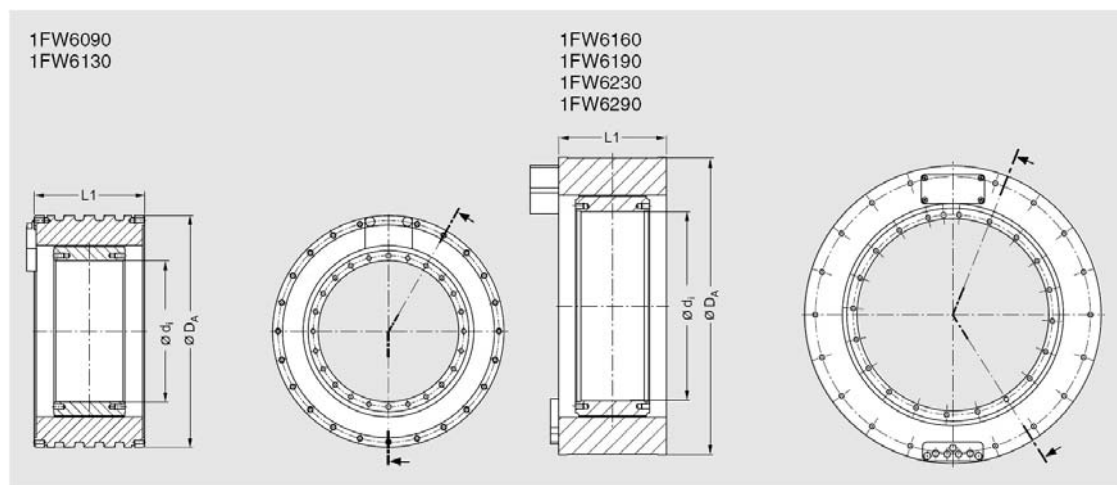
obr. 5.3. schéma motoru ROL



PowerTurn	Typ motoru	Trvalý moment M_{n130w} [Nm]	Maximální moment M_{max} [Nm]	hmotnost motoru [kg]	Moment setrvačnosti rotoru [$kg \cdot m^2$]	Maximální doporučené otáčky [min^{-1}]	Množství chladící vody [l/min]
1250	ROL 530885	2500	3400	132	1,36	150	17,7
1600	ROL 6601105	3950	5300	210	3,08	120	18,9
2000	ROL 7701324	4600	6400	199	4,01	100	22,9
2500, 3000	ROL 7701325	5550	7700	233	4,82	100	21,5
4000	ROL 8801544	5600	8600	249	8,96	86	17,6

tab. 5.4. návrh typů motoru VUES pro jednotlivé řady PowerTurn

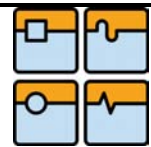
- **Motory Siemens [9]**



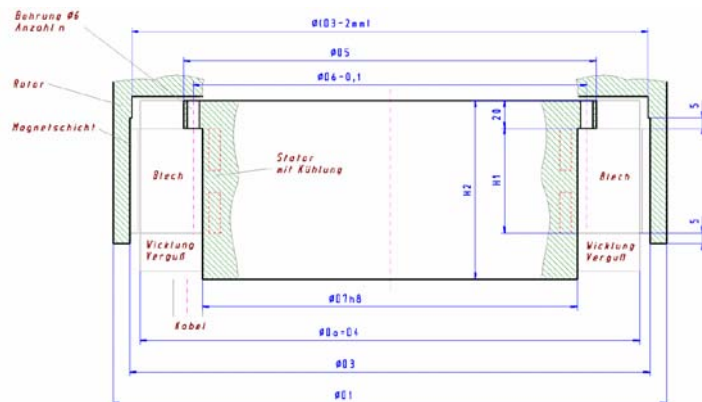
obr. 5.4. schéma motoru 1FW6

PowerTurn	Typ motoru	Trvalý moment M [Nm]	Maximální moment M_{max} [Nm]	Maximální doporučené otáčky [min^{-1}]	Průměr D_a [mm]	Průměr D_i [mm]	Délka statoru [mm]
1250	1FW6190	1970	2970	160	502	342	110..210
1600	1FW6230	2440	3950	130	576	416	110..210
2000	1FW6290	5550	7700	53	730	522	220
2500, 3000							
4000							

tab. 5.5. návrh typů motoru 1FW6 pro jednotlivé řady PowerTurn



• **Motory IDAM [6]**



obr. 5.5. schéma motoru HSRVE

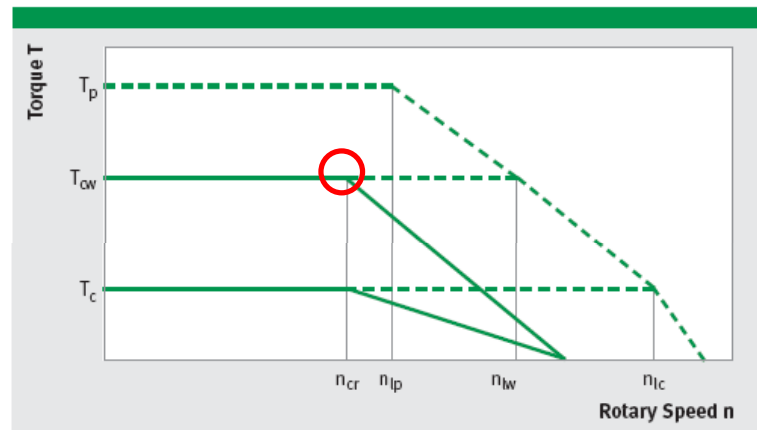
Z motorů IDAM vyhovuje nejlépe typ **RE13-3P-700xH** (předpokládané momenty).

Motor Specifications			Symbol	Unit	RE13-3P-700x25	RE13-3P-700x50	RE13-3P-700x75	RE13-3P-700x100	RE13-3P-700x125	RE13-3P-700x150	RE13-3P-700x175
Number of pole pairs		2P			65	65	65	65	65	65	65
Maximum operating voltage		U	V _{DCL}		600	600	600	600	600	600	600
Ultimate torque (∞s)	at I _U	T _U	Nm		1616	3232	4848	6399	7999	9599	11199
Peak torque (Saturation range)(1 s)	at I _p	T _p	Nm		1178	2356	3534	4664	5830	6996	8162
Peak torque (linear range) (3 s)	at I _{pl}	T _{pl}	Nm		898	1796	2693	3555	4444	5333	6221
Continuous torque (water cooled)	at I _{cw}	T _{cw}	Nm		693	1612	2575	3520	4498	5480	6466
Continuous torque (not cooled)	at I _c	T _c	Nm		355	828	1322	1807	2309	2813	3319
Stall torque (water cooled)	at I _{sw}	T _{sw}	Nm		492	1145	1829	2499	3193	3891	4591
Stall torque (not cooled)	at I _s	T _s	Nm		252	588	939	1283	1639	1997	2356
Ripple torque (cogging)	at I = 0	T _r	Nm		3.5	7.1	10.6	14.0	17.5	21.0	24.5

tab. 5.6. momenty motoru RE13-3P

Winding dependent specifications			Symbol	Unit	RE13-3P-700x25-WL	RE13-3P-700x25-WM	RE13-3P-700x25-WH	RE13-3P-700x50-WL	RE13-3P-700x50-WM	RE13-3P-700x50-WH	RE13-3P-700x75-WL	RE13-3P-700x75-WM	RE13-3P-700x75-WH
Torque constant		k _T	Nm/A _{rms}		25.04	19.97	9.99	50.07	39.94	19.97	75.11	59.92	29.96
Back EMF constant		k _U	Vs/rad		20.48	16.34	8.17	40.96	32.67	16.34	61.43	49.01	24.50
Limiting speed at I _p and U _{DCL} = 280V		n _{lp}	rpm		68	89	191	31	41	92	18	25	60
Limiting speed at I _{cw} and U _{DCL} = 280V		n _{lw}	rpm		101	129	269	45	58	125	27	36	80
Limiting speed at I _c and U _{DCL} = 280V		n _{lc}	rpm		118	150	306	56	71	148	35	46	97
Limiting speed at I _p and U _{DCL} = 600V		n _{lp}	rpm		159	202	416	76	98	205	49	63	135
Limiting speed at I _{cw} and U _{DCL} = 600V		n _{lw}	rpm		224	284	579	104	132	273	66	84	176
Limiting speed at I _c and U _{DCL} = 600V		n _{lc}	rpm		256	322	652	126	162	340	80	102	200
Limiting speed for continuous running		n _{cr}	rpm			138	138		138	138			138

tab. 5.7. otáčky motoru RE13-3P



obr. 5.6. momentová charakteristika RE13-3P

Powerturn	Typ motoru	Trvalý moment M [Nm]	otáčky n_{cr} [min^{-1}]	Průměr D_a [mm]	Průměr D_i [mm]	Délka statoru [mm]
1250	RE13-3P-700x100	3520	138	737	590	100
1600	RE13-3P-700x125	4498				125
2000	RE13-3P-700x175	6466				175
2500, 3000						
4000						

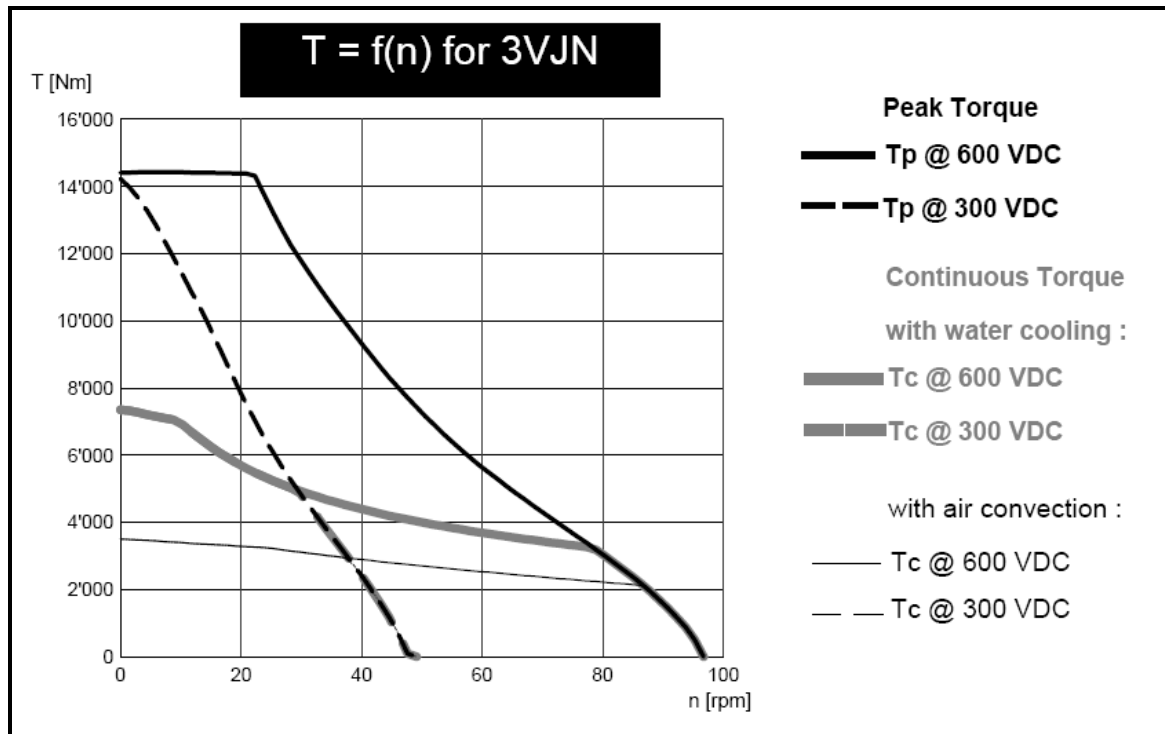
tab. 5.8. návrh typů motoru RE13-3P-700xH pro jednotlivé řady PowerTurn

- [Motory Etel \[10\]](#)

Zde uvádím jen katalogové hodnoty nejsilnějšího motoru. Parametry jsou obdobné jako u motorů předchozích firem. Je to motor **TMB1221-070**.

PERFORMANCES		Winding codes	3VEN	3VJN	3VEN	3VJN
		UNIT	FREE AIR CONVECTION		WATER COOLING	
T_p	Peak torque	Nm	14500		14500	
T_c	Continuous torque	Nm	3550	3550	7430	7430
T_s	Stall torque	Nm	2000	2000	5000	5000
K_t	Torque constant	Nm/Arms	141	70.7	141	70.7
K_u	Back EMF constant (*)	Vrms/(rad/s)	81.7	40.8	81.7	40.8
K_m	Motor constant	Nm/√W	88	88	88	88
R_{20}	Electrical resistance at 20°C (*)	Ohm	1.72	0.43	1.72	0.43
L_1	Electrical inductance (*)	mH	20.6	5.14	20.3	5.08
I_p	Peak current	Arms	197	394	197	394
I_c	Continuous current	Arms	26.2	52.4	58.1	116
I_s	Stall current	Arms	19.8	39.7	44	88
P_c	Max continuous power dissipation	W	2530	2530	12500	12500

tab. 5.9. momenty motoru TMB 1221-070



obr. 5.7. momentová charakteristika TMB 1221-070

5.4. Výpočet převodového čísla

Podle potřebného maximálního kroučícího momentu stolu stroje PowerTurn uvedeného v tab. 4.2. a momentů vyvozených různými typy výrobců v tab. 5.3., tab. 5.4. a tab. 5.5. je nutné vypočítat potřebný převodový poměr navrhované převodovky.

- Příklad výpočtu:

$M_{\max S}$ – maximální moment stroje [N*m]

$M_{\max M}$ – maximální moment stroje [N*m]

PowerTurn 1250, motor ROL 530885

$$\begin{aligned} M_{\max S} &= 32\,200 \text{ Nm} \\ M_{\max M} &= 3\,400 \text{ Nm} \end{aligned} \quad i_0 = \frac{M_{\max S}}{M_{\max M}} = \frac{32200}{3400} = 9,47 [-]$$

PowerTurn 4000, motor ROL 8801544

$$\begin{aligned} M_{\max S} &= 78\,400 \text{ Nm} \\ M_{\max M} &= 8\,600 \text{ Nm} \end{aligned} \quad i_0 = \frac{M_{\max S}}{M_{\max M}} = \frac{78400}{8600} = 9,11 [-]$$



PowerTurn 1250, motor 1FW6190

$$\begin{aligned} M_{\max S} &= 32\,200 \text{ Nm} \\ M_{\max M} &= 2\,970 \text{ Nm} \end{aligned} \quad i_0 = \frac{M_{\max S}}{M_{\max M}} = \frac{32\,200}{2\,970} = 10,84 [-]$$

PowerTurn 4000, motor 1FW6190

$$\begin{aligned} M_{\max S} &= 78\,400 \text{ Nm} \\ M_{\max M} &= 7\,700 \text{ Nm} \end{aligned} \quad i_0 = \frac{M_{\max S}}{M_{\max M}} = \frac{78\,400}{7\,700} = 10,18 [-]$$

Powerturn	maximální moment stolu [Nm]	VUES			SIEMENS		
		Typ motoru	Maximální moment M_{\max} [Nm]	převodový poměr i_0 [-]	Typ motoru	Maximální moment M_{\max} [Nm]	převodový poměr i_0 [-]
1250	32 200	ROL 530885	3400	9,47	1FW6190	2970	10,84
1600	40 600	ROL 6601105	5300	7,66	1FW6230	3950	10,28
2000	50 200	ROL 7701324	6400	7,84	1FW6290	7700	6,52
2500, 3000	71 400	ROL 7701325	7700	9,27			9,27
4000	78 400	ROL 8801544	8600	9,12			10,18

tab. 5.10. Výpočet jednotlivých převodů pro motory ROL a 1FW6

Navrhuji převodový poměr převodovky $i_0=9$ až 10 druhu motoru

5.5. Kontrola otáček

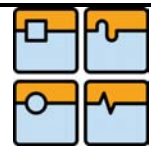
Otáčky motoru n_m se musí podělit převodovým poměrem, získáme otáčky stolu. Z tabulek [Tab. 5.10.](#), [5.8.](#), [5.5.](#), [5.4.](#) vyplývá, že otáčky se podle daných momentů pohybují v rozmezí $n_m = 86\text{-}200 \text{ min}^{-1}$.

- Otáčky stolu:

Příklad výpočtu: $n_s = \frac{n_m}{i_0} = \frac{86}{9} = 9,56 \text{ min}^{-1}$ $n_s = \frac{n_m}{i_0} = \frac{200}{10} = 20 \text{ min}^{-1}$

- Otáčky stolu stroje Powerturn: Dle řady $n_{\text{powerturn}} = 150$ až 400 min^{-1}
- Zhodnocení

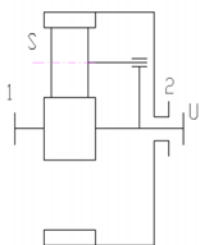
Z Výpočtů vyplývá, že otáčky stolu jsou nízké, proto je tento systém nevhodný pro pohon stolu v režimu soustružení. Protože je tato práce pojata jako studie, budu pokračovat v návrhu převodovky v obou režimech. V režimu soustružení i v režimu "C osa". Pokud by v důsledku rozvoje techniky bylo dosaženo větších otáček na tomto typu motoru při daných momentech mohlo by toto řešení najít využití. V praxi je lepší víceetapňový převod řemen-převodovka-pastorek, ozubený věnec.



5.6. Návrh varianty řešení

- Jednostupňová varianta

Podle literatury [2] je možné použít toto řešení, převodový poměr je v rozsahu $i_0 = -1$ až $-11,3$ (záporná hodnota se uvádí, z důvodu výpočtu). Toto řešení není vhodné pro konstrukci s velkým vnitřním průchozím otvorem. Při převodovém poměru $i_0 \approx 10$ a velkém počtu zubů na kole 1. narůstá počet zubů kola 2 způsobem, který by byl nevhodný pro výrobu. Tato varianta se pro návrh převodovky nehodí.



$$A: i_0 = -1 \text{ až } -11,3$$

$$B^*: i_0 = z_2 / z_1$$

$$C: i_0 \approx 10, z_1 \approx 90, z_2 \approx 900$$

$$D: (|z_1| + |z_2|) / q = g$$

obr. 5.8. jednostupňová převodovka

Příklad výpočtu:

průchozí průměr $D_v \approx 300 \text{ mm}$

modul $m = 4 \text{ mm}$

převodový poměr $i_0 = 9$

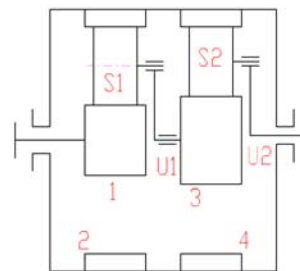
roztečný průměr kola 1 $D_1 = 360 \text{ mm}$

počet zubů kola 1: $z_1 = \frac{D_1}{m} = \frac{360}{4} = 90 \text{ zubů}$

počet zubů kola 2: $z_2 = z_1 \cdot i_0 = 90 \cdot 9 = 810 \text{ zubů} \Rightarrow \text{nevyhovuje}$

- Dvojstupňová varianta [2]

Volím dvojstupňovou variantu, dojde k rozdělení převodového čísla do dvou stupňů a tím ke snížení počtu zubů v jednom převodu.

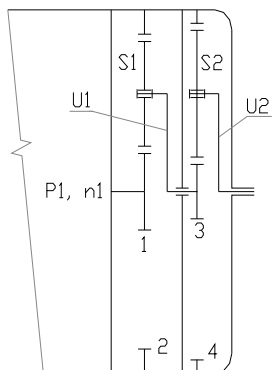


obr.5.9. dvojstupňová převodovka



6. Výpočet převodovky

6.1. Schéma řešení:



obr. 6.1. Výpočtové schéma

6.2. Vstupní parametry:

Výpočet je proveden s tímto přístupem, navrhnout převodovku, která by byla univerzální pro všechny řady stroje PowerTurn. Toto je možné pokud, bude nejmenší rozměrová řada schopná přenést největší výkon a největší otáčky současně. Z předběžných návrhů vyplývá že je to možné, protože parametry jako je průměr skříně D a průchozí otvor D_p ukazují na možnost univerzálnosti. Výkon P je ve výpočtu zvýšen na P_1 s přibližně 10% rezervou. Dále jsem k výpočtu přistoupil dvěma způsoby:

Provedl jsem výpočet podle otáček (vychází menší momenty), pokud by do převodovky vstupovaly požadované otáčky na výstupu tj. 400 otáček na stole stroje. a výpočet podle skutečných momentů (vychází daleko větší síly). Pro dosažení parametrů například $78\,400\text{ Nm} / 150\text{ min}^{-1}$ je potřeba víceúrovňový převod např. 1:40,1:20 jak vyplývá z obrázku obr 1.1.

Výpočet proveden podle literatury [2]

výkon $P_1 = 90000\text{ W}$

vstupní otáčky $n_1 = 3600\text{ min}^{-1} \Rightarrow$ na výpočet nemají vliv uvažuje se s i_c

výstupní otáčky $n_n = 400\text{ min}^{-1} \Rightarrow$ na výpočet nemají vliv uvažuje se s i_c

vnitřní průměr skříně: $D=900\text{ mm}$ průchozí otvor: $D_p=300\text{ mm}$

počet satelitů: $q=5$

počty zubů centrálních kol: $z_1=96$ zubů roztečné průměry: $D_2=-700\text{ mm}$
 $z_3=90$ zubů $D_4=-700\text{ mm}$



Celkový převod $i_c = 9$ (návrh dle momentů)

6.3. Převodové poměry jednotlivých stupňů

celkový převod $i_c = 9$

převod prvního stupně $i_1 = 3 \dots$ voleno

převod druhého stupně $i_2 = \frac{i_c}{i_1} = \frac{9}{3} = 3$

6.4. Počty zubů kol v obou stupních

- Stupeň jedna:

$$i_{U1} = 1 - i_0$$

$$i_{U1} \approx i_1$$

$$i_{U1} = 1 - \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot (1 - i_{U1}) = z_1 \cdot (1 - i_1) = 96 \cdot (1 - 3) = 192 \text{ zubů}$$

- Podmínka smontovatelnosti

(podmínkou smontovatelnosti je celé číslo, pokud nevyhovuje, nutno opravit z_2)

$$\frac{(|z_2| + |z_1|)}{q} = \frac{(|-192| + |96|)}{5} = 57,6 \Rightarrow \text{nevyhovuje}$$

opravené $z_2 = -194$ zubů

$$\text{nový přepočít} \quad \frac{(|z_2| + |z_1|)}{q} = \frac{(|-194| + |96|)}{5} = 58 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\text{počet zubů satelitu } z_{s1} = \frac{(|z_2| - |z_1|)}{2} = \frac{(|-194| - |96|)}{2} = 49 \text{ zubů}$$

$$\text{skutečný převodový poměr } i_{U1} = 1 + \frac{|z_2|}{|z_1|} = 1 + \frac{|-194|}{|96|} = 3,021$$

$$\text{přepočít převodu } i_{U2} = \frac{i_c}{i_{U1}} = \frac{10}{3,021} = 2,979$$



- Stupeň dva:

$$i_{U2} = 1 - i_0$$

$$i_{U2} = 1 - \frac{z_3}{z_4} \Rightarrow z_4 = z_3 \cdot (1 - i_{U2}) = 90 \cdot (1 - 2,979) = -178,14 \approx -179 \text{ zubů}$$

- Podmínka smontovatelnosti

(podmínkou smontovatelnosti je celé číslo, pokud nevyhovuje, nutno opravit z_2)

$$\frac{(|z_4| - |z_3|)}{q} = \frac{(|-179| + |90|)}{5} = 53,628 \Rightarrow \text{nevyhovuje}$$

opravené $z_4 = -180 \text{ zubů}$

$$\text{nový přepočít} \quad \frac{(|z_4| - |z_3|)}{q} = \frac{(|-180| - |90|)}{5} = 54 \text{ zubů}$$

$$\text{Počet zubů satelitu } z_{s1} = \frac{(|z_4| - |z_3|)}{2} = \frac{(|-180| - |90|)}{2} = 45$$

$$\text{Skutečný převodový poměr } i_{U2} = 1 + \frac{|z_4|}{|z_3|} = 1 + \frac{|-180|}{|90|} = 3$$

Kontrola celkového převodového poměru

$$i_c = i_{U1} \cdot i_{U2} = 3,021 \cdot 3 = 9,063$$

6.5. Otáčky převodových stupňů

vstupní otáčky $n_1 = 3600 \text{ min}^{-1}$... parametr potřebný pro dosažení otáček stolu

$$\text{otáčky unašeče 1: } i_{U1} = \frac{n_1}{n_{U1}} \Rightarrow n_{U1} = \frac{n_1}{i_{U1}} = \frac{3600}{3,021} = 1192 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{otáčky satelitu } \left(\frac{z_1}{z_{s1}} \right) \cdot (n_1 - n_{U1}) = \left(\frac{96}{49} \right) \cdot (3600 - 1192) = 4718 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{otáčky pevných kol } n_2 = n_4 = 0 \text{ min}^{-1}$$



$$\text{otáčky unašeče 2: } i_{U2} = \frac{n_3}{n_{U2}} = \frac{n_{U1}}{n_{U2}} \Rightarrow n_{U2} = \frac{n_{U1}}{i_{U2}} = \frac{1192}{3} = 397,3 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{otáčky satelitu 2: } \left(\frac{z_3}{z_{s2}} \right) \cdot (n_{U1} - n_{U2}) = \left(\frac{90}{45} \right) \cdot (1192 - 397,3) = 1589 \text{ min}^{-1}$$

6.6. Moduly ozubených kol

$$\text{modul prvního stupně } m_1 = m_{s1} = m_2 \quad m_2 = \frac{|d_2|}{|z_2|} = \frac{|-700|}{|-194|} = 3,608 \text{ mm}$$

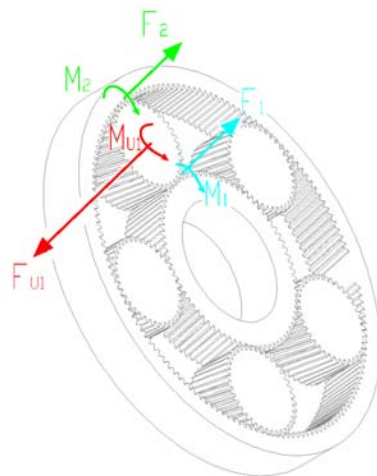
$$\text{modul druhého stupně } m_3 = m_{s2} = m_4 \quad m_4 = \frac{|d_4|}{|z_4|} = \frac{|-700|}{|-180|} = 3,889 \text{ mm}$$

- Nejblížejší normalizovaný modul $m_n = m_2 = m_4 = 4 \text{ mm}$

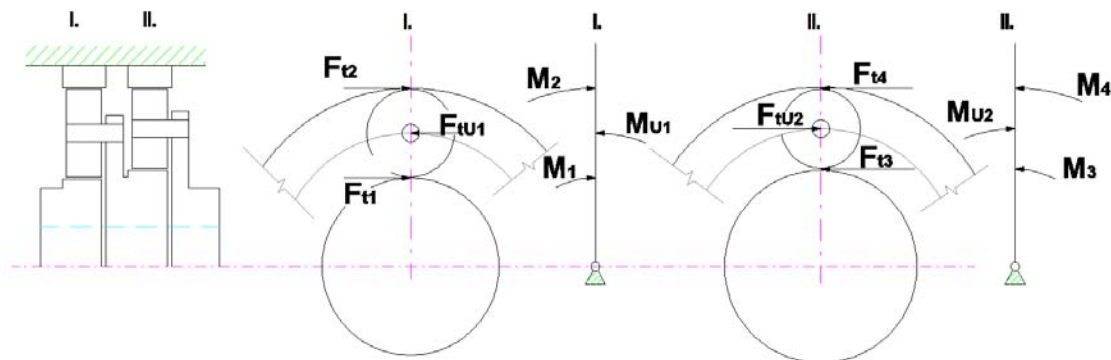
6.7. Momenty a síly (při soustružení)

- Vysvětlivky:

obvodová síla v ozubení.....	F_{tx} [N]
síla na unašeči	F_{Ux} [N]
Moment na unašeči	M_{Ux} [Nm]
Moment v ozubení	M_x [Nm]



obr. 6.2. 3D pohled na I. stupeň



obr. 6.3. Schéma sil v převodovce

- první stupeň:

Pro výpočet jsou použity otáčky $n_1=1350 \text{ min}^{-1}$ jsou to nereálné otáčky, protože současné prstencové motory je nemají, ale byly by nutné pokud by se převodovka měla používat při soustružení. **I tak vychází daleko menší momenty. To je dáno tím, že skutečný stroj je daleko více "převodovaný".**

$$M_1 = \frac{P}{\left(2 \cdot \frac{n_1}{60}\right)} = \frac{90000}{2 \cdot \frac{1350}{60}} = 636,62 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = M_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} = 636,62 \cdot \frac{(-194)}{96} = -1286,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{U1} = M_1 \cdot \frac{(|z_1| + |z_2|)}{z_1} = 636,62 \cdot \frac{(|96| + |-194|)}{96} = 1923,12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

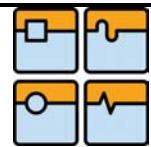
Protože se předpokládá, že jeden ze satelitů nepřenáší sílu, počítá se s tzv. výpočtovým momentem: $M_1' = M_1 \cdot K$, kde $K = q/(q-1)$.

$$\text{V našem případě } K = \frac{q}{(q-1)} = \frac{5}{5-1} = 1,25$$

$$\text{Průměr kola } d_1 = m_1 \cdot z_1 = 4 \cdot 96 = 384 \text{ mm}$$

$$M_1' = K \cdot M_1 = q \cdot F_{t1} \cdot \frac{d_1}{2} \Rightarrow F_{t1} = \frac{2 \cdot K \cdot M_1 \cdot 10^3}{q \cdot d_1} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 636,62 \cdot 10^3}{5 \cdot 384} = 828,93 \text{ N}$$

$$\text{Průměr kola satelitu } d_{s1} = z_{s1} \cdot m_1 = 49 \cdot 4 = 196 \text{ mm}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$M'_{U1} = K \cdot M_{U1} = F_{tU1} \cdot q \cdot (d_1 + d_{s1}) / 2 \Rightarrow F_{tU1} = \frac{2 \cdot K \cdot M_{U1} \cdot 10^3}{(d_1 + d_{s1}) \cdot q} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 1923,12 \cdot 10^3}{(384 + 196) \cdot 5} = 1657,86 N$$

Kontrola: $F_{tU1} = 2 \cdot F_{t1} = 2 \cdot 828,93 = 1657,86 N \Rightarrow$ vyhovuje

$$d_2 = z_2 \cdot m_2 = 194 \cdot 4 = 776 \text{ mm}$$

$$M'_2 = K \cdot M_2 = q \cdot F_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} \Rightarrow F_{t2} = \frac{2 \cdot K \cdot M_2 \cdot 10^3}{q \cdot d_2} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot (-1286,5) \cdot 10^3}{5 \cdot 776} = -828,93 N$$

- druhý stupeň:

$$M_{U1} = M_3$$

$$M_4 = M_{U1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1923,12 \cdot \frac{(-180)}{90} = -3846,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{U2} = M_{U1} \cdot \frac{(|z_3| + |z_4|)}{z_3} = \frac{(|90| + |-180|)}{90} = 5769,37 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{Průměr kola } d_3 = z_3 \cdot m_3 = 90 \cdot 4 = 360 \text{ mm}$$

$$M'_{U2} = K \cdot M_{U2} = q \cdot F_{t3} \cdot d_3 / 2 \Rightarrow F_{t3} = \frac{2 \cdot K \cdot M_{U2} \cdot 10^3}{q \cdot d_3} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 5769,37 \cdot 10^3}{5 \cdot 360} = 2671 N$$

$$\text{Průměr kola satelitu } d_{s2} = z_{s2} \cdot m_3 = 45 \cdot 4 = 180 \text{ mm}$$

$$M'_{U2} = K \cdot M_{U2} = F_{tU2} \cdot q \cdot (d_3 + d_{s2}) / 2 \Rightarrow F_{tU2} = \frac{2 \cdot K \cdot M_{U2} \cdot 10^3}{(d_3 + d_{s2}) \cdot q} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 5769,37 \cdot 10^3}{(360 + 180) \cdot 5} = 5342 N$$

$$d_4 = z_4 \cdot m_4 = 180 \cdot 4 = 720 \text{ mm}$$

$$M'_4 = K \cdot M_4 = q \cdot F_{t4} \cdot \frac{d_4}{2} \Rightarrow F_{t4} = \frac{2 \cdot K \cdot M_4 \cdot 10^3}{q \cdot d_4} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot (-3846,24) \cdot 10^3}{5 \cdot 720} = -2671 N$$

Stupeň I.				Stupeň II.			
síla [N]		moment [N*m]		síla [N]		moment [N*m]	
F_{t1}	828,93	M_1	632,62	F_{t3}	2671	M_3	1923,22
F_{tU1}	1657,86	M_{U1}	1923,22	F_{tU2}	5342	M_{U2}	5769,37
F_{t2}	-828,93	M_2	-1286,5	F_{t4}	-2671	M_4	-3846,24

tab. 6.1. Celkové shrnutí momentů a sil



6.8. Momenty a síly (v režimu "C" osy)

Z kapitoly 6.7. vyplývá, že postup je špatný, protože Momenty a síly na výstupu vychází velmi nízké a nepoužitelné. zvolím skutečné otáčky motorů, dostanu se ale na výstupních otáčkách do režimu "C" osy".

V případě použití pohonu jako „C osy“ dochází k velkému nárůstu kroutícího momentu v důsledku poklesu otáček. Výpočet je proveden v programu MathCad a jsou použity stejné vzorce jako v kapitole 6.7. Ve výpočtu jsou použity **skutečné otáčky motoru $n_1=72 \text{ min}^{-1}$** . **Toto jsou skutečné hodnoty momentových motorů.**

- první stupeň:

Pro výpočet jsou použity otáčky $n_1=72 \text{ min}^{-1}$ z důvodu získání maximálního kroutícího momentu a tím i nejvyšších sil.

$$M_1 = \frac{P}{\left(2 \cdot \frac{n_1}{60}\right)} = \frac{90000}{2 \cdot \frac{72}{60}} = 11936,62 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = M_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} = 11936,62 \cdot \frac{(-194)}{96} = -24121,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{U1} = M_1 \cdot \frac{(|z_1| + |z_2|)}{z_1} = 11936,62 \cdot \frac{(|96| + |-194|)}{96} = 36058,54 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Protože se předpokládá, že jeden ze satelitů nepřenáší sílu, počítá se s tzv. výpočtovým momentem: $M_1' = M_1 \cdot K$, kde $K = q/(q-1)$.

$$\text{V našem případě } K = \frac{q}{(q-1)} = \frac{5}{5-1} = 1,25$$

$$\text{Průměr kola } d_1 = m_1 \cdot z_1 = 4 \cdot 96 = 384 \text{ mm}$$

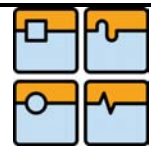
$$M_1' = K \cdot M_1 = q \cdot F_{t1} \cdot \frac{d_1}{2} \Rightarrow$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot K \cdot M_1 \cdot 10^3}{q \cdot d_1} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 11936,62 \cdot 10^3}{5 \cdot 384} = 15542,47 \text{ N}$$

$$\text{Průměr kola satelitu } d_{s1} = z_{s1} \cdot m_1 = 49 \cdot 4 = 196 \text{ mm}$$

$$M_{U1}' = K \cdot M_{U1} = F_{tU1} \cdot q \cdot (d_1 + d_{s1}) / 2 \Rightarrow$$

$$F_{tU1} = \frac{2 \cdot K \cdot M_{U1} \cdot 10^3}{(d_1 + d_{s1}) \cdot q} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 36058,54 \cdot 10^3}{(384 + 196) \cdot 5} = 31084,95 \text{ N}$$



Kontrola: $F_{tU1} = 2 \cdot F_{t1} = 2 \cdot 15542,47 = 31084,94 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$

$$d_2 = z_2 \cdot m_2 = 194 \cdot 4 = 776 \text{ mm}$$

$$M_2' = K \cdot M_2 = q \cdot F_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} \Rightarrow$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot K \cdot M_2 \cdot 10^3}{q \cdot d_2} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot (-24121,92) \cdot 10^3}{5 \cdot 776} = -15542,47 \text{ N}$$

- druhý stupeň:

$$M_{U1} = M_3$$

$$M_4 = M_{U1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1923,12 \cdot \frac{(-180)}{90} = -72117,08 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{U2} = M_{U1} \cdot \frac{(|z_3| + |z_4|)}{z_3} = \frac{(90 + |-180|)}{90} = 108175,63 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{Průměr kola } d_3 = z_3 \cdot m_3 = 90 \cdot 4 = 360 \text{ mm}$$

$$M_{U2}' = K \cdot M_{U1} = q \cdot F_{t3} \cdot d_3 / 2 \Rightarrow$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot K \cdot M_{U1} \cdot 10^3}{q \cdot d_3} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 108175,63 \cdot 10^3}{5 \cdot 360} = 50081,31 \text{ N}$$

$$\text{Průměr kola satelitu } d_{s2} = z_{s2} \cdot m_3 = 45 \cdot 4 = 180 \text{ mm}$$

$$M_{U2}' = K \cdot M_{U2} = F_{tU2} \cdot q \cdot (d_3 + d_{s2}) / 2 \Rightarrow$$

$$F_{tU2} = \frac{2 \cdot K \cdot M_{U2} \cdot 10^3}{(d_3 + d_{s2}) \cdot q} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot 108175,63 \cdot 10^3}{(360 + 180) \cdot 5} = 100162,62 \text{ N}$$

$$d_4 = z_4 \cdot m_4 = 180 \cdot 4 = 720 \text{ mm}$$

$$M_4' = K \cdot M_4 = q \cdot F_{t4} \cdot \frac{d_4}{2} \Rightarrow F_{t4} = \frac{2 \cdot K \cdot M_4 \cdot 10^3}{q \cdot d_4} = \frac{2 \cdot 1,25 \cdot (-72117,08) \cdot 10^3}{5 \cdot 720} = -50081,31 \text{ N}$$

Stupeň I.				Stupeň II.			
síla [N]		moment [N*m]		síla [N]		moment [N*m]	
F_{t1}	15542,47	M_1	11936,62	F_{t3}	50081,31	M_3	36058,54
F_{tU1}	31084,95	M_{U1}	36058,54	F_{tU2}	100162,62	M_{U2}	108175,63
F_{t2}	-15542,47	M_2	-24121,92	F_{t4}	-50081,31	M_4	-72117,08

tab. 6.2. Celkové shrnutí momentů a sil při režimu "C osa"



6.9. Otáčky převodových stupňů (v režimu "C" osy)

vstupní otáčky $n_1 = 72 \text{ min}^{-1}$... parametr odpovídající současným motorům

$$\text{otáčky unašeče 1: } i_{U1} = \frac{n_1}{n_{U1}} \Rightarrow n_{U1} = \frac{n_1}{i_{U1}} = \frac{72}{3,021} = 23,83 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{otáčky satelitu } \left(\frac{z_1}{z_{s1}} \right) \cdot (n_1 - n_{U1}) = \left(\frac{96}{49} \right) \cdot (72 - 23,83) = 94,37 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{otáčky pevných kol } n_2 = n_4 = 0 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{otáčky unašeče 2: } i_{U2} = \frac{n_3}{n_{U2}} = \frac{n_{U1}}{n_{U2}} \Rightarrow n_{U2} = \frac{n_{U1}}{i_{U2}} = \frac{23,83}{3} = 7,94 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{otáčky satelitu 2: } \left(\frac{z_3}{z_{s2}} \right) \cdot (n_{U1} - n_{U2}) = \left(\frac{90}{45} \right) \cdot (23,83 - 7,94) = 31,78 \text{ min}^{-1}$$

Z **tab. 6.2.** vyplývá, že v případě využití převodovky jako „C osy“ dochází při poklesu otáček k velkému nárůstu kroutícího momentu a sil. Proto je důležité, při kontrole ozubení, ložisek a výpočtu síly potřebné pro vymezení vůle, tyto síly uvažovat.

6.10. Stanovení rozměrů ozubených kol

Výpočet proveden podle literatury: **[2]**

Stupeň I:

- průměry roztečných kružnic v čelní rovině:

$$\cos \acute{\alpha}_1 = 5^\circ \Rightarrow \text{voleno}$$

$$d_{r1} = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \acute{\alpha}_1} = \frac{96 \cdot 4}{\cos 5^\circ} = 385,47 \text{ mm}$$

$$d_{rs1} = \frac{z_{s1} \cdot m_n}{\cos \acute{\alpha}_1} = \frac{49 \cdot 4}{\cos 5^\circ} = 196,75 \text{ mm}$$

$$d_{r2} = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \acute{\alpha}_1} = \frac{194 \cdot 4}{\cos 5^\circ} = -778,96 \text{ mm (vnitřní ozubení)}$$



- Přibližná osová vzdálenost:

$$a_1 = \frac{d_{t1} + d_{ts1}}{2} = \frac{385,47 + 196,75}{2} = 291,108 \text{ mm}$$

$$a_2 = \frac{d_{t2} + d_{ts1}}{2} = \frac{-778,96 + 196,75}{2} = 291,108 \text{ mm}$$

Volím osovou vzdálenost $a_1=291\text{mm}$

- Skutečný úhel α_1

$$\cos \alpha_1 = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_{s1})}{2a} = \frac{4 \cdot (96 + 49)}{2 \cdot 291} = 0,9966 \Rightarrow \alpha_1 = 4,751^\circ$$

- Zpětný přepočítání roztečných průměrů soukolí v čelní rovině:

$$d_{t1} = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \alpha_1} = \frac{96 \cdot 4}{0,9966} = 385,32 \text{ mm}$$

$$d_{ts1} = \frac{z_{s1} \cdot m_n}{\cos \alpha_1} = \frac{49 \cdot 4}{0,9966} = 196,68 \text{ mm}$$

$$d_{t2} = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \alpha_1} = \frac{-194 \cdot 4}{0,9966} = -778,68 \text{ mm}$$

- Výpočet čelního modulu m_t

$$m_{t1} = \frac{m_n}{\cos \alpha_1} = \frac{4}{0,9966} = 4,014 \text{ mm}$$

- Počet zubů porovnávacího kola

$$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos^3 \alpha_1} = \frac{96}{0,9898} = 97 \text{ zubů}$$

$$z_{ns1} = \frac{z_{s1}}{\cos^3 \alpha_1} = \frac{49}{0,9898} = 49,51 \text{ zubů}$$

$$z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^3 \alpha_2} = \frac{-194}{0,9898} = -196,01 \text{ zubů}$$

- Výpočet geometrických rozměrů soukolí:

Výška paty

$$h_f = m_n + c_a = m_n + 0,25m_n = 4 + 0,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$$

Výška hlavy

$$h_a = m_n = 4 \text{ mm}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Šířka ozubení

$$b_w = m \cdot m_n = 20 \cdot 4 = 80 \text{ mm} \quad \text{součinitel šířky ozubení } m = 20$$

- Čelní úhel záběru α_{t1} na roztečné kružnici:

$$\alpha_{t1} = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \alpha_1} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{0,9966} = 20,063^\circ$$

Kolo I

$$d_{a1} = d_{t1} + 2 \cdot h_a = 385,32 + 2 \cdot 4 = 393,32 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_{t1} - 2 \cdot h_f = 385,32 - 2 \cdot 5 = 375,32 \text{ mm}$$

$$d_{b1} = d_{t1} \cdot \cos \alpha_{t1} = 385,32 \cdot \cos 20,063^\circ = 361,94 \text{ mm}$$

Satelit I

$$d_{as1} = d_{ts1} + 2 \cdot h_a = 196,68 + 2 \cdot 4 = 204,68 \text{ mm}$$

$$d_{fs1} = d_{ts1} - 2 \cdot h_f = 196,68 - 2 \cdot 5 = 186,68 \text{ mm}$$

$$d_{bs1} = d_{ts1} \cdot \cos \alpha_{t1} = 196,68 \cdot \cos 20,063^\circ = 184,74 \text{ mm}$$

Kolo II

$$d_{a2} = d_{t2} + 2 \cdot h_{a2} = -778,68 + 2 \cdot 4 = -770,68 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_{t2} - 2 \cdot h_{f2} = -778,68 - 2 \cdot 5 = -788,68 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{t2} \cdot \cos \alpha_{t1} = -778,68 \cdot \cos 20,063^\circ = -731,42 \text{ mm}$$

- Součinitel kroku

$$k_1 = \frac{b_w \cdot \sin \alpha_{t1}}{m_n} = \frac{80 \cdot \sin 4,751^\circ}{4} = 0,55$$

- Výpočet součinitele záběru profilu

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{as1}^2 - d_{bs1}^2} - 2 \cdot a_1 \cdot \sin \alpha_{t1}}{2 \cdot m_{t1} \cdot \cos \alpha_{t1}} = \\ &= \frac{\sqrt{393,32^2 - 361,94^2} + \sqrt{204,68^2 - 184,74^2} - 2 \cdot 291 \cdot \sin 20,06^\circ}{2 \cdot 4,014 \cdot \cos 20,063^\circ} = \\ \lambda_1 &= 2,75 \end{aligned}$$

- Úhel sklonu zubu na základním válci

$$\sin \beta_{b1} = \sin \alpha_1 \cdot \cos \alpha_n = \sin 4,751^\circ \cdot \cos 20^\circ = 0,078 \Rightarrow \beta_b = 4,464^\circ$$

**Stupeň II:**

$$\cos \acute{\alpha}_1 = 5^\circ \Rightarrow \text{voleno}$$

$$d_{t3} = \frac{z_3 \cdot m_n}{\cos \acute{\alpha}_1} = \frac{90 \cdot 4}{\cos 5^\circ} = 361,38 \text{ mm}$$

$$d_{ts2} = \frac{z_{s2} \cdot m_n}{\cos \acute{\alpha}_1} = \frac{45 \cdot 4}{\cos 5^\circ} = 180,69 \text{ mm}$$

$$d_{t4} = \frac{z_4 \cdot m_n}{\cos \acute{\alpha}_1} = \frac{-180 \cdot 4}{\cos 5^\circ} = -722,75 \text{ mm (vnitřní ozubení)}$$

- Přibližná osová vzdálenost:

$$a_3 = \frac{d_{t3} + d_{ts2}}{2} = \frac{361,38 + 180,69}{2} = 271,031 \text{ mm}$$

$$a_4 = \frac{d_{t4} + d_{ts2}}{2} = \frac{-722,75 + 180,69}{2} = -271,031 \text{ mm}$$

Volím osovou vzdálenost $a=271$ mm

- Skutečný úhel α_2

$$\cos \alpha_2 = \frac{m_n \cdot (z_3 + z_{s2})}{2a} = \frac{4 \cdot (90 + 45)}{2 \cdot 271} = 0,9963 \Rightarrow \alpha_2 = 4,924^\circ$$

- Zpětný přepočít roztečných průměrů soukolí v čelní rovině:

$$d_{t3} = \frac{z_3 \cdot m_n}{\cos \alpha_2} = \frac{90 \cdot 4}{0,9963} = 361,33 \text{ mm}$$

$$d_{ts2} = \frac{z_{s2} \cdot m_n}{\cos \alpha_2} = \frac{45 \cdot 4}{0,9963} = 180,67 \text{ mm}$$

$$d_{t4} = \frac{z_4 \cdot m_n}{\cos \alpha_2} = \frac{-180 \cdot 4}{0,9963} = -722,67 \text{ mm}$$

- Výpočet čelního modulu m_t

$$m_{t2} = \frac{m_n}{\cos \alpha_2} = \frac{4}{0,9963} = 4,015 \text{ mm}$$



- Počet zubů porovnávacího kola

$$z_{n3} = \frac{z_3}{\cos^3 \alpha} = \frac{90}{0,9889} = 91 \text{ zubů}$$

$$z_{ns2} = \frac{z_{s2}}{\cos^3 \alpha} = \frac{45}{0,9889} = 45,5 \text{ zubů}$$

$$z_{n4} = \frac{z_4}{\cos^3 \alpha} = \frac{-180}{0,9889} = -182 \text{ zubů}$$

- Výpočet geometrických rozměrů soukolí:

Výška paty

$$h_f = m_n + c_a = m_n + 0,25m_n = 4 + 0,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$$

Výška hlavy

$$h_a = m_n = 4 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$b_w = m \cdot m_n = 20 \cdot 4 = 80 \text{ mm}$$

Čelní úhel záběru α_t na roztečné kružnici:

$$\alpha_{t2} = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \alpha} = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{0,9963} = 20,068^\circ$$

Kolo III

$$d_{a3} = d_{t3} + 2 \cdot h_a = 361,33 + 2 \cdot 4 = 369,33 \text{ mm}$$

$$d_{f3} = d_{t3} - 2 \cdot h_f = 361,33 - 2 \cdot 5 = 351,33 \text{ mm}$$

$$d_{b3} = d_{t3} \cdot \cos \alpha_{t2} = 361,33 \cdot \cos 20,068^\circ = 339,39 \text{ mm}$$

Satelit II

$$d_{as2} = d_{ts2} + 2 \cdot h_a = 180,67 + 2 \cdot 4 = 188,67 \text{ mm}$$

$$d_{fs2} = d_{ts2} - 2 \cdot h_f = 180,67 - 2 \cdot 5 = 170,67 \text{ mm}$$

$$d_{bs2} = d_{ts2} \cdot \cos \alpha_{t2} = 180,67 \cdot \cos 20,063^\circ = 169,7 \text{ mm}$$

Kolo IV

$$d_{a4} = d_{t4} + 2 \cdot h_{a2} = -722,67 + 2 \cdot 4 = -714,67 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_{t4} - 2 \cdot h_{f2} = -722,67 - 2 \cdot 5 = -732,67 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_{t4} \cdot \cos \alpha_{t2} = -722,67 \cdot \cos 20,063^\circ = -678,79 \text{ mm}$$



- Součinitel kroku

$$z_2 = \frac{b_w \cdot \sin \alpha_2}{m_n} = \frac{80 \cdot \sin 4,924^\circ}{4} = 0,55$$

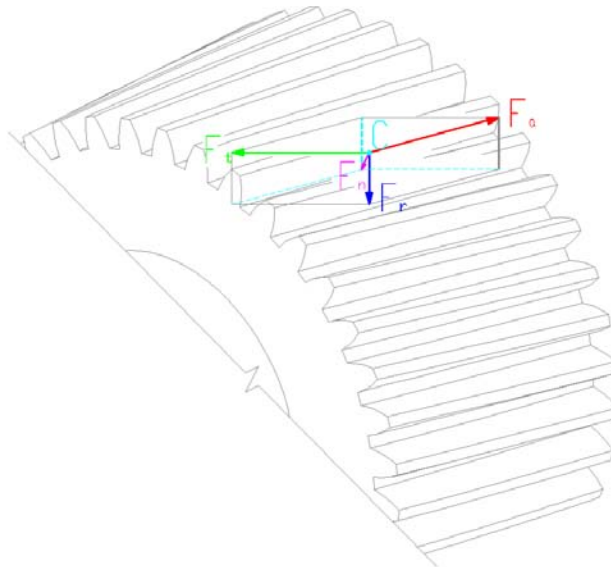
- Výpočet součinitele záběru profilu

$$z_2 = \frac{\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_3 \cdot \sin \alpha_{t2}}{2 \cdot m_{t2} \cdot \cos \alpha_{t2}} =$$
$$= \frac{\sqrt{393,32^2 - 361,94^2} + \sqrt{204,68^2 - 184,74^2} - 2 \cdot 271 \cdot \sin 20,068^\circ}{2 \cdot 4,015 \cdot \cos 20,068^\circ} =$$
$$z_2 = 2,64$$

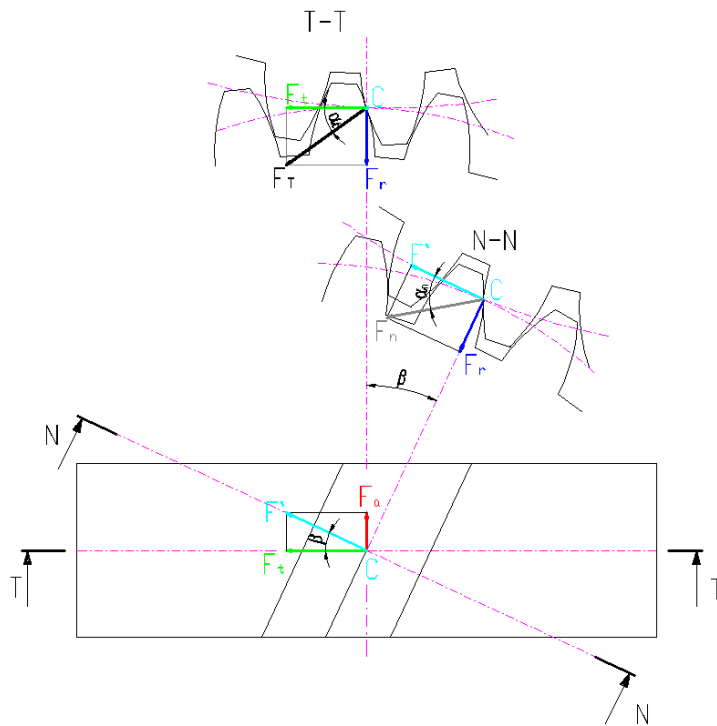
- Úhel sklonu zubu na základním válci

$$\sin \alpha_{b2} = \sin \alpha_2 \cdot \cos \alpha_n = \sin 4,924^\circ \cdot \cos 20^\circ = 0,078 \Rightarrow \alpha_b = 4,626^\circ$$

6.11. Silové poměry na čelním kole



obr. 6.4. 3D pohled sil na šikmém ozubení



obr. 6.5. Schéma sil na čelním kole (šikmé ozubení)

Na ozubené soukolí působí síly vyvolané přenášeným výkonem. Přidavné síly způsobené neplynulostí chodu motoru a pracovního stroje se nazývají vnější dynamické síly. Přidavné síly způsobené nepřesností výroby ozubení a změnou tuhosti zubu v záběru se jmenují vnitřní dynamické síly. Vypočítá se silový rozklad v šikmém ozubení. Silový rozklad provedu i pro síly působící v unašeči. Síly v unašeči budou též ovlivněny ozubením. Uvádím pouze vzorce nebo příklady výpočtu. Výsledky jsem zpracoval pomocí programu Excel a umístil do tabulek.

- Točivý moment:

$$M_{k1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2\pi \cdot n_1} = N \cdot m$$

Síly působící na zub (obr. 6.5.)

Kolmý tlak na zub v normálovém řezu F_n se rozkládá na složku radiální F_r a složku obvodovou v normálním řezu F' . Ta se dále rozkládá na složku obvodovou F_t a osovou F_a .

- Obvodová síla

$$F_t = 2 \cdot \frac{M_{k1}}{d_1} = N \Rightarrow \text{viz Tab.6.1.,6.2.}$$

- Příklad výpočtu

radiální síla

$$F_{1r} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{t1} = 828,93 \cdot \operatorname{tg} 20,063^\circ = 302,56 \text{ N}$$

osová síla

$$F_{1a} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta_1 = 828,93 \cdot \operatorname{tg} 4,751^\circ = 68,8 \text{ N}$$

$\operatorname{tg} \alpha_{t1}$	0,083
$\operatorname{tg} \beta_2$	0,086
$\operatorname{tg} \alpha_{t1}$	0,365
$\operatorname{tg} \beta_{t2}$	0,365

tab. 5.3. tangenty úhlů

Stupeň I.						Stupeň II.					
síla [N]						síla [N]					
F_{t1}	828,93	F_{1r}	302,56	F_{1a}	68,80	F_{t3}	2671	F_{3r}	974,92	F_{3a}	229,71
F_{tU1}	1657,86	F_{U1r}	605,12	F_{U1a}	137,60	F_{tU2}	5342	F_{U2r}	1949,83	F_{U2a}	459,41
F_{t2}	-828,93	F_{2r}	-302,56	F_{2a}	-68,80	F_{t4}	-2671	F_{4r}	-974,92	F_{4a}	-229,71

tab. 6.4. Celkové shrnutí radiálních a axiálních sil při režimu obrábění

Stupeň I.						Stupeň II.					
síla [N]						síla [N]					
F_{t1}	15542,47	F_{1r}	5673,00	F_{1a}	1290,03	F_{t3}	50081,31	F_{3r}	18279,68	F_{3a}	4306,99
F_{tU1}	31084,95	F_{U1r}	11346,01	F_{U1a}	2580,05	F_{tU2}	100162,6	F_{U2r}	36559,36	F_{U2a}	8613,99
F_{t2}	-15542,5	F_{2r}	-5673	F_{2a}	-1290,03	F_{t4}	-50081,3	F_{4r}	-18279,7	F_{4a}	-4306,99

tab. 6.5. Celkové shrnutí radiálních a axiálních sil při režimu "C osa"



7. Návrh způsobu vymezení vůle

7.1. Důvody bezvůlovosti

Převodovku navrhuji bezvůlovou z důvodu jejího využití jako „C osu“. Což znamená zastavení nebo pomalé otáčení v rozmezí 0 až 10 otáček. V současné době je využito dvou převodovek, jedna funguje jako bezvůlová (nejčastěji šneková) a druhá jako planetová (slouží pro pohon při soustružení).

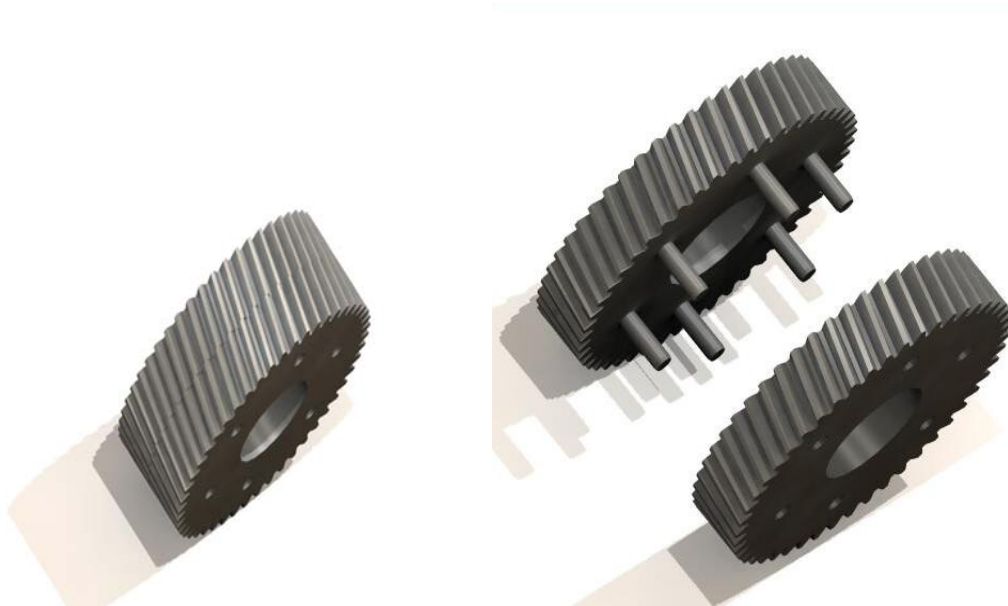
Z tohoto plyne, navrhnout u planetové převodovky způsob vypínatelného vymezení vůle, které by šlo zapnout nebo vypnout podle druhu obráběcí operace.

Z prostudovaných materiálů vycházejí dva hlavní způsoby vymezení vůle v zubové mezeře a to:

- v radiálním směru (především přímé ozubení)
- a v axiálním směru (šikmé ozubení)

7.2. Vymezení vůle děleného pastorku pomocí kolíků

Tento způsob je vhodný jak pro šikmé i přímé ozubení. Jeho nevýhodou je nemožnost „vypnutí“ vůle. Vhodné pro spojení pastorek-ozubený hřeben. Dále se jedná o „tvrdý“ typ spojení neumožňující dodatečné kompenzace nepřesností výroby.

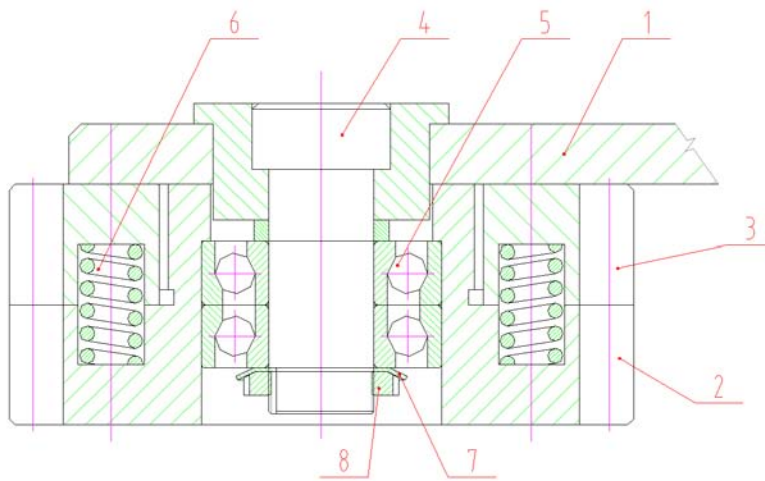


obr. 7.1. Sestava a rozložený pohled pastorku

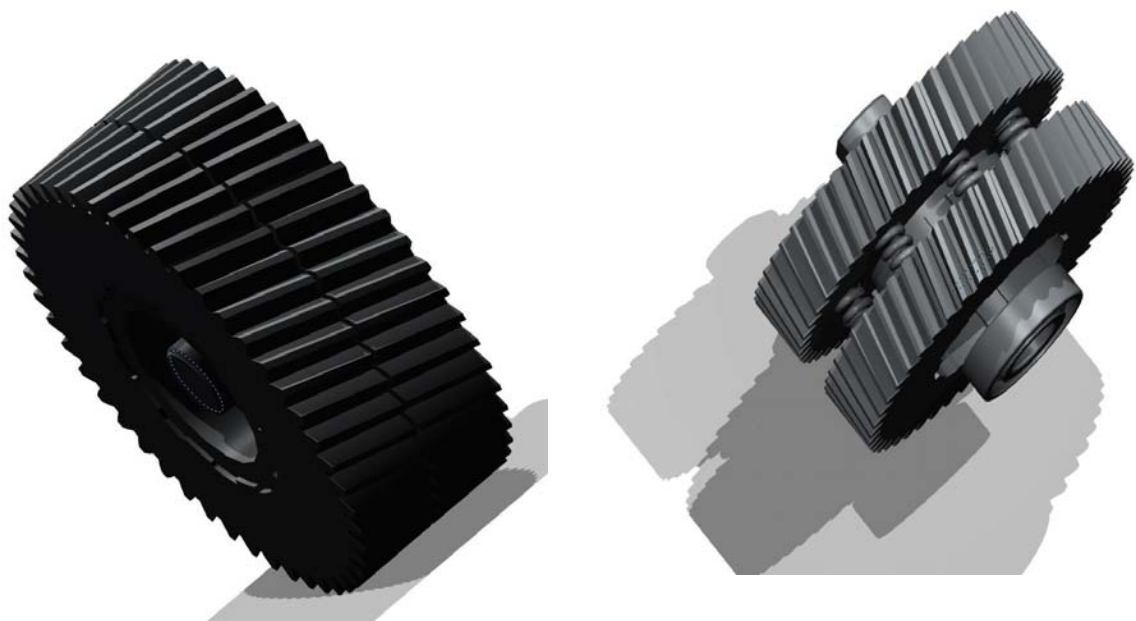


7.3. Vymezení vůle děleného pastorku pomocí tlačných pružin

Systém vhodný pouze pro šikmé ozubení, využívá síly pružin, které „rozpínají“ dělený pastorek vůči zubovým mezerám. Toto umožňuje kompenzaci vůle. Nevýhodou je samozřejmě nemožnost vypnutí vůle a z toho vyplývající trvalá ztráta v přenášeném výkonu. Systém se skládá z pevného pastorku(2) osazeného ložisky a čepu(4) který je upevněn v unašeči(1), ložiska(5) jsou upnuta pomocí KM matice(8) a MB podložky(7). Vymezovací pastorek(3) je spojen s pevným pastorkem(2) pomocí rovnobokého drážkování.



obr. 7.2. Řešení vymezení vůle pomocí tlačných pružin

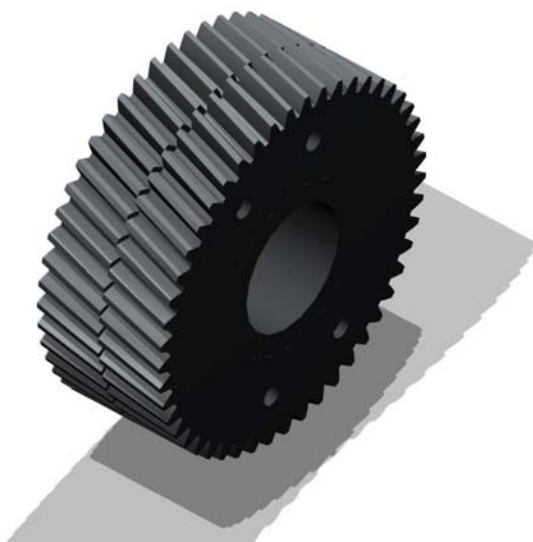


obr. 7.3. Model řešení a rozložený pohled



7.4. Vymezení vůle děleného pastorku pomocí tažných pružin

Toto řešení se využívá pro vymezení vůle šikmého i přímého ozubení. Tyto systémy se i prodávají normalizované (pro přímé ozubení firma HAC, PIC). Tažná pružina musí umožnit přenést velké síly a momenty v radiálním směru. Pro „moje řešení“ nevhodná varianta (velké ztráty, nemožnost vypnutí vymezení). Tažné pružiny, předepínají zuby pastorku vůči sobě a tím dochází k vymezení vůle.



obr. 7.4. řešení pastorku s tažnými pružinami

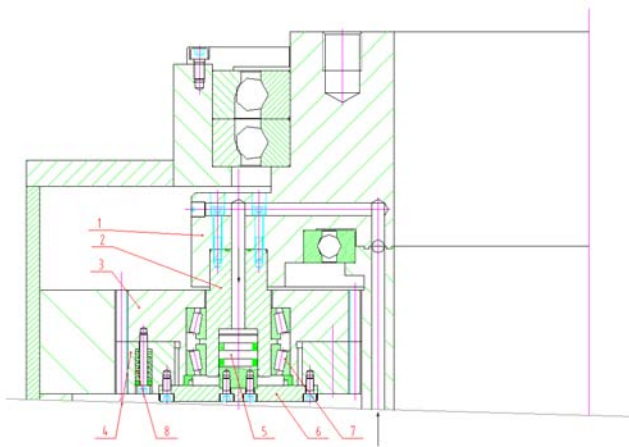


obr. 7.5. detail pastorku s tažnými pružinami

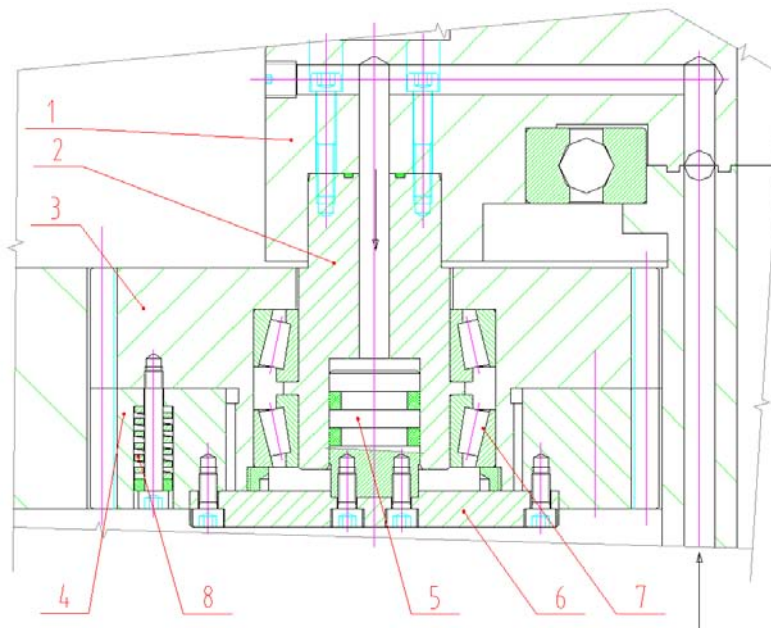


7.5. Vymezení vůle děleného pastorku hydraulicky

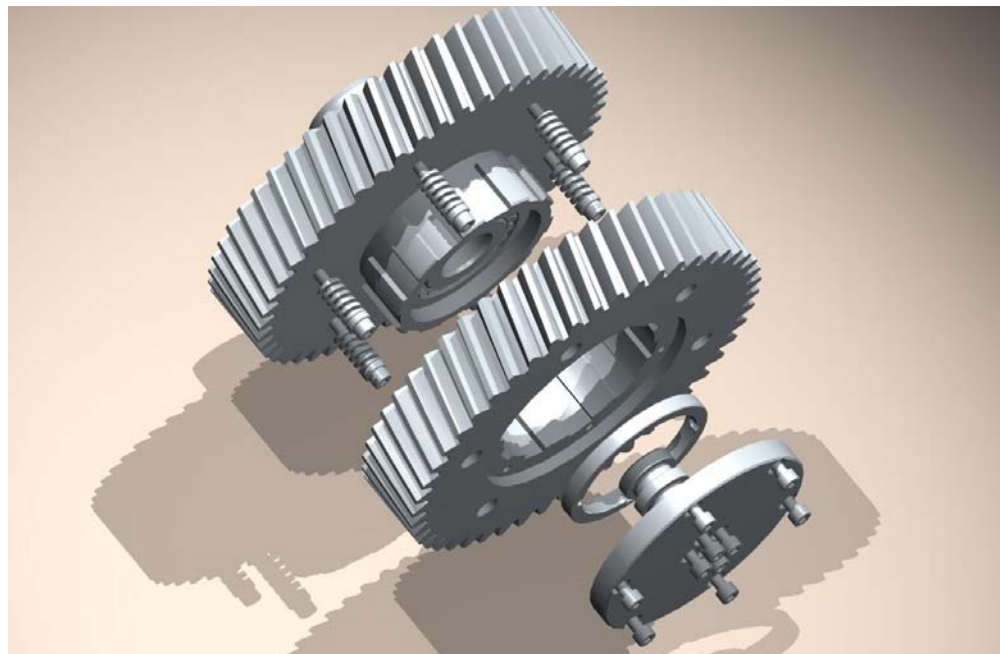
Jedná se o výhodný systém, umožňující vymezení vůle a současně i její vypnutí v situaci, kdy potřebuji, aby převodovka umožnila převod s vůlí. Tímto způsobem se sníží ztráty vznikající v ozubení. Problémy by vznikali s utěsněním rozvodných kanálů a nutností mít ještě jeden zdroj tlakové kapaliny (hydrogenerátor), případně dostatečně naddimenzovaný současný zdroj na stroji. Systém se skládá z pevného čepu(2) upevněného v unašeči(1). Pevný pastorek(3) má rovnoboké drážkování které přenáší radiální sílu na pohyblivý pastorek(4). Posun pohyblivého pastorku(4) je proveden pomocí pístu(5), který je spojen s víčkem(6). Návrat do výchozí polohy zajišťují pružiny(8).



obr. 7.6. hydraulický pastorek v sestavě



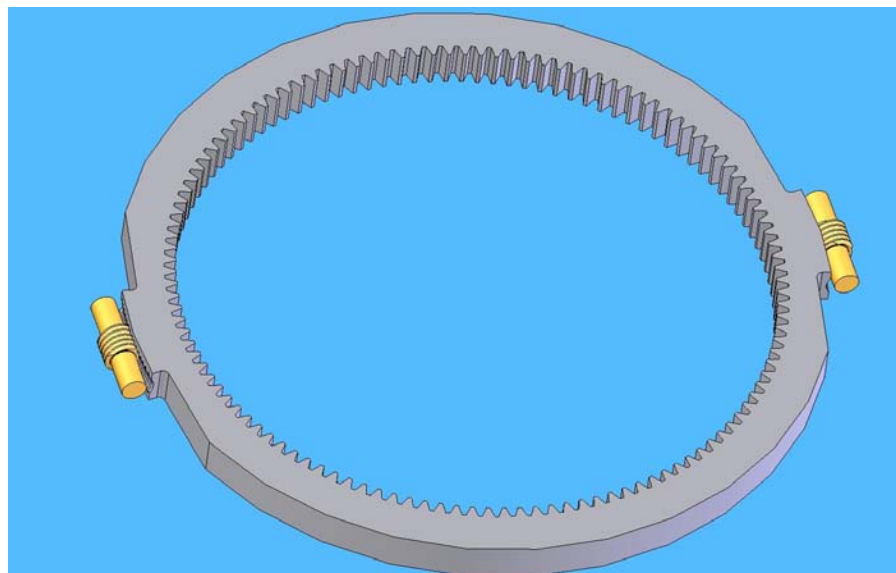
obr. 7.7. hydraulický pastorek



obr. 7.8. hydraulický pastorek - rozložený stav

7.6. Vymezení vůle natáčením korunového kola pomocí dvou šneků

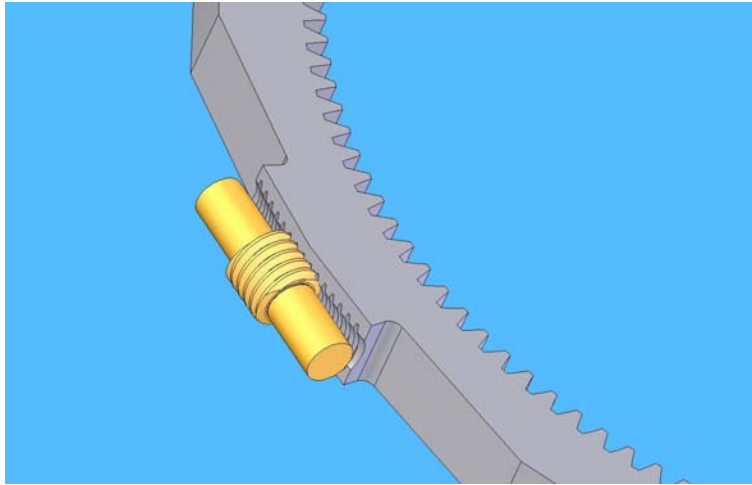
Dvě korunová kola, přičemž jedno je pevné a druhé se natáčí pomocí systému dvou šneků. Velkou nevýhodou je zde nutnost dalších pohonů(nebo jednoho v případě bezvůlového šnekového převodu).



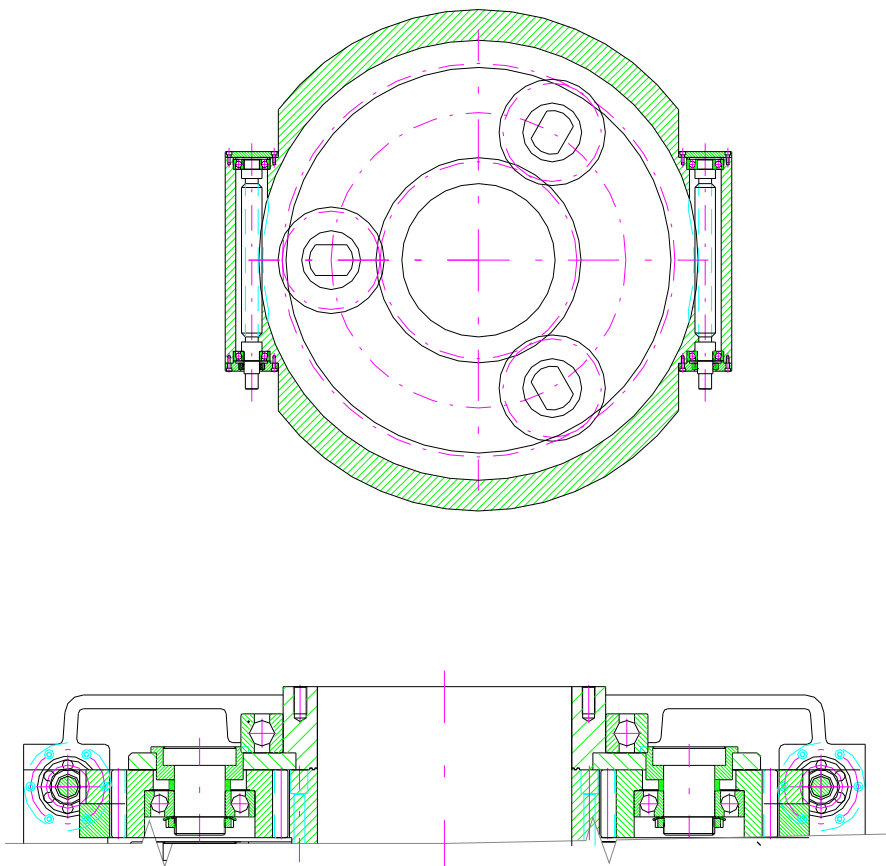
obr. 7.9. celkový pohled na systém dvou šneků



DIPLOMOVÁ PRÁCE



obr. 7.10. detail šneku



obr. 7.11. 2D pohled na systém dvou šneků



8. Pevnostní výpočet ozubení

Výpočet proveden pro nejvíce namáhané místo ozubení dle tab. 6.2. Jedná se o režim "C osy". Působí zde největší síla $F_t = F_{t3} = 50081,31 \text{ N}$.

Výpočet byl proveden podle literatury: [2]

8.1. Únavová únosnost

Vychází z Hertzova tlaku ve valivém bodě. Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů ($K_H=1$):

$$H_0 = Z_E \cdot Z_H \cdot Z \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} = 191,6 \cdot 2,49 \cdot 0,64 \cdot \sqrt{\frac{50081,31}{80 \cdot 180,68} \cdot \frac{3+1}{3}} = 671,71 \text{ MPa}$$

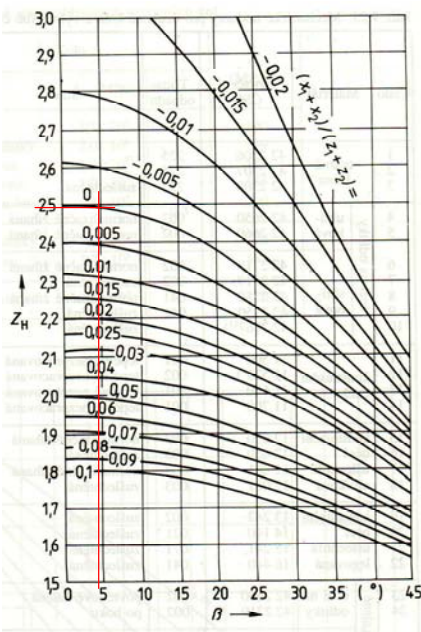
Síla v ozubení $F_t=50081,31 \text{ N}$

Šířka ozubení $b_w=80 \text{ mm}$

převodový poměr jednoho soukolí $u=3$

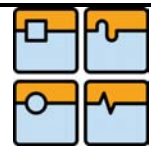
- součinitel tvaru zubů pro dotyk Z_H

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_2}{\cos^2 \beta_2 \cdot \tan^2 \beta_2}} = \sqrt{\frac{2 \cos 4,626^\circ}{\cos^2 20,068^\circ \cdot \tan^2 20,068^\circ}} = 2,49$$



obr. 8.1. součinitel tvaru zubů pro dotyk Z_H

z grafu: $Z_H=2,49$



- Součinitel mechanických vlastností materiálu Z_E ($\text{MPa}^{1/2}$)

Pastorek			Kolo			Z_E ($\text{MPa}^{1/2}$)
materiál	E_1 (MPa)	ν_1	materiál	E_2 (MPa)	ν_2	
			ocel	$2,1 \cdot 10^5$		190
			ocel na odlitky	$2,0 \cdot 10^5$		189
			tvárná litina	$1,7 \cdot 10^5$		181
ocel	$2,1 \cdot 10^5$		litý Sn bronz	$1,0 \cdot 10^5$		155
		0,3	tvářený Sn bronz	$1,1 \cdot 10^5$	0,3	160
			ocel na odlitky	$2,0 \cdot 10^5$		188
ocel na odlitky	$2,0 \cdot 10^5$		tvárná litina	$1,7 \cdot 10^5$		181
			tvárná litina	$1,7 \cdot 10^5$		174

tab. 8.1. ν_1, ν_2 - Poissonovo číslo, E_1, E_2 – modul pružnosti

$$\nu_1 = \nu_2 = 0,3 \quad E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$Z_E = \left[\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{-1/2} = \left[\left(\frac{1-0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1-0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} \right) \right]^{-1/2} = 191,6 \text{ MPa}^{1/2}$$

- Součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů Z

Součinitel záběru profilu (výpočet proveden v kapitole 6.10.)

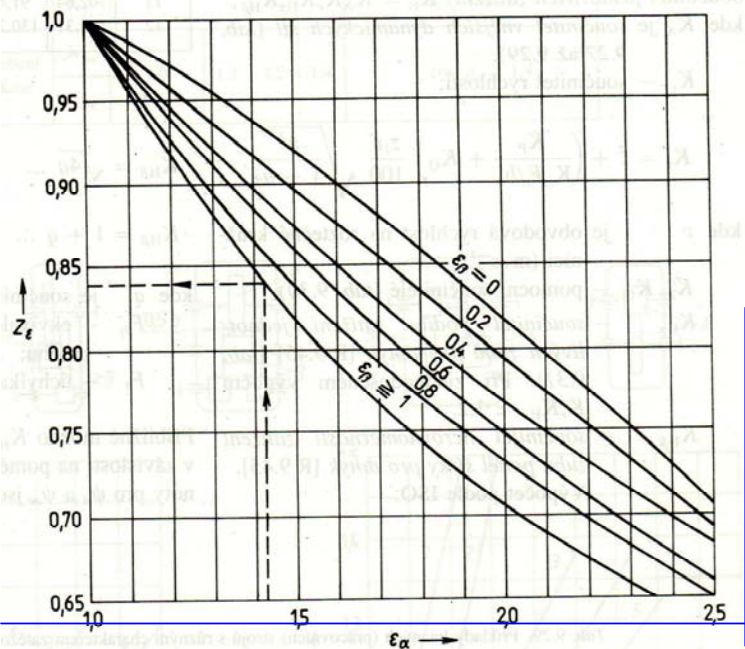
$$Z_2 = \frac{\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_3 \cdot \sin \alpha_{t2}}{2 \cdot m_{t2} \cdot \cos \alpha_{t2}} = \frac{\sqrt{393,32^2 - 361,94^2} + \sqrt{204,68^2 - 184,74^2} - 2 \cdot 271 \cdot \sin 20,068^\circ}{2 \cdot 4,015 \cdot \cos 20,068^\circ} = 2,64$$

Součinitel kroku (výpočet proveden v kapitole 6.10.)

$$Z_2 = \frac{b_w \cdot \sin \alpha_2}{m_n} = \frac{80 \cdot \sin 4,924^\circ}{4} = 0,55$$

Pro $Z \leq 1$:

$$Z = \sqrt{(4 - Z_2) \cdot \frac{(1 - Z_2)}{3} + \frac{Z_2^2}{2}} = \sqrt{(4 - 2,64) \cdot \frac{(1 - 0,55)}{3} + \frac{0,55^2}{2,64}} = 0,64$$



obr. 8.2. součinitel součtové délky křivek boků zubů Z

z grafu: Z = mimo rozsah grafu, byl proveden výpočet Z pro přesnější určení

8.2. Výpočtové napětí v dotyku

$$H = H_0 \cdot \sqrt{K_H} = 671,71 \cdot \sqrt{1,84} = 911,52 \text{ MPa}$$

- Součinitel přidavných zatížení

$$K_H = K_A \cdot K \cdot K_H \cdot K_H = 1,5 \cdot 1,001 \cdot 1,1 \cdot 1,115 = 1,84$$

- Součinitel rychlosti

$$n_3 \approx 10 \text{ min}^{-1} \dots \text{režim "C" osy} \Rightarrow v_3 = \frac{d_{s2}}{2} \cdot n_3 = 0,167 \cdot 0,18067 = 0,094 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_p}{K_A \cdot F_t / b_w} + K_Q \right) \cdot \frac{z_{s2} \cdot v_3}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} = 1 + \left(\frac{13,3}{1,5 \cdot 50081,31} + 0,0087 \right) \cdot \frac{45 \cdot 0,094}{100} \cdot \sqrt{\frac{3^2}{1+3^2}} =$$

$$K_v = 1,001$$

Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje
plynulé	elektromotor, parní turbína, plynová turbína
s malou nerovnoměrností	hydromotor, parní turbína, plynová turbína
se střední nerovnoměrností	víceválcový spalovací motor
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor

tab. 8.2. příklady hnacích strojů s charakterem zatěžování

Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
plynulé	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty
s malou nerovnoměrností	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo
se střední nerovnoměrností	hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo, napáječka
s velkými rázy	lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná soustava, briketovací lis, hnětač stroj

tab. 8.3. příklady hnaných strojů s charakterem zatěžování převodovky

Zatěžování převodovky hnacím strojem (tab. 9.28)	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem (tab. 9.29)			
	plynulé	s malou nerovno- měrností	se střední nerovno- měrností	s velkou nerovno- měrností
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,50	1,75	2,0
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25

tab. 8.4. orientační hodnoty součinitele K_A

- součinitel vnějších dynamických sil $K_A=1,5$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Stupeň přesnosti podle ČSN 01 4682	K_P		K_Q		$\left(\frac{z_1 v}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}\right)$ mezní	
	ozubení přímé	ozubení šikmé $\varepsilon_\beta \geq 1$	ozubení přímé	ozubení šikmé $\varepsilon_\beta \geq 1$	ozubení přímé	ozubení šikmé $\varepsilon_\beta \geq 1$
	3	2,15	1,91			10
4	3,91	3,48			10	8
5	7,51	6,68			10	8
6	14,94	13,30			10	8
7	26,81	23,87			10	8
8	39,07	34,79	0,019 3	0,008 7	7	5,7
9	52,85	47,06			5	4,3
10	76,60	68,21			3,6	3
11	102,64	91,40			2,3	2
12	146,31	130,28			1,5	1,3

tab. 8.5. Pomocní součinitelé K_P , K_Q v závislosti na stupních přesnosti

z tabulky: $K_P = 13,30$, $K_Q = 0,0087$

měrné zatížení $\frac{F_t}{(b_w \cdot K_A)} = \frac{50081,31}{(80 \cdot 1,5)} = 417,34 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

Měrné zatížení $F_t/(b_w K_A)$		$> 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$						$\leq 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$	
		6 (5)	7 (6)	8 (7)	9 (8)	10 (9)	11 (10)	12 (11 až 12)	≥ 6 $\cong (5)$
Kola cementovaná, nitridovaná, karbonitridovaná nebo povrchově kalená	ozubení přímé	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	$1/Z_e^2 \geq 1,2$			
		$K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	$1/Y_e^2 \geq 1,2$			
	ozubení šikmé	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		
		$K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		
Kola netvrzená	ozubení přímé	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	$1/Z_e^2 \geq 1,2$			
		$K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	$1/Y_e^2 \geq 1,2$			
	ozubení šikmé	$K_{H\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		
		$K_{F\alpha}$	1,0	1,1	1,2	1,4	$\varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b \geq 1,4$		

tab. 8.6. Součinitelé podílu zatížení jednotlivých zubů K_H , K_F

z tab. 8.6.: $K_H = 1,1$, $K_F = 1,1$

Při zjednodušeném výpočtu možno počítat $K_v \cdot K_H \approx 1,2$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

- součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro dotyk

stupeň přesnosti	Normální modul m_n [mm]	šířka ozubení [mm]
IT 6	od 1 do 16	přes 40 do 100
	mezní úchytky sklonu zubu $F (m)$	
12		

tab. 8.7. předpis dotyku zubů

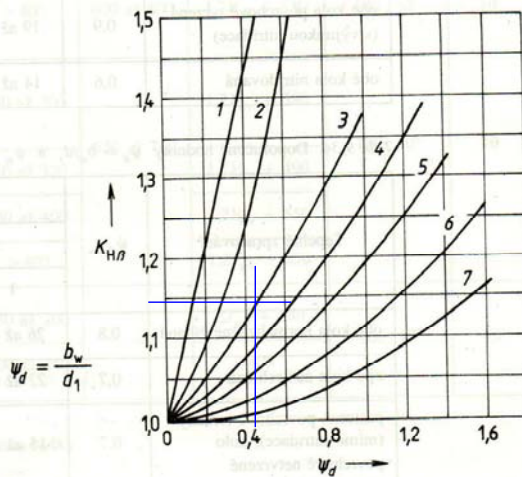
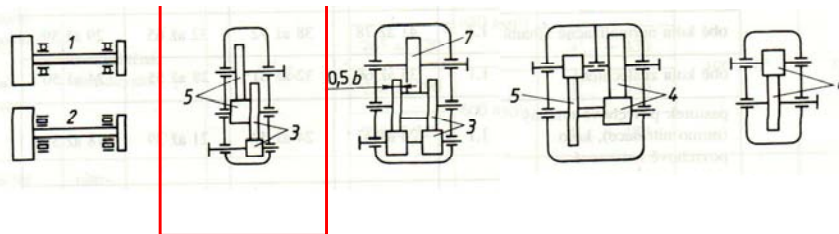
$$q = \frac{20 \cdot F_y}{2 \cdot F_t \cdot K_A} = \frac{20 \cdot 12}{2 \cdot 50081,31 \cdot 1,5} = 0,115$$

$$b_w = 80$$

pro $q < 1 \dots K_H = 1 + q = 1 + 0,115 = 1,115$

Přibližně možno K_H odečíst z diagramu v závislosti na poměru:

$$a = \frac{b_w}{d_{s2}} = \frac{80}{180,67} = 0,444$$



obr. 8.3. součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů

odečteno z grafu $K_H = 1,15 \dots$ přibližná kontrola s výpočtem



Tepelné zpracování	$\psi_{d \max}$	ψ_m			
		u			
		1	2	4	8
obě kola normalizačně žháná	0,8	26 až 48	23 až 44	20 až 40	18 až 36
obě kola zušlechťená	0,7	22 až 42	20 až 39	18 až 35	15 až 32
pastorek povrchově tvrzený (mimo nitridace), kolo povrchově netvrzené	0,7	15 až 28	14 až 25	12 až 22	11 až 20
obě kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)	0,6	9 až 14	8 až 13	7 až 11	6 až 10
obě kola nitridovaná	0,4	10 až 16	8 až 14	7 až 12	6 až 10

tab. 8.8. Doporučené hodnoty $a_d = b_w/d_1$ $a_m = b_w/m_n$

8.3. Bezpečnost proti tvorbě pittingů

materiál kol: ocel 14 220 (cementováno, kaleno) : $H_{\lim 1,2} = 1270 \text{ MPa}$

$$S_{H1,2} = \frac{H_{\lim 1,2} \cdot Z_{N1,2}}{H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \geq 1,1 \text{ až } 1,2$$
$$S_{H1,2} = \frac{1270 \cdot 1,046}{911,52} \cdot 0,99 \cdot 0,984 \cdot 0,868 = 1,23 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

- Součinitel životnosti pro výpočet na dotyk

exponent Wöhlerovy křivky $q_H = 10$

bázový počet zatěžovacích cyklů $N_{H \lim} = 100 \cdot 10^6$

počet zatěžovacích cyklů $N_{1,2} = 20^6$

$$Z_{N1,2} = q_H \sqrt[q_H]{N_{H \lim} / N_{1,2}} = 10 \sqrt[10]{100 \cdot 10^6 / 20^6} = 1,046$$

Pro přibližný výpočet se bere $Z_N = 1$

- Součinitel maziva

viskozita $\nu_{40} = 90 \text{ mm}^2 / \text{s}$ [11]

$$Z_L \approx 0,9 + 0,001 \nu_{50} = 0,9 + 0,001 \cdot 90 = 0,99$$

- Součinitel drsnosti boků zubů

$$Z_R \approx (3/R_{z100})^{0,12} = \left(\frac{3}{3,443} \right)^{0,12} = 0,984$$



$$\text{kde } R_{z100} = [(R_{z1} + R_{z2})/2] \cdot \sqrt[3]{100/a_3} = [(4,8 + 4,8)/2] \cdot \sqrt[3]{100/271} = 3,443$$

$$\text{kde } R_{z1} = R_{z2} = R_z \approx 6 \cdot R_a = 6 \cdot 0,8 = 4,8$$

- Součinitel obvodové rychlosti

$$Z_v \approx 0,95 + 0,08 \log v_3 = 0,95 + 0,08 \cdot \log 0,094 = 0,868$$

- Pro zjednodušený výpočet stačí

$$\text{Pro tvřená a broušená kola } Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V = 1$$

8.4. Statická únosnost

Vzhledem k deformaci nebo křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu jednorázovým působením maximálního zatížení $F_{t\max}$.

Největší napětí v dotyku (největší Hertzův tlak)

$$H_{\max} = H_0 \cdot \sqrt{F_{t\max} \cdot K_H / F_t} = 671,71 \cdot \sqrt{100162,62 \cdot 1,84 / 50081,3} = 1289,1 \text{ MPa}$$

kde: $F_{t\max}$ je jednorázové maximální zatížení. Pokud nejsou známy přesnější podmínky, doporučuje se $F_{t\max} \geq 2 \cdot F_t$ (dvojnásobný rozběhový moment elektromotoru). Vždy je $F_{t\max} / F_t > K_A$

$$F_{t\max} \geq 2 \cdot F_t \Rightarrow F_{t\max} = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 50081,3 = 100162,62 \text{ N}$$

Podmínka provozuschopnosti soukolí z hlediska jednorázového působení největšího zatížení $F_{t\max}$.

$$H_{\max} \leq HP_{\max 1,2}$$
$$1289,1 \leq 2800 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Dovolené napětí v dotyku při největším zatížení

$$HP_{\max 1,2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 700 = 2800 \text{ MPa}$$

Hodnoty V_{HV} : $V_{HV} = 650$ až 720 MPa, voleno $V_{HV} = 700$ MPa



8.5. Únosnost paty zubu v ohybu

Kontrolní výpočet se provádí obdobně jako u dotyku jednak z hlediska únavového namáhání paty zubu, jednak z hlediska trvalé deformace, vzniku počátečních trhlin nebo křehkého lomu zubu jednorázovým působením největšího zatížení.

Skutečné ohybové napětí

$$F_{1,2} = \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS1,2} \cdot Y \cdot Y = \frac{50081,31}{80 \cdot 4} \cdot 1,82 \cdot 3,867 \cdot 0,995 \cdot 0,503 = 552,16 \text{ MPa}$$

Provozní součinitel

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F1} \cdot K_{F2} = 1,5 \cdot 1,001 \cdot 1,1 \cdot 1,103 = 1,82$$

kde: součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1,5$

rychlostní součinitel $K_v = 1,001$

součinitel podílu zatížení $K_{F1} = 1,1$

$$K_{F2} = (K_H)^{N_F} = (1,15)^{0,901} = 1,103 \quad K_H = 1,15$$

$$\text{kde: } N_F = \frac{1}{1 + \frac{h}{b} + \left(\frac{h}{b}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{8}{80} + \left(\frac{8}{80}\right)^2} = 0,901$$

šířka zubu $b=80$ mm

výška zubu $h=8$ mm

Tvarové součinitele zubu

$$Y = 1 - \frac{2}{120} = 1 - \frac{0,546}{120} = 0,995$$

$$Y = 0,2 + \frac{0,8}{2} = 0,2 + \frac{0,8}{2,639} = 0,503$$

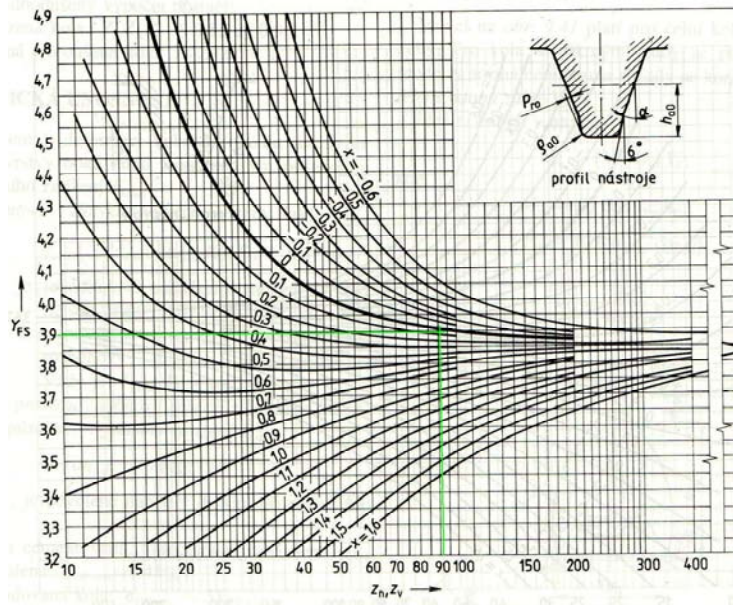
Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí

$$Y_{FS1,2} = 3,68 + 17 \cdot \left(\frac{1}{z_{n3}}\right) = 3,68 + 17 \cdot \left(\frac{1}{91}\right) = 3,867$$

$z_{n3} = 91$ počet zubů porovnávacího kola



nebo z grafu:



obr. 8.4. součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí $Y_{FS1,2}$ $Y_{FS1,2}=3,9$

Bezpečnost proti únavovému lomu

$$S_{F1,2} = \frac{F_{lim1,2} \cdot Y_{N1,2}}{F1,2} = \frac{780 \cdot 1,3}{552,16} = 1,596 \geq 1,4 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

12	Konstrukční ocel uhlíková k cementaci		$m_n \leq 6$	130 až 200		500		
13	Konstrukční ocel legovaná k cementaci	cementovaná; kalená	$0,15m_n$ $0,3m_n$	240 až 320	650 až 750	700	$3 \cdot 10^6$	9
14				$m_n > 6$	320 až 400			
15			$0,1m_n$ $0,3m_n$	>400			780	
16	Konstrukční ušlechtilá ocel	normalizačně žháná nebo zušlechťená; karbonitridovaná	-	130 až 200		410	$3 \cdot 10^6$	9
17				200 až 240		650		

tab. 8.9. meze únavy v ohybu $F_{lim1,2}$

Součinitel životnosti pro ohyb

$$Y_{N1,2} = \sqrt[q_H]{N_{F_{lim}} / N_{1,2}} = \sqrt[9]{3 \cdot 10^6 / 10^6} = 1,3$$

Exponent Wöhlerovy křivky $q_H = 9$

Bázový počet zatěžovacích cyklů $N_{F_{lim}} = 3 \cdot 10^6$

Požadovaný počet cyklů $N_{1,2} = 10^6$



Rozsah: $Y_{N1,2} \langle 1; 1,6 \rangle \Rightarrow$ *vyhovuje*

Součinitele vrubové citlivosti Y a velikosti pro ohyb Y_x je možno zanedbat

8.6. Statická únosnost

Statická bezpečnost v ohybu

$$S_{FS1,2} = \frac{F_{S1,2}}{F_{\max 1,2}} = \frac{1482}{1104,33} = 1,342 \geq 1,25 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

maximální místní ohybové napětí $F_{\max 1,2} = F_{1,2} \cdot \frac{F_{t \max}}{F_t} = 552,16 \cdot 2 = 1104,33 \text{ MPa}$

pevnost v ohybu statická

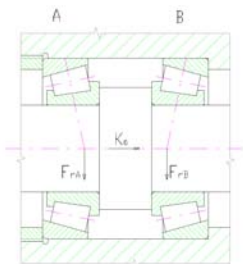
$$F_{S1,2} \approx \langle 1,6 \text{ až } 2,5 \rangle F_{\lim 1,2} \Rightarrow F_{S1,2} = 1,9 \cdot F_{\lim 1,2} = 1,9 \cdot 740 = 1482 \text{ MPa}$$

9. Ložiska

Pro návrh a výpočet ložisek byla použita literatura a údaje: [2], [12] [13]

9.1. Uspořádání ložisek s kosoúhlým stykem – kuželíková ložiska

- zády k sobě (O)



Silové poměry

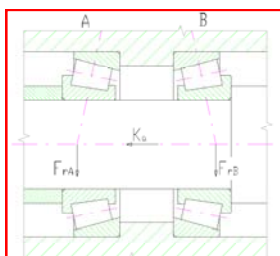
$$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$$

$$K_a \geq 0$$

Axiální zatížení ložisek

$$F_a = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A}$$

- čely k sobě (X)

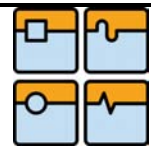


Silové poměry

Axiální zatížení ložisek

$$F_a = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A} - K_a$$

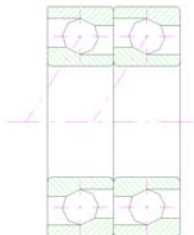
tab. 9.1. uspořádání kuželíkových ložisek



9.2. Uspořádání ložisek s kosoúhlým stykem – kuličková ložiska

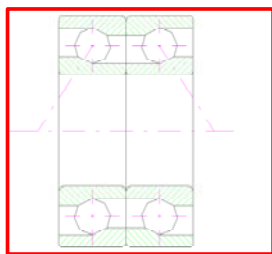
Sdružená do dvojic:

- za sebou (T)



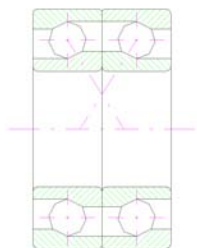
Dvojice se vyznačuje velkou tuhostí a může přenášet axiální síly pouze v jednom směru. Zatížení radiální a axiální se rozdělí rovnoměrně na obě ložiska. Při výpočtu ekvivalentního zatížení se použijí koeficienty X a Y pro jednořadá ložiska s kosoúhlým stykem.

- zády k sobě (O)



Dvojice se vyznačuje velkou tuhostí i proti naklonění a schopností přenášet i oboustranné axiální zatížení. Uspořádání se používá jako vodící ložisko. Při výpočtu dynamického ekvivalentního zatížení se používají koeficienty X a Y pro dvouřadá ložiska s kosoúhlým stykem.

- čely k sobě (X)



Dvojice se vyznačuje menší tuhostí proti naklonění než při uspořádání do O, a je proto méně vhodná pro zachycování klopných momentů. Je schopna zachycovat oboustranné axiální zatížení. Pro výpočet se použijí koeficienty X a Y pro dvouřadá ložiska s kosoúhlým stykem.

tab. 9.2. uspořádání kuželíkových ložisek



9.3. Základní pojmy

Základní dynamická únosnost je stálé neproměnné zatížení při kterém ložisko dosáhne základní trvanlivost jeden milión otáček.

Trvanlivost jednotlivého valivého ložiska je počet otáček, které jeden z kroužků vykoná vzhledem k druhému kroužku, než se objeví první příznaky únavy materiálu na jednom z kroužků nebo na valivém tělese.

- Dynamické ekvivalentní zatížení

Radiální ložiska

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení P_r pro radiální kuličková i radiální kuličková ložiska s kosúhlým stykem je při stálém radiálním a axiálním zatížení dáno vztahem

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [N]$$

X - koeficient radiálního dynamického zatížení [-]

F_r - radiální složka skutečného zatížení působící na ložisko [N]

Y – koeficient axiálního dynamického zatížení [-]

F_a – axiální složka skutečného zatížení působící na ložisko [N]

Typ ložiska	Relativní axiální zatížení	Jednořadá ložiska				e
		$F_a/F_r < e$		$F_a/F_r > e$		
	$k_f = F_a/C_{0r}$	X	Y	X	Y	
Radiální kuličková ložiska	0,014	1	0	0,56	2,3	0,19
	0,025				1,99	0,22
	0,04				1,8	0,24
	0,07				1,6	0,27
	0,13				1,4	0,31
	0,25				1,2	0,37
	0,5				1	0,44
Kuličková ložiska s kosúhlým stykem	= 20°	1	0	0,43	1	0,57
	= 25°			0,41	0,87	0,68
	= 30°			0,39	0,76	0,8
	= 35°			0,37	0,66	0,95
	= 40°			0,35	0,57	1,14
	= 45°			0,33	0,5	1,34
Kuzelíková ložiska		1	0	0,4	$0,4 \cot g$	$1,5 \cot g$

tab. 9.3. uspořádání ložisek

Předpoklady pro výpočet ložisek:

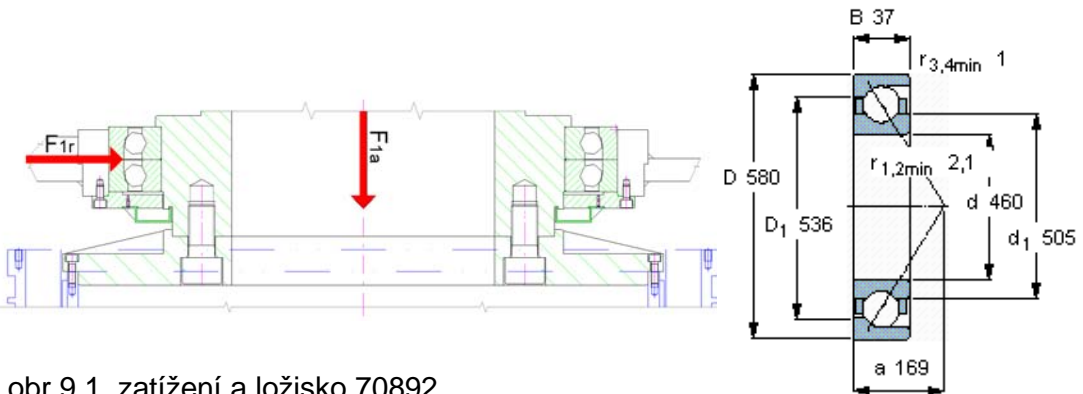
- síly zadávány z tabulky 5.5.
- otáčky z kapitoly 5.5. (nejvyšší požadované otáčky pro režim soustružení)
- splnění parametrů sil a otáček (maximálních)



9.4. Výpočet vstupních a výstupních ložisek

Ložisko	Dynamická únosnost C_r [kN]	Statická únosnost C_0 [kN]	X [N]	Y [N]
70892 AM	265	580	0,39	0,76

tab. 9.4. hodnoty ložiska 70892



obr.9.1. zatížení a ložisko 70892

- Vstupní ložisko:

$$F_{1r} = 5673 \text{ N}$$

$$F_{1a} = 1290 \text{ N}$$

$$n_1 = 3600 \text{ min}^{-1}$$

p- exponent (bodový styk) $p = 3$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení P_r

$$P_{r1} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{N}]$$

$$P_{r1} = 0,39 \cdot 5673 + 0,76 \cdot 1290 = 3193,1 \text{ N}$$

- Základní trvanlivost:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_{r1}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{265 \cdot 10^3}{3193,1} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3600} = 2646349 \text{ hod}$$

- Výstupní ložisko:

$$F_{U2r} = 36559,36 \text{ N}$$

$$F_{U2a} = 8613,99 \text{ N}$$

$$n_{U2} = 397,3 \text{ min}^{-1}$$

$$P_{r2} = X \cdot F_{U2r} + Y \cdot F_{U2a} \quad [\text{N}]$$

$$P_{r2} = 0,39 \cdot 36559,36 + 0,76 \cdot 8613,99 = 20804,8 \text{ N}$$



- Základní trvanlivost:

$$L_{10ha} = \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{265 \cdot 10^3}{20804,8} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 397,3} = 86692 \text{ hod}$$

9.5. Výpočet ložisek unašeče

Ložisko	Dynamická únosnost C_r [kN]	Statická únosnost C_0 [kN]	X [N]	Y [N]
60872 AM	121	212	0,56	2,3

tab. 9.5. hodnoty ložiska 60872 AM

- stupeň I.

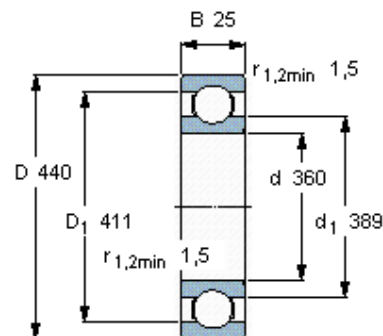
$$F_{U1r} = 11346,01 \text{ N}$$

$$F_{U1a} = 2580,05 \text{ N}$$

$$n_{U1} = 1192 \text{ min}^{-1}$$

$$k_r = 0,015$$

p- exponent (bodový styk) $p = 3$



obr.9.2. zatížení a ložisko 60872 AM

$$\frac{F_{U1a}}{F_{U1r}} = \frac{2580,05}{11346,01} = 0,227 \geq e = 0,19 \Rightarrow X, Y$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení P_r

$$P_{r3} = X \cdot F_{U1r} + Y \cdot F_{U1a} \quad [N]$$

$$P_{r3} = 0,56 \cdot 11346,01 + 2,3 \cdot 2580,05 = 12287,9 \text{ N}$$

Základní trvanlivost

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_{r3}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{U1}} = \left(\frac{121 \cdot 10^3}{12287,9} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1192} = 13351 \text{ hod}$$

- stupeň II.

$$F_{U2r} = 36559,36 \text{ N}$$

$$F_{U2a} = 8613,99 \text{ N}$$

$$n_{U2} = 397,3 \text{ min}^{-1}$$

$$k_r = 0,015$$



$$\frac{F_{U1a}}{F_{U1r}} = \frac{8613,99}{36559,36} = 0,236 \geq e = 0,19 \Rightarrow X, Y$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení P_r

$$P_{r4} = X \cdot F_{U2r} + Y \cdot F_{U2a} \quad [N]$$

$$P_{r4} = 0,56 \cdot 36559,36 + 2,3 \cdot 8613,99 = 40285,4 \text{ N}$$

Základní trvanlivost

$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_{r3}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{U2}} = \left(\frac{121 \cdot 10^3}{40285,4} \right) \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 397,3} = 1137 \text{ hod}$$

9.6. Výpočet ložisek satelitů

Ložisko	Dynamická únosnost C_r [kN]	Statická únosnost [kN]	X [N]	Y[N]
30208	61,6	68	0,4	1,6

tab. 9.6. hodnoty ložiska 30208

Ložiska sdružená do dvojic $C_{rs} = 1,71 \cdot C_r$

- Satelit I.

$$F_{1r} = 5673 \text{ N}$$

$$F_{1a} = 1290,03 \text{ N}$$

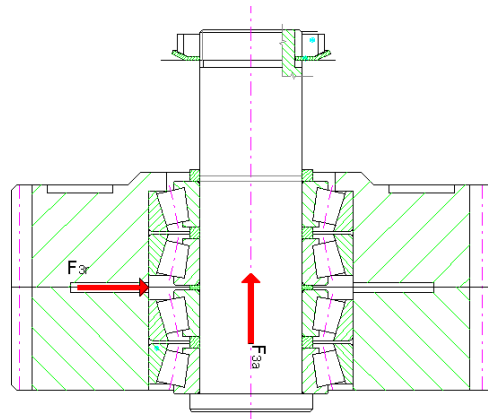
$$n_{s1} = 4718 \text{ min}^{-1}$$

$$e = 0,37$$

$$p\text{-exponent (čárový styk)} \quad p = \frac{10}{3}$$

$$\frac{F_{3a}}{F_{3r}} = \frac{1290,03}{5673} = 0,23 \leq e = 0,37$$

voleno podle výrobce SKF $\Rightarrow X, Y$



obr.9.3. zatížení ložiska 30208

$$P_{r5} = X \cdot F_{1r} + Y \cdot F_{1a} \quad [N]$$

$$P_{r5} = 1 \cdot 5673 + 1,6 \cdot 1290,03 = 4333,7 \text{ N}$$

Základní trvanlivost

$$L_{10h} = \left(\frac{C_{rs}}{P_{r5}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{s1}} = \left(\frac{1,71 \cdot 61,6 \cdot 10^3}{4333,7} \right) \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4718} = 146938 \text{ hod}$$



- Satelit II.

$$F_{3r} = 18279,68 \text{ N}$$

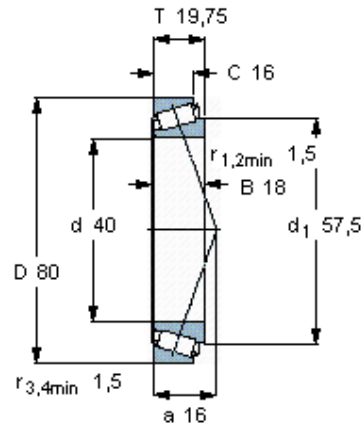
$$F_{3a} = 4306,99 \text{ N}$$

$$n_{S2} = 1589 \text{ min}^{-1}$$

$$e = 0,37$$

$$\frac{F_{3a}}{F_{3r}} = \frac{4306,99}{18279,68} = 0,24 \leq e = 0,37$$

voleno podle výrobce SKF $\Rightarrow X, Y$



obr.9.4. ložisko 30208

$$P_{r6} = X \cdot F_{3r} + Y \cdot F_{3a} \quad [N]$$

$$P_{r6} = 0,4 \cdot 18279,68 + 1,6 \cdot 4306,99 = 14203,1 \text{ N}$$

Základní trvanlivost

$$L_{10h} = \left(\frac{C_{rs}}{P_{r6}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{S2}} = \left(\frac{1,71 \cdot 61,6 \cdot 10^3}{14203,1} \right) \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1589} = 8344 \text{ hod}$$

9.7. Zhodnocení výpočtu ložisek

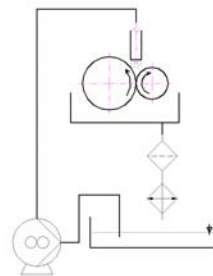
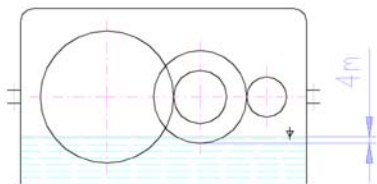
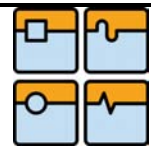
Pro uvedené vstupní parametry vychází životnosti pro jednotlivá ložiska v přijatelných hodnotách, někde i předimenzovaně až na ložisko **unašeče II**. Životnost cca 1137 hodin na ložisko by byla v praxi málo. Bylo by nutné zvýšit životnost ložiska například použitím vyšší řady. Zde je problém s konstrukčním uspořádáním.

10. Mazání a chlazení

10.1. Způsoby mazání

Rozlišujeme tři základní způsoby mazání ozubení a to:

- plastickým mazivem, toto je vhodné jen pro rychlosti $v \leq 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- rozstřikovací mazání, pro rychlosti $v = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ až $12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- oběhové mazání pro rychlosti $v > 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
olej se přivádí olejovým (nejčastěji zubovým) čerpadlem z nádrže do trysek a vstříkují do záběru ozubení. Schéma je na obr. 9.2.



obr.10.1. mazání rozstříkmem a oběhové

10.2. Chlazení

Pro výpočty použita literatura [2]

- ztrátový výkon

Účinnost v jednom stupni $\eta_1 = 0,95$ až $0,97$ zahrnuje ztráty v ložiskách a ozubení.

Celková účinnost $\eta_c = \eta_1 \cdot \eta_1 = 0,95 \cdot 0,95 = 0,903$

Ztrátový výkon se vypočítá ze vztahu $P_z = (1 - \eta_c) \cdot P_1 = (1 - 0,903) \cdot 90000 = 8775$ W

Odvod tepla z ozubení a ložisek se děje u rozstříkovacího mazání přestupem tepla stěnami skříně: $P_z = P_{pr} = \alpha \cdot A \cdot (t_{sk} - t_{vz})$

$$\approx 15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$A = 3 \text{ m}^2 \dots \text{přibližná hodnota}$$

kde:

$$t_{sk} = ? \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ teplota povrchu skříně}$$

z toho plyne teplota skříně:

$$t_{vz} = 30 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ teplota okolního vzduchu}$$

$$t_{sk} = \frac{(1 - \eta_c) \cdot P_1}{\alpha \cdot A} + t_{vz} = \frac{(1 - 0,903) \cdot 90000}{15 \cdot 3} + 30 = 225^\circ\text{C} \Rightarrow \text{nevyhovuje}$$

U oběhového mazání je ztrátový výkon $P_z = P_{pr} + P_{ol}$ kde relativně malý P_{pr} je možno zanedbat. Potom teplo odvedené olejem: $P_z = P_{ol} = c \cdot \rho \cdot Q \cdot (t_2 - t_1)$

$$c \approx 1,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ měrná tepelná kapacita}$$

kde: $\rho \approx 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ hustota oleje

$$t_1 = 40^\circ\text{C} \text{ teplota přiváděného oleje}$$

$$t_2 = 60^\circ\text{C} \text{ teplota odváděného oleje}$$

$$Q = ? \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \text{ průtok oleje}$$

$$Q = \frac{(1 - \eta_c) \cdot P_1}{c \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{(1 - 0,903) \cdot 90000}{1,7 \cdot 10^3 \cdot 900 \cdot (60 - 40)} = 0,000287 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 0,287 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$



11. Hydraulické vymezení vůle

11.1. Zhodnocení varianty

Tato varianta je výhodná, v několika bodech:

- olejové hospodářství je součástí stroje
- schopnost dosáhnout velké vymežovací síly

Nevýhodou je:

- přesné součásti
- hydraulické rozvody
- nutnost "zástavby"

11.2. Potřebný průměr pístu

Vychází se z axiální síly působící v ozubení na korunovém kole. Tato síla se musí vymežit posunutím děleného kola. Z tabulky tab. 5.5. ve které jsou určeny velikosti axiálních sil je brán **limitní případ** $F_{t4} = 50\,081,3\text{ N}$. Přiváděný tlak je volen jako $p_s = 16\text{ MPa}$. Zde záleží na hydraulickém zdroji stroje. Počet tlakových míst v jednom stupni bude **čtyři místa** (síla $F_{4r}/4$). **Použitá literatura pro návrh a výpočet [14], [15].**

$$F_{t4} = 50\,081,3\text{ N}$$

$$p_s = 24\text{ MPa} = 24 \cdot 10^6\text{ Pa}$$

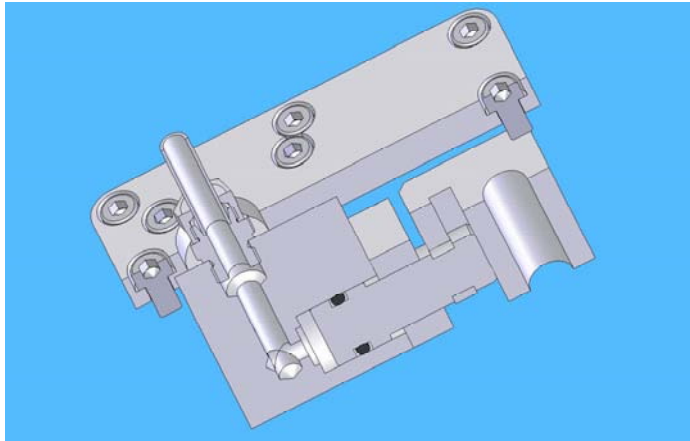
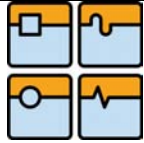
Vychází se ze vztahu $p_s = \frac{F_{4r}/4}{S_p} = \frac{F_{4r}/4}{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}}$ po úpravách dostaneme:

$$D_p = \sqrt{\frac{F_{4r}}{\pi \cdot p_s}} = \sqrt{\frac{50\,081,3}{\pi \cdot 24 \cdot 10^6}} = 0,02577\text{ m} \approx 30\text{ mm}$$

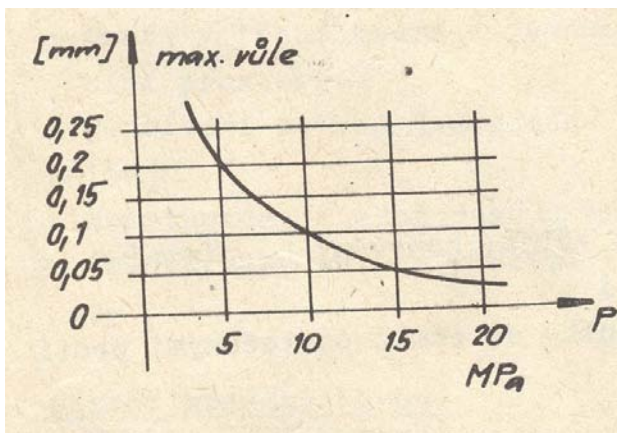
Průměr pístu je zvolen $D_p = 30\text{ mm}$, to umožňuje snížení tlaku na 18 MPa a tím snížení nároků na energetický zdroj a dostatečný rozsah regulace síly pro vymezení vůle v ozubení.

11.3. Konstrukce pístu a popis funkce

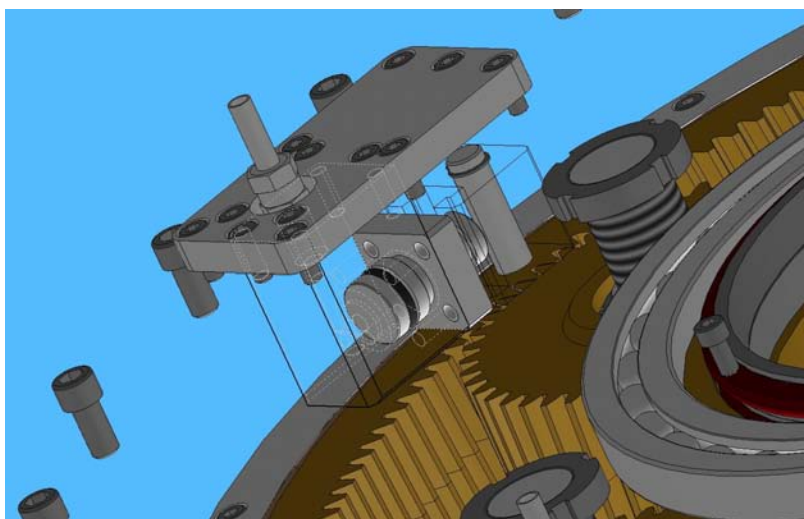
Píst bude jednočinný, což zjednodušuje konstrukci a usnadňuje rozvod hydraulické kapaliny. Vracení pístu do výchozí polohy bude umožněno pomocí "plovoucího kruhu ozubení" umístěného v kluzném ložisku.



obr. 11.1. řez sestavou pístu



obr. 11.2. vůle pohybujících se součástí

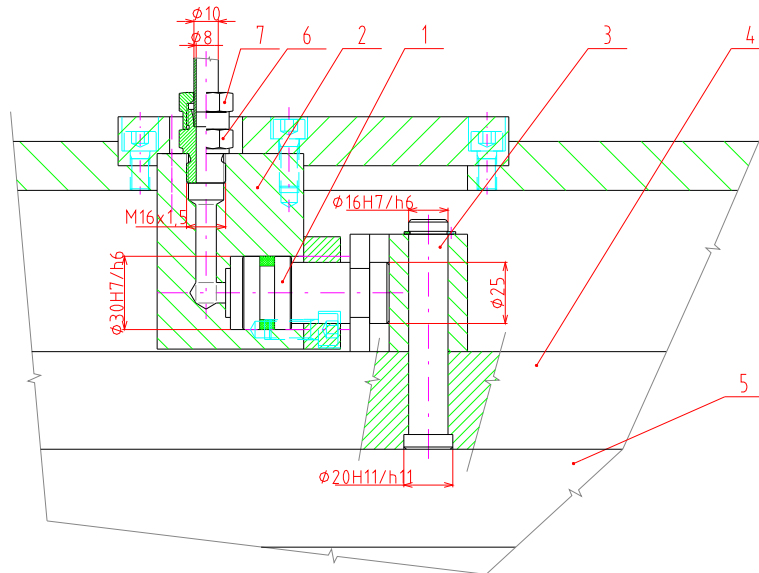


obr. 11.3. pozice pístu v sestavě



- Popis funkce:

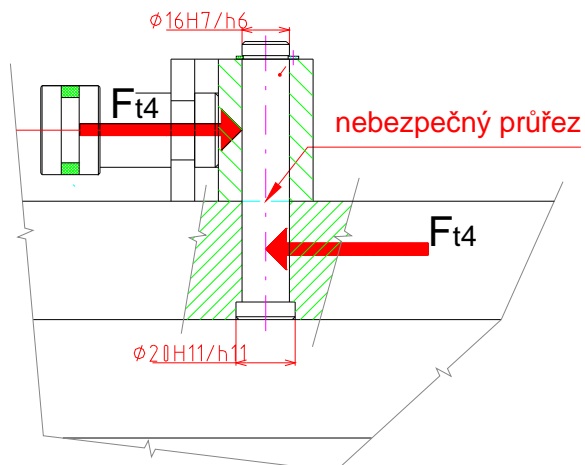
Do zařízení je přivedena hydraulická kapalina pomocí hrdla přímé přípojky(6) a převlečné matice(7) do těla pístu(2), zde je tlak převeden na sílu pomocí pístku(1). Pomocí třmenu se síla převádí na čep(3), který je usazen v děleném korunovém kole(4). Které se otáčí vůči pevné části kola(5), tím dojde k vymezení vůle.



obr. 11.4. schéma práce pístu

11.4. Kontrola čepu na stříh

nosný čep(3) je nutné zkontrolovat na stříh, v případě, že bude přenášet celou sílu v ozubení. Je brán limitní případ ve stupni II. Je počítáno s tlakem velkým tak aby vyrovnal sílu v ozubení F_{t4} .



obr. 11.5. působení sil při stříhu



$$F_{t4} = 50\,081,3\text{ N}$$

$$d_k = 16\text{ mm}$$

$d_s = 70$ až 80 MPa dovolené napětí pro smyk, Materiál: 12 060 [12].

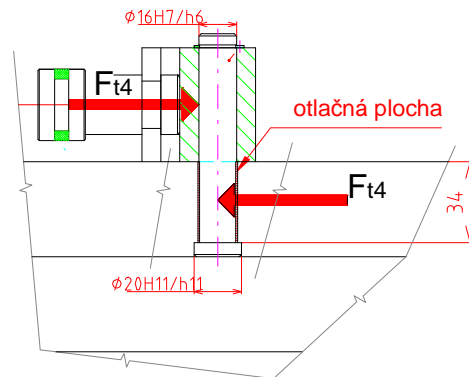
Napětí ve smyku

$$s = \frac{\frac{F_{t4}}{4}}{\frac{d_k^2}{4}} = \frac{F_{t4}}{d_k^2} = \frac{50\,081,3}{0,016^2} = 62270987,9\text{ N} = 62,3\text{ MPa}$$

$d_s \geq s \Rightarrow$ průměr kolíku vyhovuje, pro zlepšení bezpečnosti by bylo vhodné použít lepší materiál (např. 14 220 nebo podobný).

11.5. Kontrola čepu na otlačení

Čep je nutné zkontrolovat i na otlačení. Je brán limitní případ(menší délka uložení).



obr. 11.6. otlačení čepu

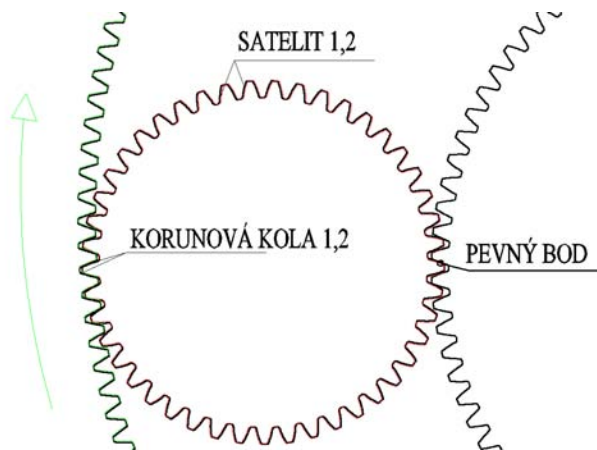
$$F_{t4} = 50\,081,3\text{ N}$$

$$d_k = 16\text{ mm}$$

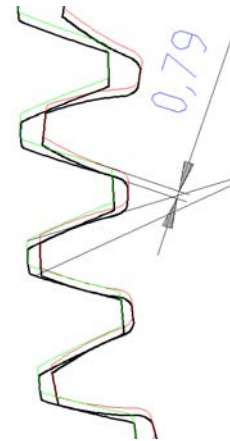
$$l_1 = 34\text{ mm}$$

$p_d = 150$ až 175 MPa dovolený tlak, Materiál: 12 060 [12].

$$p_1 = \frac{F_{t4}}{d_k \cdot l_1} = \frac{50\,081,3}{16 \cdot 34} = 92,1\text{ MPa} \quad p_1 \leq p_d \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

11.6. Princip vymezení vůle a potřebný chod pístu

obr. 11.7. uspořádání kol



obr. 11.8. detail zubů

- Chod pístu

Z grafického prokreslení bylo zjištěno že minimální posuv pístu $s = 0,79$ mm.

V průběhu vymezení vůle dojde k opření zubů o zuby centrálního kola a tím dostatečnému zajištění vymezení vůle. Dále chci uvést příklad maximálního posunutí kol (je to myšlené vymezení, kdy by se dělené kolo posunulo o tloušťku zubu, což by bylo v praxi nereálné).

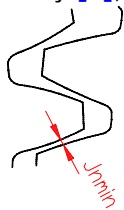
Početně vycházím z rozteče na oblouku a šířku zubu na roztečné kružnici

$$\text{Rozteč: } \hat{p} = \frac{d}{z} = m_n = 4 = 12,57 \text{ mm}$$

$$\text{Tloušťka zubu: } \hat{s} = \hat{p} / 2 = \frac{m_n}{2} = \frac{4}{2} = 6,28 \text{ mm} \Rightarrow \text{maximální vzdálenost}$$

Volím posuv pístu $s = 5$ mm .

Podle literatury [2], jsem určil minimální boční vůli $j_{\min} = 52 \cdot m = 0,52$ mm



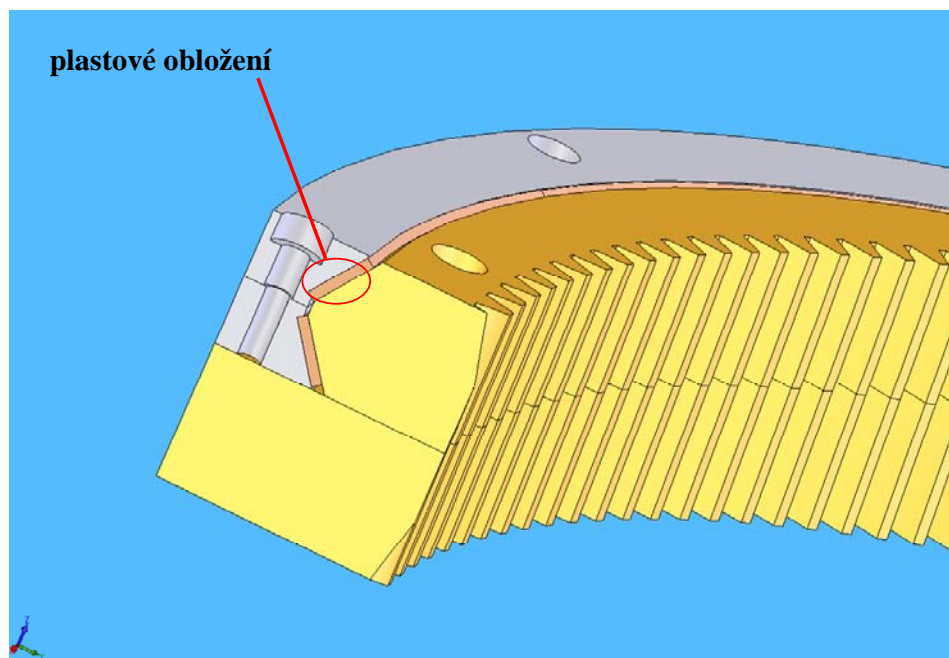
obr. 11.9. minimální boční vůle



11.7. Kluzné ložisko

Pohyblivé kolo je uloženo v prizmě s úhlem 110° , které zabraňuje axiálnímu posunutí kola. Prizma je opatřena plastovým obložením, zajišťujícím snížení tření při otáčení, kluzné uložení se může použít, jelikož se jedná o velmi malé posuvy. Plastové obložení je dělené, na deset segmentů.

Technologie výroby: plastové pásky vypálit vodním paprskem nebo podobně, nalepit a obrobit.



obr. 11.10. kluzné ložisko

- materiál ložiska:

Prostudoval jsem nabídku firmy TRIBON [19].

Plasty jsou nabízeny v deskách nebo kruhových polotovarech. V tomto případě by bylo vhodnější použití desky.

Pro materiál ložiska se dají použít plasty ze skupiny technických plastů. Podle [19] mezi vhodné materiály patří POLYAMIDY například:

NYLATRON GSM PA 6G + MoS₂

Materiál vhodný na výrobu ložisek, tepelná odolnost do 100°C.

ERTALON 6 SA

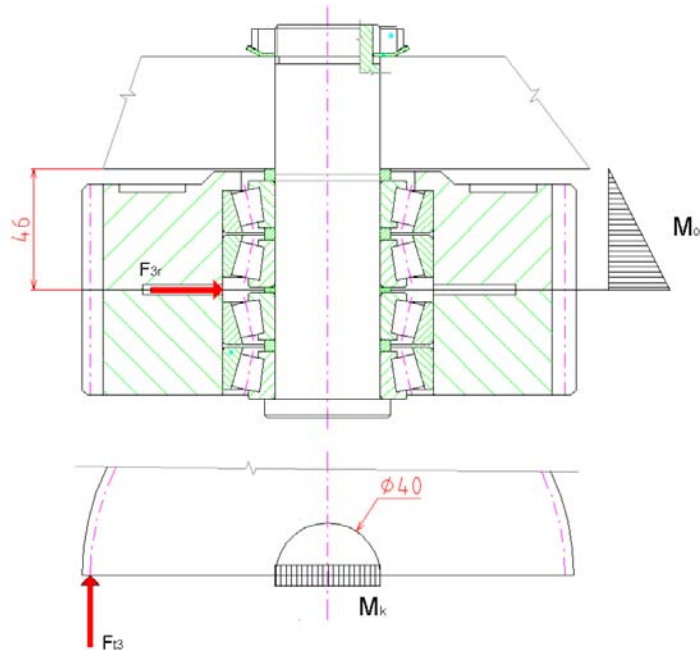
Dobrá kombinace mechanických a chemických vlastností.



12. Kontrola hřídele satelitu

Pro kontrolu a výpočty byla použita literatura [16], [12], [14].

12.1. Rozložení sil a zadané hodnoty



obr. 12.1. rozložení sil a momenty

$$F_{t3} = 50081,31 \text{ N}$$

$$F_{3r} = 18279,68 \text{ N}$$

$$d_k = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$$

$$l = 46 \text{ mm} = 0,046 \text{ m}$$

12.2. Výpočty momentů a napětí

- Kroutící moment

$$M_k = F_{t3} \cdot \frac{d_k}{2} = 50081,31 \cdot \frac{0,04}{2} = 1001,6 \text{ Nm}$$

- Napětí v krutu

$$\sigma_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_k^3}{16}} = \frac{1001,6}{\frac{\pi \cdot 0,04^3}{16}} = 79706880,4 \text{ Pa} = 79,7 \text{ MPa}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

- Ohybový moment

$$M_o = F_{3r} \cdot l = 18279,68 \cdot 0,046 = 840,9 \text{ Nm}$$

- Napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_k^3}{32}} = \frac{840,9}{\frac{\pi \cdot 0,04^3}{32}} = 133827865,8 \text{ Pa} = 133,8 \text{ MPa}$$

- Redukované napětí HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{133,8^2 + 3 \cdot 79,7^2} = 192,3 \text{ MPa}$$

Ocel	R _m	R _e	σ _c
	[MPa]	[MPa]	[MPa]
11 420.0	420 - 500	200 - 230	130 - 150
11 500.0	500 - 600	250 - 270	160 - 180
11 600.0	600 - 700	270 - 300	180 - 210
11 700.0	700 - 850	320 - 350	210 - 240
12 050.6	650 - 750	390	210 - 230
12 060.6	700 - 800	420	220 - 240
13 240.6	800 - 950	550	270 - 290
14 240.6	750 - 850	520	250 - 270
15 230.6	900 - 1000	750	310 - 320
15 230.7	1000 - 1150	800	320 - 340
15 240.6	750 - 850	500	250 - 270
15 260.6	800 - 950	650	280 - 300
15 260.7	900 - 1050	750	310 - 320
15 261.6	900 - 1100	700	300 - 330

tab. 12.1. materiály vhodné pro hřídele a jejich vlastnosti

materiál hřídele: 15 260.7 R_m=900-1050 MPa, R_e=750 MPa, σ_c=310-320 MPa

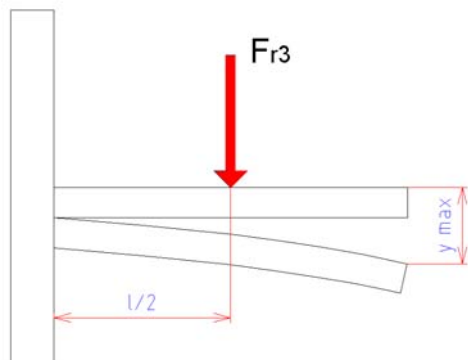
Při otáčení kola vzniká ohyb za rotace, tím je způsobeno, že vzniklé ohybové napětí je cyklicky proměnlivé, proto je nutné kontrolovat hřídel vůči mezi únavy σ_c.

- Bezpečnost

$$k_c = \frac{\sigma_c}{\sigma_{red}} = \frac{315}{192,3} = 1,63 \geq 1,5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



12.3. Průhyb hřídele



obr. 12.2. schéma průhybu

- Kvadratický moment průřezu

$$J = \frac{\cdot d_h^4}{64} = \frac{\cdot 40^4}{64} = 125663,7 \text{ mm}^4$$

Modul pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

- Maximální průhyb

$$y_{\max} = \frac{5 \cdot F_{r3} \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J} = \frac{5 \cdot 18279,68 \cdot 46^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 125663,7} = 0,00702 \text{ mm}$$

12.4. Torzní tuhost

- Polární kvadratický moment

$$J_p = \frac{\cdot d_h^4}{32} = \frac{\cdot 40^4}{32} = 251327,4 \text{ mm}^4$$

Modul pružnosti ve smyku $G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$

- Úhel zkroucení

$$= \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_p} = \frac{1001,6 \cdot 10^3 \cdot 46}{8 \cdot 10^4 \cdot 251327,4} = 0,0023 \text{ rad}$$

13. Kontrola unašeče metodou konečných prvků

13.1. Program výpočtu

Pro výpočet byl použit program COSMOSXpress, který je součástí programu SolidWorks, ve kterém probíhalo modelování převodovky. Unašeč jsem bral jako pevné těleso, na které jsem nechal působit síly F_{IU} a F_t . Tento můj předpoklad nevyhovuje zcela reálné situaci. Protože unašeč se v reálné situaci točí.

13.2. Materiál

Materiál pro výpočet byl použit slitinová ocel z nabídky SolidWorks. Materiálový model je lineární elasticky izotropní.

Název vlastnosti	Hodnota	Jednotky
Modul pružnosti	2.1e+011	N/m ²
Poissonova konstanta	0.28	NA
Hustota	7700	kg/m ³
Mez průtažnosti	6.2042e+008	N/m ²

tab. 13.1. vlastnosti materiálu

13.3. Vlastnost studie

Typ sítě:	Objemová síť
Použitá síť:	Základní
Automatický přechod:	Vypnuto
Hladký povrch:	Zapnuto
Kontrola Jakobiho:	4 Points
Velikost elementu:	12.664 mm
Tolerance:	0.6332 mm
Kvalita:	Vysoká
Počet elementů:	57266
Počet uzlů:	97570
Kvalita:	Vysoká
Typ řešiče:	FFE

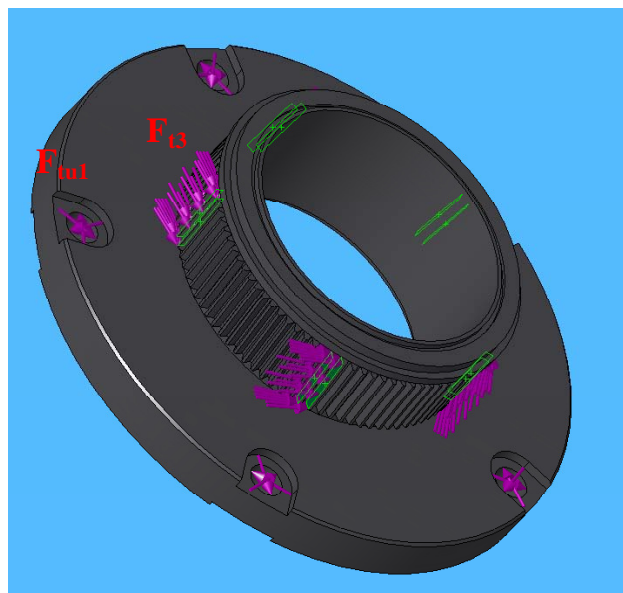
tab. 13.2. hodnoty nastavení programu



13.4. Zatížení unašeče

$$F_{tu1} = 31085 \text{ N}$$

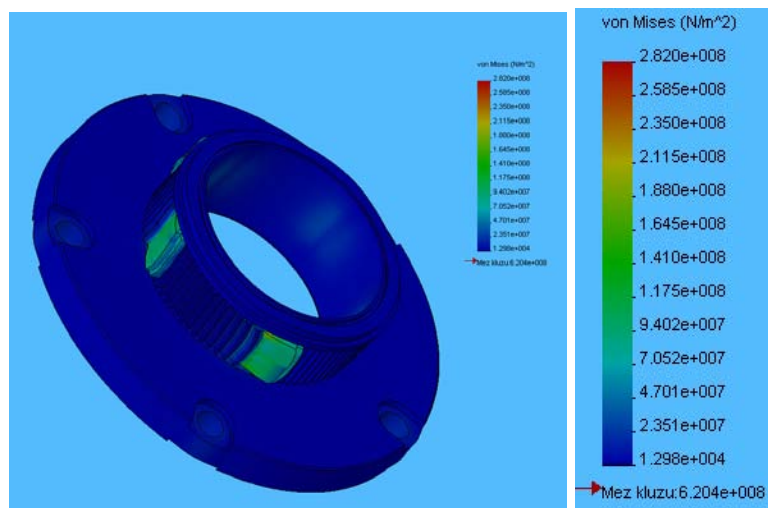
$$F_{r3} = 50080 \text{ N}$$



obr. 13.1. zadané zatížení

13.5. Výsledky a vyhodnocení

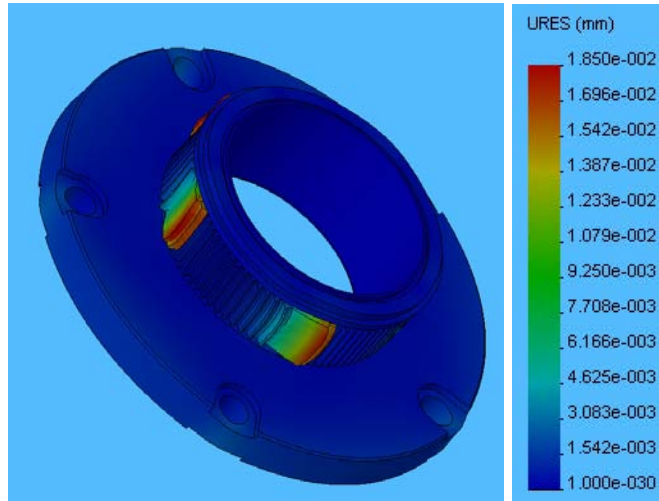
- napětí



obr. 13.2. výsledky napětí



- posuvy



obr. 13.3. výsledky posuvů

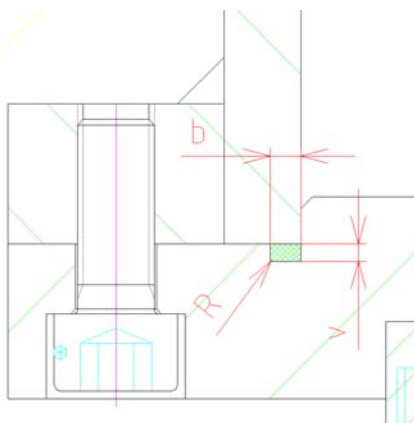
Maximální napětí : $\sigma_{\max} = 282 \text{ MPa}$

Největší posuv: $u=0,0185 \text{ mm}$

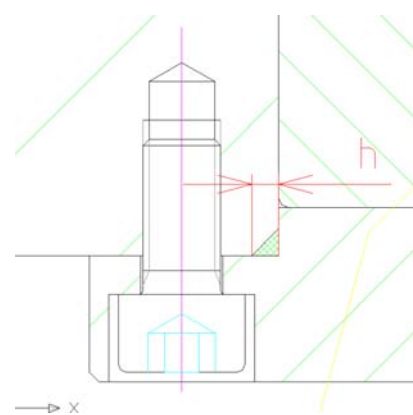
14. Těsnění

14.1. Nepohyblivé části

Jedná se těsnění víček a čel převodovky. Tato místa musí být utěsněná proti úniku oleje. Nepohyblivé části se těsní O kroužky pro statická těsnění dle ČSN 02 9281. Uvádím příklady utěsnění které jsem zjistil v literatuře [18] a následně použil při konstrukci převodovky.



obr. 14.1. způsob těsnění-zápich



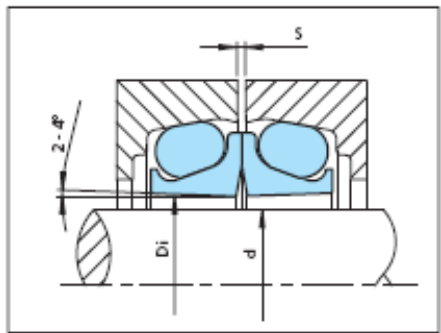
obr. 14.2. způsob těsnění-roh



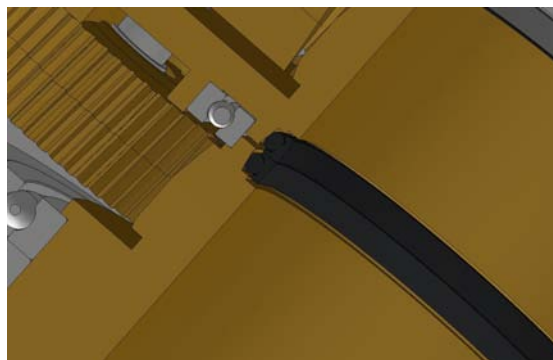
14.2. Pohyblivé části

Protože je zde velký středový průměr $D=300$ mm a velké rychlosti otáčejících se částí, nejsou zde vhodné O kroužky dle ČSN 02 9280 ani Hřídelová těsnění Gufero ČSN 02 9401.

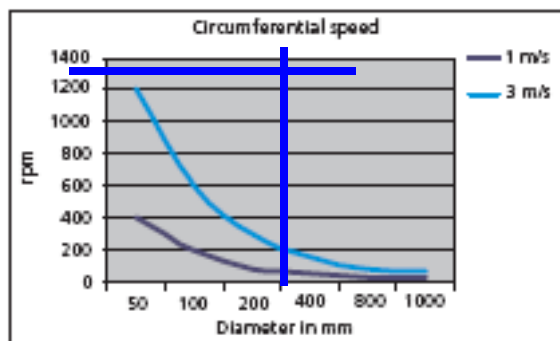
Proto navrhuji **Labyrintové těsnění** s "úkapovou tenkostěnnou trubicí" nebo Jako alternativu těsnění od firmy TRELLEBORG (není vhodné pro nejvyšší rychlosti). Na obr. 13.4. je zakreslena vhodnost průměru vůči otáčkám. [17]



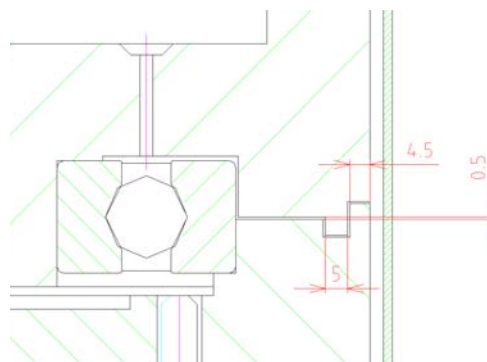
obr. 14.3. schéma těsnění TRELLEBORG



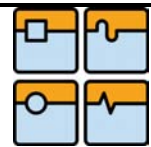
obr. 14.4. montáž v převodovce



obr. 14.5. diagram těsnění TRELLEBORG



obr. 14.6. řešení pomocí labyrintu



15. Nouzové zastavení

15.1. Důvody systému

V důsledku poruchy nebo náhlého "odlehčení" motoru by došlo k jeho změně na generátor elektrického proudu s velkým výkonem. Poté by došlo k poškození nebo zničení řídicí elektroniky. Proto je nutné navrhnout způsob nouzového zastavení.

15.2. Návrh zařízení

- brzda - velké prostorové požadavky, nutnost vlastní konstrukce
- hydraulický akumulátor - dostupnost, jednoduchá montáž

15.3. Hydraulický akumulátor

Hydropneumatické akumulátory umožňují akumulovat a dle potřeby opět využít tlakovou energii přenášenou kapalinou. Nejčastěji se používají u hydraulických pohonů za účelem snížení velikosti a příkonu čerpadla. Často také slouží jako energetická a bezpečnostní rezerva - při výpadku elektrické energie umožňuje akumulátor např. nouzové napájení hydrostatických ložisek mazivem, dokončení pracovního cyklu stroje, nebo jeho uvedení do bezpečného stavu. Hydropneumatické akumulátory jsou schopny s minimálními nároky na údržbu zajistit spolehlivou funkci hydraulického okruhu, a to i v případě náročných provozních požadavků. [20]

Pro výpočet akumulátoru se musí stanovit přibližný objem převodovky. Tento objem jsem získal odměřením rozměrů z výkresu sestavy. **Jedná se o přibližnou hodnotu.**

$$V_0 = \left[\left(\frac{\cdot 910^2}{4} \cdot 174 \right) + \left(\frac{\cdot 854^2}{4} \cdot 140 \right) \right] - \left[\left(\frac{\cdot 300^2}{4} \cdot 534 \right) + 10 \cdot \left(\frac{\cdot 200^2}{4} \cdot 80 \right) + 2 \cdot \left(\frac{\cdot 650^2}{4} \cdot 50 \right) + 2 \cdot \left(\frac{\cdot 650^2}{4} \cdot 85 \right) + \left[\left(\frac{\cdot 906^2}{4} - \frac{\cdot 710^2}{4} \right) \cdot 80 \right] \right] =$$

$$= 19741831 \text{ mm}^3 \approx 20 \text{ l}$$

Přibližný výpočet objemu V_0 vychází velký, z čehož vyplývá i velký objem akumulátoru. Pro předběžný návrh jsem prošel katalog firmy OLAER. Při realizaci zařízení by bylo nutné vypočítat hodnoty akumulátoru jako je tlak plynu a objem.

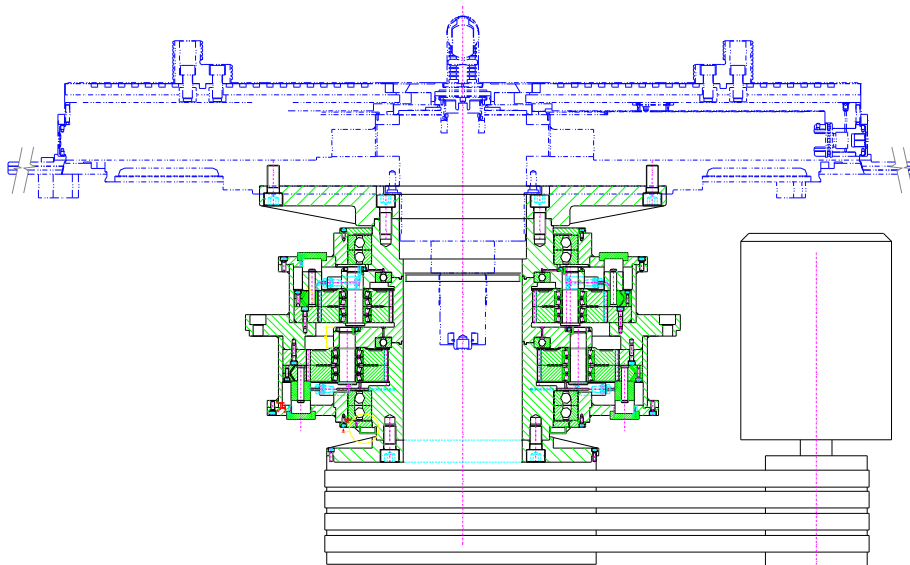


obr. 15.1. vakové akumulátory




obr. 15.2. pístové akumulátory

16. Návrh dalšího postupu



obr. 16.1. Návrh dalšího řešení

V dalším postupu bych se snažil prozkoumat možnost pohonu mé převodovky současným pohonem karuselů to znamená pomocí AC asynchronního pohonu. Převodovka by byla poháněna pomocí řemenového převodu (aby se dosáhlo vyššího převodu). Předpokládám toto řešení by se v praxi stejně neuplatnilo, protože by vyšlo cenově náročnější než řešení používané dnes.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 93
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Závěr

Z výsledků mé práce vyplývá, že spojení vysokomomentový motor a planetová převodovka není účelné pro pohon desky karuselu. Momentové motory mají velký moment jen při malých otáčkách. Díky převodu v planetové převodovce tyto otáčky ještě poklesnou až za účelnou mez. Jediným současným využitím by bylo u tohoto typu stroje, využití jako "C osa".

Tomuto podle mne brání velká pořizovací cena těchto motorů a i předpokládaná cena výroby mé převodovky. Protože technologie výroby ozubení v těchto rozměrech bude velmi finančně náročná. Velké rozměry ozubení vyplývají z nutnosti umístit ve středu převodovky hydraulický rotační převodník a odměřování.

Dále jsem prostudoval a použil řešení utěsnění velkých rotujících průměrů. V programu MathCad jsem provedl výpočty planetových převodů, ozubení. Navrhl jsem způsob vymezení vůle. Dále pak způsob mazání a nouzového zabrzdění v případě poruchy.

V řešení převodovky jsem použil dva převodové stupně, každý s pěti satelity, středem pohonu prochází velký průměr umožňující umístění hydraulického rotačního převodníku. Převodovka je doplněna o písty umožňující vymezení vůle v ozubených kolech a tak vzniká bezvúlová "C osa". Tento systém by dále umožňoval snížit ztráty vznikající v ozubení při velkých otáčkách v režimu soustružení než při trvalém vymezení vůle a tím snížit výkonové nároky na pohon. V případě režimu soustružení je tento systém vymezení vůle vypnut. Převodovka je samonosná s navrženým oběhovým mazáním.


Tato práce je pojata jako studie možností nových cest v řešení pohonů rotačních stolů obráběcích strojů, konkrétně karuselů. Protože jsem zjistil, že možnosti tohoto spojení jsou omezené, navrhoval bych projít toto řešení ve spojení s dnes užívanými pohony těchto strojů. V tomto řešení, by byl vložen řemenový převod, který by poháněl moji navrženou převodovku. Je nejspíše pravděpodobné, že cena takového pohonu byla výrazně vyšší než cena současných řešení. Dále by se moje převodovka mohla uplatnit jako bezvúlová C osa, kde jak bylo uvedeno by byly velké finanční nároky na výrobu a stále by bylo zapotřebí dvou převodovek..

Práce na tomto tématu mě bavila a doufám, že získané zkušenosti, uplatním ve své budoucí technické praxi.



Seznam použité literatury

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. 1. Praha : MM průmyslové spektrum, 2006. 284 s. ISSN 1212-2572.
- [2] KŘÍŽ, Rudolf; VÁVRA, Pavel. *Strojírenská příručka :Svazek 6*. 1. vyd. Praha : SCIENTIA, 1995. 291 s. ISBN 80-85827-88-3
- [3] Planetové převodovky. *MM průmyslové spektrum* [online]. 12 listopadu 2003, 11, [cit. 2010-05-20]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/planetove-prevodovky>>.
- [4] PRSTENCOVÉ MOTORY. *MM Průmyslové spektrum*. 2001, 12. prosince, s.20 Dostupné na <<http://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory>>.
- [5] *Servo-drive* [online]. 2010, 2010 [cit. 2010-04-02]. Servo-drive. Dostupné z WWW: <<http://www.servo-drive.com>>.
- [6] *INA* [online]. 2010 [cit. 2010-05-02]. Schaeffler. Dostupné z WWW: <<http://www.inaloziska.cz/content.schaeffler.cz>>.
- [7] *TOS Hulín* [online]. 2010 [cit. 2010-05-20]. TOSHULIN -sviské soustruhy, obráběcí centra. Dostupné z WWW: <<http://www.toshulin.cz/>>.
- [8] *VUES.CZ* [online]. 2010 [cit. 2010-05-20]. VUES Brno s.r.o. Dostupné z WWW: <<http://www.vues.cz/>>.
- [9] *Siemens.cz* [online]. 2010 [cit. 2010-05-20]. [Www.siemens.cz](http://www.siemens.cz). Dostupné z WWW: <<http://www.siemens.cz/siemjet/cz/home/vai/products>>.
- [10] *Etel.ch* [online]. 2010 [cit. 2010-05-20]. [Www.etel.ch](http://www.etel.ch). Dostupné z WWW: <http://www.etel.ch/torque_motors/TMB>.
- [11] *Csmarketing.cz* [online]. 2010 [cit. 2010-05-20]. CS-Marketing.s.r.o. Dostupné z WWW: <http://www.csmarketing.cz/znalost_viskozita.asp>.
- [12] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. druhé. Praha : Scientia, 1998. 911 s. ISBN 80-7183-123-9.
- [13] *Skf.cz* [online]. 2010 [cit. 2010-05-21]. [Www.skf.cz](http://www.skf.cz). Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/catalogues?contentId=258973&=cs>.
- [14] KŘÍŽ, Rudolf. *Strojní součásti I : pro SPŠ strojnické*. první. Praha : SNTL, 1984. 192 s. ISBN 04-227-84.
- [15] VAŘURA, Jaroslav. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. druhé. Brno : VUT Brno, 1987. 171 s.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 95
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [16] KLIMEŠ, Pavel. *Části a mechanismy strojů : Konstrukční návrh převodovky*. první. Brno : VUT Brno, 2003. 58 s. ISBN 80-214-2420-6.
- [17] *Hydraulic Seals* [online]. 2010 [cit. 2010-05-21]. www.tss.trelleborg.com. Dostupné z WWW: <<http://www.tss.trelleborg.com>>.
- [18] SVOBODA, Pavel, et al. *Základy konstruování : Výběr z norem pro konstrukční cvičení*. Brno : CERM, 2001. 288 s. ISBN 80-7204-214-9.
- [19] *Tribon.cz* [online]. 2010 [cit. 2010-05-21]. [Www.tribon.cz](http://www.tribon.cz). Dostupné z WWW: <<http://www.tribon.cz/plasty/prehled.htm>>.
- [20] *Oaler.cz* [online]. 2010 [cit. 2010-05-21]. [Www.oaler.cz](http://oaler.cz). Dostupné z WWW: <http://oaler.cz/osp_115-cz.pdf>.

**Seznam symbolů**

q	počet satelitů	[-]
i_c	celkový převod	[-]
n	otáčky	[min ⁻¹]
C	Dynamická únosnost	[N]
C_0	Statická únosnost	[N]
E	Modul pružnosti	[MPa]
F_a	Axiální síla	[N]
F_n	Celková síla namáhající ložiska	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Obvodová síla	[N]
F_{ts}	Skutečná tečná síla	[N]
F_e	Ekvivalentní zatížení	[N]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_i	Provozní součinitel	[-]
K_v	Součinitel rychlosti	[-]
K_F	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro ohyb	[-]
K_F	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar	[-]
K_H	Součinitel pro dotyk	[-]
K_H	Součinitel pro dotyk	[-]
L_h	Trvanlivost ložisek	[hod]
M_o	Ohybový moment	[MPa]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
P	Výkon	[W]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
S_F	Součinitel bezpečnosti proti únavovému lomu	[-]
S_H	Součinitel bezpečnost proti tvorbě pittingů	[-]
X	Radiální součinitel ložiska	[-]
Y	Axiální součinitel ložiska	[-]
Z_H	Součinitel tvaru zubu	[-]
Z_M	Součinitel materiálu	[-]
Z_R	Součinitel drsnosti boků zubů	[-]
Z_V	Součinitel obvodové rychlosti	[-]
a	Osová vzdálenost	[mm]
a_w	Valivá osová vzdálenost	[mm]
b_w	Šířka	[mm]
d_H	Průměry hřídele	[mm]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice	[mm]
d_b	Průměr základní kružnice	[mm]
f_k	Součinitel pro výpočet přídatných dynamických sil v ozubení	[-]
f_d	Součinitel pro výpočet přídatných dynamických sil v ozubení	[-]
k_F	Bezpečnost v ohybu	[-]
k	Bezpečnost	[-]
l	Délka	[mm]

m_n	Modul v normální rovině	[mm]
m_t	modul v tečné rovině	[mm]
p	Tlak	[MPa]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
p	Mocnitél závislý na konstrukci ložiska	[-]
$u_{1,2}$	Převodový poměr	[-]
v	Rychlost	[m/s]
z	Počet zubů	[-]
	Úhel záběru	[°]
	Součinitel záběru profilu	[-]
	Součinitel kroku	[-]
F	Ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
F_{lim}	Časová pevnost v ohybu	[MPa]
H	Hertzův tlak ve valivém bodě	[MPa]
H_{lim}	Časová pevnost v dotyku	[MPa]
D_k	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
V_0	Objem	[m ³]
c	Mez únavy	[MPa]
	Úhel sklonu ozubení	[°]
t_{sk}	Teplota skříně	[°C]
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
	Součinitel přestupu tepla	[W*m ⁻² *K]
c	Měrná tepelná kapacita	[kJ*kg ⁻¹ *K ⁻¹]
D	Vnitřní průměr skříně	[m]
A	Plocha skříně	[m ²]
J_p	Polární moment průřezu	[mm ⁴]
J	Kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
W_k	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
	Poissonovo číslo	[-]
z_n	Počet zubů porovnávacího kola	[-]
	Úhel zkroucení	[rad]
y_{max}	Maximální průhyb	[mm]
u	posuv	[mm]
D_s	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]
s	Napětí ve smyku	[MPa]
	Ludolphovo číslo	[-]
red	Redukované napětí	[MPa]
	Hustota	[kg*m ⁻³]
	účinnost	[-]

**Seznam tabulek**

tab.3.1. přehled planetových převodů	20
tab. 5.1. parametry strojů PowerTurn.....	29
tab. 5.2. výkonnostní parametry strojů PowerTurn.....	30
tab. 5.3. rozměrové hodnoty motorů ROL.....	31
tab. 5.4. návrh typů motoru VUES pro jednotlivé řady PowerTurn.....	32
tab. 5.5. návrh typů motoru 1FW6 pro jednotlivé řady PowerTurn	32
tab. 5.6. momenty motoru RE13-3P.....	33
tab. 5.7. otáčky motoru RE13-3P	33
tab. 5.8. návrh typů motoru RE13-3P-700xH pro jednotlivé řady PowerTurn.....	34
tab. 5.9. momenty motoru TMB 1221-070.....	34
tab. 5.10. Výpočet jednotlivých převodů pro motory ROL a 1FW6.....	36
tab. 6.1. Celkové shrnutí momentů a sil	43
tab. 6.2. Celkové shrnutí momentů a sil při režimu "C osa".....	45
tab. 5.3. tangenty úhlů	53
tab. 6.4. Celkové shrnutí radiálních a axiálních sil při režimu obrábění	53
tab. 6.5. Celkové shrnutí radiálních a axiálních sil při režimu "C osa".....	53
tab. 8.1. ν_1, ν_2 - Poissonovo číslo, E_1, E_2 – modul pružnosti	61
tab. 8.2. příklady hnacích strojů s charakterem zatěžování	63
tab. 8.3. příklady hnaných strojů s charakterem zatěžování převodovky	63
tab. 8.4. orientační hodnoty součinitele K_A	63
tab. 8.5. Pomocní součinitelé K_P, K_Q v závislosti na stupních přesnosti.....	64
tab. 8.6. Součinitelé podílu zatížení jednotlivých zubů K_H, K_F	64
tab. 8.7. předpis dotyku zubů	65
tab. 8.8. Doporučené hodnoty $d = b_w/d_1$ a $m = b_w/m_n$	66
tab. 8.9. meze únavy v ohybu $F_{lim1,2}$	69
tab. 9.1. uspořádání kuželíkových ložisek.....	70
tab. 9.2. uspořádání kuželíkových ložisek.....	71
tab. 9.3. uspořádání ložisek	72
tab. 9.4. hodnoty ložiska 70892	73
tab. 9.5. hodnoty ložiska 60872 AM.....	74
tab. 9.6. hodnoty ložiska 30208	75
tab. 12.1. materiály vhodné pro hřídele a jejich vlastnosti.....	85
tab. 13.1. vlastnosti materiálu	87
tab. 13.2. hodnoty nastavení programu	87

Seznam obrázků

obr 1.1. předpokládaný postup.....	12
obr 2.1. Klasický soustruh Opti D560.....	12
obr 2.2. hlavní části karuselu.....	13
obr 2.3. upínací deska.....	14
obr.2.4. pohon stolu obr.2.5. montáž pohonu	15
obr.2.6. řada SKD, Fa ČKD Blansko obr.2.7. řada SKD, Fa ČKD Blansko	15
obr.2.8. VLC 1600, Fa Fermat obr.2.9. VLC 3000, Fa Fermat.....	15
obr.3.1. stavba převodovky	16
obr.3.2. převodovka s dutým hřídelem	17
obr.3.3. pohon větrné elektrárny	17
obr.3.4. pohon drtícího mlýnu obr.3.5. převodovka generátoru	17
obr.3.6. mobilní převodovky	18
obr. 4.1. vnější rotor - motory IDAM	22
obr. 4.2. vnitřní rotor - motory IDAM.....	22
obr. 4.3. skladba motoru	22
obr. 4.4 náhrada různých druhů převodů přímým pohonem (fa Etel)	24
obr. 4.5 prosvětlovací stůl pro průmyslové systémy Productronic.....	25
obr. 4.6 příklad montáže vysokorychlostního motoru HSRV	25
obr. 4.7 momentový motor s kuličkovým šroubem (firma Sevax)	25
obr. 4.8 aplikace momentového motoru na otočný stůl	27
obr. 4.9. různé výrobní řady (firmaHiwin)	27
obr. 4.10. montážní můstek (firma Sewax).....	27
obr. 4.11. vodní chlazení (firma ServoDrive).....	28
obr. 4.12. kompletní přímý pohon (firma ServoDrive).....	28
obr. 4.14. řez kompletním přímým pohonem (firma ServoDrive).....	28
obr. 5.1. stroj PowerTurn.....	30
obr. 5.2. zatěžovací charakteristika motorů ROL	31
obr. 5.3. schéma motoru ROL	31
obr. 5.4. schéma motoru 1FW6.....	32
obr. 5.5. schéma motoru HSRVE	33
obr. 5.6. momentová charakteristika RE13-3P	34
obr. 5.7. momentová charakteristika TMB 1221-070.....	35
obr. 5.8. jednostupňová převodovka	37
obr. 5.9. dvojstupňová převodovka	37
obr. 6.1. Výpočtové schéma.....	38
obr. 6.2. 3D pohled na I. stupeň	41
obr. 6.3. Schéma sil v převodovce	42
obr. 6.4. 3D pohled sil na šikmém ozubení	51
obr. 7.1. Sestava a rozložený pohled pastorku	54
obr. 7.2. Řešení vymezení vůle pomocí tlačných pružin	55
obr. 7.3. Model řešení a rozložený pohled	55
obr. 7.4. řešení pastorku s tažnými pružinami.....	56
obr. 7.5. detail pastorku s tažnými pružinami	56
obr. 7.6. hydraulický pastorek v sestavě	57
obr. 7.7. hydraulický pastorek	57
obr. 7.8. hydraulický pastorek - rozložený stav	58




obr. 7.9. celkový pohled na systém dvou šneků.....	58
obr. 7.10. detail šneku.....	59
obr. 7.11. 2D pohled na systém dvou šneků	59
obr. 8.1. součinitel tvaru zubů pro dotyk Z_H	60
obr. 8.2. součinitel součtové délky křivek boků zubů Z	62
obr. 8.3. součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	65
obr. 8.4. součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí $Y_{FS1,2}$ $Y_{FS1,2}=3,9$	69
obr.9.1. zatížení a ložisko 70892	73
obr.9.2. zatížení a ložisko 60872 AM	74
obr.9.3. zatížení ložiska 30208	75
obr.9.4. ložisko 30208	76
obr.10.1. mazání rozstřikem a oběhové	77
obr. 11.1. řez sestavou pístu	79
obr. 11.2. vůle pohybujících se součástí	79
obr. 11.3. pozice pístu v sestavě.....	79
obr. 11.4. schéma práce pístu.....	80
obr. 11.5. působení sil při stříhu	80
obr. 11.6. otláčení čepu	81
obr. 11.7. uspořádání kol obr. 11.8. detail zubů	82
obr. 11.9. minimální boční vůle	82
obr. 11.10. kluzné ložisko.....	83
obr. 12.1. rozložení sil a momenty	84
obr. 12.2. schéma průhybu	86
obr. 13.1. zadané zatížení.....	88
obr. 13.2. výsledky napětí	88
obr. 13.3. výsledky posuvů.....	89
obr. 14.3. schéma těsnění TRELLEBORG obr. 14.4. montáž v převodovce	90
obr. 14.5. diagram těsnění TRELLEBORG obr. 14.6. řešení pomocí labyrintu	90
obr. 15.1. vakové akumulátory obr. 15.2. pístové akumulátory	92
obr. 16.1. Návrh dalšího řešení.....	92

Seznam příloh

Planetový převod	1-PP-01-00-00	formát A0	list 1
Unašeč I	1-PP-01-00-08	formát A1	list 1
Satelit I	3-PP-01-00-04	formát A3	list 1
Hřídel I	4-PP-01-00-14	formát A4	list 1
Kusovník	1-PP-01-00-00/K	formát A4	listů 6



Úvod	11
1. Zadání a rozbor řešení	11
1.1. Zadání	11
1.2. rozbor řešení	12
2. Karusely	12
2.1. Výhody karuselů	12
2.2. Koncepce karuselů	13
2.3. Hlavní součásti karuselu	13
3. Planetové převodovky	16
3.1. Úvod k planetovým převodům	16
3.2. Stavba planetové převodovky	16
3.3. Typy planetových převodů	16
3.4. Použití planetových převodů	17
3.5. Převodovky pro mobilní pracovní stroje	18
3.6. Planetové převodovky pro stacionární aplikace	18
3.7. Nejčastější konstrukční schémata planetových převodovek	19
3.8. Účinnost planetového převodu	20
4. Prstencové motory	21
4.1. Konstrukce prstencových motorů	21
4.2. Vínutí prstencových motorů	23
4.3. Aplikace prstencových motorů	23
4.4. Výrobci motorů	26
4.5. Přímý pohon	28
5. Analýza momentů, otáček - potřebný převodový poměr	29
5.1. Představení svislého soustruhu POWERTURN	29
5.2. Analýza otáček, kroutícího momentu a výkonu stroje	30
5.3. Analýza otáček a kroutícího momentu vysoko-momentových motorů	30
5.4. Výpočet převodového čísla	35
5.5. Kontrola otáček	36
5.6. Návrh varianty řešení	37
6. Výpočet převodovky	38
6.1. Schéma řešení:	38
6.2. Vstupní parametry:	38
6.3. Převodové poměry jednotlivých stupňů	39
6.4. Počty zubů kol v obou stupních	39
6.5. Otáčky převodových stupňů	40
6.6. Moduly ozubených kol	41
6.7. Momenty a síly (při soustružení)	41
6.8. Momenty a síly (v režimu "C" osy)	44
6.9. Otáčky převodových stupňů (v režimu "C" osy)	46
6.10. Stanovení rozměrů ozubených kol	46

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6.11. Silové poměry na čelním kole.....	51
7. Návrh způsobu vymezení vůle.....	54
7.1. Důvody bezvůlovosti.....	54
7.2. Vymezení vůle děleného pastorku pomocí kolíků.....	54
7.3. Vymezení vůle děleného pastorku pomocí tlačných pružin.....	55
7.4. Vymezení vůle děleného pastorku pomocí tažných pružin.....	56
7.5. Vymezení vůle děleného pastorku hydraulicky.....	57
7.6. Vymezení vůle natáčením korunového kola pomocí dvou šneků.....	58
8. Pevnostní výpočet ozubení.....	60
8.1. Únavová únosnost.....	60
8.2. Výpočtové napětí v dotyku.....	62
8.3. Bezpečnost proti tvorbě pittingů.....	66
8.4. Statická únosnost.....	67
8.5. Únosnost paty zubu v ohybu.....	68
8.6. Statická únosnost.....	70
9. Ložiska.....	70
9.1. Uspořádání ložisek s kosoúhlým stykem – kuželíková ložiska.....	70
9.2. Uspořádání ložisek s kosoúhlým stykem – kuličková ložiska.....	71
9.3. Základní pojmy.....	72
9.4. Výpočet vstupních a výstupních ložisek.....	73
9.5. Výpočet ložisek unašeče.....	74
9.6. Výpočet ložisek satelitů.....	75
9.7. Zhodnocení výpočtu ložisek.....	76
10. Mazání a chlazení.....	76
10.1. Způsoby mazání.....	76
10.2. Chlazení.....	77
11. Hydraulické vymezení vůle.....	78
11.1. Zhodnocení varianty.....	78
11.2. Potřebný průměr pístu.....	78
11.3. Konstrukce pístu a popis funkce.....	78
11.4. Kontrola čepu na stříh.....	80
11.5. Kontrola čepu na otláčení.....	81
11.6. Princip vymezení vůle a potřebný chod pístu.....	82
11.7. Kluzné ložisko.....	83
12. Kontrola hřídele satelitu.....	84
12.1. Rozložení sil a zadané hodnoty.....	84
12.2. Výpočty momentů a napětí.....	84
12.3. Průhyb hřídele.....	86
12.4. Torzní tuhost.....	86



13. Kontrola unašeče metodou konečných prvků	87
13.1. Program výpočtu	87
13.2. Materiál.....	87
13.3. Vlastnost studie	87
13.4. Zatížení unašeče	88
13.5. Výsledky a vyhodnocení.....	88
14. Těsnění	89
14.1. Nepohyblivé části	89
14.2. Pohyblivé části.....	90
15. Nouzové zastavení	91
15.1. Důvody systému.....	91
15.2. Návrh zařízení	91
15.3. Hydraulický akumulátor	91
16. Návrh dalšího postupu.....	92
Závěr	93
Seznam použité literatury	94
Seznam symbolů	96
Seznam tabulek	98
Seznam obrázků	99
Seznam příloh.....	101