

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh podélné úhlové modifikace pro planetový převod  
s přímými zuby

Design of a Longitudinal Modification for Planetary  
Spur Gears

Student: Bc. Jan Bardoň

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Zdeněk Dejl, CSc.

Ostrava 2013

## Zadání diplomové práce

Student:	<b>Bc. Jan Bardoň</b>
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace:	40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma:	Návrh podélné úhlové modifikace pro planetový převod s přímými zuby Design of a Longitudinal Modification for Planetary Spur Gears

### Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte metodiku stanovení součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro ozubená soukolí v jednoduchém planetovém převodu a metodiku stanovení úhlové modifikace
2. Aplikujte tuto metodiku na poslední stupeň trojstupňové planetové převodovky v konkrétním provedení. Uvažujte čtyři alternativy uložení satelitu v unášeci:
  - satelit otočně uložen na pevném čepu, pevný čep oboustranně uložen v unášeci
  - satelit pevně uložen na otočném čepu, otočný čep oboustranně uložen v unášeci
  - satelit otočně uložen v pevném čepu, pevný čep jednostranně uložen v unášeci
  - satelit otočně uložen v pružném čepu, pevný čep jednostranně uložen v unášeci
3. Posuďte vliv uložení satelitu na únosnost ozubení

Nakreslete sestavu převodovky pro jednu variantu, detaily uložení satelitu pro ostatní varianty.

### Seznam doporučené odborné literatury:

- Moravec, V.; Dejl, Z.; Němček, M.; Foltá, Z.; Havlík, J.: *Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů*. Montanex, a.s. Ostrava, 2009. ISBN 978-80-7225-304-3
- Moravec, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola*. Montanex, a.s. Ostrava, 2001. ISBN 978-80-7225-051-5
- Šalamoun, Č., Suchý, M.: *Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením*. SNTL Praha, 1990. ISBN 80-03-00532-9
- Dejl, Z.: Vliv deformace hřidelů a jejich uložení na rozložení zatížení podél dotykové linie šikmého evolventního ozubení. Docentská habilitační práce. VŠB – TU Ostrava, 1993
- ČSN 014686 – *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Zdeněk Dejl, CSc.**


Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



---

prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20.5.2013.....

Jan Budoš.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školního představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užití své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5.2013.....

.....*Jan Bardoň*.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Bardoň

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Ropice 165/ PSČ 739 61

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BARDOŇ, J. *Návrh podélné úhlové modifikace pro planetový převod s přímými zuby : diplomová práce*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2013, 75 s. Vedoucí práce: Dejl, Z.

Diplomová práce se zabývá metodikou stanovení součinitele nerovnoměrnosti zatížení  $K_{H\beta}$  pro jednoduchý planetový převod s přímými zuby a rovněž metodikou stanovení úhlové modifikace. V teoretické části jsou popsány poznatky z odborné literatury týkající se zkoumané problematiky. Praktická část je věnována návrhu jednotlivých variant uložení satelitu dle zadání včetně návrhových a kontrolních výpočtů. Je zde rovněž vypracována metodika stanovení součinitele nerovnoměrnosti zatížení  $K_{H\beta}$  a metodika návrhu podélných a úhlových modifikací. Tyto metodiky jsou aplikovány na jednotlivé způsoby uložení satelitu v unášeči. Je zde rovněž posouzen vliv uložení satelitu na únosnost ozubení.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

BARDOŇ, J. *Design of a Longitudinal Modification for Planetary Spur Gears : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2013, 75 p. Thesis head: Dejl, Z.

Master thesis is dealing with methodology of determining the face load factor  $K_{H\beta}$  in the simple planetary gear with spur gears and also the methodology of determining the angular modifications. The theoretical section describes the findings from the literature related to the issues. The practical part is devoted to proposals of each planet gear mounting options, including the design and check calculations. There is also a methodology for determining the face load factor  $K_{H\beta}$  and methodology of longitudinal and angular modifications. These methodologies are applied to different ways of planet gear mounting options. There is also evaluated the impact of planet gear mounting option in the load capacity of gear.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	8
0 Úvod	10
1 Teoretický rozbor problematiky	11
1.1 Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce	11
1.2 Modifikace ozubení	12
2 Parametry zadání	15
3 Alternativy uložení čepu v unášeči	17
4 Návrhové a kontrolní výpočty	21
4.1 Kinematické poměry v planetovém převodu	21
4.2 Silové poměry v planetovém převodu	22
4.3 Podmínky smontovatelnosti	23
4.4 Výpočet životnosti ložisek	24
4.5 Pevnostní kontrola pružného čepu	25
4.5.1 Výpočet spojitých zatížení v místech uložení	25
4.5.2 Výpočet vnitřních statických účinků	27
4.5.3 Výpočet tlaku a hlavních napětí od nalisování	30
4.5.4 Kontrola otlačení	31
4.5.5 Pevnostní kontrola čepu	33
5 Určení změny úhlu šroubovice	36
5.1 Určení posunutí ložisek metodou MKP	37
5.2 Natočení ozubených kol	41
5.3 Určení změny úhlu šroubovice na satelitu pro záběr centrální kolo - satelit	44
5.4 Určení změny úhlu šroubovice na satelitu pro záběr satelit - korunové kolo	47
6 Výpočet součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce	50
6.1 Výpočet součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro záběr centrální kolo - satelit	50
6.2 Výpočet součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro záběr satelit - korunové kolo	55
6.3 Interpretace vypočtených hodnot	59
7 Pevnostní výpočet soukolí	63
8 Návrh podélných a úhlových modifikací	65
8.1 Výpočet změny úhlu šroubovice vlivem výrobních nepřesností	66
8.2 Návrh podélné modifikace u 1., 2., a 4. varianty	66
8.3 Návrh podélné a úhlové modifikace u 3. varianty	69
9 Závěr	71
10 Seznam použité literatury a software	72
11 Seznam příloh	74

## Seznam použitých značek a symbolů

Z ohledem na rozsáhlost práce jsou v seznamu vypsány pouze některé důležité symboly.

$C$	- integrační konstanta	[N], [Nmm]
	- konstanta zohledňující materiál ozubených kol při výpočtu součinitele $K_{H\beta}$	[-]
$F_t$	- tečná síla v ozubení	[N]
$F_U$	- síla působící na čep nesoucí satelit	[N]
$K_A$	- součinitel vnějších dynamických sil	[-]
$K_{Hv}$	- součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
$K_{H\beta}$	- součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce (pro výpočet na dotyk)	[-]
$M$	- ohybový moment	[Nmm]
$S_F$	- bezpečnost ozubení v ohybu	[-]
$S_H$	- bezpečnost ozubení v dotyku	[-]
$T$	- krouticí moment	[Nm]
	- posouvající síla	[N]
$b_w$	- společná pracovní šířka ozubení	[mm]
$c'$	- měrná tuhost páru zubů v normálním řezu	[N/(mm·μm)]
$c_b$	- podélná modifikace změnou tvaru boční křivky zubu	[μm]
$d$	- průměr	[mm]
$e$	- vyosení působíště síly v ozubení	[mm]
$f_{kE}$	- složka úchylky polohy dotykových křivek boků zubů z pružných deformací a ložiskových vůlí	[μm]
$f_{kV}$	- složka úchylky polohy dotykových křivek boků zubů z opotřebení během záběhu soukolí	[μm]
$f_{ky}$	- účinná úchylka polohy dotykový křivek boků zubů	[μm]
$f_{kZ}$	- složka úchylky polohy dotykový křivek boků zubů z výrobních nepřesností (tolerancí)	[μm]
$f_{z0}$	- deformace ideálně přesného ozubení (normální řez)	[μm]
$i$	- převodový poměr	[-]
$k_s$	- statická bezpečnost	[-]
$m_b$	- podélná úhlová modifikace ozubení	[μm]
$m_n$	- normální modul ozubení	[mm]



$n$	- otáčky	[ot/min]
$p$	- tlak	[MPa]
$q$	- spojité zatížení	[N/mm]
$s$	- počet satelitů	[-]
$z$	- počet zubů	[-]
$\Delta$	- součinitel posunutí bodu dotyku	[-]
$\Delta\beta_d$	- celková deformační změna úhlu šroubovice	[°]
$\Delta\beta_v$	- změna úhlu šroubovice dána výrobními nepřesnostmi	[°]
$\Delta\beta_y$	- změna úhlu šroubovice natočením kol v osové rovině	[°]
$\Delta\beta_z$	- změna úhlu šroubovice natočením kol ve valivé rovině	[°]
$\Delta\beta_\Sigma$	- celková změna úhlu šroubovice	[°]
$\beta$	- úhel sklonu zubu	[°]
$\delta$	- posunutí ložiska nebo krajní polohy ložiska	[mm]
$\eta$	- účinnost	[-]
	- úhel natočení kola ve valivé rovině	[°]
$\vartheta$	- natočení kola v osové rovině	[°]
$\sigma$	- napětí	[MPa]

## 0 Úvod

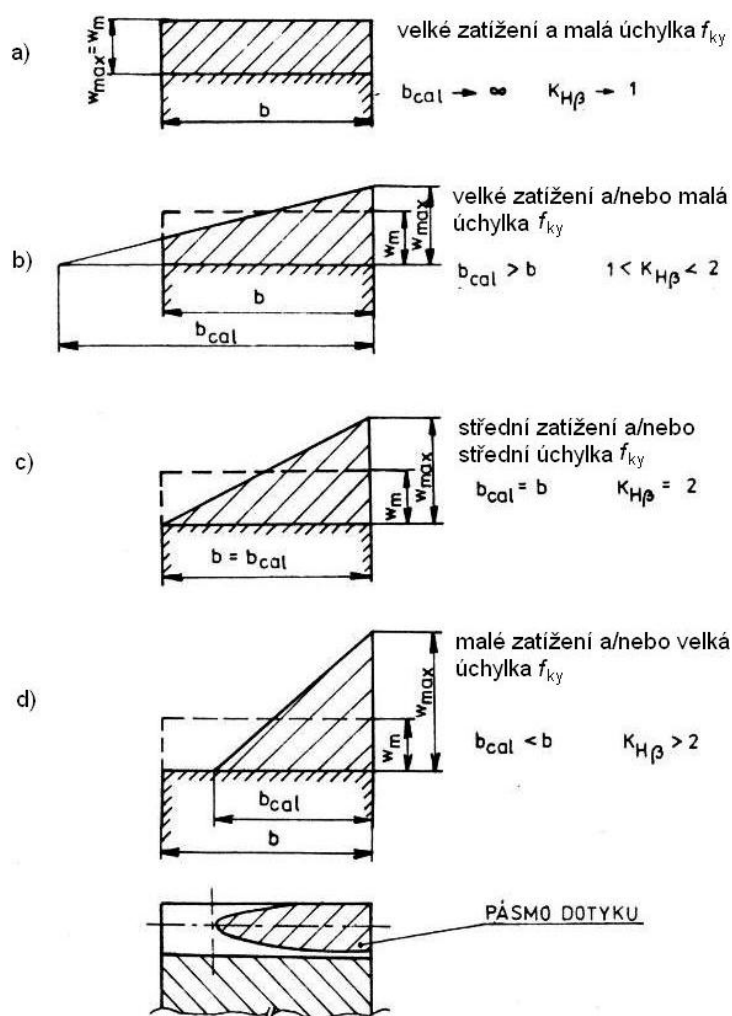
Jádrem diplomové práce je posouzení vlivu uložení satelitu v unášeči planetové převodovky na únosnost ozubení, a následný návrh podélných a úhlových modifikací pro jednotlivé varianty uložení. Kromě variant uložení vyjmenovaných v zadání, je rovněž uvažován původní způsob uložení satelitu v unášeči, kdy satelit je uložen otočně na pevném čepu při užití toroidního ložiska. V 1. kap. je popsán teoretický rozbor problematiky určování součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce a problematiky úhlových modifikací. Ve 2. kap. jsou popsány parametry zadání. Ve 3. kap. jsou popsány všechny uvažované varianty uložení satelitu v unášeči včetně původní varianty označované číslem 0. Pevnostní a návrhové výpočty jsou provedeny v kap. č 4. Určení změny úhlu šroubovice je popsáno v kap. 5. V 6. kap. je proveden výpočet součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce dle ČSN 01 4686 s tím rozdílem, že složka úchylky polohy dotykových křivek boků zubů z pružných deformací a ložiskových vůlí není určena dle dané normy, ale vychází z celkové deformační změny úhlu šroubovice vypočtené v kap. 5. V 7. kap. je proveden pevnostní výpočet ozubení v planetovém soukolí se zohledněním součinitelů nerovnoměrnosti zatížení  $K_{H\beta}$  vypočtených v kap. 6 a je graficky posouzen vliv uložení satelitu v planetové převodovce na únosnost ozubení. V 8. kap. Je pak proveden návrh podélných a úhlových modifikací. V závěru je celá práce zhodnocená.

# 1 Teoretický rozbor problematiky

Teoretický rozbor týkající se problematiky součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce a modifikací ozubení vychází z lit. [1], [2], a [3].

## 1.1 Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce  $K_{H\beta}$  respektuje v pevnostním výpočtu ozubení skutečnost, že rozložení měrného zatížení po celé šířce zubu není rovnoměrné. Norma ČSN 01 4686 dále uvažuje, že hodnota měrného zatížení po šířce zubu trvale lineárně vzrůstá nebo klesá. Tato nerovnoměrnost je způsobená účinnou úchylkou polohy dotkových křivek zubů  $f_{ky}$ , která je dána výrobními nepřesnostmi, vůlemi v ložiscích, deformacemi ložisek, hřídelů, tělesa skříně, těles ozubených kol apod.



Obr. 1.1 - Rozdělení zatížení po šířce zubu [3]

Součinitel  $K_{H\beta}$  výrazně ovlivňuje únosnost ozubení. Je definován jako podíl maximálního a středního měrného zatížení působícího na bok zubu:

$$K_{H\beta} = \frac{w_{\max}}{w_m}. \quad (1.1)$$

Na obr. 1.1 Jsou znázorněny možnosti, jak může být rozloženo zatížení po šířce zubu, a jaký vliv to má na součinitel  $K_{H\beta}$ . Obr 1.1a znázorňuje případ, kdy zub je zatížen rovnoměrně. Pak součinitel  $K_{H\beta}=1$  a ozubení je z hlediska únosnosti maximálně využito. Na obr. 1.1b je malá nerovnoměrnost zatížení. Na obr. 1.1c součinitel  $K_{H\beta}=2$ , a maximální měrné zatížení je dvojnásobné oproti střednímu měrnému zatížení. Obr. 1.1c představuje případ, kdy vlivem velké účinné úchyly dotykových křivek boků zubů  $f_{ky}$  je součinitel  $K_{H\beta}>2$  a zub přenáší zatížení pouze částečně.

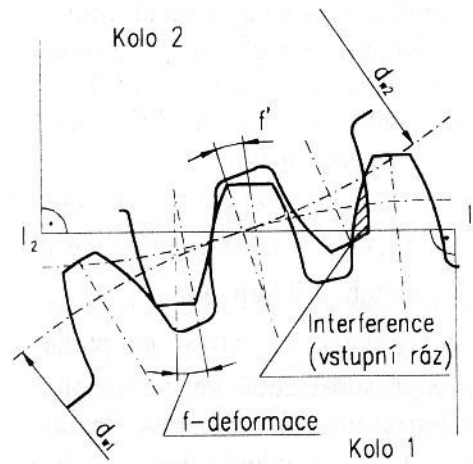
Norma předpokládá určení součinitele  $K_{H\beta}$  na základě velikosti pásma dotyku  $b_{cal}$ , nebo výpočtem na základě konstrukčních a provozních údajů soukolí a na základě známých nebo předpokládaných výrobních úchylek. Určování součinitele  $K_{H\beta}$  na základě velikosti pásma dotyku  $b_{cal}$  se provádí na již vyrobeném soukolí a je jej možné stanovit za předpokladu, že k dotyku zubů dochází pouze v části soukolí jak je znázorněno na obr. 1.1d. Pak šířka ozubení  $b$ , je větší než šířka pásma dotyku  $b_{cal}$ , a platí:

$$K_{H\beta} = 2 \cdot \frac{b}{b_{cal}}. \quad (1.2)$$

## 1.2 Modifikace ozubení

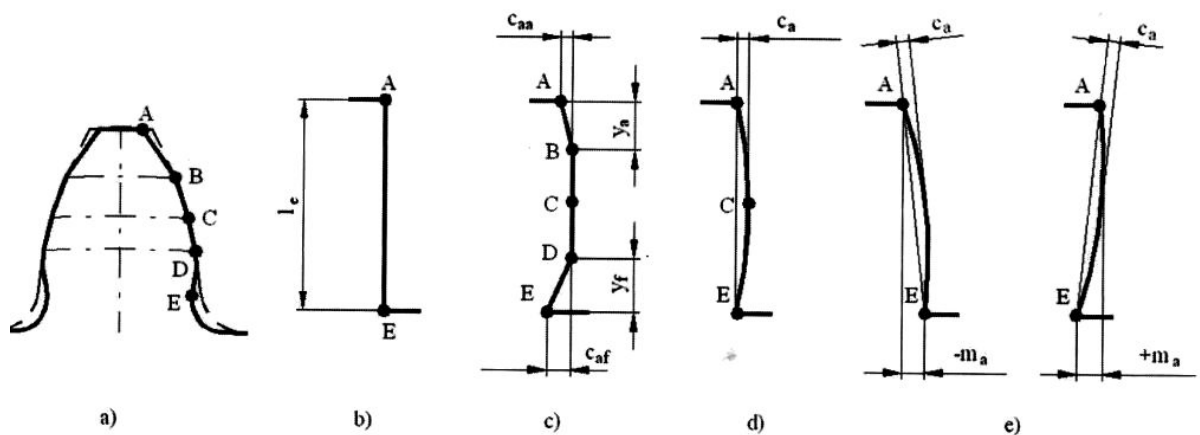
Modifikace ozubení je úmyslné vytvoření geometrických odchylek od teoretického tvaru boku zubů. Slouží ke kompenzaci nepříznivých faktorů na záběr ozubených kol. Modifikace můžou být výškové nebo podélné. Do úprav (modifikací) zubu se také řadí sražení hran na hlavě zubu a podřezání paty zubu protuberantním profilem.

Výškové modifikace spočívají ve změně tvaru evolventy, změně úhlu záběru, nebo v kombinaci obou dvou. Výšková modifikace se provádí zejména pro odstranění negativních důsledků způsobených deformacemi ozubení, kde při vstupu nezatíženého zubu do záběru vzniká interference, jak je znázorněno na obr. 1.2. Podobný účinek má úchylna základní rozteče  $f_{pb}$ . K zamezení tohoto negativního jevu je vhodné zúžení zubu u hlavy a plynulé odlehčení evolventy.



Obr. 1.2 - Interference při vstupu nezátíženého zubu do záběru. [2]

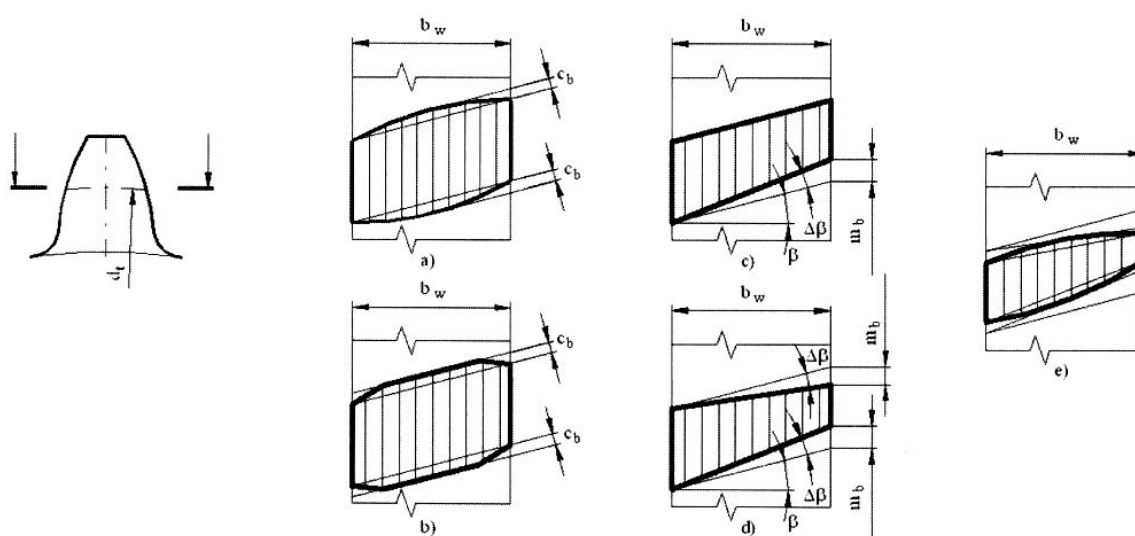
Na obr. 1.3 je znázorněno, jak se změní tvar evolventy při výškové modifikaci. Teoretický ideální tvar evolventy ve tvaru přímky (tzv. evolventogram) představuje obr. 1.3b. Nepřesnosti rozteče, profilu a deformace zubu při velkých změnách zatížení se kompenzuje výškovou modifikací změnou tvaru evolventy. Ta může spočívat v prostém odlehčení u hlavy zubu, nebo v prostém odlehčení hlavy i paty zubu (viz. obr. 1.3c) nebo plynulou změnou tvaru evolventy (viz obr. 1.3d). Pro eliminaci deformací zubů, teplotní změny a větší deformace hřídelů se provádí výšková modifikace změnou úhlu záběru. Na obr. 1.3e je zobrazená kombinovaná výšková modifikace plynulou změnou tvaru evolventy a změnou úhlu záběru.



Obr. 1.3 - Výšková modifikace ozubení [1]

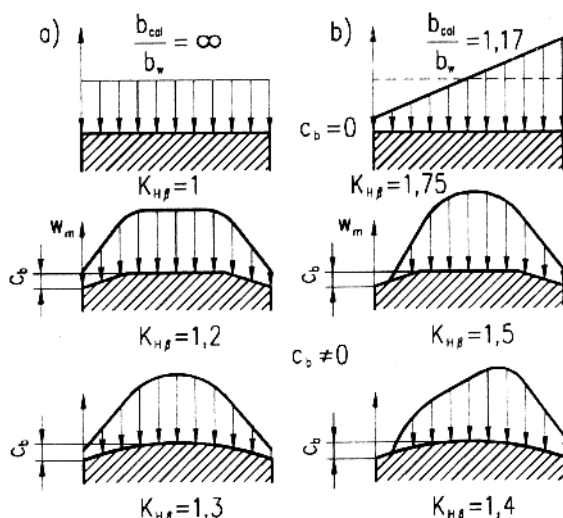
V kap. 1.1 bylo popsáno, že výrobní nepřesnosti, vůle v ložiscích, deformace ložisek, hřídelů, tělesa skříně, těles ozubených kol apod. jsou příčinou vzniku nerovnoměrnosti

zatížení zubu po šířce. Tyto negativní vlivy se dají kompenzovat pomocí podélných modifikací změnou tvaru boční křivky zubu nebo změnou úhlu šroubovice. Změna tvaru boční křivky zubů je dána odlehčením hran boční křivky zubů tak, aby nenastal hranový záběr. Provádí se většinou tehdy, je-li celková deformační změna úhlu šroubovice  $\Delta\beta_d$  dána deformacemi hřídelů jejich uložení a těles kol menší, než je změna úhlu šroubovice dána výrobními nepřesnostmi  $\Delta\beta_v$ . Na obr. 1.4a je znázorněno plynulé odlehčení hran zubu, které se provádí u úzkých kol. Pro široká kola se hrany odlehčují skokově (obr. 1.4b). Pokud celková deformační změna úhlu šroubovice  $\Delta\beta_d$  je větší nebo srovnatelná, jako změna úhlu šroubovice dána výrobními nepřesnostmi  $\Delta\beta_v$ , je vhodné eliminovat  $\Delta\beta_d$  úhlovou modifikací (obr. 1.4c, 1.4b). Kombinace obou druhů podélných modifikací je znázorněná v obr. 1.4e.



Obr. 1.4 - Podélná modifikace ozubení [1]

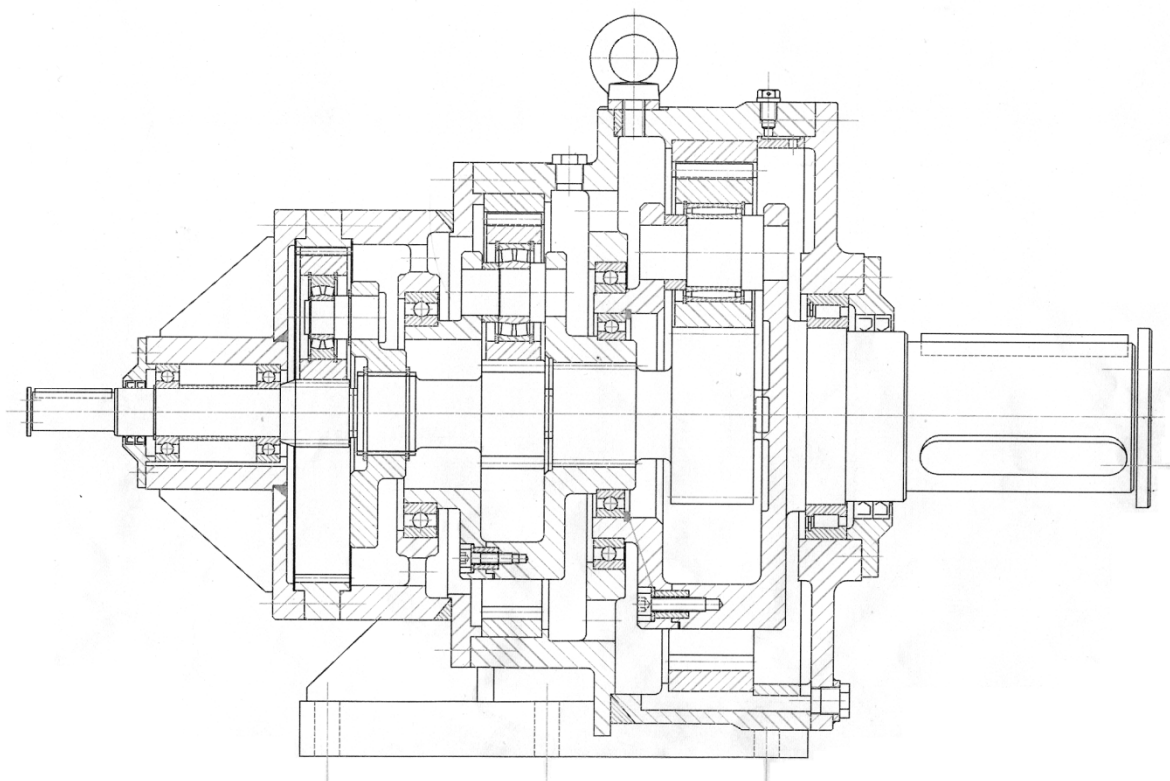
V případě, že je uložení tuhé a přesné, není vhodné u ozubení provádět modifikaci, neboť způsobí zvýšení hodnoty součinitele nerovnoměrnosti  $K_{H\beta}$  (viz. obr. 1.5).



Obr. 1.5 - Vliv modifikace na součinitel  $K_{H\beta}$  [2]

## 2 Parametry zadání

Školitelem byl předán výkres sestavení třístupňové planetové převodovky (viz. obr. č. 2.1) včetně výrobních výkresů centrálního kola, satelitu a korunového kola. Rovněž byl uveden počet satelitů, výstupní krouticí moment a výstupní otáčky. Centrální kolo a satelity jsou vyrobeny z cementované a kalené oceli 18CrNiMo7-6 (16 326). Korunové kolo je vyrobeno z zušlechtěné oceli 42CrMo4+QT (15 142). Tyto materiály nejsou předdefinovány v programu pro pevnostní výpočet CSNw a proto jsem po dohodě se školitelem tyto materiály nahradil následujícím způsobem: pro centrální kolo a satelity budu uvažovat cementovanou a kalenou ocel 16 420, pro korunové kolo zušlechtěnou ocel 15 241. Centrální kolo a satelit jsou vyrobeny ve stupni přesnosti 6cd25 podle DIN 3961, korunové kolo je vyrobeno v stupni přesnosti 8cd25 podle DIN 3961. Ve výpočtech budou uvažovány stupně přesnosti dle ČSN 01 4682 tedy 6. stupeň přesnosti pro centrální kolo a satelit a 8. stupeň přesnosti pro korunové kolo.



Obr. č. 2.1 - Sestavný výkres převodovky [předáno školitelem]

### **Rozměrové parametry:**

- hlavový průměr centrálního kola:	$d_{a1} = 129,994 \text{ mm}$
- hlavový průměr satelitu:	$d_{a2} = 129,994 \text{ mm}$
- hlavový průměr korunového kola:	$d_{a3} = 351,099 \text{ mm}$
- počet zubů centrálního kola:	$z_1 = 24$
- počet zubů satelitu:	$z_2 = 24$
- počet zubů korunového kola:	$z_3 = 72$
- normální modul:	$m_n = 5 \text{ mm}$
- úhel sklonu zubu roztečný:	$\beta = 0^\circ$
- jednotková korekce centrálního kola:	$x_1 = 0$
- jednotková korekce satelitu:	$x_2 = 0$
- jednotková korekce korunového kola:	$x_3 = 0$
- šířka centrálního kola:	$b_1 = 60 \text{ mm}$
- šířka satelitu:	$b_2 = 56 \text{ mm}$
- šířka korunového kola:	$b_3 = 62 \text{ mm}$
- vnější průměr věnce korunového kola:	$D_{vk} = 404 \text{ mm}$
- počet satelitů:	$s = 3$

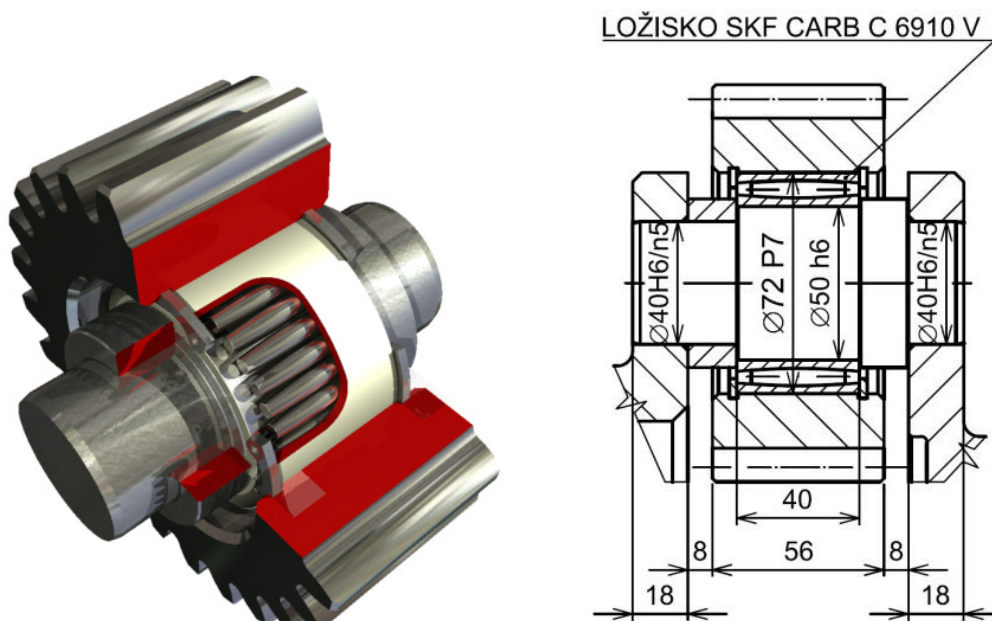
### **Parametry provozu:**

- výstupní otáčky:	$n_u = 7,201 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
- výstupní moment:	$T_u = 7\,500 \text{ Nm}$

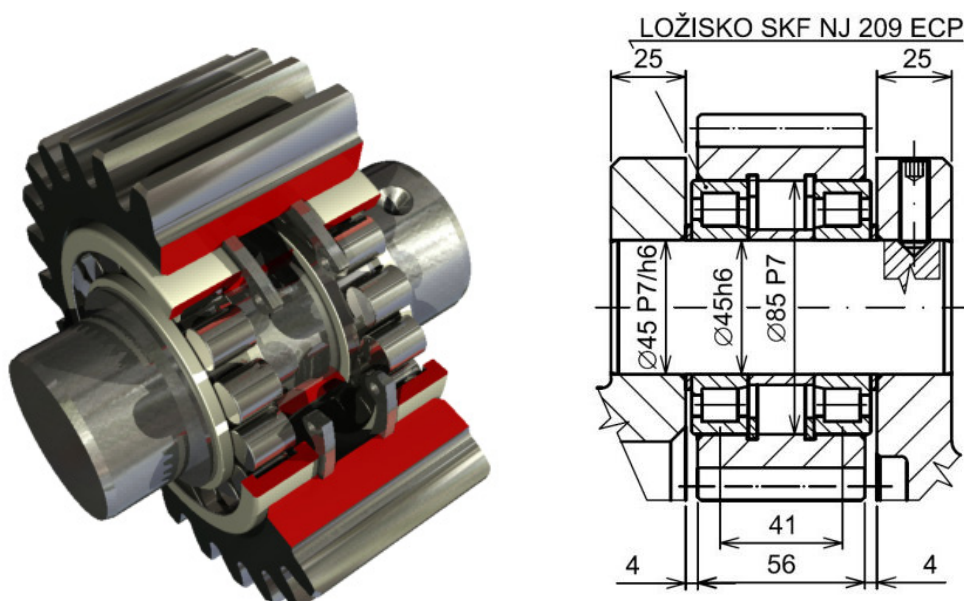


### 3 Alternativy uložení čepu v unášceči

Původní varianta (obr. 3.1 ) předpokládá otočné uložení satelitu na pevném čepu oboustranně uloženém v unášceči. Toto řešení neodpovídá zadání, neboť satelit je uložen na toroidním ložisku, které je schopné naklonění a deformace čepu i unášceče se neprojeví na natočení satelitu. Varianta je označována číslem 0. U této varianty je délka části čepu pod ložiskem zkrácena o vůli mezi distančním kroužkem a osazením čepu o velikosti cca 0,5 mm která je v simulaci MKP zanedbána.

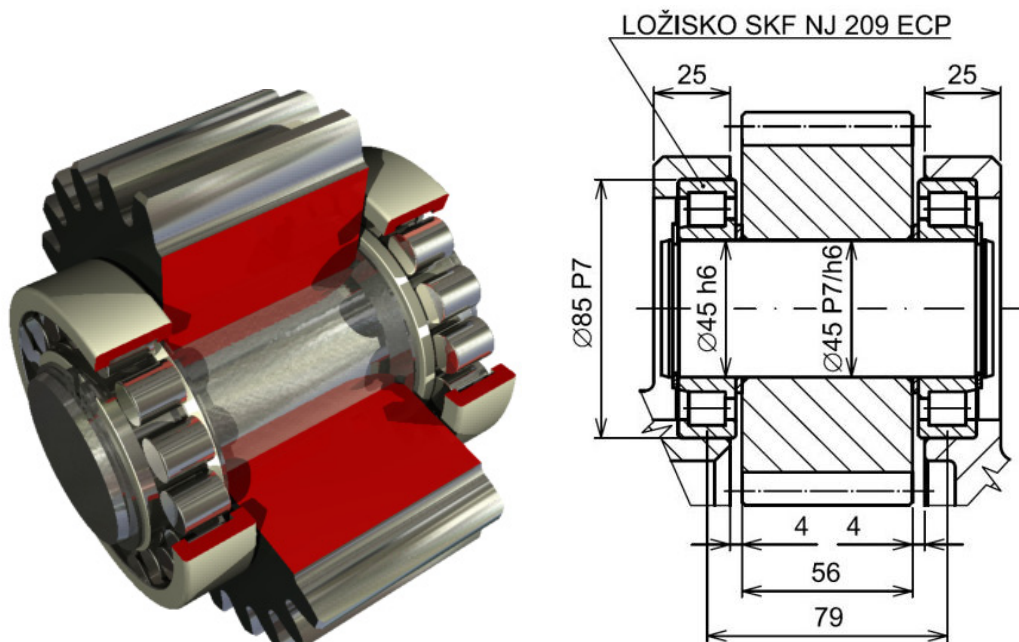


Obr. 3.1 Původní řešení - var. 0

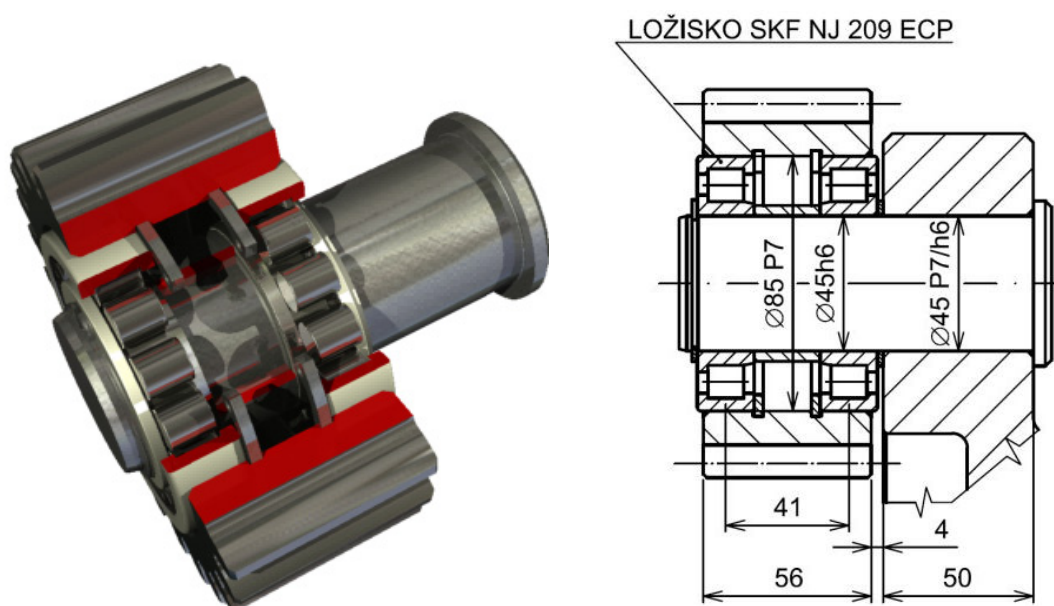


Obr. 3.2 Varianta č. 1

Dle zadání byly navrženy následující alternativy uložení čepu v unášeči. Varianta první (obr. 3.2) předpokládá satelit otočně uložen na pevném čepu, pevný čep oboustranně uložen v unášeči. Druhá varianta (obr. 3.3) předpokládá satelit pevně uložen na otočném čepu, otočný čep oboustranně uložen v unášeči. U třetí varianty (obr. 3.4) je satelit otočně uložen na pevném čepu, pevný čep jednostranně uložen v unášeči. Protože úkolem práce je vzájemně porovnat jednotlivé varianty řešení, byly varianty 1, 2 a 3 navrženy s některými společnými znaky. Proto u těchto tří variant jsou použita vždy stejná ložiska a čep má vždy totožný průměr.

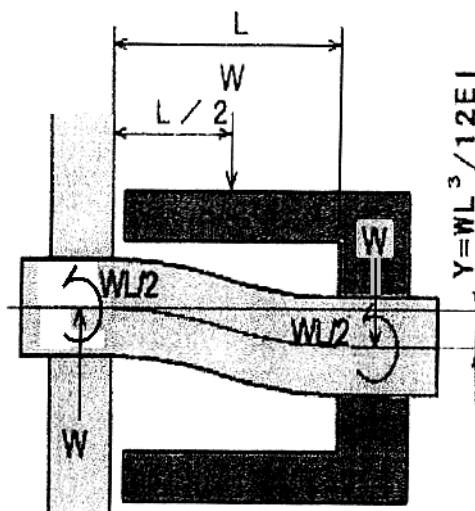


Obr. 3.3 Varianta č. 2



Obr. 3.4 Varianta č. 3

Poslední - 4. Varianta předpokládá satelit otočně uložen na pružném čepu, pevný čep jednostranně uložen v unášeči. Jedná se o speciální variantu, a proto se zde navržené rozměry a ložisko nijak nevztahují k variantám 1, 2, a 3. Toto řešení má za úkol eliminovat natočení satelitu tak, že pouzdro, na kterém je uloženo ložisko satelitu se pouze posouvá, nikoli naklápí. Princip funkce je schematicky naznačen na obr. 3.5.



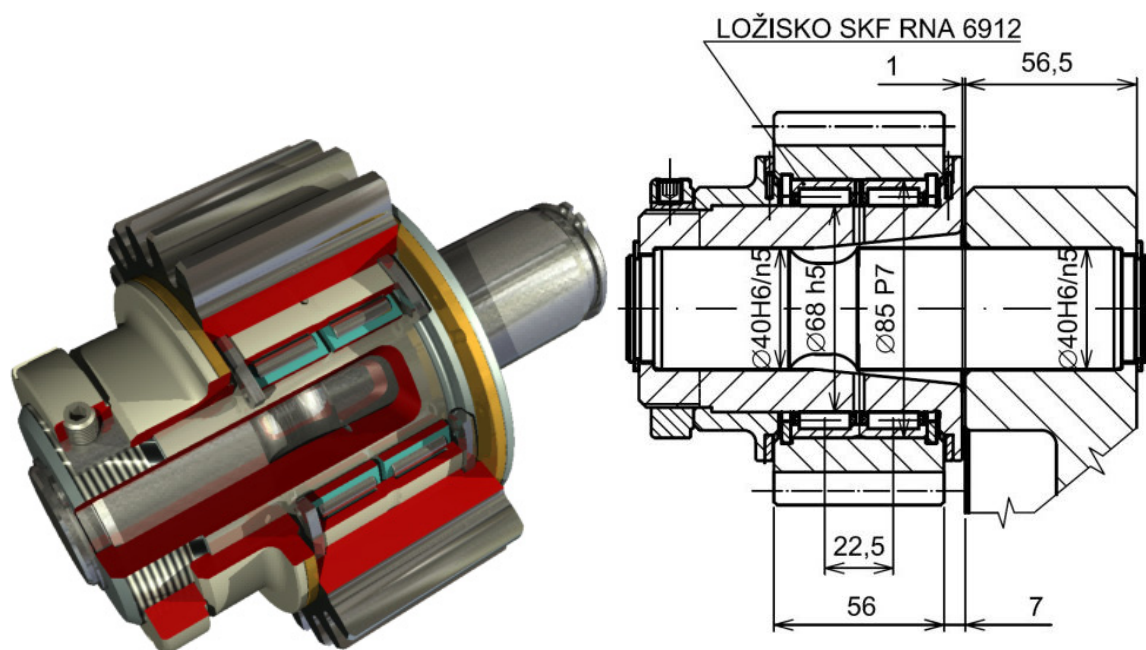
Obr. 3.5 - Princip funkce pružného čepu [upraveno z 10]

Tento princip platí za předpokladu, že podpory jsou rozmístěny vůči výsledné síle v satelitu symetricky a oba vetknutí, unášeč i pouzdro jsou absolutně tuhé. Protože všechny tyto podmínky nejsou v praxi splnitelné, je vhodné čep určitým způsobem „naladit“, tak aby natočení satelitu bylo co možná nejmenší. K řešení tohoto problému byl vytvořen zápich inspirovaný patentovaným řešením firmy TIMKEN pro uložení satelitu v unášeči pomocí pružného čepu.



Obr. 3.6 - Uložení satelitu v pružném čepu od společnosti TIMKEN [12]

Vlastní řešení je znázorněno na obr. 3.7. Z důvodu malých prostor je zvoleno dvouřadé jehlové ložisko bez vnitřního kroužku. Dráhy vnitřního kroužku nahrazuje vnější válcová plocha pouzdra, která dle firmy SKF musí být kalená na tvrdost 58 až 64 HRC a drsnost povrchu by měla činit  $Ra \leq 0,1 \mu\text{m}$ . Pro tento účel firma SKF doporučuje různé materiály, z nichž byla pro dané řešení zvolena cementační ocel 17MnCr5 podle ISO 683-17:1999. Axiálně je satelit zajištěn kluznými kroužky vyrobenými z cínového bronzu CuSn5Zn5Pb5 - 42 3135.



Obr. 3.7 Varianta č. 4

## 4 Návrhové a kontrolní výpočty

Tato kapitola obsahuje základní návrhové výpočty prováděné u planetových soukolí, a také některé pevnostní výpočty týkající se namáhání uložení satelitu. Geometrický výpočet byl proveden pro záběr centrální kolo - satelit a satelit - korunové kolo v programu geometrie a výstup z tohoto výpočtu je umístěn v příloze A.

### 4.1 Kinematické poměry v planetovém převodu

Převodový poměr planetového převodu se vypočte dle vztahu:

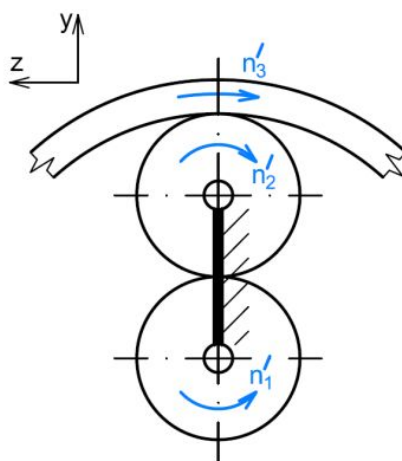
$$i_{1U}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{72}{24} = 4, \quad (4.1)$$

kde počet zubů centrálního kola  $z_1=24$  a satelitu  $z_2=24$ .

Pro otáčky centrálního kola latí vztah:

$$n_1 = n_U \cdot i_{1U}^3 = 7,201 \cdot 4 = 28,804 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}, \quad (4.2)$$

kde  $n_U=7,201 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  jsou výstupní otáčky převodovky tzn. otáčky unášče 3. stupně převodovky. Relativní otáčky se určují metodou zastavení unášče: Úhlové rychlosti členů redukovaného mechanismu se budou rovnat rozdílu původních úhlových rychlostí a úhlové rychlosti unášče.



Obr. 4.1 - Relativní rychlosti v planetovém převodu

Pro relativní otáčky centrálního kola  $n_1'$ , satelitu  $n_2'$  a korunového kola  $n_3'$  pak budou platit vztahy:

$$n_1' = n_1 - n_U = 28,804 - 7,201 = 21,603 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.3)$$

$$n'_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot n'_1 = \frac{24}{24} \cdot 21,603 = 21,603 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.4)$$

$$n'_3 = \frac{z_2}{z_3} \cdot n'_2 = \frac{24}{72} \cdot 21,603 = 7,201 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.5)$$

## 4.2 Silové poměry v planetovém převodu

Výpočet účinnosti je proveden dle lit. [5]. Pro stanovení účinnosti je výchozím údajem celkový součinitel zrát porovnávacího převodu:

$$\tilde{\psi}_z = 1 - \tilde{\eta}_z = 1 - 0,97 = 0,03, \quad (4.6)$$

kde hodnota celkové účinnosti porovnávacího převodu (konzultováno se školitelem)  $\tilde{\eta}_z = 0,97$ .

Dle lit. [5] se účinnost jednoduchého planetového převodu s brzděným korunovým kolem vypočte:

$$\eta_{1U}^3 = 1 - \left| \frac{i_{1U}^3 - 1}{i_{1U}^3} \right| \cdot \tilde{\psi}_z = 1 - \left| \frac{4 - 1}{4} \right| \cdot 0,03 = 0,9775. \quad (4.7)$$

Pro celkovou účinnost třetího stupně planetové převodovky platí:

$$\eta_{1Uc}^3 = \eta_{1U}^3 \cdot \eta_l \cdot \eta_{br} = 0,9775 \cdot 0,9965 \cdot 0,998 = 0,9721, \quad (4.8)$$

kde účinnost ložiska satelitu  $\eta_l = (0,995 \div 0,998)$  - volím  $\eta_l = 0,9965$  a účinnost broděním  $\eta_{br} = (0,995 \div 0,998)$  - volím  $\eta_{br} = 0,998$ .

Moment na vstupu do 3. stupně převodovky se vypočte:

$$T_1 = \frac{T_U}{i_{1U}^3 \cdot \eta_{1U}^3} = \frac{7\,500 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,9721} = 1\,928\,813,908 \text{ Nmm}, \quad (4.9)$$

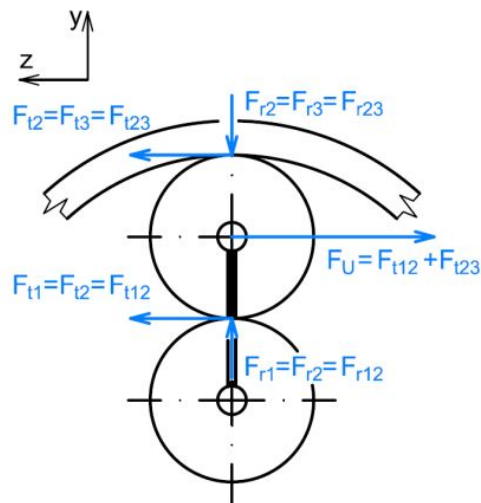
kde výstupní krouticí moment převodovky  $T_U = 7\,500 \text{ Nm}$ . Pro tečnou sílu mezi satelitem a centrálním kolem platí:

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1 \cdot s} \cdot K = \frac{2 \cdot 1\,928\,813,908}{120 \cdot 3} \cdot 1 = 10\,715,6 \text{ N}, \quad (4.10)$$

kde součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení na jednotlivé satelity  $K$  se dle lit. [6] volí 1,1 až 1,2 u plovoucího centrálního kola které nesou symetricky rozložené satelity, nikoliv ložiska. Pro účely diplomové práce volím  $K=1$ . Roztečný průměr centrálního kola  $d_1=120 \text{ mm}$ . Zatímco radiální síly působící na satelity se vzájemně vyruší, pro sílu mezi satelitem a korunovým kolem  $F_{t23}$  a sílu působící na čep satelitu  $F_U$  platí vztahy:

$$F_{t23} = F_{t12} = 10\,715,6 \text{ N}, \quad (4.11)$$

$$F_U = F_{t12} + F_{t23} = 10\,715,6 + 10\,715,6 = 21\,431,2 \text{ N}. \quad (4.12)$$



Obr. 4.2 - Silové poměry v planetovém převodu

### 4.3 Podmínky smontovatelnosti

První podmínka, podmínka stejných osových vzdáleností, vychází ze skutečnosti, že osová vzdálenost mezi centrálním kolem a satelitem  $a_{12}$  je rovná osové vzdálenosti mezi korunovým kolem a satelitem  $a_{23}$ .

$$\begin{aligned}
 a_{12} &= a_{23} \\
 z_1 + z_2 &= z_3 - z_2 \\
 z_1 + 2 \cdot z_2 &= z_3 \\
 23 + 2 \cdot 24 &= 72 \\
 72 &= 72
 \end{aligned}
 \tag{4.13}$$

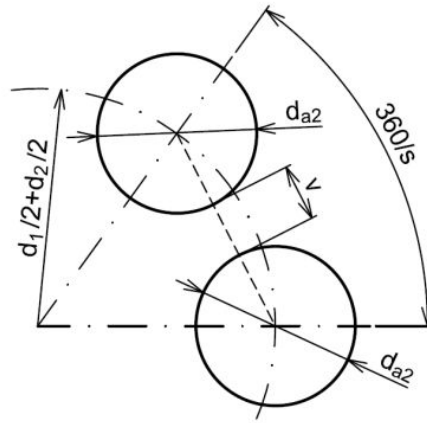
Ve vztahu 4.13  $z_1=24$  je počet zubů centrálního kola,  $z_2=24$  je počet zubů satelitu a  $z_3=72$  je počet zubů korunového kola. Podmínka stejných osových vzdáleností je splněná.

Druhá podmínka, podmínka rovnoměrného rozložení satelitů, zaručí, že satelity budou rovnoměrně rozloženy, a tím i radiální síly působící na centrální kolo budou v rovnováze.

$$\begin{aligned}
 \frac{z_1 + z_3}{s} &= Z \\
 \frac{24 + 72}{3} &= Z \\
 32 &= Z
 \end{aligned}
 \tag{4.14}$$

Ve vztahu 4.14  $Z$  je celé číslo. Podmínka je tedy splněná.

Pro splnění podmínky minimální vůle musí být jmenovitá vůle  $v$  mezi satelity větší než minimální, jak je znázorněno na obr. 4.3. Minimální vůle mezi satelity se volí  $v_{min}=(1\div 2)$  mm.



Obr. 4.3 - Podmínka minimální vůle

$$v > v_{\min} \quad (4.15)$$

$$v = 2 \cdot \left( \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} \right) \cdot \sin\left(\frac{360}{s}\right) - d_{a2} \quad (4.16)$$

$$v = 2 \cdot \left( \frac{120}{2} + \frac{120}{2} \right) \cdot \sin\left(\frac{360}{3}\right) - 129,994 = 77,85 \text{ mm}$$

kde  $d_{a2}=129,994$  mm je hlavový průměr satelitu,  $d_2 = 120$  mm je jeho roztečný průměr,  $d_1=120$  mm je roztečný průměr centrálního kola a  $s=3$  je počet satelitů. Jmenovitá vůle mezi satelity je mnohem větší než je minimální potřebná vůle. Podmínka je tedy splněná.

#### 4.4 Výpočet životnosti ložisek

Kontrola ložisek byla provedena pomocí SKF Bearing Calculator dostupného na stránkách [www.SKF.com](http://www.SKF.com). Ložiska jsou zatížena silou rovnou zatížení čepu unášeče  $F_U=21\,431,2$  N. Ložiska jsou ve všech variantách umístěna symetricky vůči satelitu. Proto u variant 1, 2, 3 a 4 za předpokladu rovnoměrného zatížení satelitu se zatěžující síla rovnoměrně rozdělí na oba ložiska popř. řady válivých těles. Zatížení ložisek pro variantu 0 a 4 pak bude rovno  $F_U=21\,431,2$  N a u variant 1, 2, a 3  $F_U/2=10\,715,6$  N. Dále je pro výpočet předpokládáno, že v převodovce bude použitý olej MOBIL GLYGOYLE 220 s kinematickou viskozitou při  $40^\circ\text{C}$   $\nu_{40}=220$   $\text{mm}^2/\text{s}$  a s kinematickou viskozitou při  $100^\circ\text{C}$   $\nu_{100}=38,1$   $\text{mm}^2/\text{s}$  (hodnoty kinematických viskozit viz [14]). Pro účely diplomové práce byl přijat předpoklad, že provozní teplota převodovky bude dosahovat  $40^\circ\text{C}$  a uvažovaný kód čistoty oleje dle ISO 4406 bude -/15/12. Nerovnoměrné zatížení ložisek vlivem posunutí působíště síly působící na satelit při součiniteli nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce  $K_{H\beta} \neq 1$  není ve výpočtu životnosti zohledněno. Výpis z výpočtu je uveden v příloze B. Výsledky jsou uvedeny v tab. 4.1.



Tab. 4.1 - Výpočet životnosti ložisek.

Var.	Druh ložiska	Označení	Zatížení	Životnost
0	toroidní	SKF C 6910 V*	21,4 kN	116 400 h
1	válečkové	SKF NJ 209 ECP*	10,7 kN	101 600 h
2	válečkové	SKF NJ 209 ECP*	10,7 kN	101 600 h
3	válečkové	SKF NJ 209 ECP*	10,7 kN	101 600 h
4	dvouřadé, jehlové	SKF RNA 6912	21,4 kN	43 500 h

\* Ložisko Explorer

#### 4.5 Pevnostní kontrola pružného čepu

Dá se předpokládat, že s ohledem na průřezové hodnoty a celkové konstrukční provedení, bude nejvíce namáhán čep u varianty č. 4. Proto také bude pevnostní kontrola provedena pouze u tohoto čepu. Níže jsou uvedeny rozměry potřebné pro výpočet pružného čepu jejichž význam je patrný z obr. 4.4:

$$B_L = 42 \text{ mm} \quad D_L = 68 \text{ mm} \quad L_L = 44 \text{ mm} \quad d_L = 40 \text{ mm}$$

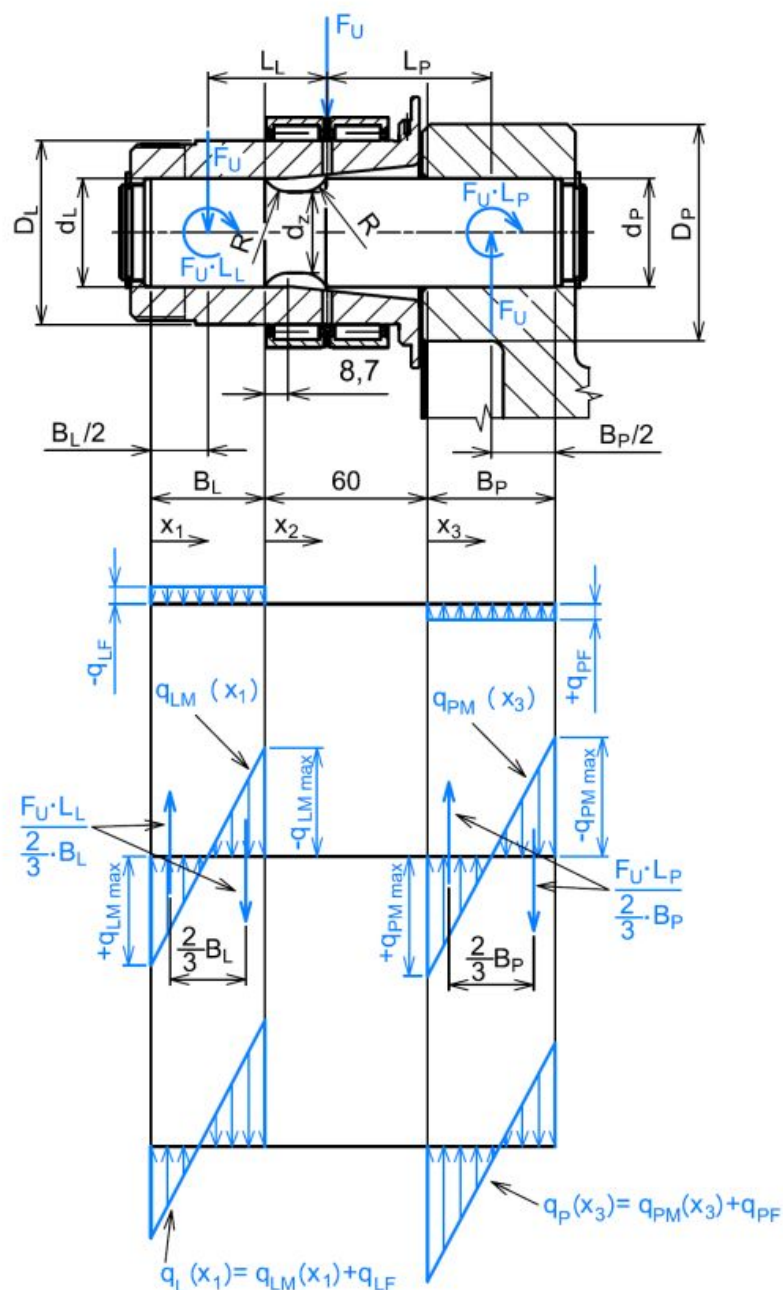
$$B_p = 47 \text{ mm} \quad D_p = 80 \text{ mm} \quad L_p = 60,5 \text{ mm} \quad d_p = 40 \text{ mm}$$

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

$$d_z = 30 \text{ mm}$$

##### 4.5.1 Výpočet spojitých zatížení v místech uložení

Následující text se vztahuje k obr. 4.4. Na ložisko působí síla  $F_U$  a v místě kde je čep nalisován do pouzdra nesoucího ložisko, se tato síla projeví ve formě konstantního spojitého zatížení  $q_{LF}$ , které reprezentuje posouvající účinek této síly. Její momentový účinek  $F_U \cdot L_L$  se pak projeví ve formě lineárně proměnného spojitého zatížení  $q_{LM}$ . V místě kde je pružný čep nalisován do unášče vzniká jako reakce proti posouvajícímu účinku síly  $F_U$  spojitě zatížení  $q_{PF}$ . Reakční moment  $F_U \cdot L_p$  se projeví ve formě spojitého zatížení s předpokládaným lineárním zatížením proměnného charakteru  $q_{PM}$ . Celková hodnota spojitých zatížení (akčních i reakčních) lze vypočítat jako součet těchto dvou zatížení, která působí v tomtéž místě při zohlednění směru působení. Úvaha o lineárním průběhu spojitých zatížení je pouze zjednodušujícím předpokladem.



Obr. 4.4 - Výpočet spojitých zatížení působících na pružný čep

Pro akční spojitě zatížení způsobené silou  $F_U$  platí:

$$q_{LF} = \frac{-F_U}{B_L} = \frac{-21\,431,2}{42} = -510,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (4.17)$$

Reakční spojitě zatížení způsobené silou  $F_U$  se vypočte:

$$q_{PF} = \frac{F_U}{B_P} = \frac{21\,431,2}{47} = 456,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (4.18)$$

Akční spojitě zatížení způsobené momentem  $F_U \cdot L_L$  se vypočte (odvozeno z obr. 4.4):

$$\frac{3}{2} \cdot \frac{F_U \cdot L_L}{B_L} = \frac{1}{2} \cdot q_{LM \max} \frac{B_L}{2}$$

$$q_{LM \max} = \frac{6 \cdot F_U \cdot L_L}{B_L^2} = \frac{6 \cdot 21\,431,2 \cdot 44}{42^2} = 3\,207,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$
(4.19)

$$q_{LM}(x_1) = q_{LM \max} - \frac{2 \cdot q_{LM \max}}{B_L} \cdot x_1 = 3\,207,4 - \frac{2 \cdot 3\,207,4}{42} \cdot x_1 = 3\,207,4 - 152,7 \cdot x_1$$
(4.20)

Reakční spojité zatížení způsobené momentem  $F_U L_L$  se určí (vztahy odvozeny z obr. č. )

$$\frac{3}{2} \cdot \frac{F_U \cdot L_P}{B_P} = \frac{1}{2} \cdot q_{PM \max} \frac{B_P}{2}$$

$$q_{PM \max} = \frac{6 \cdot F_U \cdot L_P}{B_P^2} = \frac{6 \cdot 21\,431,2 \cdot 60,5}{47^2} = 3\,521,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$
(4.21)

$$q_{PM}(x_3) = q_{PM \max} - \frac{2 \cdot q_{PM \max}}{B_P} \cdot x_3 = 3\,521,7 - \frac{2 \cdot 3\,521,7}{47} \cdot x_3 = 3\,521,7 - 149,9 \cdot x_3$$
(4.22)

Výsledná hodnota spojitého zatížení na levé straně čepu se určí:

$$q_L(x_1) = q_{LM}(x_1) + q_{LF} = 3\,207,4 - 152,7 \cdot x_1 - 510,3 = 2\,697,1 - 152,7 \cdot x_1$$
(4.23)

Výsledná hodnota spojitého zatížení na pravé straně čepu se určí:

$$q_P(x_3) = q_{PM}(x_3) + q_{PF} = 3\,521,7 - 149,9 \cdot x_3 + 456,0 = 3\,977,7 - 149,9 \cdot x_3$$
(4.24)

Pro maximální hodnotu spojitého zatížení na levé straně čepu platí (platí pro  $x_1=B_L$ ):

$$q_{L \max}(x_1) = q_L(B_L) = 2\,697,1 - 152,7 \cdot B_L = 2\,697,1 - 152,7 \cdot 42 = -3\,717,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$
(4.25)

Pro maximální hodnotu spojitého zatížení na pravé straně čepu (platí pro  $x_3=0$  mm):

$$q_{P \max}(x_3) = q_P(0) = 3\,521,7 - 149,9 \cdot 0 + 456,0 = 3\,977,7 - 149,9 \cdot 0 = 3\,977,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$
(4.26)

#### 4.5.2 Výpočet vnitřních statických účinků

Při výpočtu vnitřních statických účinků byl čep rozdělen na tři podoblasti (viz obr. 4.4).

##### a) Oblast $x_1$

Pro průběh posouvajících sil v oblasti  $x_1$  platí (dle Schwedlera):

$$T_1(x_1) = \int q_L(x_1) dx_1 = \int (2\,697,1 - 152,7 \cdot x_1) dx_1 = 2\,697,1 \cdot x_1 - 76,37 \cdot x_1^2 + C_1$$

$$T_1(x_1) = 2\,697,1 \cdot x_1 - 76,37 \cdot x_1^2$$
(4.27)

kde  $C_1$  je integrační konstanta. Pokud  $x_1=0$  mm, pak  $T_1(x_1)=T_1(0 \text{ mm})=0 \text{ N}=C_1$ .

Pro průběh ohybových momentů v oblasti  $x_1$  platí (dle Schwedlera):

$$M_1(x_1) = \int T_1(x_1) dx_1 = \int (2\,697,1 \cdot x_1 - 76,35 \cdot x_1^2) dx_1 = 1\,348,56 \cdot x_1^2 - 25,46 \cdot x_1^3 + C_2, \quad (4.28)$$

$$M_1(x_1) = 1\,348,56 \cdot x_1^2 - 25,46 \cdot x_1^3$$

kde  $C_2$  je integrační konstanta. Pokud  $x_1=0$  mm, pak  $M_1(x_1)=M_1(0 \text{ mm})=0 \text{ Nmm}=C_2$ .

### b) Oblast $x_2$

Pro průběh posouvajících sil v oblasti  $x_2$  platí (dle Schwedlera):

$$T_2(x_2) = \int 0 dx_2 = C_3 \quad (4.29)$$

$$T_2(x_2) = -21\,431,2 \text{ N}$$

kde  $C_3$  je integrační konstanta. Pokud  $x_2=0$ , pak  $T_2(x_2)=T_2(0)=T_1(B_L)=T_1(42 \text{ mm})=T_1(42)=$   
 $=-21\,431,2 \text{ N}=C_3$  (viz tab. č. 5).

Pro průběh ohybových momentů v oblasti  $x_2$  platí (dle Schwedlera):

$$M_2(x_2) = \int T_2(x_2) dx_2 = \int -21\,431,2 dx_2 = -21\,431,2 \cdot x_2 + C_4, \quad (4.30)$$

$$M_2(x_2) = -21\,431,2 \cdot x_2 + 492\,917,6 \text{ Nmm}$$

kde  $C_4$  je integrační konstanta. Pokud  $x_2=0$ , pak  $M_2(x_2)=M_2(0)=M_1(B_L)=M_1(42 \text{ mm})=$   
 $=492\,917,6 \text{ Nmm}=C_4$ . (viz tab. č. 5).

### c) Oblast $x_3$

Pro průběh posouvajících sil v oblasti  $x_3$  platí (dle Schwedlera):

$$T_3(x_3) = \int q_p(x_3) dx_3 = \int (3\,977,7 - 149,9 \cdot x_3) dx_3 = 3\,977,7 \cdot x_3 - 74,93 \cdot x_3^2 + C_5, \quad (4.31)$$

$$T_3(x_3) = 3\,977,7 \cdot x_3 - 74,93 \cdot x_3^2 - 21\,431,2$$

kde  $C_5$  je integrační konstanta. Pokud  $x_3=0$ , pak  $T_3(x_3)=T_3(0)=T_2(60 \text{ mm})=-21\,431,2 \text{ N}=C_5$   
(viz tab. č. 5).

Pro průběh ohybových momentů v oblasti  $x_2$  platí (dle Schwedlera):

$$M_3(x_3) = \int T_3(x_3) dx_3 = \int (3\,977,7 \cdot x_3 - 74,93 \cdot x_3^2 - 21\,431,2) dx_3$$

$$M_3(x_3) = 1\,988,86 \cdot x_3^2 - 24,98 \cdot x_3^3 - 21\,431,2 \cdot x_3 + C_6, \quad (4.32)$$

$$M_3(x_3) = 1\,988,85 \cdot x_3^2 - 24,98 \cdot x_3^3 - 21\,431,2 \cdot x_3 - 792\,954,4$$

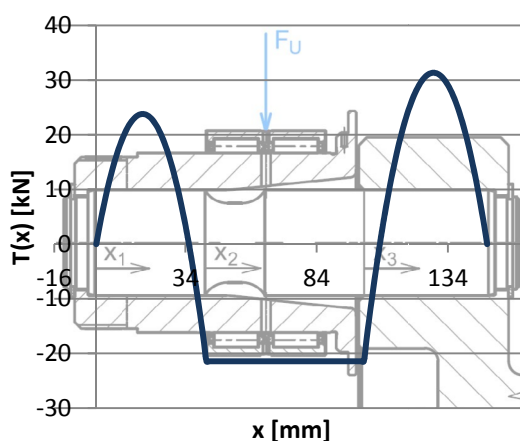
kde  $C_6$  je integrační konstanta. Pokud  $x_3=0$ , pak  $M_3(x_3)=M_3(0)=M_2(60 \text{ mm})=$   
 $-792\,954,4 \text{ Nmm}=C_6$  (viz tab. č. 5).

Tabelací výše uvedených funkcí byly zjištěny průběhy vnitřních statických účinků. Některé významné hodnoty těchto statických účinků jsou uvedeny v tab. 4.2. Průběhy jsou rovněž vykresleny v grafech (graf 4.1 a graf 4.2).

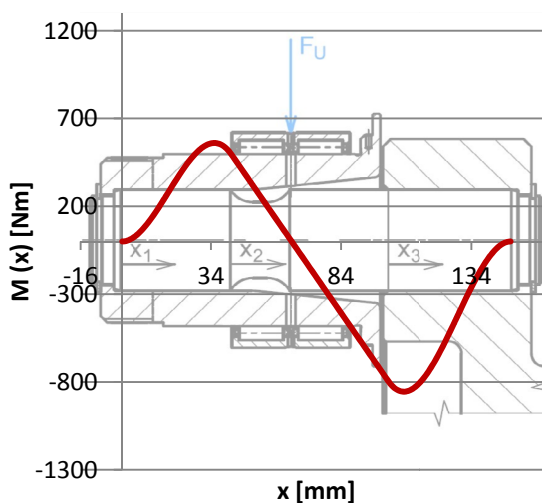
Tab. 4.2 - Vnitřní statické účinky v pružném čepu

Umístění na čepu	Umístění v podoblasti	Posouvající síla	Ohybový moment	Poznámka
x	$x_1, x_2, x_3$	T	M	-
[mm]	[mm]	[N]	[Nmm]	-
0,0	$x_1$	0,0	0,0	Levá hranice podoblasti
17,7		23 814,2	281 334,3	Max. posouvající síla zleva
35,3		49,0 → 0,0	560 719,5	Max. ohybový moment zleva
42,0		-21 431,2	492 917,1	Pravá hranice podoblasti
42,0	$x_2$	-21 431,2	492 917,1	Levá hranice podoblasti
50,7		-21 431,2	306 466,2	Pata zápichu zleva
65,0		-21 431,2	0,0	Místo pod ložiskem
102,0		-21 431,2	-792 954,4	Pravá hranice podoblasti
102,0	$x_3$	-21 431,2	-792 954,4	Levá hranice podoblasti
108,1		44,7 → 0,0	-855 348,4*	Max. ohybový moment zprava
128,5		31 358,4	-429 013,4	Max. posouvající síla zprava
149,0		0,0	0,0	Pravá hranice podoblasti

\*Maximální hodnota ohybového momentu.



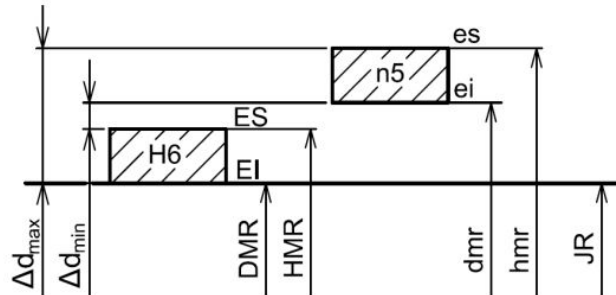
Graf. 4.1 - Průběh posouvající síly v pružném čepu



Graf. 4.2 - Průběh ohybového momentu v pružném čepu

### 4.5.3 Výpočet tlaku a hlavních napětí od nalisování

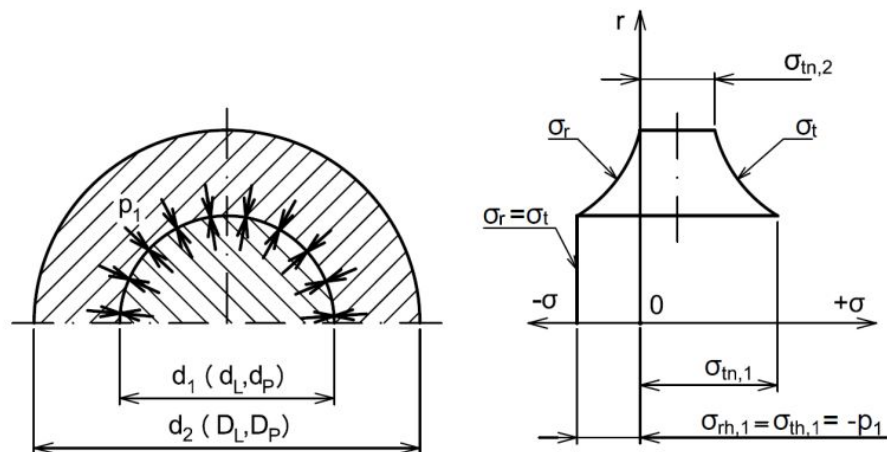
Čep je nalisován z obou stran s přesahem odpovídajícím uložení H6/n5. Jmenovité rozměry čepu, jak rovněž mezní úchytky jsou na obou stranách totožné. Význam některých rozměrů je patrný z obr. 4.4.



Obr. 4.5 - Schéma uložení

Tab. 4.3 - Výpočet přesahu

Strana pružného čepu	Levá	Pravá
Jmenovitý průměr čepu $JR = d_1$	$d_L = 40 \text{ mm}$	$d_P = 40 \text{ mm}$
Mezní úchytky hřídele - čepu (n5) $es$ $ei$	$es = +28 \mu\text{m}$ $ei = +17 \mu\text{m}$	
Mezní úchytky náboje (H6) $ES$ $EI$	$ES = +16 \mu\text{m}$ $EI = +0 \mu\text{m}$	
Horní mezní rozměr hřídele - čepu $hmr = JR + es$ (4.33)	$hmr = 40,028 \text{ mm}$	
Dolní mezní rozměr náboje $DMR = JR + EI$ (4.34)	$DMR = 40,000 \text{ mm}$	
Maximální přesah $\Delta d_{1\text{max}} = hmr - DMR$ (4.35)	$\Delta d_{1\text{max}L} = 0,028 \text{ mm}$	$\Delta d_{1\text{max}P} = 0,028 \text{ mm}$



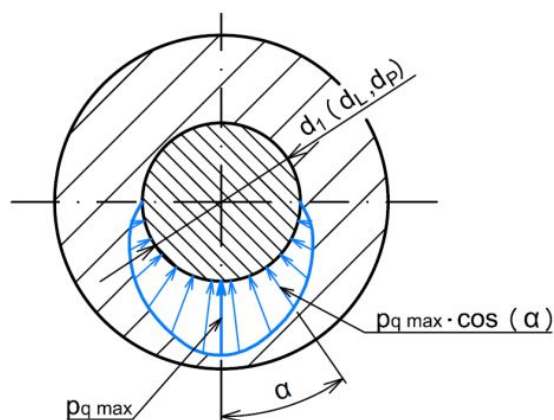
Obr. č. 4.6 - Napětíové poměry v nalisování

Tab. č. 4.4 - Výpočet napěťových poměrů v nalisování

Strana pružného čepu	Levá	Pravá
Průměr hřídele - čepu $d_1$	$d_L = 40 \text{ mm}$	$d_P = 40 \text{ mm}$
Vnější průměr náboje $d_2$	$D_L = 68 \text{ mm}$	$D_P = 80 \text{ mm}$
Rozměrová konstanta (platí pro hřídel i náboj ze stejného materiálu) $C_n = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad (4.36)$	$C_{nL} = 2,0582$	$C_{nP} = 1,6667$
Modul pružnosti v tahu $E$	$E = 206\,000 \text{ MPa}$	
Tlak v nalisování $p_1 = \frac{\Delta d_{1\max} \cdot E}{d_1 \cdot (C_n + 1)} \quad (4.37)$	$p_{1L} = 47,15 \text{ MPa}$	$p_{1P} = 54,07 \text{ MPa}$
Hlavní radiální napětí v místě nalisování v hřídeli - čepu $\sigma_{rh1} = -p_1 \quad (4.38)$	$\sigma_{rh1L} = -47,15 \text{ MPa}$	$\sigma_{rh1P} = -54,07 \text{ MPa}$
Hlavní tečné napětí v místě nalisování v hřídeli - čepu $\sigma_{th1} = -p_1 \quad (4.39)$	$\sigma_{th1L} = -47,15 \text{ MPa}$	$\sigma_{th1P} = -54,07 \text{ MPa}$
Hlavní radiální napětí v místě nalisování v náboji $\sigma_{rnl} = -p_{1L} \quad (4.40)$	$\sigma_{rnlL} = -47,15 \text{ MPa}$	$\sigma_{rnlP} = -54,07 \text{ MPa}$
Hlavní tečné napětí v místě nalisování v náboji $\sigma_{tnl} = p_1 \cdot C_n \quad (4.41)$	$\sigma_{tnlL} = 97,04 \text{ MPa}$	$\sigma_{tnlP} = 90,12 \text{ MPa}$

#### 4.5.4 Kontrola otláčení

Při výpočtu otláčení je uvažován jednak tlak od nalisování a jednak tlak od spojitého zatížení. Při kontrole tlaku bude uvažováno že se oba tyto tlaky sčítají. Dále je předpokládáno, že rozložení tlaku způsobeného spojitým zatížením je rozloženo po obvodě čepu dle funkce kosinus. V kontaktu čep - náboj se vždy kontroluje, zda je překročen dovolený tlak u horšího z materiálů. Na pravé straně se kontroluje překročení dovoleného tlaku materiálu náboje (unášeče), na levé materiálu čepu.



Obr. 4.7 - Rozložení tlaku od spojitého zatížení

Tab. 4.5 - Určení tlaku od spojitého zatížení

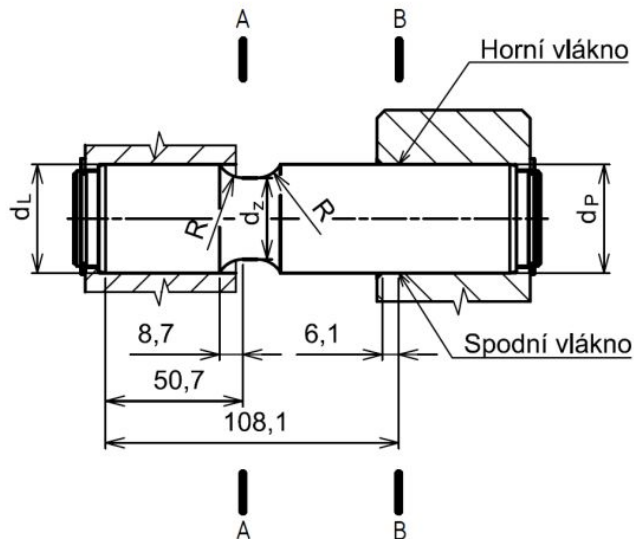
Strana pružného čepu	Levá	Pravá
Průměr - čepu $d_1$	$d_L = 40 \text{ mm}$	$d_P = 40 \text{ mm}$
Maximální hodnota spojitého zatížení $q_{\max}$	$q_{L \max}(x_1) = -3\,717,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$	$q_{P \max}(x_3) = 3\,977,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$
Maximální tlak od spojitého zatížení $p_{q \max} = \frac{4 \cdot q_{\max}}{\pi \cdot d_1}$ (4.42)	$p_{qL \max} = 118,34 \text{ MPa}$	$p_{qP \max} = 126,61 \text{ MPa}$
Tlak v nalisování $p_1$	$p_{1L} = 47,15 \text{ MPa}$	$p_{1P} = 54,07 \text{ MPa}$
Celkový tlak působící na čep $p = p_{q \max} + p_1$ (4.43)	$p_L = 165,49 \text{ MPa}$	$p_P = 180,68 \text{ MPa}$
Dovolený tlak $p_d = f(Rm)$	$Rm_{12\,060.1} = 600 \text{ MPa}$ $p_{dL} = 180 \text{ MPa}$	$Rm_{11\,600.0} = 590 \text{ MPa}$ $p_{dP} = 175 \text{ MPa}$
Kontrola dovoleného tlaku $p \leq p_d$ (4.44)	$p_L < p_{dL}$	$p_P > p_{dP}^*$

\*Hodnota dovoleného tlaku u náboje je z pravé strany mírně překročena. To však platí za předpokladu že mez pevnosti je minimální, a hodnota přesahu maximální.



#### 4.5.5 Pevnostní kontrola čepu

Při analytickém pevnostním výpočtu je kontrola provedená ve dvou vytypovaných místech a to v místě paty levého zaoblení zápichu, a v místě kde ohybový moment dosahuje maxima. První místo je kontrolováno na ohyb při statickém zatížení s uvažováním tvarového součinitele. U druhého je provedená kontrola redukovaného napětí, které je výsledkem napětí tahového, radiálního (v spodním vlákne zvětšeného o tlak od spojitého zatížení) a tečného.



Obr. 4.8 Kritická místa na pružném čepu

##### a) Průřez A-A (pata zápichu zleva)

Ohybové napětí v průřezu A-A se vypočte dle vztahu:

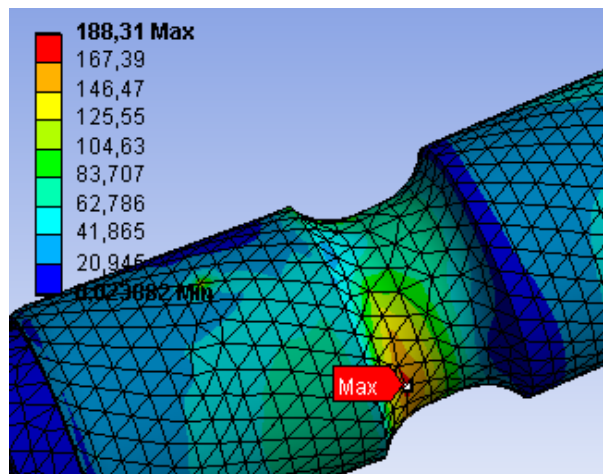
$$\sigma_{oAA} = \frac{M_{AA}}{\pi \cdot d_z^3} \cdot \alpha_{\sigma oAA} = \frac{306\,466,2}{\pi \cdot 30^3} \cdot 1,4 = 161,86 \text{ MPa} , \quad (4.45)$$

kde ohybový moment v místě průřezu A-A  $M_{AA}=306\,466,2$  Nmm (viz tab. 4.2), průměr čepu v místě zápichu  $d_z=30$  mm a součinitel koncentrace napětí pro prut kruhového průřezu se zápichem namáhaný ohybem  $\alpha_{\sigma oAA}=1,4$ . Součinitel  $\alpha_{\sigma oAA}$  platí pro  $d_L/d_z = 1,33$  a  $R/d_z = 0,33$  (význam rozměrů viz. obr. 4.8, číselné hodnoty uvedeny v úvodu kap. 4.5). Statická bezpečnost v průřezu A-A pro analytický výpočet se určí:

$$k_{sAA} = \frac{Re_{12\,060.1}}{\sigma_{oAA}} = \frac{345}{161,86} = 2,13 , \quad (4.46)$$

kde mez kluzu materiálu čepu (ocel 12 060.1)  $Re_{12\,060.1}=345$  MPa. Níže je zobrazen výsledek pevnostní MKP analýzy provedené pomocí software Ansys Workbench 14. Čep byl pevnostně zkontrolován jako součást sestavy s uvažováním maximálního přesahu pro uložení H6/n5 který je roven 28  $\mu$ m. Místo průřezu A-A je zároveň místem maximálního redukovaného

napětí v čepu. Statická bezpečnost čepu v průřezu A-A vyhovuje jak pro analytický výpočet tak pro výpočet metodou MKP.



Obr. 4.9 Pevnostní kontrola čepu metodou HMM v průřezu A-A

Statická bezpečnost v průřezu A-A pro výpočet metodou MKP se určí:

$$k_{sHMH AA} = \frac{Re_{12060.1}}{\sigma_{HMH AA}} = \frac{345}{188,31} = 1,83, \quad (4.47)$$

kde  $\sigma_{HMH AA}=188,31\text{MPa}$  je maximální redukované napětí v okolí průřezu A-A určené metodou MKP .

#### b) Průřez B-B (místo maximálního ohybového momentu)

Ohybové napětí v průřezu B-B se určí:

$$\sigma_{oBB} = \frac{|M_{BB}|}{\frac{\pi \cdot d_p^3}{32}} = \frac{|-855\,348,4|}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 136,13 \text{ MPa} , \quad (4.48)$$

kde ohybový moment v místě B-B  $M_{BB}=-855\,348,4 \text{ Nmm}$  (viz tab. 4.2) a průměr čepu v místě průřezu B-B  $d_p=40 \text{ mm}$ .

Tab. 4.6 Hlavní napětí v horním a dolním vlákně průřezu B-B

Horní vlákno	Spodní vlákno
Hlavní axiální napětí $\sigma_{ah} = +\sigma_{oBB} = 136,13 \text{ MPa}$ (4.49a)	Hlavní axiální napětí $\sigma_{as} = -\sigma_{oBB} = -136,13 \text{ MPa}$ (4.49b)
Hlavní radiální napětí $\sigma_{rh} = \sigma_{rh1P} = -54,07 \text{ MPa}$ (4.50a)	Hlavní radiální napětí $\sigma_{rs} = \sigma_{rh1P} - p_{qP \max} = -54,07 - 126,61$ $\sigma_{rs} = -180,68 \text{ MPa}$ (4.50b)
Hlavní tečné napětí $\sigma_{th} = \sigma_{th1P} = -54,07 \text{ MPa}$ (4.51a)	Hlavní tečné napětí $\sigma_{ts} = \sigma_{th1P} = -54,07 \text{ MPa}$ (4.51b)

Pozn.: Hodnoty dosazované do vzorců viz tab. 4.4 a tab. 4.5.

Pro redukované napětí v horním vlákně průřezu B-B platí vztah 4.51.

$$\sigma_{redBBh} = \sqrt{\sigma_{ah}^2 + \sigma_{rh}^2 + \sigma_{th}^2 - (\sigma_{ah} \cdot \sigma_{rh} + \sigma_{ah} \cdot \sigma_{th} + \sigma_{rh} \cdot \sigma_{th})}$$

$$\sigma_{redBBh} = \sqrt{136,13^2 + (-54,07)^2 + (-54,07)^2 - (136,13 \cdot (-54,07) + (-54,07)^2 + (-54,07)^2)} \quad (4.52)$$

$$\sigma_{redBBh} = 160,90 \text{ MPa}$$

Pro redukované napětí ve spodním vlákně průřezu B-B platí vztah 4.52.

$$\sigma_{redBBs} = \sqrt{\sigma_{as}^2 + \sigma_{rs}^2 + \sigma_{ts}^2 - (\sigma_{as} \cdot \sigma_{rs} + \sigma_{as} \cdot \sigma_{ts} + \sigma_{rs} \cdot \sigma_{ts})}$$

$$\sigma_{redBBs} = \sqrt{(-136,13)^2 + (-180,68)^2 + (-54,07)^2 - ((-136,13) \cdot (-180,68) + (-136,13) \cdot (-54,07) + (-180,68) \cdot (-54,07))} \quad (4.53)$$

$$\sigma_{redBBs} = 111,19 \text{ MPa}$$

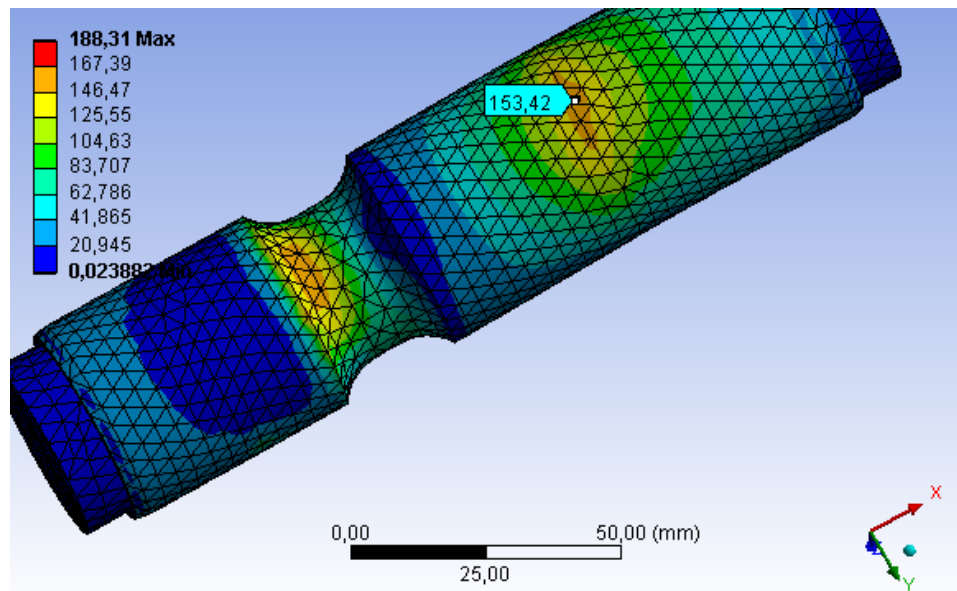
Statická bezpečnost v průřezu B-B pro analytický vypočtenou hodnotu maximálního redukovaného napětí se určí:

$$k_{sAA} = \frac{Re_{12\,060,1}}{\sigma_{redBBh}} = \frac{345}{160,90} = 2,14. \quad (4.54)$$

Statická bezpečnost v průřezu B-B pro výpočet metodou MKP se určí:

$$k_{sHMH\,BB} = \frac{Re_{12\,060,1}}{\sigma_{HMH\,BB}} = \frac{345}{153,42} = 2,25, \quad (4.55)$$

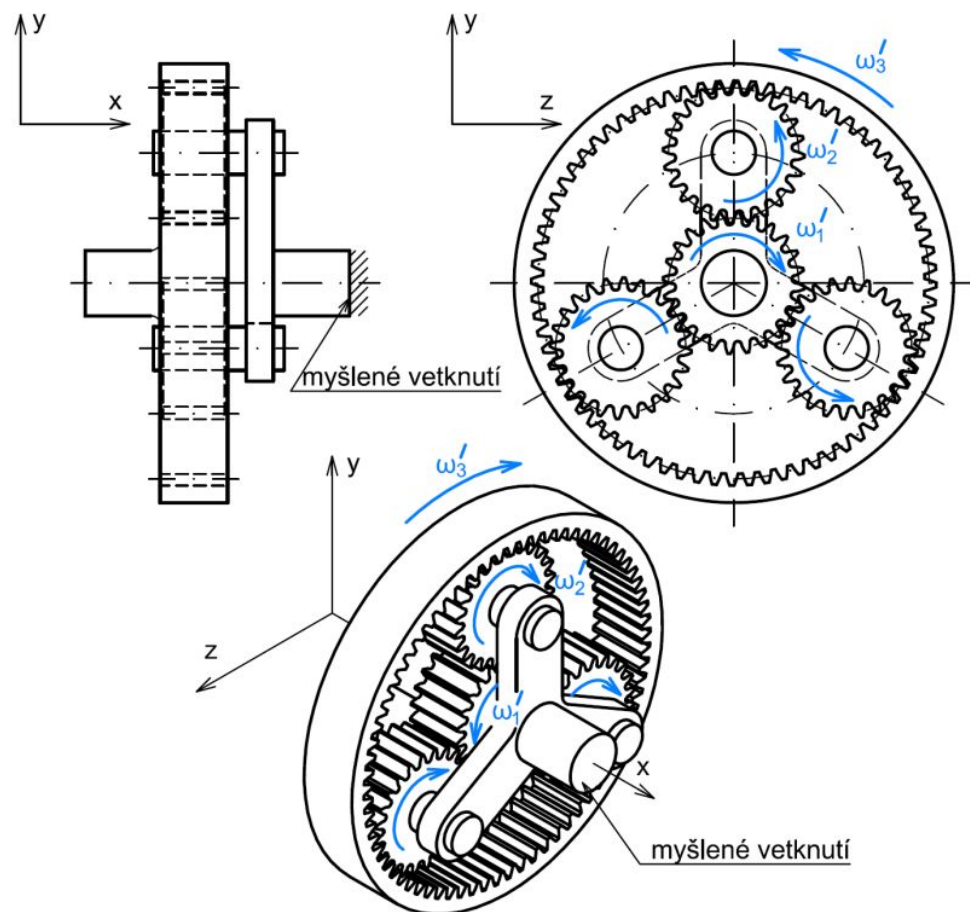
kde  $\sigma_{HMH\,BB} = 153,42 \text{ MPa}$  je maximální redukované napětí v okolí průřezu A-A určené metodou MKP. Níže je zobrazen výsledek pevnostní analýzy pro průřez B-B. Statická bezpečnost průřezu B-B vyhovuje jak pro analytickou, tak MKP metodu řešení.



Obr. 4.10 Pevnostní kontrola čepu metodou HMH v okolí průřezu B-B

## 5 Určení změny úhlu šroubovice

Před samotným určováním součinitelů nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce, právě jako před samotným návrhem úhlových modifikací u ozubení, je potřeba provést určení změny úhlu šroubovice ozubených kol. V Obr. 5.1 je planetové soukolí umístěno v souřadném systému. Pokud jsou u následujících obrázků znázorněny osy souřadného systému, pak odpovídají osám na obr. 5.1 a slouží tak pro lepší orientaci. Je předpokládáno myšlené zablokování unášeče. Pak se všechny kola pohybují relativními úhlovými rychlostmi dle obr. 5.1. Znázorněný směr otáčení bude předpokládán jako záběr, opačný směr jako reverzace. Je potřeba vysvětlit, že levým ložiskem je v textu označováno ložisko satelitu umístěné blíže nuly v souřadném systému, zatímco pravé ložisko je umístěno dále od nuly na ose  $x$ .



Obr. 5.1 Planetové soukolí v souřadném systému

Při určování úhlu natočení ozubených kol byl zohledněn vliv deformací čepů satelitů a samotného unášeče. Deformace ozubených kol a skříně převodovky nebyly uvažovány.

Potom průhyb a natočení korunového kola bude nulové. Dále je předpokládáno, že natočení a deformace centrálního kola jsou nulové (viz kap. 6.3). Vliv deformací ložisek a vliv jejich vůlí byl zanedbán. Bylo uvažováno, že síly působící na satelit mají svou výslednici uprostřed šířky zubu. Tím bude zatížení symetricky rozložených ložisek (u varianty č. 4 se jedná o řady valivých těles) rovnoměrné. Oba ložiska (nebo řady valivých těles) mají totožné rozměry, tudíž při stejném zatížení musí být i jejich deformace totožné. Při zohlednění výše uvedených předpokladů lze vliv ložiskových vůlí a deformací na natočení satelitů zanedbat.

## 5.1 Určení posunutí ložisek metodou MKP

Při analýze MKP byl uvažován materiál unášeče i čepu z oceli s modulem pružnosti v tahu  $E=2,06 \cdot 10^5$  MPa a modulem pružnosti v krutu  $G=8 \cdot 10^4$  MPa (hodnoty  $E$  a  $G$  platí pro ocelový hřídel dle programu Autodesk Inventor Professional). Těmto hodnotám odpovídá Poissonova konstanta  $\mu=0,2875$ . U varianty č. 0, 1 a 2, kde je unášeč složen ze dvou částí byl mezi těmito dvěma částmi zvolen třecí kontakt (frictional contact) se součinitelem tření 0,2. Střížná pouzdra byla nahrazená spojením typu válcový čep schopný deformace (cylindrical deformable joint). Šroubová spojení nahradily pružiny (springs) s předpokládaným předpětím 7 000 N a tuhostí šroubového spojení určenou MKP  $c=115\,580$  N/mm. Při simulacích nebyl zohledněn vliv případného přesahu nebo vůle mezi čepem satelitu a unášečem nebo mezi čepem a pouzdrům satelitu u var. 4. Rovněž nebyly zohledněny velké deformace (large deflection). Unášeč byl dále pevně uchycen pevnou vazbou (fixed support) a čepy byly zatíženy ložiskovou silou (bearing load) rovnou síle  $F_U=21\,431,2$  N (v případě jednoho ložiska na čepu - var. č. 0) nebo dvěma silami  $F_U/2=10\,715,6$  N (v případě dvou ložisek nebo řad valivých těles - var. č. 1, 2, a 4).

U varianty č. 2 byla MKP analýza provedená pouze pro unášeč. Deformace čepu u této varianty se neuvažuje. Čep je zde možno uvažovat jako nosník na dvou kloubových podporách zatížených uprostřed silou která při deformaci nevyvolá uprostřed nosníku natočení satelitu.

Při určování natočení satelitů bylo vycházeno z rozdílných hodnot posunutí čepů v místech uložení ložisek (u varianty č. 2 se jedná o místa uložení ložisek v unášeči). Posunutí ložiska bylo určeno jako střední hodnota z maximálních posunutí krajních poloh ložiska a to ve směru os  $y$  a  $z$ , přičemž je uvažováno ložisko zužené o velikost zaoblení. Pro posunutí ložisek ve směru osy  $y$  pak platí následující vztahy:

$$\delta_L^y = \frac{\delta_{LL}^y + \delta_{PL}^y}{2} \quad (5.1)$$

$$\delta_P^y = \frac{\delta_{LP}^y + \delta_{PP}^y}{2} \quad (5.2)$$

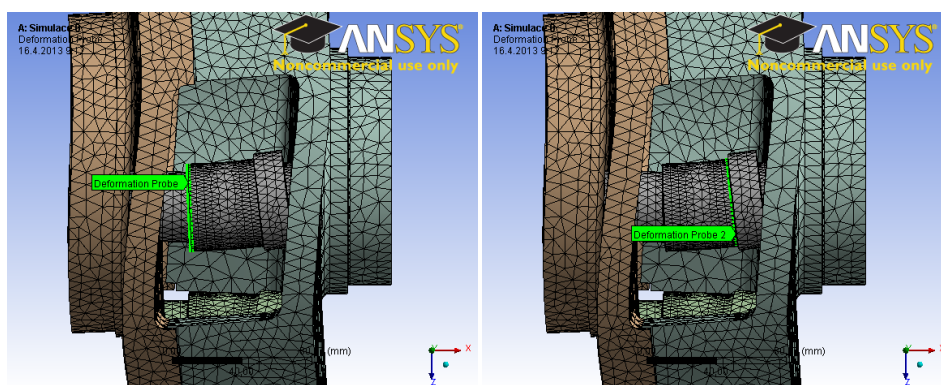
kde  $\delta_L^y$  je uvažována hodnota posunutí levého ložiska a  $\delta_P^y$  je uvažována hodnota posunutí pravého ložiska.  $\delta_{LL}^y$  je posunutí levého okraje levého ložiska,  $\delta_{PL}^y$  je posunutí pravého okraje levého ložiska,  $\delta_{LP}^y$  je posunutí levého okraje pravého ložiska a  $\delta_{PP}^y$  je posunutí pravého okraje pravého ložiska. Všechny tyto posunutí se uskutečňují ve směru  $y$ . Obdobně pro posunutí ložsek ve směru  $z$  platí:

$$\delta_L^z = \frac{\delta_{LL}^z + \delta_{PL}^z}{2} \quad (5.3)$$

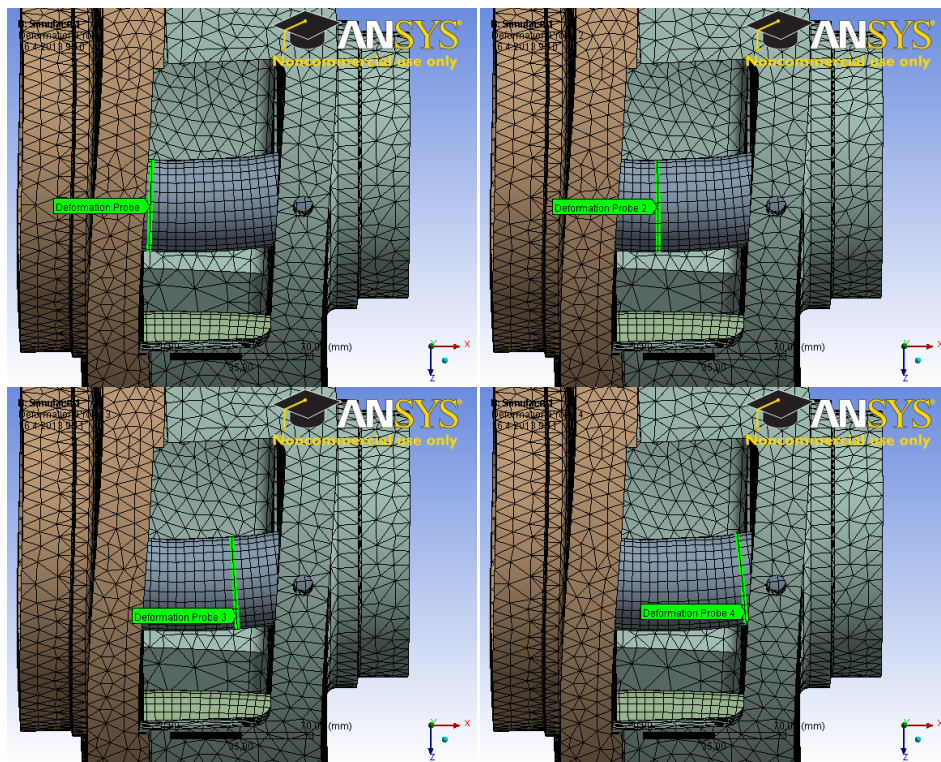
$$\delta_P^z = \frac{\delta_{LP}^z + \delta_{PP}^z}{2} \quad (5.4)$$

ve kterém všechny hodnoty mají obdobný význam jako u vztahů (5.1) a (5.2). Všechny tyto posunutí se však uskutečňují ve směru osy  $z$ .

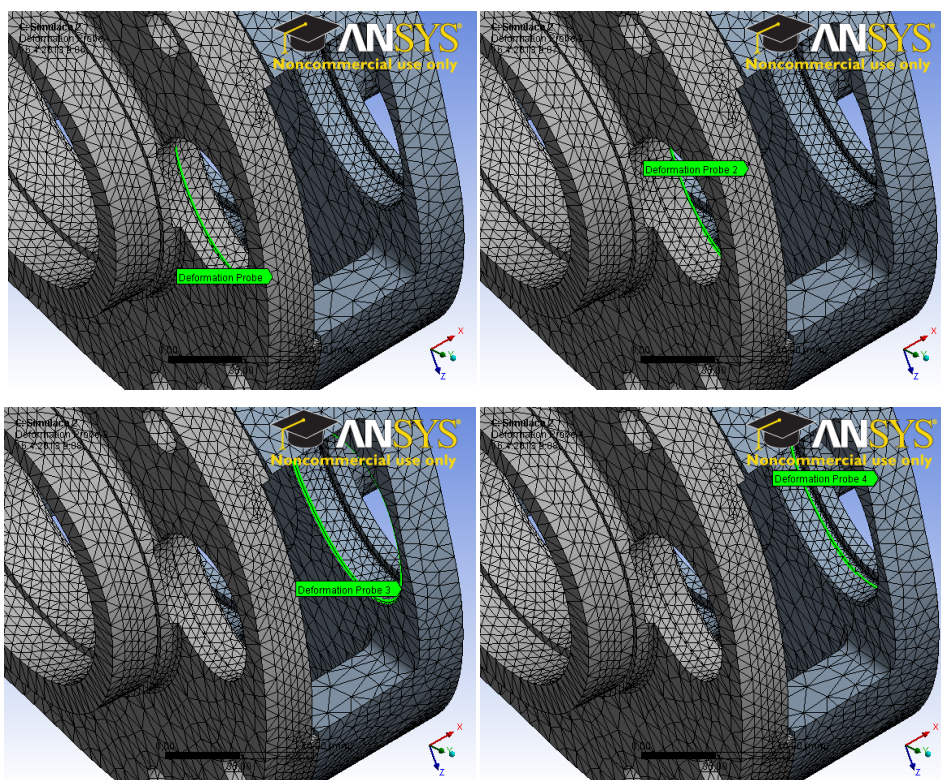
V obrázcích 5.2 až 5.6 jsou znázorněny posunutí krajních poloh ložisek. U varianty č. 0 je satelit nesen pouze jedním ložiskem, proto je zde uvažováno, že  $\delta_L^y$  a  $\delta_L^z$  jsou posunutí levého okraje ložiska ve směrech  $y$  a  $z$ ,  $\delta_P^y$  a  $\delta_P^z$  jsou zase hodnoty posunutí pravého okraje ložiska ve směrech  $y$  a  $z$ . V tabulce 5.1 jsou zapsány posunutí krajních poloh ložisek a také vypočtené střední hodnoty posunutí ložisek. Z obrázku 3.3 je patrné, že u varianty č. 2 ložiska přesahují mimo otvory uložení. Aby výsledek simulace byl co nejpřesnější, bylo v rámci simulace přijato, že v místě kde ložisko přesahuje přes místo uložení (okraj zkosení), se nachází jedna hrana ložiska a druhá hrana je umístěná tak, aby působí síla ložiska bylo ve střední rovině ložiska.



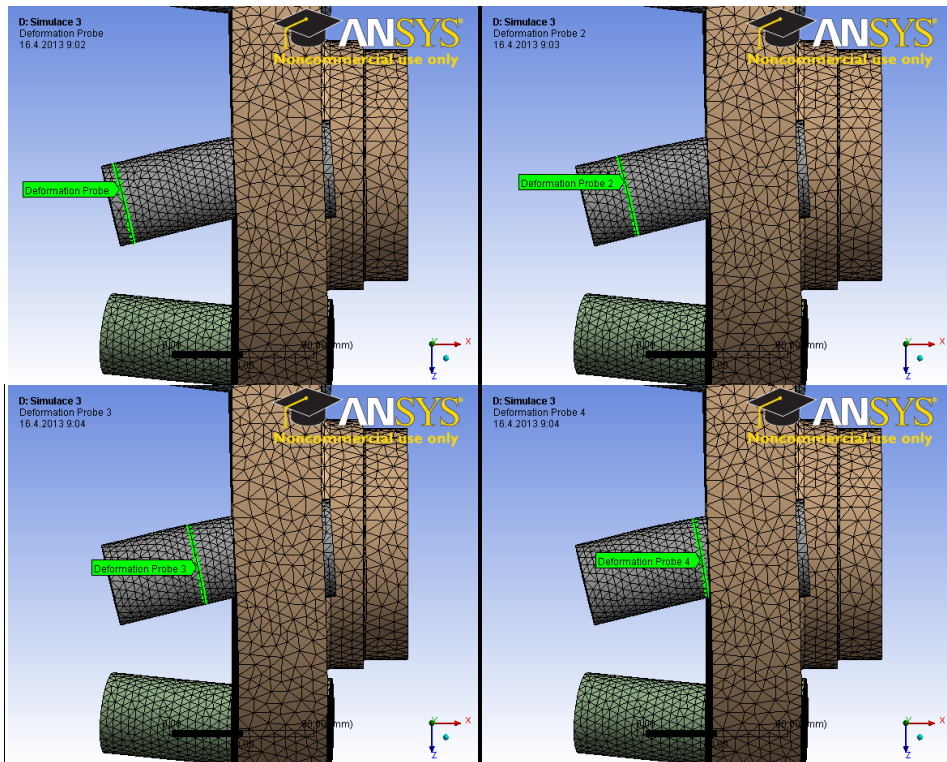
Obr. 5.2 Posunutí krajních poloh ložiska - var. č. 0



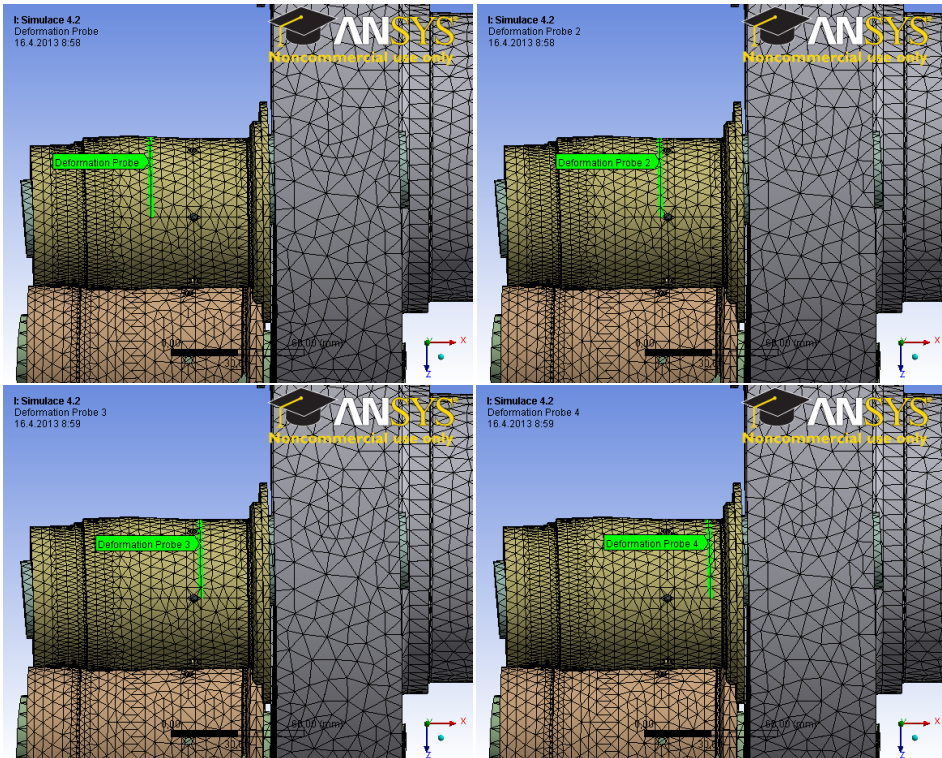
Obr. 5.3 Posunutí krajních poloh ložisek - var. č. 1



Obr. 5.4 Posunutí krajních poloh ložisek - var. č. 2



Obr. 5.5 Posunutí krajních poloh ložisek - var. č. 3



Obr. 5.6 Posunutí krajních poloh ložisek - var. č. 4



Tab. 5.1 Posunutí krajních poloh ložisek (hodnoty v mm)

Var.	Směr	Levé ložisko		Pravé ložisko	
		Levý okraj	Pravý okraj	Levý okraj	Pravý okraj
0	y	$\delta_L^y$		$\delta_P^y$	
		<b>0,0089</b>		<b>0,0088</b>	
	z	$\delta_L^z$		$\delta_P^z$	
		<b>0,0559</b>		<b>0,0482</b>	
1	y	$\delta_{LL}^y$	$\delta_{PL}^y$	$\delta_{LP}^y$	$\delta_{PP}^y$
		0,0067	0,0068	0,0068	0,0065
		$\delta_L^y$		$\delta_P^y$	
	<b>0,0068</b>		<b>0,0066</b>		
	z	$\delta_{LL}^z$	$\delta_{PL}^z$	$\delta_{LP}^z$	$\delta_{PP}^z$
		0,0425	0,0433	0,0411	0,0374
$\delta_L^z$		$\delta_P^z$			
<b>0,0429</b>		<b>0,0393</b>			
2	y	$\delta_{LL}^y$	$\delta_{PL}^y$	$\delta_{LP}^y$	$\delta_{PP}^y$
		0,0123	0,0117	0,0081	0,0067
		$\delta_L^y$		$\delta_P^y$	
	<b>0,0120</b>		<b>0,0074</b>		
	z	$\delta_{LL}^z$	$\delta_{PL}^z$	$\delta_{LP}^z$	$\delta_{PP}^z$
		0,0556	0,0587	0,0440	0,0455
$\delta_L^z$		$\delta_P^z$			
<b>0,0571</b>		<b>0,0448</b>			
3	y	$\delta_{LL}^y$	$\delta_{PL}^y$	$\delta_{LP}^y$	$\delta_{PP}^y$
		0,0135	0,0120	0,0101	0,0088
		$\delta_L^y$		$\delta_P^y$	
	<b>0,0127</b>		<b>0,0094</b>		
	z	$\delta_{LL}^z$	$\delta_{PL}^z$	$\delta_{LP}^z$	$\delta_{PP}^z$
		0,1157	0,0955	0,0667	0,0489
$\delta_L^z$		$\delta_P^z$			
<b>0,1056</b>		<b>0,0578</b>			
4	y	$\delta_{LL}^y$	$\delta_{PL}^y$	$\delta_{LP}^y$	$\delta_{PP}^y$
		0,0166	0,0147	0,0142	0,0126
		$\delta_L^y$		$\delta_P^y$	
	<b>0,0157</b>		<b>0,0134</b>		
	z	$\delta_{LL}^z$	$\delta_{PL}^z$	$\delta_{LP}^z$	$\delta_{PP}^z$
		0,1691	0,1683	0,1681	0,1669
$\delta_L^z$		$\delta_P^z$			
<b>0,1687</b>		<b>0,1675</b>			

## 5.2 Natočení ozubených kol

Natočení korunového a centrátrálního kola v rovině  $x$ - $y$  i  $x$ - $z$  je uvažováno nulové (viz dříve). Natočení satelitů je dáno posunutím ložisek a jejich roztečí  $r$ . Pomocí obr. 5.7 je možno odvodit následující vztahy, podle kterých pro natočení kol v rovině  $x$ - $y$  platí:

$$\vartheta_1 = 0^\circ \quad (5.5)$$

$$\vartheta_2 = \arctan\left(\frac{\delta_P^y - \delta_L^y}{r}\right) \quad (5.6)$$

$$\vartheta_3 = 0^\circ. \quad (5.7)$$

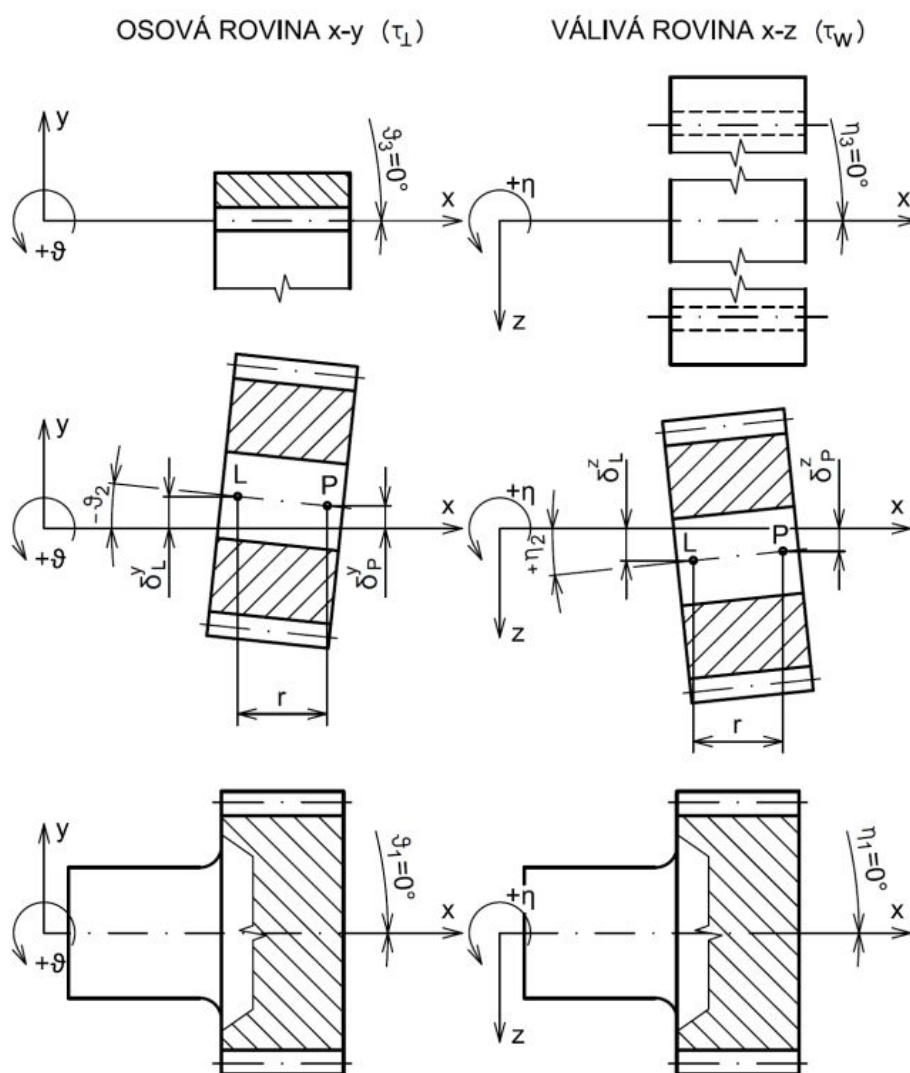
Pro natočení kol v rovině  $x-z$  platí:

$$\eta_1 = 0^\circ \quad (5.8)$$

$$\eta_2 = \arctan\left(\frac{\delta_L^z - \delta_P^z}{r}\right) \quad (5.9)$$

$$\eta_3 = 0^\circ. \quad (5.10)$$

Hodnoty úhlu natočení jsou vypočteny v tab. č. 5.2.



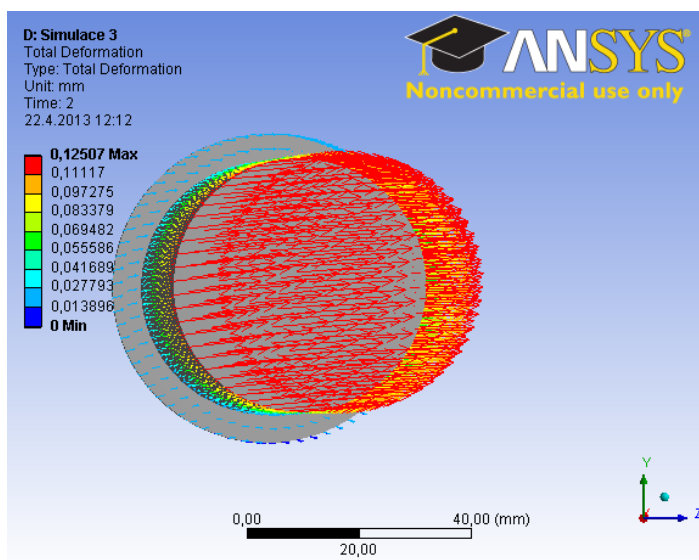
Obr. 5.7 Natočení ozubených kol v osové a válivé rovině

Tab. 5.2 Natočení ozubených kol (záběr)

varianta	Osová rovina $\tau_{\perp}$			Válivá rovina $\tau_w$		
	$\vartheta_1$	$\vartheta_2$	$\vartheta_3$	$\eta_1$	$\eta_2$	$\eta_3$
	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]	[°]
0	0	$-0,177 \cdot 10^{-3} \rightarrow 0$	0	0	$11,395 \cdot 10^{-3} \rightarrow 0$	0
1	0	$-0,185 \cdot 10^{-3}$	0	0	$5,030 \cdot 10^{-3}$	0
2	0	$-3,403 \cdot 10^{-3}$	0	0	$8,981 \cdot 10^{-3}$	0
3	0	$-4,667 \cdot 10^{-3}$	0	0	$66,844 \cdot 10^{-3}$	0
4	0	$-5,798 \cdot 10^{-3}$	0	0	$2,979 \cdot 10^{-3}$	0

U var. 0 je použito toroidní ložisko které je schopno se naklápět o úhel  $0,5^\circ$  bez negativního vlivu na životnost ložiska. Protože naklonění satelitu u této varianty v rovině  $x-y$  má zanedbatelnou hodnotu a naklonění satelitu v rovině  $x-z$  má hodnotu menší než je dovolená hodnota naklonění ložiska, je jasné, že natočení čepu bude ložiskem eliminováno a na záběr ozubených kol tedy nebude mít vliv. Proto u dalších výpočtů jsou u var. 0 uvažovány hodnoty  $\vartheta_2 = 0$  a  $\eta_2 = 0$ .

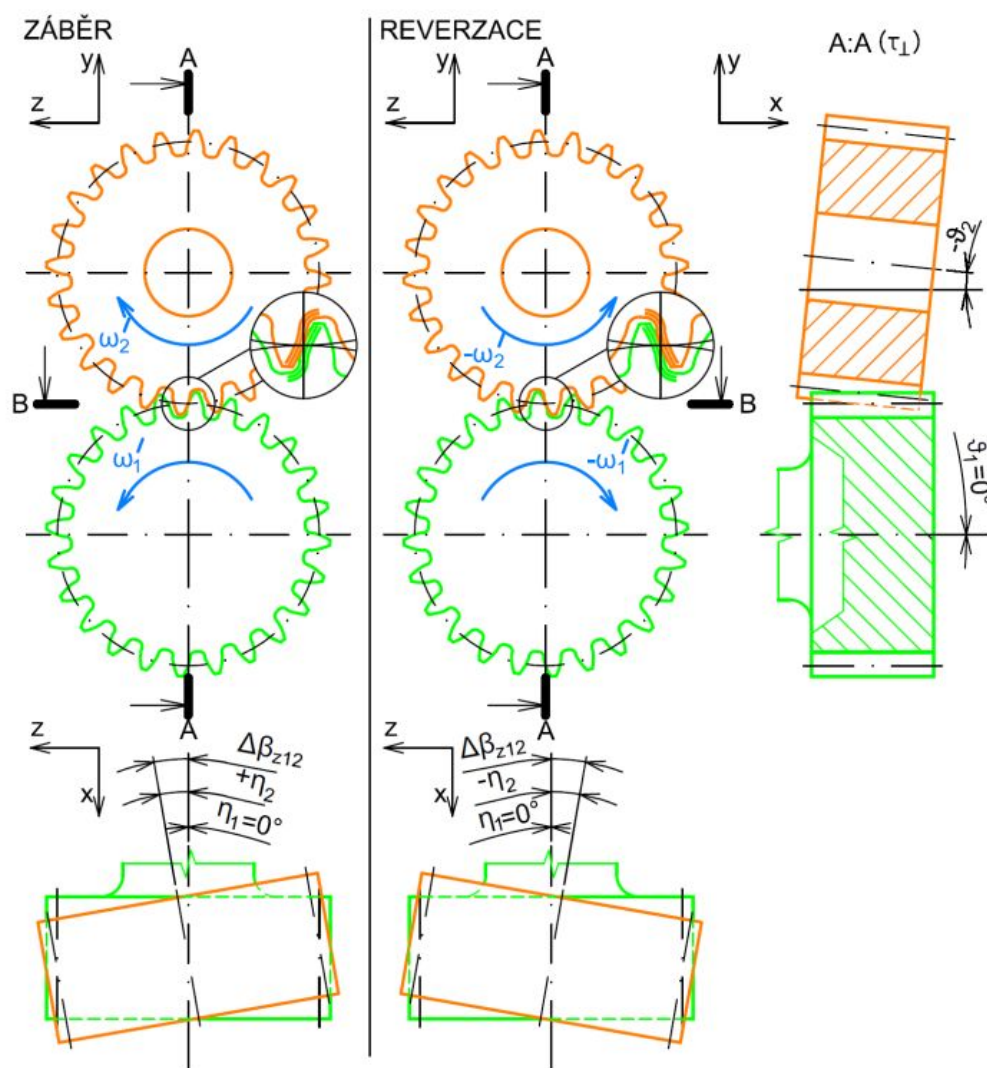
Výše vypočtené hodnoty natočení kol platí pro případ, že se jedná o záběr soukolí v jednom směru. V případě, že nastane reverzace, dá se logicky předpokládat, že úhel natočení satelitu v osově rovině  $\vartheta_2$  se nezmění a úhel natočení satelitu ve válivé rovině  $\eta_2$  bude mít stejnou velikost ale opačné znaménko. Je to dáno tím, že při reverzaci se změní orientace síly působící na čep unášeče  $F_U$ , zatímco úhel natočení satelitu ve válivé rovině  $\eta_2$  je dán deformacemi, které mají totožný směr jako tato síla, úhel natočení satelitu v osově rovině  $\vartheta_2$  je dán deformacemi, na které má vliv tvar unášeče, který způsobuje „vytlačování“ čepů z unášeče směrem od osy unášeče ven. Na obr. 5.8 jsou znázorněny vektory posuvů na čepu satelitu u varianty č. 3.



5.8 Vektory posuvů na čepu satelitu u varianty č. 3

### 5.3 Určení změny úhlu šroubovice na satelitu pro záběr centrální kolo - satelit

Při určování změny úhlu šroubovice na satelitu byla využita graficko-početní metoda. Některé vztahy jsou použity z lit. [1], jiné jsou odvozeny z obr. 5.9. a obr. 5.10.



Obr. 5.9 Vzájemné natočení centrálního kola a satelitu při záběru a reverzaci

Pro lepší orientaci jsou kola rozlišena barevně. Centrální kolo je zobrazeno zeleně, satelit oranžově. Tučně jsou zobrazeny ty boky zubů, které se účastní záběru, tím je určen jejich vzájemného dosednutí pro další výpočty stěžejní. Z obr. 5.9 je dále patrné, že pro záběr i reverzaci spolu zabírají vždy různé boky zubů centrálního kola i satelitu. Podle lit. [1] platí pro změnu úhlu šroubovice natočením kol v osové rovině x-y vztah:

$$\Delta\beta_{y12} = |(\vartheta_1 - \vartheta_2) \cdot \tan \alpha_n \cdot \cos \beta| \quad (5.11)$$

kde  $\alpha_n = 20^\circ$  je úhel profilu zubu a  $\beta = 0^\circ$  je roztečný úhel sklonu zubu. Dále dle lit. [1] platí pro změnu úhlu šroubovice natočením kol ve válivé rovině x-z vztah:

$$\Delta\beta_{z12} = |\eta_1 - \eta_2|. \quad (5.12)$$

Ve výrazech 5.11 a 5.12 byly použity absolutní hodnoty, protože pro další výpočty a správnou orientaci úhlů  $\Delta\beta_{y12}$  a  $\Delta\beta_{z12}$  je použita grafická metoda. Index „12“ znamená záběr centrální kolo - satelit.

Prvních osm vyobrazení na obr. 5.10 znázorňuje umístění zubu centrálního kola v zubové mezeře satelitu pro oba směry otáčení a jedná se o řez B-B z obr. 5.9. Tučně jsou zvýrazněny boky zubů, které se účastní přenosu výkonu. První dva obrázky znázorňují ideální dosednutí boků zubů. Na třetím a čtvrtém obrázku je znázorněná změna úhlu šroubovice natočením kol v osové rovině. Vzájemným posunováním dvou ozubených kol v osové rovině dochází ve válivé rovině ke změně šířky zubů a zubové mezery obou kol. Pokud dochází rovněž k natáčení kol v osové rovině, pak změna šířky zubů a zubové mezery je na obou bocích ozubeného kola rozdílná a způsobuje změnu úhlu šroubovice  $\Delta\beta_{y12}$ . Protože pro oba směry otáčení je úhel natočení satelitu v osové rovině shodný, bude i změna úhlu šroubovice natočením kol v osové rovině totožná, bude však ovlivňovat záběr jiných dvou zubů. Páté a šesté vyobrazení na obr. 5.10 zobrazuje změnu úhlu šroubovice natočením kol ve válivé rovině  $\Delta\beta_{z12}$ . Pro oba směry je tato hodnota stejně velká ale má rozdílnou orientaci a opět ovlivňuje záběr jiných dvou zubů ozubeného kola.

Z obr 5.10 je patrné že celková deformační změna úhlu šroubovice je shodná pro oba směry otáčení, vztahuje se však k jiným párům boků zubů. Vpočte se dle vztahu:

$$\Delta\beta_{d12} = \Delta\beta_{z12} + \Delta\beta_{y12}. \quad (5.13)$$

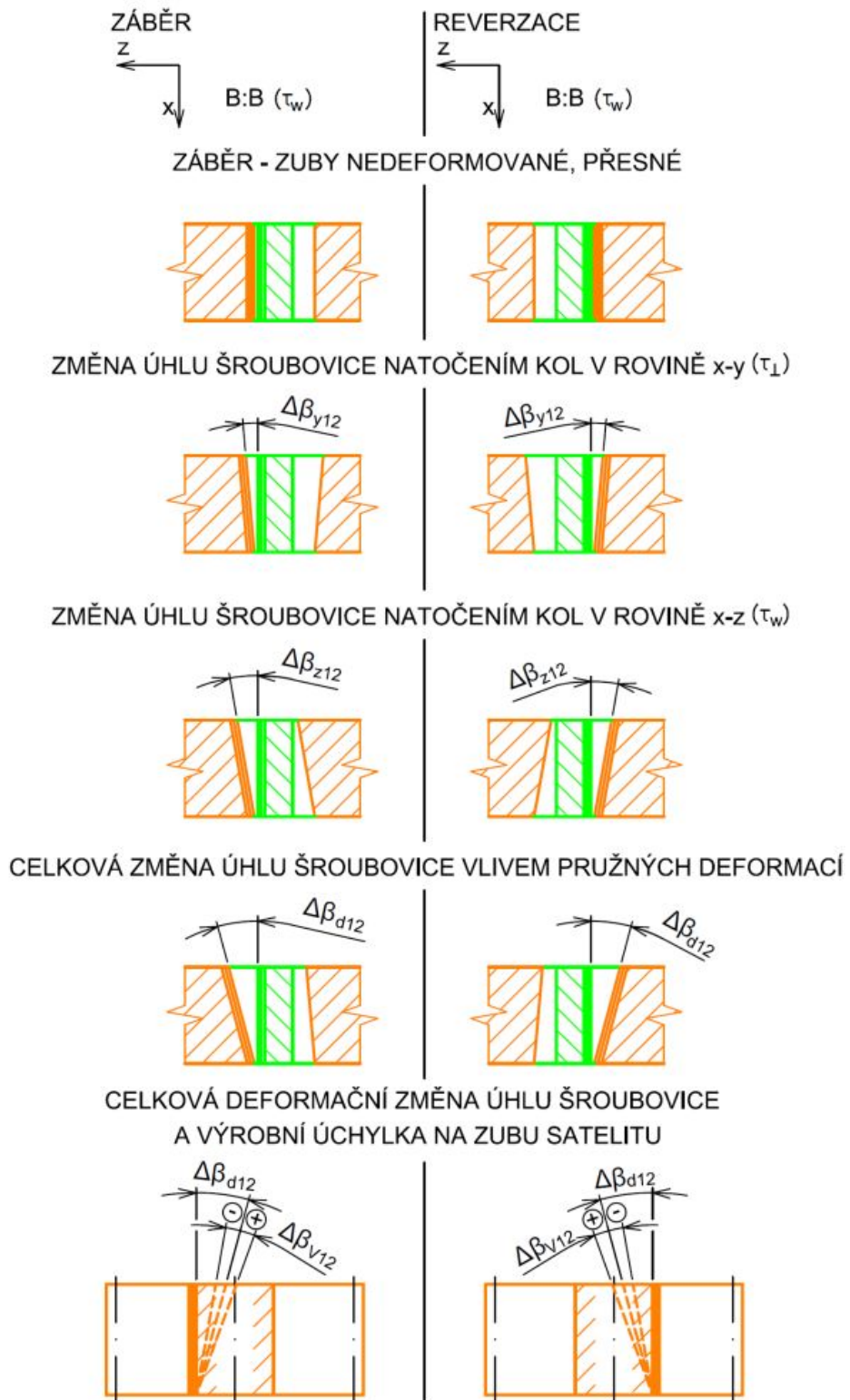
Celková změna úhlu šroubovice daná celkovou deformační změnou úhlu šroubovice  $\Delta\beta_{d12}$  a změnou úhlu šroubovice danou výrobními úchytkami  $\Delta\beta_{v12}$  je dána vztahem:

$$\Delta\beta_{\Sigma 12} = \Delta\beta_{d12} \pm \Delta\beta_{v12}. \quad (5.14)$$

Tab. 5.3 Změna úhlu šroubovice pro záběr centrální kolo - satelit

Var.	$\Delta\beta_{y12}$ [°]	$\Delta\beta_{z12}$ [°]	$\Delta\beta_{d12}$ [°]
0	0	0	0
1	$0,067 \cdot 10^{-3}$	$5,030 \cdot 10^{-3}$	$5,097 \cdot 10^{-3}$
2	$1,239 \cdot 10^{-3}$	$8,981 \cdot 10^{-3}$	$10,219 \cdot 10^{-3}$
3	$1,699 \cdot 10^{-3}$	$66,844 \cdot 10^{-3}$	$68,543 \cdot 10^{-3}$
4	$2,110 \cdot 10^{-3}$	$2,979 \cdot 10^{-3}$	$5,090 \cdot 10^{-3}$

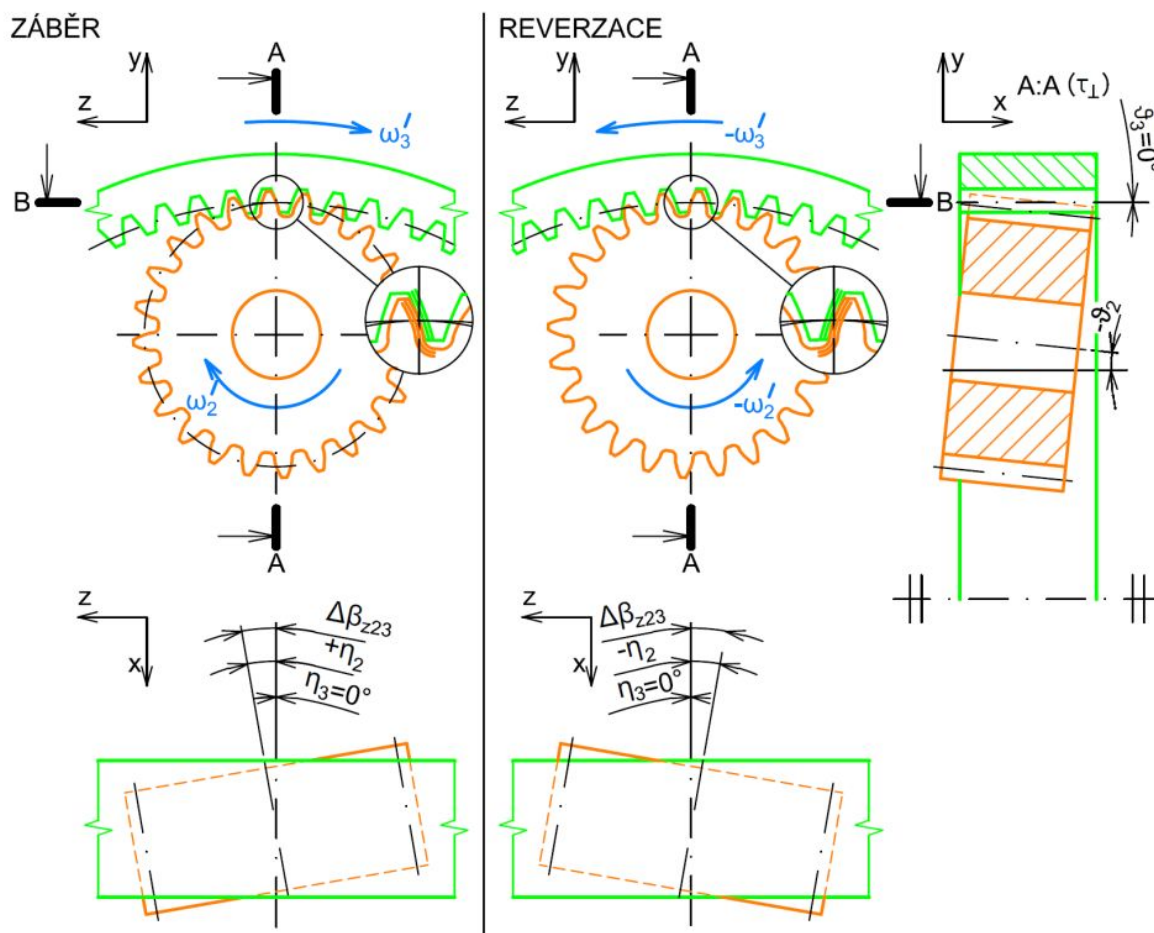
Jak se projeví celková změna úhlu šroubovice pro oba směry otáčení na satelitu znázorňují poslední dva vyobrazení na obr. 5.10. Vypočtené hodnoty pro vztahy 5.11 až 5.13 pro jednotlivé varianty uložení satelitu jsou znázorněny v tab. 5.3. Výpočet změny úhlu šroubovice dané výrobními úchylkami  $\Delta\beta_{v12}$  je proveden v kapitole 8.1, tab. 8.1.



Obr. 5.10 Určení celkové změny úhlu šroubovice na satelitu pro záběr centrální kolo - satelit

## 5.4 Určení změny úhlu šroubovice na satelitu pro záběr satelit - korunové kolo

Při určování změny úhlu šroubovice na satelitu pro záběr satelit - korunové kolo je postupováno obdobným způsobem jako v kap. 5.3. Vyobrazení na obr. 5.12, která zobrazují zub korunového kola v zubové mezeře satelitu odpovídají řezu B-B z obr. 5.11.



Obr. 5.11 Vzájemné natočení satelitu a korunového kola při záběru a reverzaci

Pro změnu úhlu šroubovice natočením kol v osové rovině  $x$ - $y$  platí vztah:

$$\Delta\beta_{y23} = |(\vartheta_2 - \vartheta_3) \cdot \tan \alpha_n \cdot \cos \beta|. \quad (5.15)$$

Pro změnu úhlu šroubovice natočením kol ve válivé rovině  $x$ - $z$  platí vztah:

$$\Delta\beta_{z23} = |\eta_2 - \eta_3|. \quad (5.16)$$

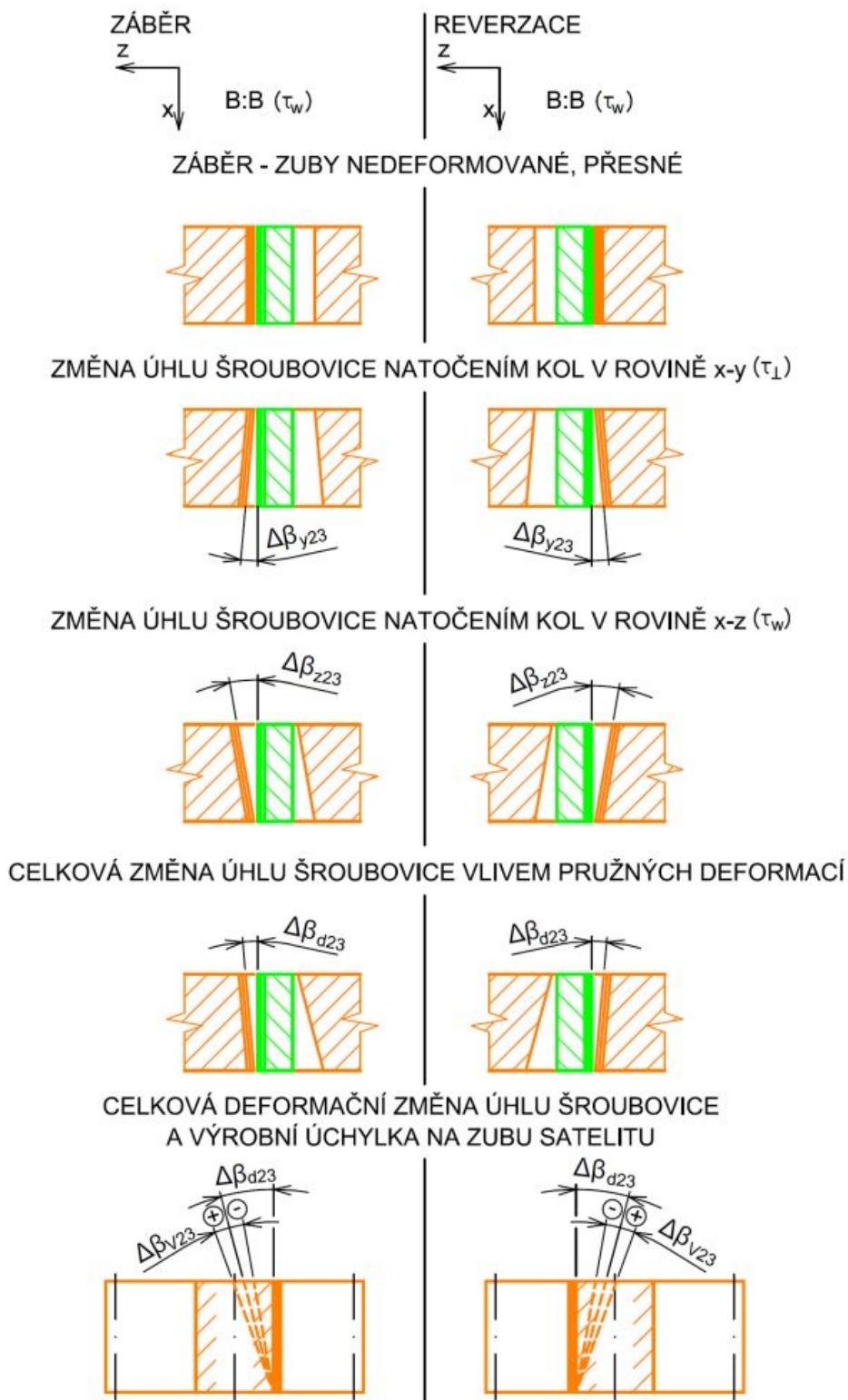
Z obr 5.12 je patrné že celková deformační změna úhlu šroubovice se vypočte:

$$\Delta\beta_{d23} = \Delta\beta_{z23} - \Delta\beta_{y23}. \quad (5.17)$$

Celková změna úhlu šroubovice daná celkovou deformační změnou úhlu šroubovice  $\Delta\beta_{d23}$  a změnou úhlu šroubovice danou výrobními úchylkami  $\Delta\beta_{v23}$  je dána vztahem:

$$\Delta\beta_{\Sigma 23} = \Delta\beta_{d23} \pm \Delta\beta_{v23} \quad (5.18)$$

Stejně jako u záběru centrálního kola a satelitu i zde platí, že hodnoty  $\Delta\beta_{y23}$ ,  $\Delta\beta_{z23}$ ,  $\Delta\beta_{d23}$  a  $\Delta\beta_{\Sigma23}$  jsou pro záběr i reverzaci totožné, ovlivňují však vždy vzájemný kontakt jiných párů boků zubů. Jak se projeví celková změna úhlu šroubovice pro oba směry otáčení na satelitu znázorňují poslední dva vyobrazení na obr. 5.12. Vyčíslení vztahů 5.15 až 5.17 je v tabulce 5.4. Výpočet hodnota  $\Delta\beta_{v23}$  je proveden v kapitole 8.1, tab. 8.1.



Obr. 5.12 Určení celkové změny úhlu šroubovice na satelitu pro záběr satelit - korunové kolo



Tab. 5.4 Změna úhlu šroubovice pro záběr centrální kolo - satelit

Var.	$\Delta\beta_{y_{23}}$ [°]	$\Delta\beta_{z_{23}}$ [°]	$\Delta\beta_{d_{23}}$ [°]
0	0	0	0
1	$0,067 \cdot 10^{-3}$	$5,030 \cdot 10^{-3}$	$4,963 \cdot 10^{-3}$
2	$1,239 \cdot 10^{-3}$	$8,981 \cdot 10^{-3}$	$7,742 \cdot 10^{-3}$
3	$1,699 \cdot 10^{-3}$	$66,844 \cdot 10^{-3}$	$65,145 \cdot 10^{-3}$
4	$2,110 \cdot 10^{-3}$	$2,979 \cdot 10^{-3}$	$0,869 \cdot 10^{-3}$

## 6 Výpočet součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce

Výpočet je proveden dle normy ČSN 01 4686 [3] s tím rozdílem, že velikost složky úchylnosti polohy dotykových křivek boků zubů z pružných deformací a ložiskových vůlí  $f_{kE}$  se neurčuje podle normy, kde její určení je jednak omezené a jednak velmi přibližné. Vlastní přístup, který navazuje na předcházející kapitolu, je podstatně přesnější, neboť se vztahuje ke konkrétním konstrukčním návrhům. Velikost hodnoty  $f_{kE}$  je vypočtená ze společné šířky zubů pro výpočet v dotyku  $b_{wH}$  a tangenty celkové deformační změny úhlu šroubovice  $\Delta\beta_{d12}$  a  $\Delta\beta_{d23}$  vypočtené v tab. 5.3 a 5.4. Výrazy v kap. 6.1 jsou doplněny o index 12, který označuje záběr centrálního kola a satelitu. Obdobně v kap. 6.2 index 23 označuje záběr satelitu a korunového kola. V kap. 6.1 a 6.2 je proveden výpočet součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce  $K_{H\beta 12}$  a  $K_{H\beta 23}$  vždy pro první variantu uložení satelitu. V závěru těchto kapitol jsou hodnoty hledaných součinitelů pro jednotlivé varianty vyčísleny v tabulkách.

### 6.1 Výpočet součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro záběr centrální kolo - satelit

Pro záběr centrálního kola a satelitu se u 1. varianty vypočte součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce dle vztahu:

$$K_{H\beta 12} = 1 + \frac{C_{12} \cdot f_{ky12}}{K_A \cdot K_{Hv12} \cdot f_{z012}} = 1 + \frac{0,4 \cdot 15,352}{1 \cdot 1,002 \cdot 13,119} = 1,467, \quad (6.1)$$

kde jednotlivé veličiny ve výrazu znamenají:

- $C_{12}$  je konstanta zohledňující materiál kol
- $f_{ky12}$  je účinná úchylnost polohy dotykových křivek boků zubů
- $K_A$  je součinitel vnějších dynamických sil
- $K_{Hv12}$  je součinitel vnitřních dynamických sil
- $f_{z012}$  je deformace ideálně přesného ozubení v normálním řezu

Jednotlivé veličiny pro první variantu řešení jsou určeny v bodech a) až e). Pro všechny varianty jsou hodnoty součinitele  $K_{H\beta 12}$  vyčísleny v tab. 6.1.

### a) Konstanta

Pro ozubená kola s tvrzenými boky zubů platí:

$$C_{12} = 0,4. \quad (6.2)$$

### b) Účinná úchylka polohy dotykových křivek boků zubů

Účinná úchylka polohy dotykových křivek boků zubů se u 1. varianty vypočte:

$$f_{kv12} = |f_{kE12}| + f_{kZ12} - f_{kv12} = |4,982| + 13,285 - 2,916 = 15,352 \mu m, \quad (6.3)$$

kde jednotlivé veličiny ve výrazu znamenají:

- $f_{kE12}$  je složku úchylky polohy dotykových křivek boků zubů z pružných deformací a ložiskových vůlí
- $f_{kZ12}$  je složka úchylky polohy dotykových křivek zubů z výrobních nepřesností (tolerancí)
- $f_{kv12}$  je změna úchylky polohy dotykových křivek boků zubů, způsobená opotřebením boků zubů v prvních fázích provozování soukolí nebo během jeho záběhu

Složka úchylky polohy dotykových křivek boků zubů z pružných deformací a ložiskových vůlí  $f_{kE12}$ , je určená z celkové deformační změny úhlu šroubovice pro záběr centrálního kola a satelitu  $\Delta\beta_{d12}$  (viz tab. 5.3). Ve výrazu 6.4  $\beta=0^\circ$ , je roztečný úhel sklonu zubu a  $b_w=56$  mm je společná šířka zubů (viz. příloha A, obr. A1). Výraz je přejat z lit. [1] str. 61, je však použito jiného označení ( $f_{kE12}$  odpovídá v lit. [1]  $f_{H\theta}^d$ ). pro první variantu platí:

$$f_{kE12} = \frac{b_w \cdot \operatorname{tg} \Delta\beta_{d12}}{\cos^2 \beta} = \frac{56 \cdot \operatorname{tg}(5,097 \cdot 10^{-3})}{\cos^2 0} = 0,004982 \text{ mm} = 4,982 \mu m. \quad (6.4)$$

Složka úchylky polohy dotykových křivek zubů z výrobních nepřesností (tolerancí)  $f_{kZ12}$ , se vypočte dle vztahu 6.5. V tomto vztahu  $\alpha_t=20^\circ$  je roztečný úhel profilu zubu (v čelním řezu) a  $\beta_b=0^\circ$  je základní úhel sklonu zubu (viz. příloha A, obr A1).

$$f_{kZ12} = \sqrt{f_{\beta q1}^2 + f_{\beta q2}^2 + f_{y12}^2 + (f_{x12} \cdot \tan \alpha_t)^2} \cdot \cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b, \quad (6.5)$$
$$f_{kZ12} = \sqrt{8,4^2 + 8,4^2 + 6,3^2 + (12 \cdot \tan(20))}^2 \cdot \cos(20) \cdot \cos(0) = 13,285 \mu m$$

kde pro centrální kolo i satelit vyrobený v 6. stupni přesnosti dle ČSN 01 4682 platí:

- mezní úchylka sklonu zubu centrálního kola:  $F_{\beta 1} = 12 \mu m$
- mezní úchylka sklonu zubu satelitu:  $F_{\beta 2} = 12 \mu m$
- úchylka polohy boční křivky zubu pro centrální kolo:  $f_{\beta q 1} = 0,7 \cdot F_{\beta 1} = 8,4 \mu m$
- úchylka polohy boční křivky zubu pro satelit:  $f_{\beta q 2} = 0,7 \cdot F_{\beta 2} = 8,4 \mu m$
- mezní úchylka rovnoběžnosti os otáčení v rovině x:  $f_{x12} = 12 \mu m$
- mezní úchylka rovnoběžnosti os otáčení v rovině y:  $f_{y12} = 6,3 \mu m$

U var. č. 0 je použito naklápěcí ložisko. Dá se předpokládat, že toto ložisko bude eliminovat úchylky rovnoběžnosti os  $f_{x12}$  a  $f_{y12}$ . Proto při výpočtu hodnoty  $f_{kz12}$  je u var. č. 0 do výrazu 6.5 dosazováno  $f_{x12}=0 \mu m$  a  $f_{y12}=0 \mu m$ .

Při výpočtu změny úchylky polohy dotkových křivek boků zubů, způsobené opotřebením boků zubů v prvních fázích provozování soukolí nebo během jeho záběhu  $f_{kv12}$ , se postupuje následujícím způsobem. Nejprve se vypočte pomocná hodnota  $f_{12}$  pro výpočet  $y_{\beta 12}$ :

$$f_{12} = 2 \cdot \frac{|f_{kE12}| + |f_{kZ12}|}{\cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b} = 2 \cdot \frac{|4,982| + |13,285|}{\cos(20) \cdot \cos(0)} = 38,880 \mu m . \quad (6.6)$$

Jmenovitá hodnota opotřebenění boků zubů během záběhu soukolí, o které se snižuje úchylka polohy boční křivky zubu  $f_{\beta q 12}$  se vypočte dle vztahu (platí pro povrchově tvrzené zuby obou kol):

$$y_{\beta 12} = 0,075 \cdot f_{12} = 0,075 \cdot 38,880 = 2,916 \mu m . \quad (6.7)$$

Tato jmenovitá hodnota nesmí překročit hodnotu maximální, která pro povrchově tvrzené zuby obou kol v záběru činí:

$$y_{\beta 12 \max} = 6 \mu m \quad (6.8)$$

Hodnota opotřebenění boků zubů během záběhu soukolí, o které se snižuje úchylka polohy boční křivky zubu  $f_{\beta q 12}$  je pak rovná jmenovité hodnotě  $y_{\beta 12}$ , nesmí však být větší jako hodnota maximální  $y_{\beta 12 \max}$ . Pro změnu úchylky polohy dotkových křivek boků zubů, způsobené opotřebením boků zubů v prvních fázích provozování soukolí nebo během jeho záběhu platí velmi přibližný vztah:

$$f_{kv12} \approx y_{\beta 12} = 2,916 \mu m . \quad (6.9)$$

Vypočtením hodnot  $f_{kE12}$  (vztah 6.4),  $f_{kZ12}$  (vztah 6.5) a  $f_{kv12}$  pro jednotlivé varianty uložení satelitu a dosazením těchto hodnot do vztahu (6.3) získáme hodnoty účinné úchytky polohy dotykových křivek boků zubů  $f_{kv12}$  pro jednotlivé varianty uložení satelitu.

### c) Součinitel vnějších dynamických sil

$$K_A = 1 \quad (6.10)$$

Hodnota byla zvolena pro potřeby diplomové práce.

### d) Součinitel vnitřních dynamických sil

$$K_{Hv12} = 1,002 \quad (6.11)$$

Hodnota byla určena při pevnostním výpočtu programem CSNw (viz příloha C).

### e) Deformace ideálně přesného ozubení (normální řez)

Deformace ideálně přesného ozubení v normálním řezu se vypočte:

$$f_{z012} = \frac{F_{tH12} \cdot Z_{\varepsilon12}^2}{b_{wH} \cdot c_{12}' \cdot \cos \alpha_t} = \frac{10\,715,6 \cdot 0,894^2}{56 \cdot 12,412 \cdot \cos 20} = 13,119 \, \mu\text{m} \quad (6.12)$$

kde:

- směrodatná obvodová síla pro výpočet zubů na dotyk, působící v čelním řezu na roztečné kružnici (dle ČSN 01 4686 část 2 pro čelní ozubená kola platí:  $F_{tH12} = F_{t12}$ , hodnota  $F_{t12} = 10\,715,6 \text{ N}$  viz kap. 4.2):  $F_{tH12} = 10\,715,6 \text{ N}$
- součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů:  $Z_{\varepsilon12} = 0,894$
- pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na dotyk ( $b_w = b_{wH}$  viz příloha A, obr. A1):  $b_{wH} = 56 \text{ mm}$
- měrná tuhost páru zubů:  $c_{12}' = 12,412 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$
- čelní úhel profilu (viz příloha A, obr. A1):  $\alpha_t = 20^\circ$

Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů se vypočte:

$$Z_{\varepsilon12} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha12}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,60109}{3}} = 0,894 \quad (6.13)$$

kde  $\varepsilon_{\alpha 12} = 1,60109$  je součinitel trvání záběru profilu pro záběr centrální kolo - satelit (viz příloha A, obr. A1).

Teoretická měrná tuhost páru zubů se vypočte:

$$c'_{th12} = \left( \begin{array}{l} 0,04723 + \frac{0,15551}{z_{v1}} + \frac{0,25791}{z_{v2}} - 0,00635 \cdot x_1 - \frac{0,11654 \cdot x_1}{z_{v1}} - 0,00193 \cdot x_2 - \\ - \frac{0,24188 \cdot x_2}{z_{v2}} + 0,00529 \cdot x_1^2 + 0,00182 \cdot x_2^2 \end{array} \right)$$

$$c'_{th12} = \left( \begin{array}{l} 0,04723 + \frac{0,15551}{24} + \frac{0,25791}{24} - 0,00635 \cdot 0 - \frac{0,11654 \cdot 0}{24} - 0,00193 \cdot 0 - \\ - \frac{0,24188 \cdot 0}{24} + 0,00529 \cdot 0^2 + 0,00182 \cdot 0^2 \end{array} \right) \quad (6.14)$$

$$c'_{th12} = 15,514 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

kde:

- počet zubů náhradního kola centrálního kola (viz příloha A, obr. A1):  $z_{v1} = 24$
- počet zubů náhradního kola satelitu (viz příloha A, obr. A1):  $z_{v2} = 24$
- jednotková korekce centrálního kola (viz příloha A, obr. A1):  $x_1 = 0$
- jednotková korekce satelitu (viz příloha A, obr. A1):  $x_2 = 0$ .

Měrná tuhost páru zubů se vypočte:

$$c'_{12} = c'_{th12} \cdot C_{M12} \cdot C_{R12} \cdot \cos \beta = 15,514 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot \cos 0 = 12,412 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (6.15)$$

kde:

- opravný součinitel:  $C_{M12} = 0,8$
- součinitel tvaru tělesa kola (platí pro plná disková kola):  $C_{R12} = 1$
- úhel sklonu zubu roztečný:  $\beta = 0^\circ$

Pro pevnostní výpočet je potřeba stanovit střední celkovou měrnou tuhost páru zubů v čelním řezu. Pro výpočet hodnoty  $f_{z012}$  není nutná.

$$c_{\gamma 12} = c'_{12} \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_{\alpha 12} + 0,25) = 12,412 \cdot (0,75 \cdot 1,60109 + 0,25) = 18,01 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (6.16)$$

## f) Součinitel $K_{H\beta 12}$ pro záběr centrální kolo - satelit

Dosažením hodnot určených v bodech a) až e) do vztahu 6.17 získáme výslednou hodnotu součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce. Pro jednotlivé varianty řešení je jeho hodnota vyčíslená v tab. 6.1. Protože norma ČSN 01 4686 předpokládá praktický rozsah  $K_{H\beta} = (1 \div 2,5)$ , je hodnota  $K_{H\beta 12}$  u třetí varianty pouze orientační.

Tab. 6.1 - Součinitel  $K_{H\beta 12}$  pro záběr centrální kolo - satelit

Var.	$C_{12}$ [-]	$f_{ky12}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$K_A$ [-]	$K_{Hv12}$ [-]	$f_{z012}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$K_{H\beta 12}$ [-]
0	0,4	9,381	1	1,002	13,119	1,285
1		15,352				1,467
2		19,558				1,595
3		74,278				3,260
4		15,345				1,467

## 6.2 Výpočet součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro záběr satelit - korunové kolo

Při určování součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro záběr satelit - korunové kolo se postupuje obdobným způsobem, jako v kap. 6.1. Objevují se zde ale určité rozdíly. Rovněž zde bude proveden výpočet pouze pro první variantu uložení satelitu a pro další varianty budou hodnoty součinitele  $K_{H\beta 23}$  vyčísleny v tab. 6.2. Platí:

$$K_{H\beta 23} = 1 + \frac{C_{23} \cdot f_{ky23}}{K_A \cdot K_{Hv23} \cdot f_{z023}} = 1 + \frac{0,35 \cdot 19,702}{1 \cdot 1,007 \cdot 9,062} = 1,756. \quad (6.17)$$

kde jednotlivé hodnoty jsou vypočteny v bodech a) až e).

### a) Konstanta

Protože satelit i korunové kolo jsou vyrobeny z rozdílných materiálů, je uvažováno, že konstanta C se vypočte:

$$C_{23} = \frac{C_2 + C_3}{2} = \frac{0,4 + 0,3}{2} = 0,35, \quad (6.18)$$

kde konstanta pro satelit (kolo s tvrzenými boky zubů) -  $C_2=0,4$  a konstanta pro korunové kolo (kolo zušlechtěné) -  $C_3=0,3$ .

## b) Účinná úchylka polohy dotykových křivek boků zubů

Účinná úchylka polohy dotykových křivek boků zubů se vypočte:

$$f_{kv23} = |f_{kE23}| + f_{kZ23} - f_{kv23} = |4,851| + 23,087 - 8,236 = 19,702 \mu m, \quad (6.19)$$

kde složku úchylky polohy dotykových křivek boků zubů z pružných deformací a ložiskových vůlí  $f_{kE23}=4,851\mu m$  se vypočte obdobným způsobem, jako v kap. 6.1, s tím že ve výpočtu je uvažována celková deformační změna úhlu šroubovice pro záběr satelitu a korunového kola  $\Delta\beta_{d23}$  (viz tab. 5.4). Rovněž složka úchylky polohy dotykových křivek zubů z výrobních nepřesností (tolerancí)  $f_{kZ23}=23,087\mu m$ , se vypočte obdobně jako v kap. 6.1, jsou však uvažovány jiné stupně přesnosti: pro satelit - 6. stupeň a pro korunové kolo 8. stupeň (viz kap. 2). Mezní úchylky rovnoběžnosti os jsou uvažovány pro méně přesné korunové kolo, tedy pro 8. stupeň přesnosti.

Při výpočtu změny úchylky polohy dotykových křivek boků zubů, způsobené opotřebením boků zubů v prvních fázích provozování soukolí nebo během jeho záběhu  $f_{kv23}$ , se postupuje následujícím způsobem. Nejprve se vypočte pomocná hodnota  $f_{23}$  pro výpočet  $y_{\beta23}$ :

$$f_{23} = 2 \cdot \frac{|f_{kE23}| + |f_{kZ23}|}{\cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b} = 2 \cdot \frac{|4,851| + |23,087|}{\cos(20) \cdot \cos(0)} = 59,461. \quad (6.20)$$

Jmenovitá hodnota opotřebenění boků zubů během záběhu soukolí, o které se snižuje úchylka polohy boční křivky zubu pro satelit se vypočte dle vztahu (platí pro povrchově tvrzené zuby):

$$y_{\beta2} = 0,075 \cdot f_{23} = 0,075 \cdot 59,461 = 4,460 \mu m. \quad (6.21)$$

Maximální hodnota opotřebenění boků zubů během záběhu soukolí, o které se snižuje úchylka polohy boční křivky zubu pro satelit se vypočte dle vztahu (platí pro povrchově tvrzené zuby satelitu):

$$y_{\beta2\max} = 6 \mu m. \quad (6.22)$$

Hodnota opotřebenění boků zubů během záběhu soukolí, o které se snižuje úchylka polohy boční křivky zubu pro satelit je pak rovná jmenovité hodnotě  $y_{\beta2}$ , nepřesahuje však hodnotu maximální  $y_{\beta2\max}$ .



Jmenovitá hodnota opotřebení boků zubů během záběhu soukolí, o které se snižuje úchylka polohy boční křivky zubu pro korunové kolo se vypočte dle vztahu (platí pro zuby zušlechtné):

$$y_{\beta 3} = \frac{160 \cdot f_{23}}{\sigma_{H \lim 3}} = \frac{160 \cdot 59,461}{792} = 12,012 \mu m, \quad (6.23)$$

kde  $\sigma_{H \lim 3}$  je mez únavy v dotyku korunového kola stanovená dle ČSN 01 4686, část 5. Maximální hodnota opotřebení boků zubů během záběhu soukolí, o které se snižuje úchylka polohy boční křivky zubu pro korunové kolo se vypočte dle vztahu (platí zušlechtné zuby korunového kola):

$$y_{\beta 3 \max} = \infty \mu m \quad (6.24)$$

Výraz 6.24 platí pro obvodovou rychlost na roztečné kružnici satelitu  $v_{23} > 5$  m/s. Hodnota opotřebení boků zubů během záběhu soukolí, o které se snižuje úchylka polohy boční křivky zubu pro korunové kolo je rovná jmenovité hodnotě  $y_{\beta 3}$ , nepřesahuje však hodnotu maximální  $y_{\beta 3 \max}$ .

Pro změnu úchylky polohy dotykových křivek boků zubů, způsobené opotřebením boků zubů v prvních fázích provozování soukolí nebo během jeho záběhu, za předpokladu že kola soukolí jsou z rozdílných materiálů, platí velmi přibližný vztah:

$$f_{kV12} \approx \frac{y_{\beta 2} + y_{\beta 3}}{2} = \frac{4,460 + 12,012}{2} = 8,236 \mu m \quad (6.25)$$

### c) Součinitel vnějších dynamických sil

$$K_A = 1 \quad (\text{viz vztah 6.10})$$

### d) Součinitel vnitřních dynamických sil

$$K_{Hv23} = 1,007 \quad (6.26)$$

Hodnota byla určena při pevnostním výpočtu programem CSNw (viz příloha D).

### e) Deformace ideálně přesného ozubení (normální řez)

$$f_{z023} = \frac{F_{tH23} \cdot Z_{\varepsilon 23}^2}{b_{wH} \cdot c_{23} \cdot \cos \alpha_t} = \frac{10\,715,6 \cdot 0,814^2}{56 \cdot 14,895 \cdot \cos 20} = 9,062 \mu m, \quad (6.27)$$

kde:

- směrodatná obvodová síla pro výpočet zubů na dotyk, působící v čelním řezu na roztečné kružnici (dle ČSN 01 4686 část 2 pro čelní ozubená kola platí:  $F_{tH23} = F_{t23}$ , hodnota  $F_{t23}=10\,715,6\text{ N}$  viz kap. 4.2):  $F_{tH23} = 10\,715,6\text{ N}$
- součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů:  $Z_{\epsilon 23}=0,814$  (určí se obdobným způsobem jako v kap. 6.1)
- pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na dotyk ( $b_w = b_{wH}$  viz příloha A, obr. A2):  $b_{wH} = 56\text{ mm}$
- měrná tuhost páru zubů:  $c_{23}'=14,895\text{ N}/(\text{mm}\cdot\mu\text{m})$  (určí se obdobným způsobem jako v kap. 6.1, při výpočtu teoretické měrné tuhosti páru zubů  $c_{th23}'$  se do vztahu dle normy za počet zubů náhradního kola pro korunové kolo dosazuje hodnota  $z_{v3}=\infty$ )
- čelní úhel profilu (viz příloha A, obr. A2):  $\alpha_t = 20^\circ$

Pro pevnostní výpočet je potřeba stanovit střední celkovou měrnou tuhost páru zubů v čelním řezu. Pro výpočet hodnoty  $f_{z023}$  není nutná.

$$c_{\gamma 23} = c_{23}' \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_{\alpha 23} + 0,25) = 14,895 \cdot (0,75 \cdot 2,01134 + 0,25) = 16,193\text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (6.28)$$

#### f) Součinitel $K_{H\beta 23}$ pro záběr satelit - korunové kolo

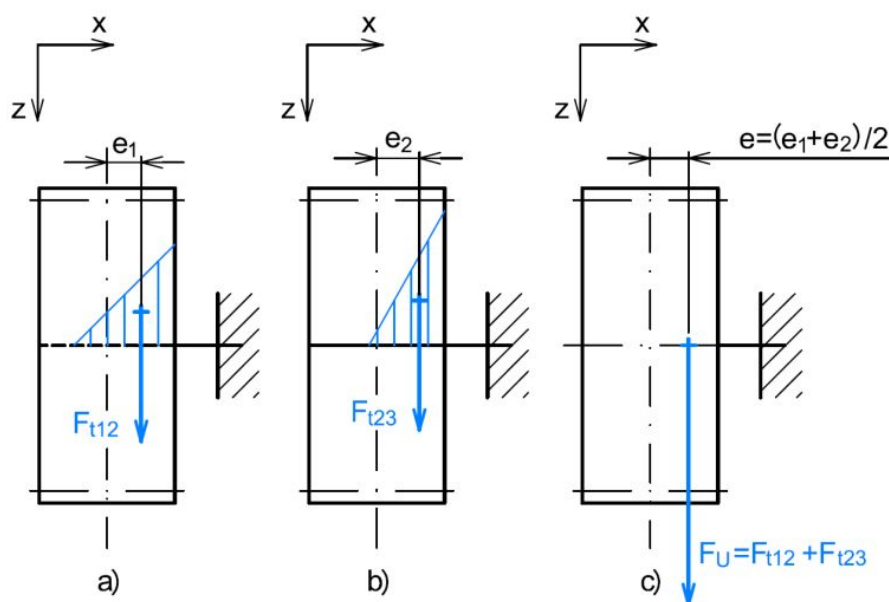
Dosazením hodnot určených v bodech a) až e) do vztahu 6.17 získáme výslednou hodnotu součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce. Protože norma ČSN 01 4686 předpokládá praktický rozsah  $K_{H\beta} = (1 \div 2,5)$ , je hodnota  $K_{H\beta 23}$  u třetí varianty pouze orientační.

Tab. 6.2 - Součinitel  $K_{H\beta 23}$  pro záběr satelit - korunové kolo

Var.	$C_{23}$ [-]	$f_{ky23}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$K_A$ [-]	$K_{Hv23}$ [-]	$f_{z023}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$K_{H\beta 23}$ [-]
0	0,35	12,864	1	1,007	9,062	1,493
1		19,702				1,756
2		21,617				1,829
3		65,107				3,492
4		16,880				1,647

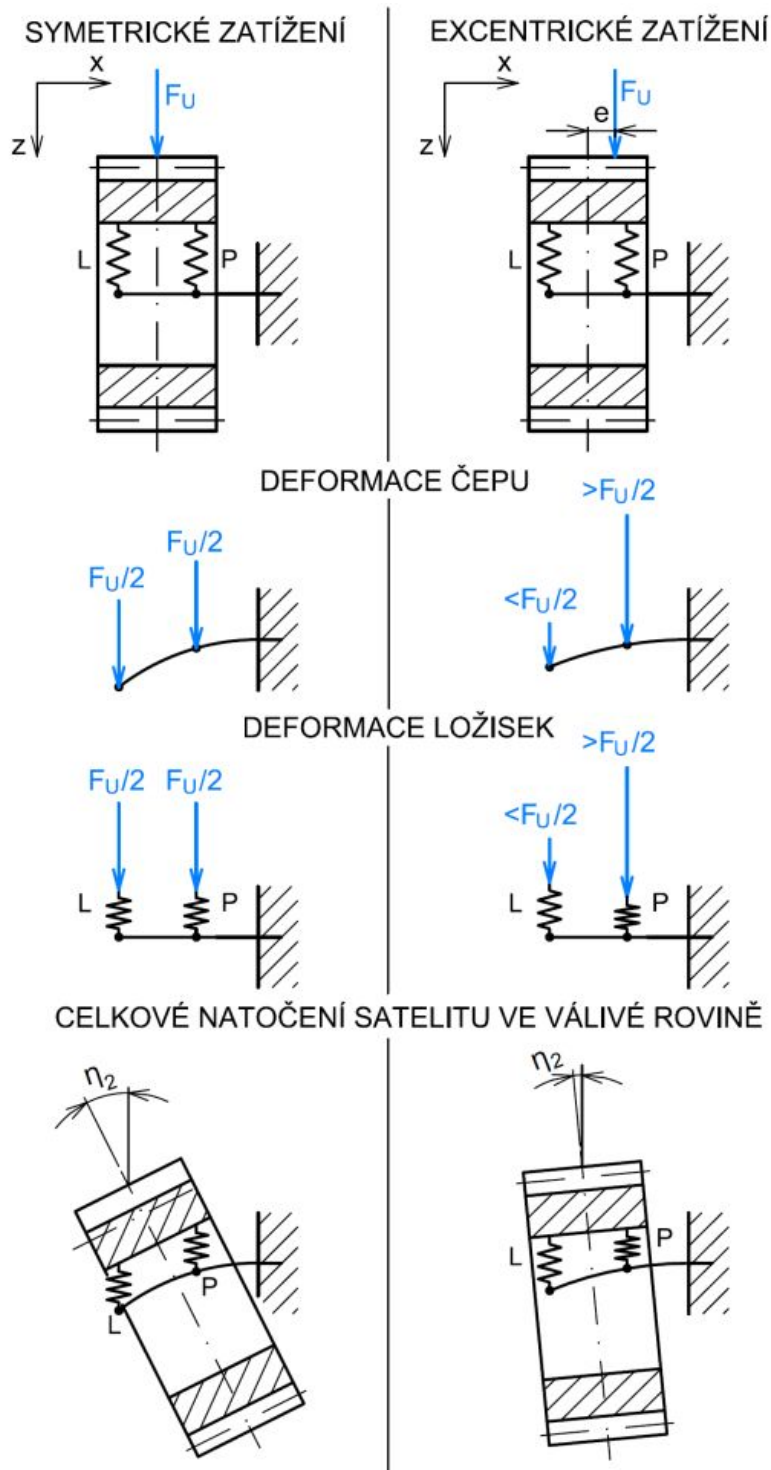
### 6.3 Interpretace vypočtených hodnot

Při interpretaci vypočtených hodnot byly použity vlastní úvahy. Není tedy zaručené, že jsou zcela správné. Jak již bylo zmíněno v úvodu kap. 5, je předpokládáno, že výsledná síla působící na čep satelitu  $F_U$  působí uprostřed satelitu. Ve skutečnosti však vlivem součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce dojde k určitému vyosení normálových sil na ozubení. Protože jsou hodnoty  $K_{H\beta 12}$  (záběr centrální kolo - satelit) a  $K_{H\beta 23}$  (záběr satelit - korunové kolo) různé, bude i vyosení jednotlivých normálových sil v ozubení působících na satelit různé. Tyto skutečnosti se při určování součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce dají u delších hřídelů zanedbat, neboť hodnota vyosení síly je vzhledem délce delších hřídelů zanedbatelná. V daném případě je ale šířka ozubení ve srovnání s délkou čepu satelitu poměrně velká, a při větším vyosení výsledné normálové síly v ozubení, zejména u varianty č. 3, bude deformace čepu a ložisek, jak rovněž skutečná hodnota součinitele nerovnoměrnosti zatížení odlišná než bylo předpokládáno. Dále bude uvažováno, že součinitel  $K_{H\beta}$  má vliv pouze na vyosení tečné složky normálové síly v ozubení. Rovněž bude předpokládáno, že složka úchytky polohy dotykových křivek zubů z výrobních nepřesností  $f_{kv}$  dosahuje maxima a navyšuje složku úchytky polohy dotykových křivek boků zubů z pružných deformací a ložiskových vůlí  $f_{kE}$ . Pak součinitel  $K_{H\beta}$  nabývá maxima a měrné zatížení zubu pro var. 3 bude mít rozložení dle obr. 6.1. Obr. 6.1a zobrazuje vyosení tečné síly  $F_{12}$  kterou působí centrální kolo na satelit. Obr. 6.1b zobrazuje vyosení tečné síly  $F_{23}$  kterou působí korunové kolona satelit. Na obr 6.1c je vyosení výsledné síly působící na čep satelitu  $F_U$ .



Obr. 6.1 Vyosení tečných sil působících na satelit

Toto vyosení způsobí, že natočení satelitu které je dáno deformacemi čepu, bude menší, než za předpokladu, kdy výsledná síla působící na čep  $F_U$  je uprostřed šířky ozubení, a také, že pravé ložisko se vlivem většího zatížení zdeformuje více oproti méně zatíženému ložisku levému. Tato nerovnoměrná deformace ložisek bude způsobovat opačné natočení satelitu vůči natočení způsobenému deformací čepu, a tím jej bude částečně eliminovat. Výše uvedené úvahy napovídají, že skutečné natočení satelitu, zejména u var. č. 3 bude menší než bylo vypočítáno za předpokladu, že síla  $F_U$  působí uprostřed satelitu.

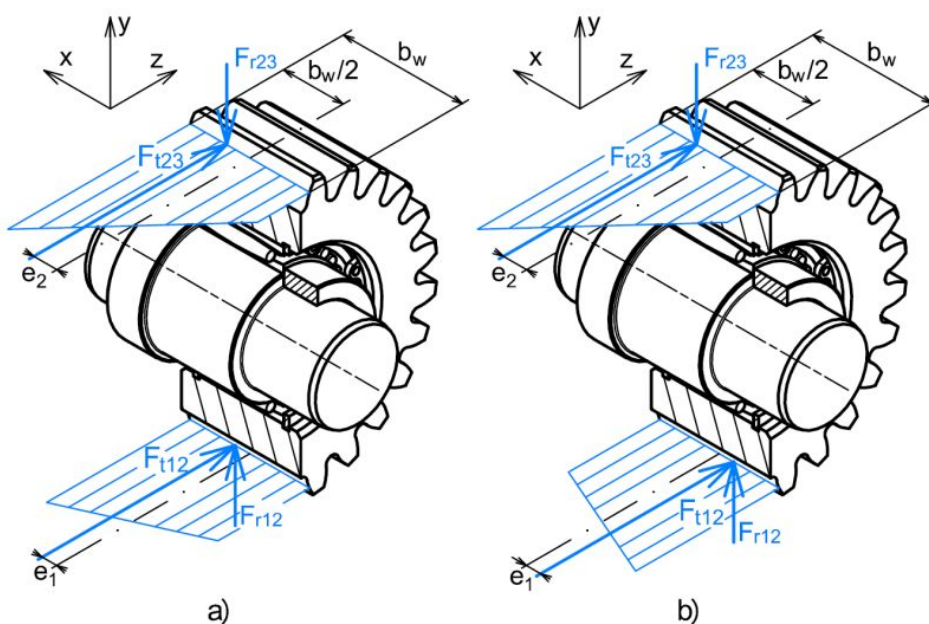


Obr. 6.2 Vliv excentricity síly  $F_U$  na natočení satelitu ve válivé rovině u varianty č. 3

U var. č. 0 je předpokládáno, že naklápěcí ložisko eliminuje vliv deformací a úchytky rovnoběžnosti os. Součinitel  $K_{H\beta}$  je pak dán pouze mezními úchytkami sklonu zubu  $F_{\beta 1}$ ,  $F_{\beta 2}$  a  $F_{\beta 3}$  teoreticky můžou nastat dva extrémy. V prvním případě bude tečná síla na satelitu vlivem součinitele  $K_{H\beta}$  rozložená na bocích zubu satelitu dle obr. 6.3a kdy obě tečné síly se posunou stejným směrem. Tím vznikne moment  $F_{t12} \cdot e_1 + F_{t23} \cdot e_2$ , který naklápěcí ložisko nepřenese. Za předpokladu, že by součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce byl pro záběr centrální kolo - satelit a záběr satelit - korunové kolo totožný, satelit by se na ložisku naklopil, úchytky sklonu zubu by se eliminovala, vyosení tečných sil by se eliminovalo a součinitel  $K_{H\beta}$  by byl roven jedné. Ve druhém extrémním případě se tečné síly posunou rozdílným směrem. Pak je možno předpokládat, že satelit se naklopí do takové polohy, kdy hodnota obou vyosení se bude rovnat  $e = (e_1 + e_2) / 2$ . Pak bude i součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro var. č. 3 roven:

$$K_{H\beta 12,23} = \frac{K_{H\beta 12} + K_{H\beta 23}}{2} = \frac{1,285 + 1,493}{2} = 1,389, \quad (6.41)$$

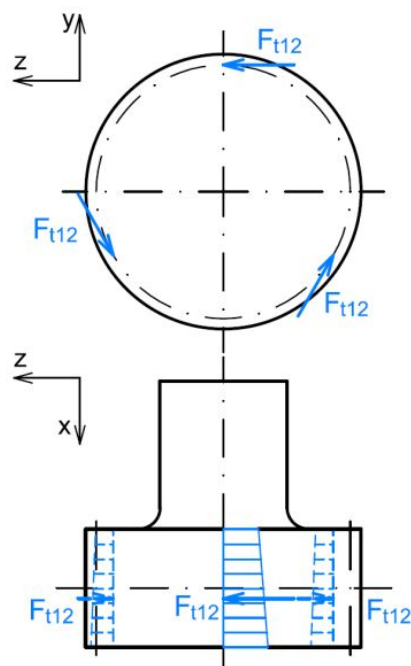
kde pro var. č. 0 je  $K_{H\beta 12} = 1,285$  a  $K_{H\beta 23} = 1,493$  (viz tab. 6.5 a 6.10). Pak by bylo ale možno uvažovat, že radiální složky sil v ozubení způsobí natočení kola v osové rovině do energeticky výhodnější polohy a součinitel  $K_{H\beta}$  poklesne na hodnotu blížíci se jedné.



Obr. 6.3 Extrémní případy rozložení tečné síly na zubech satelitu u var. č. 0

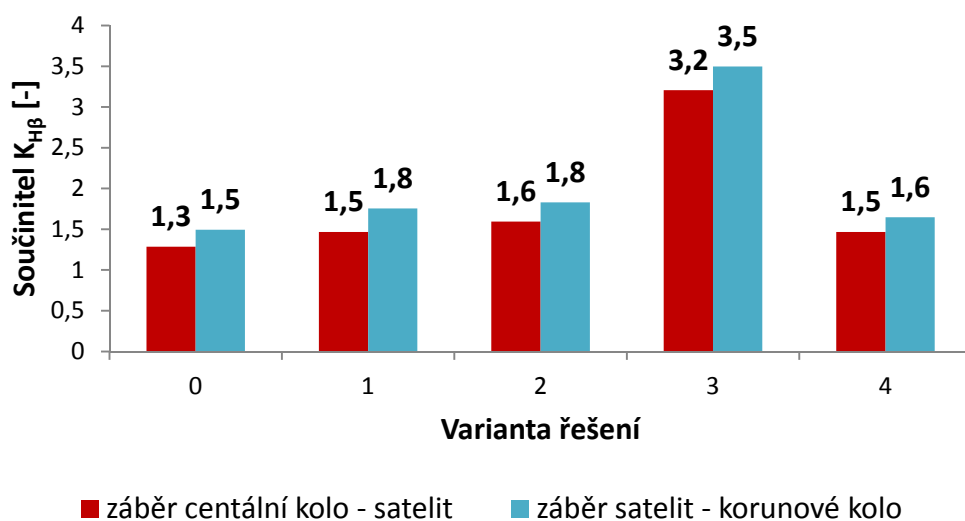
V úvodu kap. 5 je napsáno, že předpokládané natočení centrálního kola je nulové. To bude platit, pokud tečné síly, kterými působí jednotlivé satelity na centrální kolo budou v jedné rovině. Tento jev nastává v případě, kdy měrné zatížení na všech zubech je rozloženo totožným způsobem, jak je to zobrazeno na obr. 6.4. Pokud složka úchytky polohy

dotykových křivek zubů z výrobních nepřesností  $f_{kz}$  dosahuje maxima a navyšuje složku úchytky polohy dotykových křivek boků zubů z pružných deformací a ložiskových vůlí  $f_{kE}$  (viz výše), pak daný předpoklad platí. To má za následek, že centrální kolo, byť je uloženo letmo, nezaručí za všech okolností vyrovnání úchylek sklonu zubů způsobených deformacemi a výrobními nepřesnostmi a tím není schopno eliminovat, minimálně ne v celém rozsahu, součinitel  $K_{H\beta}$ .



Obr. 6.4 Rozložení zatížení na zubech satelitu

Velikosti součinitele  $K_{H\beta}$  pro jednotlivé varianty určené v tab. 6.5 a 6.10 jsou přehledně zobrazeny v grafu 6.1. Červené sloupce znázorňují součinitel  $K_{H\beta}$  pro záběr centrální kolo - satelit. Modré sloupce znázorňují součinitel  $K_{H\beta}$  pro záběr satelit - korunové kolo.



Graf 6.1 - Součinitel  $K_{H\beta}$  u jednotlivých variant uložení satelitu v unášeci

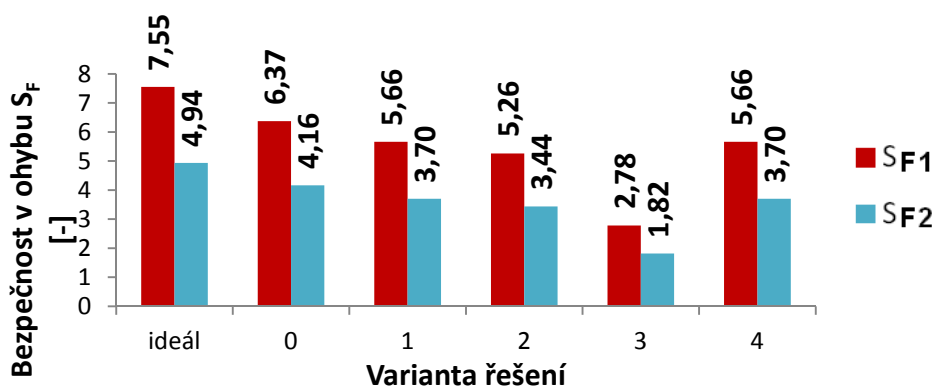
## 7 Pevnostní výpočet soukolí

Pevnostní výpočet byl proveden pomocí programu CSNw a ukazuje, jaký vliv má způsob uložení satelitu na únosnost ozubení v planetovém převodu. Do pevnostního výpočtu byly zadány parametry geometrie soukolí (viz příloha A, obr. A1 a obr. A2), kinematické a silové poměry v soukolí (viz kap. 4.1 a 4.2), zvolené materiály (viz kap. 2), stupeň přesnosti ozubených kol (viz kap. 2). Bylo uvažováno statické zatížení, součinitel  $K_A=1$ , součinitel  $K_{AS}=2$ , součinitel střídavého zatížení zubu u satelitu  $Y_A=0,7$ , u zbylých kol  $Y_A=0,7$ . V poloze součinitelů byly ponechány předdefinované hodnoty. Hodnoty součinitelů  $K_{H\beta}$  byly dosazeny z tab. 6.1 a tab. 6.2. Výstupy z pevnostního výpočtu jsou v příloze (viz příloha C a příloha D). Hodnoty bezpečnosti v ohybu  $S_F$  a dotyku  $S_H$  pro jednotlivé varianty uložení satelitu jsou uvedeny v tab. 7.1. Pro názornost jsou rovněž vykresleny v grafech 7.1 a 7.2. Je patrné že nejnižší bezpečnost v ohybu i dotyku dosahují ozubená kola u varianty č.3, kde hodnota bezpečnosti v dotyku pro centrální kolo  $S_{H1}$  je menší jak 1 a navržené soukolí nebude tedy pracovat v oblasti trvalé pevnosti. V tabulce a grafu je ideální variantou myšleno planetové soukolí, kde součinitel  $K_{H\beta}=1$ .

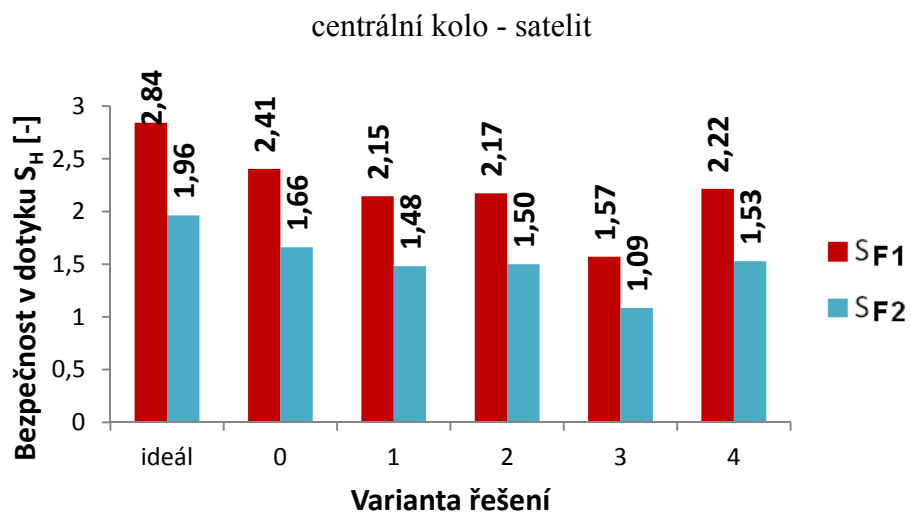
Tab. 7.1 - Bezpečnosti v ohybu a dotyku u jednotlivých variant uložení satelitu

Var.	centrální kolo - satelit				satelit - korunové kolo			
	pastorek		kolo		pastorek		kolo	
	$S_{F1}$	$S_{H1}$	$S_{F2}$	$S_{H2}$	$S_{F1}$	$S_{H1}$	$S_{F2}$	$S_{H2}$
ideál	7,555	1,731	4,936	1,855	3,131	2,842	2,465	1,963
0	6,372	1,527	4,163	1,636	2,472	2,405	1,827	1,661
1	5,664	1,426	3,700	1,532	2,366	2,145	1,862	1,481
2	5,258	1,371	3,435	1,469	2,254	2,173	1,665	1,500
3*	2,783	0,959	1,818	1,028	1,507	1,572	1,159	1,085
4	5,664	1,426	3,700	1,532	2,436	2,215	1,918	1,529

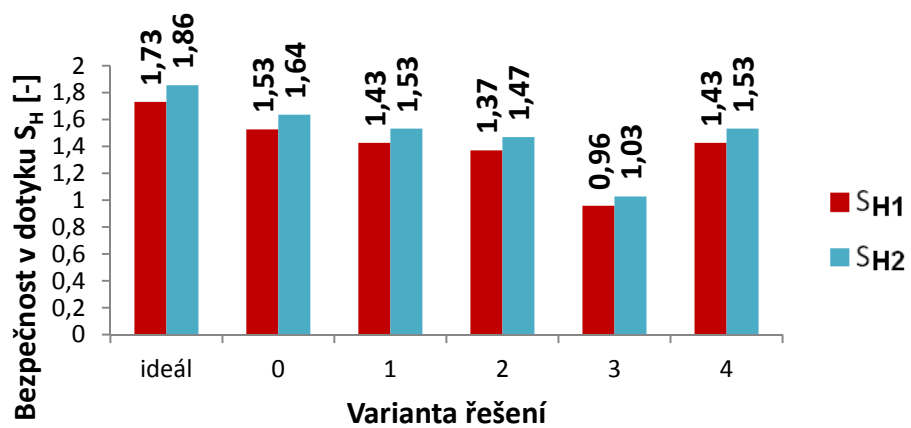
\* Bezpečnosti u var. č. 3 jsou pouze orientační, protože použitá hodnota  $K_{H\beta}$  je pouze orientační (viz. kap. 6).



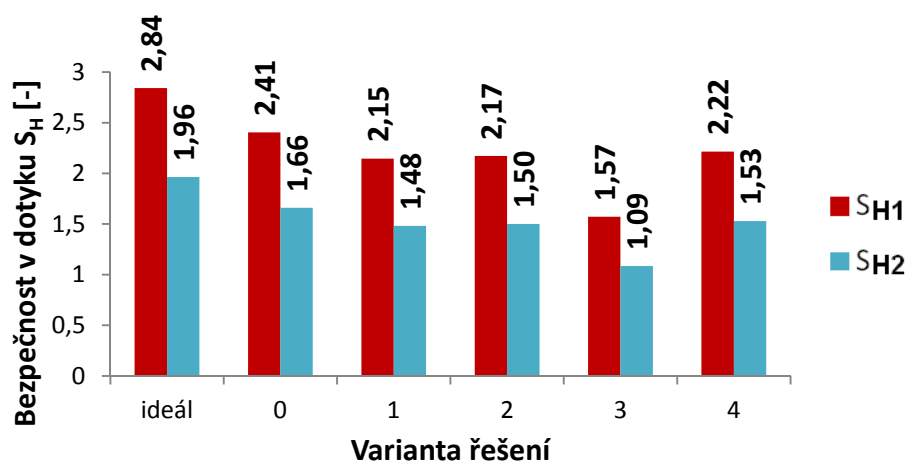
Obr. 7.1 - Bezpečnosti v ohybu u jednotlivých variant uložení satelitu pro záběr



Obr. 7.2 - Bezpečnosti v ohybu u jednotlivých variant uložení satelitu pro záběr satelit - korunové kolo



Obr. 7.3 - Bezpečnosti v dotyku u jednotlivých variant uložení satelitu pro záběr centrální kolo - satelit

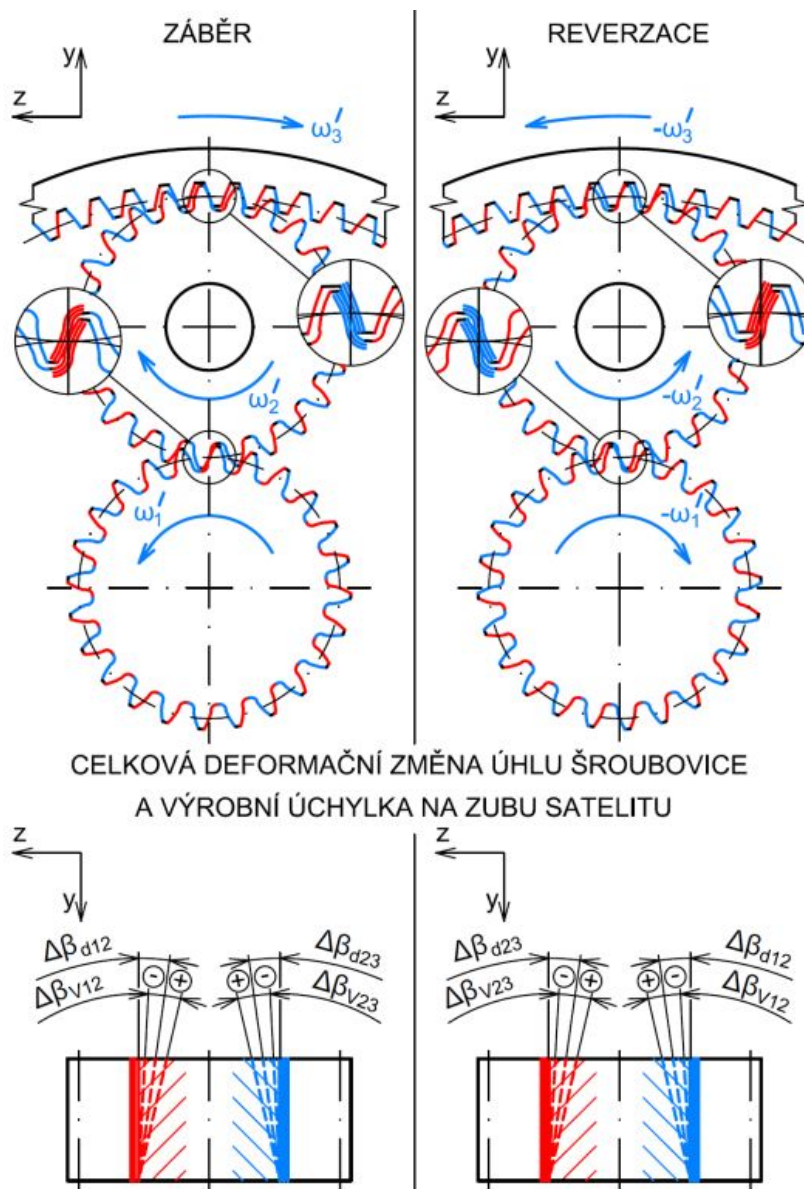


Obr. 7.4 - Bezpečnosti v dotyku u jednotlivých variant uložení satelitu pro záběr satelit - korunové kolo



## 8 Návrh podélných a úhlových modifikací

Na obr. 8.1 jsou boky zubů rozlišeny barevně. Zatímco během záběru zabírá červený bok zubu centrálního kola o červený bok zubu satelitu, při reverzaci červený bok zubu satelitu zabírá o červený bok zubu korunového kola. Obdobné pravidlo platí pro modré boky zubů. Z tohoto důvodu by bylo obecně potřeba provést rozdílné modifikace ozubených kol pro jednotlivé směry otáčení. Rozhodl jsem se že budu modifikovat pouze boky zubů satelitů.



Obr. 8.1 Deformační změna úhlu šroubovice na bocích zubů při záběru a reverzaci

## 8.1 Výpočet změny úhlu šroubovice vlivem výrobních nepřesností

Ve spodní části obr. 8.1 je naznačeno, jak se projeví deformační změna úhlu šroubovice na satelitu na obou bocích zubu a to pro oba směry rotace. Schéma vychází z obr 5.10 a 5.12. Zatímco celková změna úhlu šroubovice způsobená deformacemi má známou orientaci, změna úhlu šroubovice vlivem výrobních nepřesností může nabývat kladných i záporných hodnot. Dle lit. [1] se její maximální velikost vypočte dle vztahu 8.1. a 8.2. V lit. [1] je ve vztahu pro výpočet změny úhlu šroubovice vlivem výrobních nepřesností uvažována úchylka sklonu zubu  $f_{H\beta}$ . V této práci je tato hodnota nahrazená složkou úchylky polohy dotykových křivek boků zubů z výrobních nepřesností  $f_{kZ12}$  vypočtené v kap. 6.1 (pro záběr centrální kolo - satelit) a  $f_{kZ23}$  vypočtené v kap. 6.2 (pro záběr satelit - korunového kolo).

$$\Delta\beta_{v12} = \arctan \frac{f_{kZ12} \cdot \cos^2 \beta}{b_w} \quad (8.1)$$

$$\Delta\beta_{v23} = \arctan \frac{f_{kZ23} \cdot \cos^2 \beta}{b_w} \quad (8.2)$$

Kde  $\beta=0^\circ$  je roztečný úhel sklonu zubu, a  $b_w=56$  mm je pracovní šířka ozubení.

Tab. 8.1 Výpočet změny úhlu šroubovice vlivem výrobních nepřesností

Var.	$b_w$ [mm]	$\beta$ [°]	$f_{kZ12}$ [μm]	$\Delta\beta_{v12}$ [°]	$f_{kZ23}$ [μm]	$\Delta\beta_{v23}$ [°]
0	56	0	11,163	$11,421 \cdot 10^{-3}$	18,241	$18,663 \cdot 10^{-3}$
1			13,285	$13,593 \cdot 10^{-3}$	23,087	$23,621 \cdot 10^{-3}$
2			13,285	$13,593 \cdot 10^{-3}$	23,087	$23,621 \cdot 10^{-3}$
3			13,285	$13,593 \cdot 10^{-3}$	23,087	$23,621 \cdot 10^{-3}$
4			13,285	$13,593 \cdot 10^{-3}$	23,087	$23,621 \cdot 10^{-3}$

## 8.2 Návrh podélné modifikace u 1., 2., a 4. varianty

Protože u variant 0, 1, 2 a 4 je celková deformační změna úhlu šroubovice jak pro záběr centrálního kola a satelitu, tak pro záběr satelitu a korunového kola menší, než je změna úhlu šroubovice způsobená výrobními úchylkami, bude u těchto variant provedená pouze podélná modifikace změnou boční křivky zubů do soudkovitého tvaru. Z obr. 8.1 je patné, že při záběru centrálního kola a satelitu vzniká na satelitu celková změna úhlu šroubovice jejíž deformační složka  $\Delta\beta_{d12}$  a složka z výrobních nepřesností  $\Delta\beta_{v12}$  mají pro oba směry otáčení totožnou velikost, ale vznikají na jiných bocích zubů. Jejich orientace je na obr. 8.1

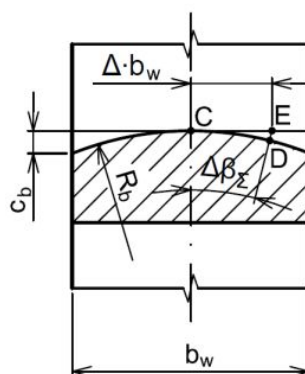
naznačená. Velikost modifikace pro záběr centrálního kola a satelitu a pro oba směry otáčení se pak vypočte dle vztahu 8.3 (viz. lit. [1]), kde pro přímé zuby platí:

$$c_{b12z} = c_{b12r} = \frac{b_w}{8 \cdot \Delta} \cdot \tan(|\Delta\beta_{d12}| + \Delta\beta_{v12}), \quad (8.3)$$

kde společná šířka zubů je  $b_w=56$  mm a součinitel posunutí bodu dotyku se dle lit. [1] se volí  $\Delta=(0,2\div 0,4)$ . Ve výrazu 8.3 je hodnota  $\Delta\beta_{d12}$  v absolutní hodnotě, a hodnota  $\Delta\beta_{v12}$  má kladnou hodnotu. Tím je zaručeno, že modifikace pokryje celkovou změnu úhlu šroubovice i pro nejhorší případ, kdy složky  $\Delta\beta_{d12}$  a  $\Delta\beta_{v12}$  mají shodná znaménka a celková změna úhlu šroubovice nabývá maxima. Obdobně pro záběr satelitu a korunového kola platí:

$$c_{b23z} = c_{b23r} = \frac{b_w}{8 \cdot \Delta} \cdot \tan(|\Delta\beta_{d23}| + \Delta\beta_{v23}), \quad (8.4)$$

Pro jednotlivé varianty řešení jsou vztahy 8.2 a 8.3 vyčísleny v tab. 8.2. a 8.3.



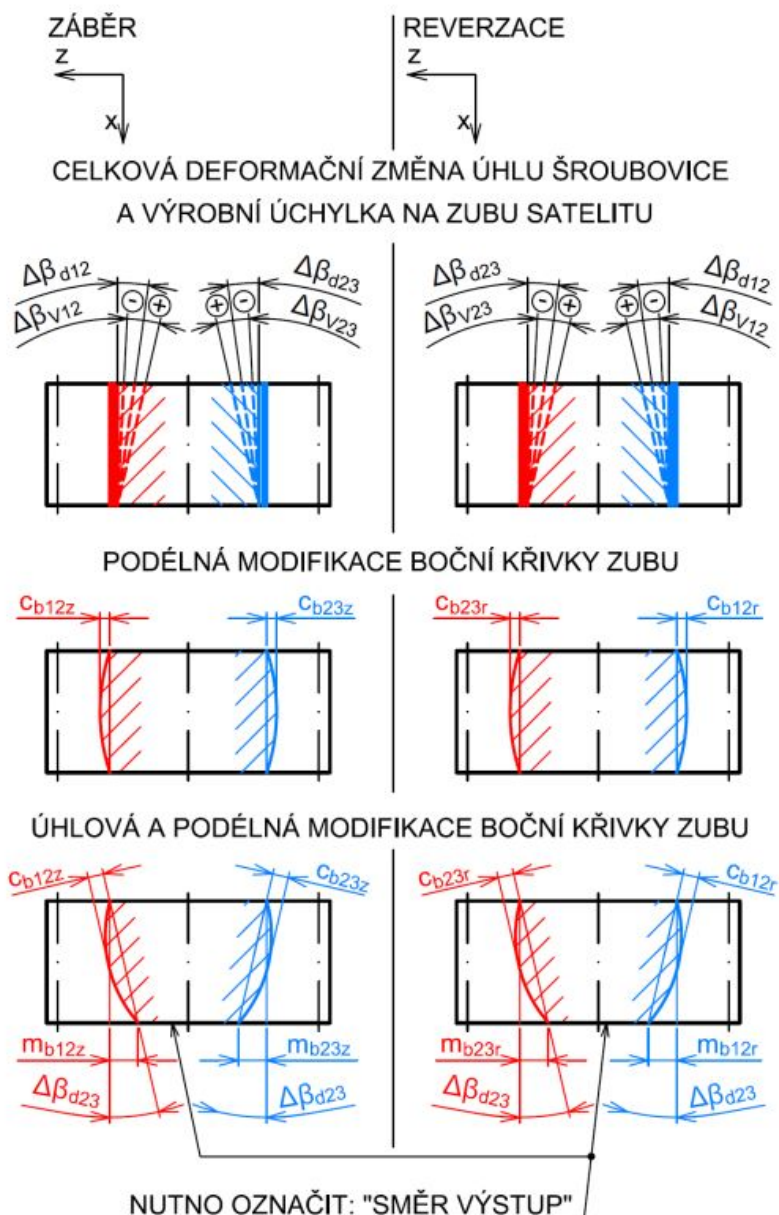
Obr. 8.2 Návrh podélné modifikace na přímém ozubení

Tab. 8.2 Výpočet modifikací zubů satelitů pro var. 0, 1, 2, 4 pro záběr centrální kolo - satelit

Var.	$b_w$ [mm]	$\Delta$ [-]	$\Delta\beta_{d12}$ [°]	$\Delta\beta_{v12}$ [°]	$c_{b12z} = c_{b12r}$ [μm]
0	56	0,2÷0,4	0	$11,421 \cdot 10^{-3}$	3,488÷6,977
1			$5,097 \cdot 10^{-3}$	$13,593 \cdot 10^{-3}$	5,709÷11,417
2			$10,219 \cdot 10^{-3}$	$13,593 \cdot 10^{-3}$	7,273÷14,546
4			$5,090 \cdot 10^{-3}$	$13,593 \cdot 10^{-3}$	5,706÷11,413

Tab. 8.3 Výpočet modifikací zubů satelitů pro var. 0, 1, 2, 4 pro záběr satelit - korunové kolo

Var.	$b_w$ [mm]	$\Delta$ [-]	$\Delta\beta_{d23}$ [°]	$\Delta\beta_{v23}$ [°]	$c_{b23z} = c_{b23r}$ [μm]
0	56	0,2÷0,4	0	$18,663 \cdot 10^{-3}$	5,700÷11,401
1			$4,963 \cdot 10^{-3}$	$23,621 \cdot 10^{-3}$	8,730÷17,461
2			$7,742 \cdot 10^{-3}$	$23,621 \cdot 10^{-3}$	9,579÷19,158
4			$0,869 \cdot 10^{-3}$	$23,621 \cdot 10^{-3}$	7,480÷14,960



Obr 8.3 podélná a úhlová modifikace boční křivky zubu

Z tab. 8.2 a 8.3 je patrné, že hodnoty podélných modifikací pro záběr centrální kolo - satelit a pro záběr satelit - korunové kolo se svým rozsahem překrývají. Je tedy možno volit pro oba boky zubů totožnou hodnotu modifikace, která pokryje jak záběr tak reverzaci. Totožné podélné modifikace jsou výhodné rovněž z hlediska výrobního a z hlediska montáže. Při montáži totiž nemůže dojít k záměně stran satelitu, protože satelit je z hlediska modifikací symetrický. Jak se vlivem těchto modifikací změní boční křivka zubu je znázorněno uprostřed obr. 8.3.

Tab. 8.4 Volba velikosti modifikace obou boků zubu satelitu pro varianty 0, 1, 2 a 4

Var.	Potřebná modifikace pro záběr centrální kolo- satelit	Potřebná modifikace pro záběr satelit - korunové kolo	Zvolená hodnota modifikace na obou bocích zubů satelitu
	$c_{b12z}=c_{b12r}$	$c_{b23z}=c_{b23r}$	$c_{bz}=c_{br}$
	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]
0	3,488÷6,977	5,700÷11,401	6,0
1	5,709÷11,417	8,730÷17,461	9,0
2	7,273÷14,546	9,579÷19,158	10,0
4	5,706÷11,413	7,480÷14,960	8,0

### 8.3 Návrh podélné a úhlové modifikace u 3. varianty

U var. č. 3 je celková deformační změna úhlu šroubovice větší, než změna úhlu šroubovice vlivem výrobních nepřesností a to jak pro záběr centrální kolo - satelit, tak pro záběr satelit - korunové kolo. Je tedy nutné provést kromě podélné modifikace i modifikaci úhlovou. Aby i u var. č. 3 modifikace pokryly změnu úhlu šroubovice na satelitu pro záběr i reverzaci, bude úhlová modifikace pro oba boky zubů určená z úhlu.

$$m_{b12z} = m_{b12r} = m_{b23z} = m_{b23r} = \frac{b_w \cdot \tan(\Delta\beta_{d23})}{\cos^2 \beta} = \frac{56 \cdot \tan(65,145 \cdot 10^{-3})}{\cos^2 0}, \quad (8.5)$$

$$m_{b12z} = m_{b12r} = m_{b23z} = m_{b23r} = 0,063672 \text{ mm} = 63,672 \mu\text{m}$$

kde společná šířka zubů  $b_w=56$  mm a roztečný úhel sklonu zubu  $\beta=0^\circ$ . Protože hodnota  $\Delta\beta_{d12}=68,543 \cdot 10^{-3}$  je větší než  $\Delta\beta_{d23}=65,543 \cdot 10^{-3}$ , není schopná úhlová modifikace  $m_{b12z} = m_{b12r}$  pokrýt celou deformační změnu úhlu šroubovice  $\Delta\beta_{d12}$ . Rozdíl mezi  $\Delta\beta_{d12}$  a  $\Delta\beta_{d23}$  je ale malý, a bude kompenzován společně s hodnotou  $\Delta\beta_{v12}$  pomocí podélné modifikace. Pro záběr centrálního kola a satelitu bude potom potřebná velikost podélné modifikace:

$$c_{b12z} = c_{b12r} = \frac{b_w}{8 \cdot \Delta \cdot \cos^2 \beta} \cdot \tan(|\Delta\beta_{d12} - \Delta\beta_{d23}| + \Delta\beta_{v12})$$

$$c_{b12z} = c_{b12r} = \frac{56}{8 \cdot (0,2 \div 0,4) \cdot \cos^2 0} \cdot \tan(|68,543 \cdot 10^{-3} - 65,145 \cdot 10^{-3}| + 13,593 \cdot 10^{-3}), \quad (8.6)$$

$$c_{b12z} = c_{b12r} = (0,005189 \div 0,010379) \text{ mm} = (5,189 \div 10,379) \mu\text{m}$$

kde součinitel bodu dotyku dotyku  $\Delta=(0,2 \div 0,4)$  a  $\Delta\beta_{v12}=13,593 \cdot 10^{-3}$  je změna úhlu šroubovice vlivem výrobních nepřesností pro záběr centrální kolo - satelit u var. č. 3.

Pro záběr satelitu a korunového kola bude potřebná velikost podélné modifikace:

$$c_{b23z} = c_{b23r} = \frac{b_w}{8 \cdot \Delta \cdot \cos^2 \beta} \cdot \tan(\Delta\beta_{v23})$$

$$c_{b23z} = c_{b23r} = \frac{56}{8 \cdot (0,2 \div 0,4) \cdot \cos^2 0} \cdot \tan(23,621 \cdot 10^{-3}) \quad , \quad (8.7)$$

$$c_{b12z} = c_{b12r} = (0,005189 \div 0,010379) \text{ mm} = (7,215 \div 14,429) \mu\text{m}$$

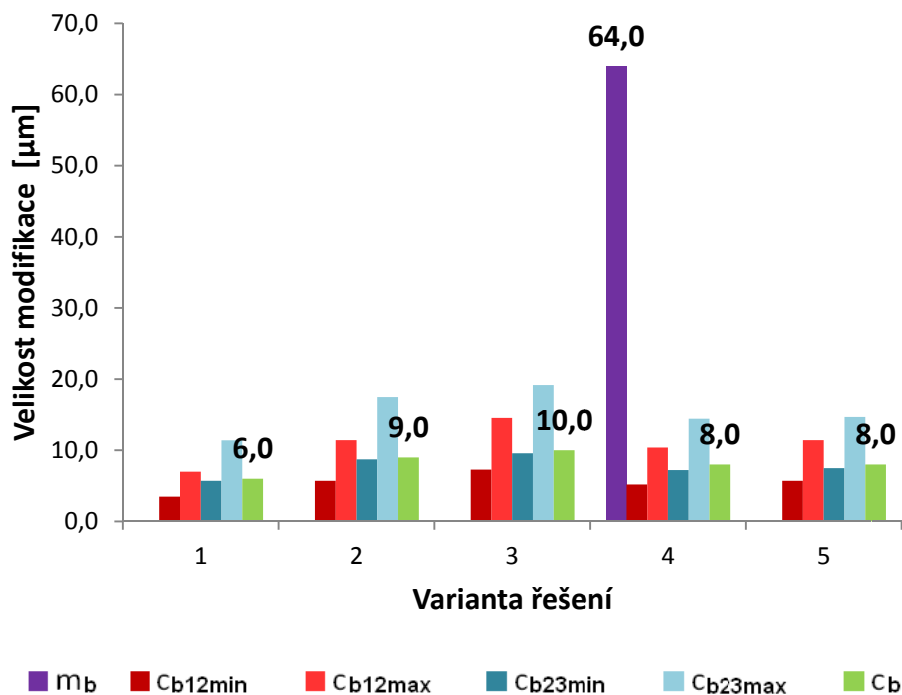
kde  $\Delta\beta_{v23}=23,621 \cdot 10^{-3\circ}$  je změna úhlu šroubovice vlivem výrobních nepřesností pro záběr centrální kolo - satelit u var. č. 3.

Protože se hodnoty podélných modifikací opět překrývají, dá se zvolit takovou hodnotu podélné modifikace, aby vyhovovala pro oba boky zubu, a to jak pro záběr, tak pro reverzaci.

Tab. 8.5 Volba velikosti modifikace obou boků zubu satelitu pro variantu 3

Var.	Vypočtená hodnota úhlové modifikace	Zvolená hodnota úhlové modifikace	Potřebná modifikace pro záběr centrální kolo- satelit	Potřebná modifikace pro záběr satelit - korunové kolo	Zvolená hodnota modifikace na obou bocích zubů stalitu
	$m_{b12z} = m_{b12r} = m_{b23z} = m_{b23r}$	$m_{bz} = m_{br}$	$c_{b12z} = c_{b12r}$	$c_{b23z} = c_{b23r}$	$c_{bz} = c_{br}$
	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]
3	63,672	64,0	5,189 ÷ 10,379	7,215 ÷ 14,429	8,0

Jak se změní tvar boční křivky zubu u var. č. 3 je naznačeno ve spodní části obr. 5.3. V grafu 8.1 je přehledně znázorněno, jak se postupovalo při volbě modifikací.



Graf 8.1 Postup při volbě modifikací

## 9 Závěr

V diplomové práci byl posouzen vliv uložení satelitu v unášeči na únosnost ozubení pro čtyři varianty uvedené v zadání a pro původní způsob uložení. Dále byla pro všechny tyto způsoby navržena podélná modifikace ozubení. Bylo zjištěno, že z hlediska únosnosti ozubení je nejlépe uložit satelity s přímými zuby na ložiscích schopných naklopení (dvouřadá soudečková ložiska nebo toroidní ložiska). Naopak nejméně vhodné je otočné uložení satelitu na čepu jednostranně uloženém v unášeči bez naklápěcích ložisek. Zde se dá poměrně vysoké hodnoty natočení satelitů vlivem deformací úspěšně kompenzovat vhodnou podélnou úhlovou modifikací. Toto řešení je však vhodné pro zařízení, která pracují při konstantní zátěži. Pokud jsou satelity uloženy na dvou ložiscích, nebo na dvouřadých ložiscích neschopných naklápění, pak nejvhodnějším řešením je otočné uložení satelitu na pevném čepu oboustranně uloženém v unášeči. Dle vlastního názoru je použití tzv. „pružného čepu“ pro odstranění negativního vlivu deformací čepů a unášeče u přímého ozubení zbytečně komplikované, neboť vliv deformace čepu a unášeče na naklopení satelitu lze výhodně eliminovat použitím naklápěcích ložisek. Zejména pak při použití toroidních ložisek není třeba zvažovat kompromis mezi schopností ložiska se naklápět a jeho únosností. U přímého ozubení má nejspíš použití pružného čepu význam především v rovnoměrnějším rozložení zatížení mezi jednotlivé satelity, neboť poddajnější uložení lépe eliminuje vliv výrobních nepřesností než uložení velmi tuhé. Vhodnost použití pružného čepu se projeví bezesporu u planetových soukolí se šikmým ozubením, kde uložení satelitu na samostatných naklápěcích ložiscích je zcela nevhodné z důvodu vznikajících axiálních sil v ozubení. Zde pak především pro případy, kdy čepy nesoucí satelit musí být z nějakého konstrukčního důvodu uloženy pouze z jedné strany unášeče.

## 10 Seznam použité literatury a software

### Literatura a normy

[1] MORAVEC, Vladimír., DEJL, Zdeněk., NĚMČEK, Miloš., FOLTA, Zdeněk., HAVLÍK, Jiří. *Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů*. Ostrava: Montanex, 188 s. ISBN 978-80-7225-304-3

[2] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola, teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001, 291 s. ISBN 80-722-5051-5.

[3] ČSN 01 4686 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. 1988.

[4] ČSN 01 4682 *Ozubené převody čelní. Lícování*. 1977.

[5] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.

[6] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů III. Převody*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1987, 267 s.

[7] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-722-5018-3.

[8] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: ALBRA, 2003, 865 s. ISBN 80-864-9074-2.

[9] KRÍŽ, Rudolf. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích. Svazek 6, R - Části strojů a převody. (2. část)*. 1. vyd. Praha: Scientia, 1995, 291 s. ISBN 80-858-2788-3.



## Internet

[10] Trans-Flex® [online]. [cit. 2013-05-16]. URL:

<<http://www.transtech.no/produkter/spesiall%C3%B8sninger/trans-flex-%C2%AE>>

[11] SKF [online]. 2013 [cit. 2013-05-16]. Dostupný z:

<http://www.skf.com/group/splash/index.html>

[12] Timken Integrated Flexpin Bearing [online]. [cit. 2013-05-16]. URL:

<<http://www.timken.com/en-us/Pages/Home.aspx>>

[13] Exvalos [online]. [cit. 2013-05-16]. Dostupný z:

<<http://www.exvalos.cz/>>

[14] Mobil Glygoyle řada [online]. [cit. 2013-05-16]. URL:

<<http://www.lubstar.cz/files/cs/mobil-glygoyle-rada.pdf>>

[15] Konstrukční oceli [online]. [cit. 2013-05-16]. URL:

<<http://www.poldi.cz/konstrukcni-oceli>>

[16] Sortimentní katalog [online]. [cit. 2013-05-16]. URL:

<<http://www.ferona.cz/cze/katalog/oceli.php?typ=3#>>

[17] HAVLÍK, Jiří. Výpočty a konstrukce strojních dílů [online]. [cit. 2013-05-19]. URL:

<[http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Prednasky\\_VaKSD.pdf](http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Prednasky_VaKSD.pdf)>

## Software

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office Excel 2007

Autodesk Inventor Professional 2013 - čeština (Czech)

AutoCAD 2013 – Čeština (Czech)

Mathcad 15

Geometrie

CSNw

Ansys Workbench 14.0

## **11 Seznam příloh**

Příloha A - Výpočet geometrie soukolí

Příloha B - Výpočet životnosti ložisek

Příloha C - Pevnostní výpočet soukolí pro záběr centrálního kola a satelitu

Příloha D - Pevnostní výpočet soukolí pro záběr satelitu a korunového kola

Příloha E - Varianty uložení satelitu (výkres sestavení/ č. výkresu: 00)

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, panu prof. Ing. Zdeňku Dejlovi, CSc., za odborné vedení a konstruktivní kritiku při tvorbě diplomové práce.

## Příloha A - Výpočet geometrie soukolí

	Rozměr	PASTOREK	KOLO
Typ ozubení		Vnější	Vnější
Normální boční vůle	$j_n$ [mm]		0.0000
Počet zubů	$z$ [-]	24	24
Počet zubů náhradního kola	$z_n$ [-]	24.000	24.000
Normální modul	$m_n$ [mm]		5.000
Čelní modul	$m_t$ [mm]		5.000
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$ [°]		0
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$ [°]		0
Úhel profilu čelní	$\alpha_t$ [°]		20.00000
Úhel záběru čelní	$\alpha_{tw}$ [°]		20.00000
Osová vzdálenost pracovní	$a_w$ [mm]		120.00000
Osová vzdálenost roztečná	$a$ [mm]		120.00000
Jednotková korekce	$x$ [-]	0	$\Sigma = 0$
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$ [mm]	0	0
Průměr patní kružnice	$d_f$ [mm]	107.50000	107.50000
základní kružnice	$d_b$ [mm]	112.76311	112.76311
kr.začátku evolventy	$d_L$ [mm]	113.37939	113.37939
kr.začátku záběru	$d_{fE}$ [mm]	114.09910	114.09910
valivé kružnice	$d_w$ [mm]	120.00000	120.00000
roztečné kružnice	$d$ [mm]	120.00000	120.00000
kr.srážecí hrany	$d_{aE}$ [mm]	---	---
hlavové kružnice	$d_a$ [mm]	129.99400	129.99400
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$ [mm]	---	---
základní kružnici	$s_b$ [mm]	9.06099	9.06099
začátku evolventy	$s_L$ [mm]	9.06743	9.06743
valivé kružnici	$s_w$ [mm]	7.85398	7.85398
roztečné kružnici	$s$ [mm]	7.85398	7.85398
začátku sražení	$s_{aE}$ [mm]	---	---
hlavové kružnici	$s_a$ [mm]	3.58103	3.58103
Výška paty	$h_f$ [mm]	6.25000	6.25000
hlavy	$h_a$ [mm]	4.99700	4.99700
zubu	$h$ [mm]	11.24700	11.24700
Společná šířka kol	$b$ [mm]		56.000
Délka evolventy	$ev$ [mm]	8.96471	8.96471
Měrný skluz na patě	[-]	-2.71499	-2.71499
Měrný skluz na hlavě	[-]	0.73082	0.73082
Poměr b/d	$\psi_d$ [-]	0.467	0.467
Poměr b/ $m_n$	$\psi_m$ [-]		11.200
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$ [-]		1.60109
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$ [-]		0
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$ [-]		1.60109
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$ [mm]		56.00000
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$ [mm]		56.00000
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$ [mm]		112.00000
Čelní rozteč	$p_t$ [mm]		15.70796
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$ [mm]		14.76066
Kontrolní rozměr přes zuby	$W$ [mm]	38.58231	38.58231
Počet měřených zubů	$z_w$ [-]	3	3
Minimální šířka kola pro měření	$b_{min}$ [mm]	---	---
Měřená konstant. tloušťka zubu	$s_c$ [mm]	6.93524	6.93524
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	$h_c$ [mm]	3.73489	3.73489
Kontrolní rozměr přes kuličky	$M$ [mm]	131.77098	131.77098
Průměr kuličky	$d_t$ [mm]	8.57454	8.57454
Poměrná výška hlavy profilu	$h_a^*$ [-]	1.00000	1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	$c^*$ [-]	0.25000	0.25000
Poměrný rádius paty profilu	$\rho_f^*$ [-]	0.38000	0.38000
Úhel profilu	$\alpha_n$ [°]		20.00000

Obr. A1 Tabulka geometrických rozměrů pro záběr centrální kolo - satelit

	Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení		Vnější		Vnitřní
Normální boční vůle	$j_n$ [mm]		0.0000	
Počet zubů	$z$ [-]	24		-72
Počet zubů náhradního kola	$z_n$ [-]	24.000		-72.000
Normální modul	$m_n$ [mm]		5.000	
Čelní modul	$m_t$ [mm]		5.000	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$ [°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$ [°]		0	
Úhel profilu čelní	$\alpha_t$ [°]		20.00000	
Úhel záběru čelní	$\alpha_{tw}$ [°]		20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	$a_w$ [mm]		-120.00000	
Osová vzdálenost roztečná	$a$ [mm]		-120.00000	
Jednotková korekce	$x$ [-]	0	$\Sigma = 0$	0
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$ [mm]	0		0
Průměr patní kružnice	$d_f$ [mm]	107.50000		-372.50000
základní kružnice	$d_b$ [mm]	112.76311		-338.28934
kr.začátku evolventy	$d_L$ [mm]	113.37939		-371.42406
kr.začátku záběru	$d_{fE}$ [mm]	114.09726		-368.75232
valivé kružnice	$d_w$ [mm]	120.00000		-360.00000
roztečné kružnice	$d$ [mm]	120.00000		-360.00000
kr.srážecí hrany	$d_{aE}$ [mm]	---		---
hlavové kružnice	$d_a$ [mm]	129.99400		-351.09900
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$ [mm]	---		13.38816
základní kružnici	$s_b$ [mm]	9.06099		2.33833
začátku evolventy	$s_L$ [mm]	9.06743		12.85834
valivé kružnici	$s_w$ [mm]	7.85398		7.85398
roztečné kružnici	$s$ [mm]	7.85398		7.85398
začátku sražení	$s_{aE}$ [mm]	---		---
hlavové kružnici	$s_a$ [mm]	3.58103		4.82545
Výška paty	$h_f$ [mm]	6.25000		6.25000
hlavy	$h_a$ [mm]	4.99700		4.45050
zubu	$h$ [mm]	11.24700		10.70050
Společná šířka kol	$b$ [mm]		56.000	
Délka evolventy	$ev$ [mm]	8.96471		10.85264
Měrný skluz na patě	[-]	-1.63502		-0.39416
Měrný skluz na hlavě	[-]	0.28272		0.62050
Poměr b/d	$\psi_d$ [-]	0.467		-0.156
Poměr b/ $m_n$	$\psi_m$ [-]		11.200	
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$ [-]		2.01134	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$ [-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$ [-]		2.01134	
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$ [mm]		56.00000	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$ [mm]		112.00000	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$ [mm]		168.00000	
Počet zubů nástroje Fellow	$z_0$ [-]	35		
Korekce nástroje	$x_0$ [-]	0		
Poměrný rádius paty nástroje	$\rho'_{f0}$ [-]	0.38000		
Průměr kr.zač.evolyventy nástroje	$d_{L0}$ [mm]	167.27200		
Osová vzdálenost výrobní	$a_{w0}$ [mm]		-92.50000	
Měřená konstant. tloušťka zubu	$s_c$ [mm]	6.93524		6.93524
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	$h_c$ [mm]	3.73489		3.17181
Kontrolní rozměr přes kuličky	$M$ [mm]	131.77098		348.95498
Průměr kuličky	$d_t$ [mm]	8.57454		8.29349
Poměrná výška hlavy profilu	$h'_a$ [-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	$c^*$ [-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	$\rho'_f$ [-]	0.38000		0
Úhel profilu	$\alpha_n$ [°]		20.00000	

Obr. A2 Tabulka geometrických rozměrů pro záběr satelit - korunové kolo

## Příloha B - Výpočet životnosti ložisek

### Summary result

**Bearing life: C 6910 V**

Remove this result

#### Results

<b>L<sub>10mh</sub></b>	116400 hour
SKF rating life, operating hours	
<b>a<sub>SKF</sub></b>	0.288
SKF life modification factor a <sub>SKF</sub>	
<b>P</b>	21.4 kN
Equivalent dynamic bearing load	
<b>κ</b>	0.52
Viscosity ratio	
<b>η<sub>c</sub></b>	0.126
Factor for contamination level	
<b>v<sub>1</sub></b>	424 mm <sup>2</sup> /s
Required kinematic viscosity for κ=1	
<b>L<sub>10h</sub></b>	404000 hour
Basic rating life, operating hours	
<b>C/P</b>	6.54
Load ratio	

#### Input parameters

<b>F<sub>r</sub></b>	21.4312 kN
Radial load	
<b>F<sub>a</sub></b>	0 kN
Axial load on bearing	
<b>n<sub>i</sub></b>	21.603 r/min
Rotational speed of inner ring	
<b>Bearing operating temperature</b>	40 °C
Bearing outer ring	
<b>Lubricant type and cleanliness</b>	ISO 4406 cleanliness code -/15/12
Select from list	
<b>Viscosity calculation input type</b>	Viscosity input at 40°C and 100°C
Select from list	
<b>Viscosity at 40°C</b>	220 mm <sup>2</sup> /s
<b>Viscosity at 100°C</b>	38.1 mm <sup>2</sup> /s

Unit system

Select unit system

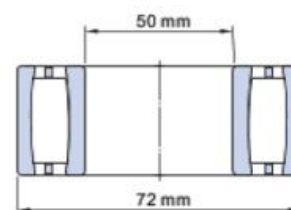
SI

Selected calculations

Bearing life

remove

Product data



**Designation** C 6910 V\*

**d** 50 mm

**D** 72 mm

**B** 40 mm

**C** 140 kN

**C<sub>0</sub>** 224 kN

**Type** CARB toroidal roller bearings

\* SKF Explorer bearing

View product details

Note: The drawing displayed is only for general representation, may not be the same as selected product variant.

Obr. B1 - Životnost toroidního ložiska SKF CARB C 6910 V Explorer

## Summary result

### Bearing life: NJ 209 ECP

Remove this result

#### Results

<b>L<sub>10mh</sub></b>	101600 hour
SKF rating life, operating hours	
<b>a<sub>SKF</sub></b>	0.258
SKF life modification factor a <sub>SKF</sub>	
<b>P</b>	10.7 kN
Equivalent dynamic bearing load	
<b>κ</b>	0.54
Viscosity ratio	
<b>η<sub>c</sub></b>	0.134
Factor for contamination level	
<b>v<sub>1</sub></b>	410 mm <sup>2</sup> /s
Required kinematic viscosity for κ=1	
<b>L<sub>10h</sub></b>	394500 hour
Basic rating life, operating hours	
<b>C/P</b>	6.5
Load ratio	

#### Input parameters

<b>F<sub>r</sub></b>	10.7156 kN
Radial load	
<b>F<sub>a</sub></b>	0 kN
Axial load on bearing	
<b>n<sub>i</sub></b>	21.603 r/min
Rotational speed of inner ring	
<b>Bearing operating temperature</b>	40 °C
Bearing outer ring	
<b>Lubricant type and cleanliness</b>	ISO 4406 cleanliness code -/15/12
Select from list	
<b>Viscosity calculation input type</b>	Viscosity input at 40°C and 100°C
Select from list	
<b>Viscosity at 40°C</b>	220 mm <sup>2</sup> /s
<b>Viscosity at 100°C</b>	38.1 mm <sup>2</sup> /s

#### Unit system

Select unit system

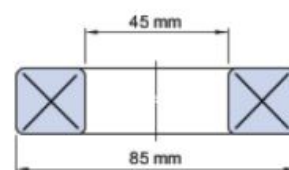
SI

#### Selected calculations

Bearing life

remove

#### Product data



**Designation** NJ 209 ECP\*

**d** 45 mm

**D** 85 mm

**C** 69.5 kN

**C<sub>0</sub>** 64 kN

**Type** Cylindrical roller bearings

\* SKF Explorer bearing

View product details

Note: The drawing displayed is only for general representation, may not be the same as selected product variant.

Obr. B2 - Životnost válečkového ložiska SKF NJ 209 ECP Explorer

## Summary result

### Bearing life: RNA 6912

Remove this result

#### Results

<b>L<sub>10mh</sub></b>	43500 hour
SKF rating life, operating hours	
<b>a<sub>SKF</sub></b>	0.413
SKF life modification factor a <sub>SKF</sub>	
<b>P</b>	21.4 kN
Equivalent dynamic bearing load	
<b>κ</b>	0.71
Viscosity ratio	
<b>η<sub>c</sub></b>	0.176
Factor for contamination level	
<b>v<sub>1</sub></b>	312 mm <sup>2</sup> /s
Required kinematic viscosity for κ=1	
<b>L<sub>10h</sub></b>	105200 hour
Basic rating life, operating hours	
<b>C/P</b>	4.37
Load ratio	

#### Input parameters

<b>F<sub>r</sub></b>	21.4312 kN
Radial load	
<b>n<sub>i</sub></b>	21.603 r/min
Rotational speed of inner ring	
<b>Bearing operating temperature</b>	40 °C
Bearing outer ring	
<b>Lubricant type and cleanliness</b>	ISO 4406 cleanliness code -/15/12
Select from list	
<b>Viscosity calculation input type</b>	Viscosity input at 40°C and 100°C
Select from list	
<b>Viscosity at 40°C</b>	220 mm <sup>2</sup> /s
<b>Viscosity at 100°C</b>	38.1 mm <sup>2</sup> /s

#### Unit system

Select unit system

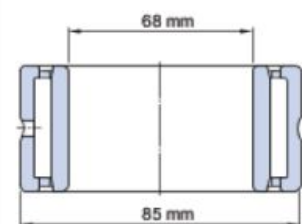
SI

#### Selected calculations

Bearing life

remove

#### Product data



<b>Designation</b>	RNA 6912
<b>Fw</b>	68 mm
<b>D</b>	85 mm
<b>C</b>	93.5 kN
<b>C<sub>0</sub></b>	204 kN
<b>Type</b>	Needle roller bearing

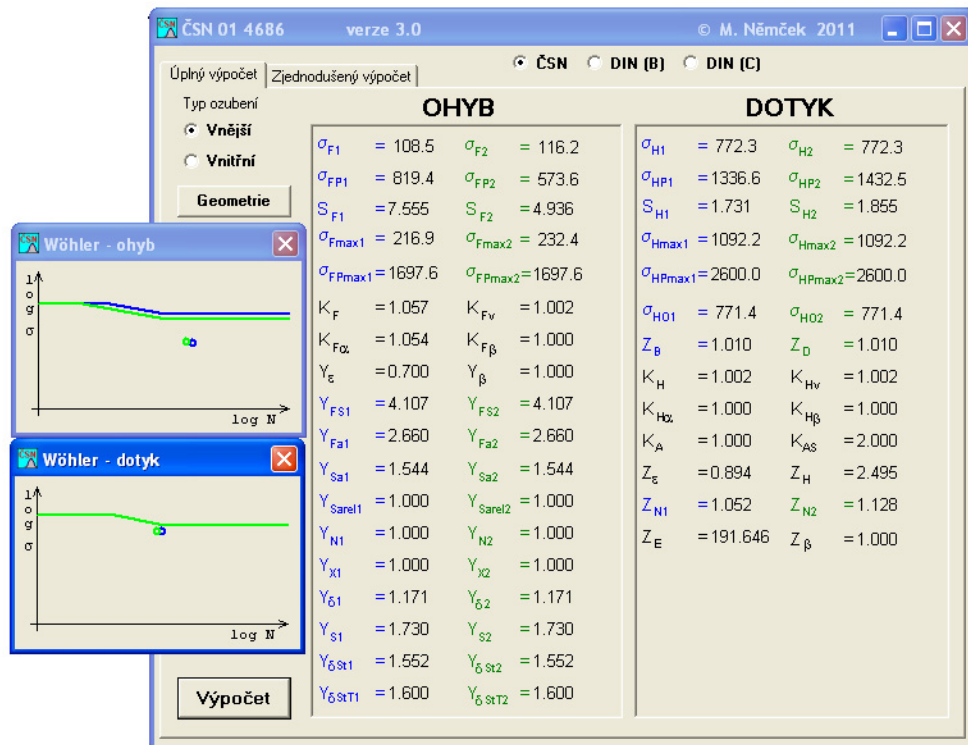
View product details

Note: The drawing displayed is only for general representation, may not be the same as selected product variant.

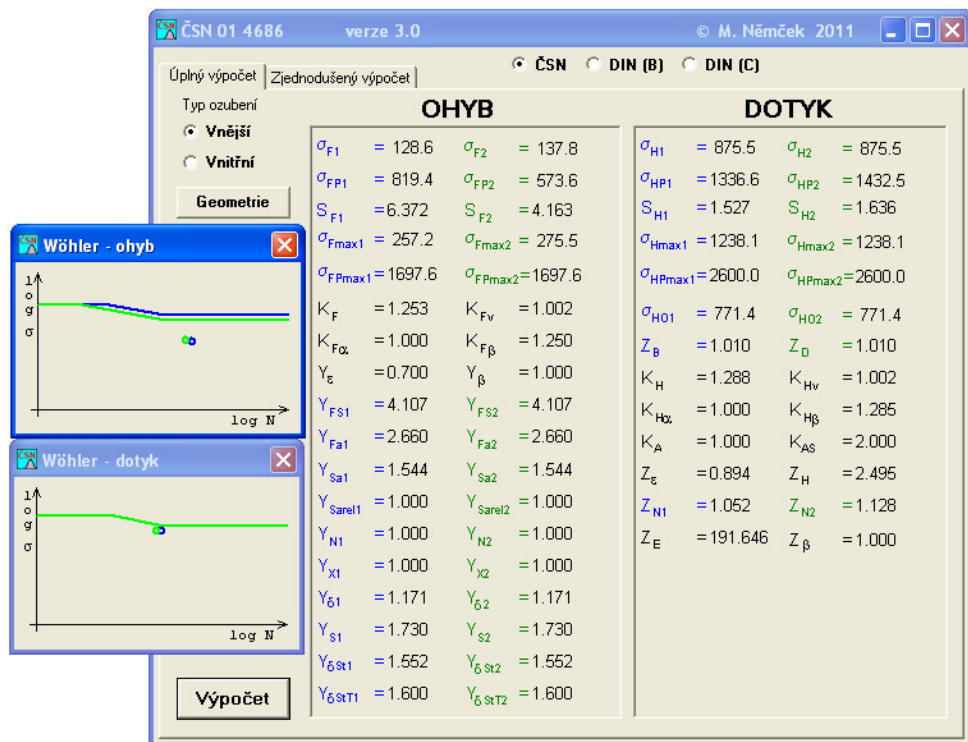
Obr. B3 - Životnost dvouřadého jehlového ložiska SKF RNA 6912



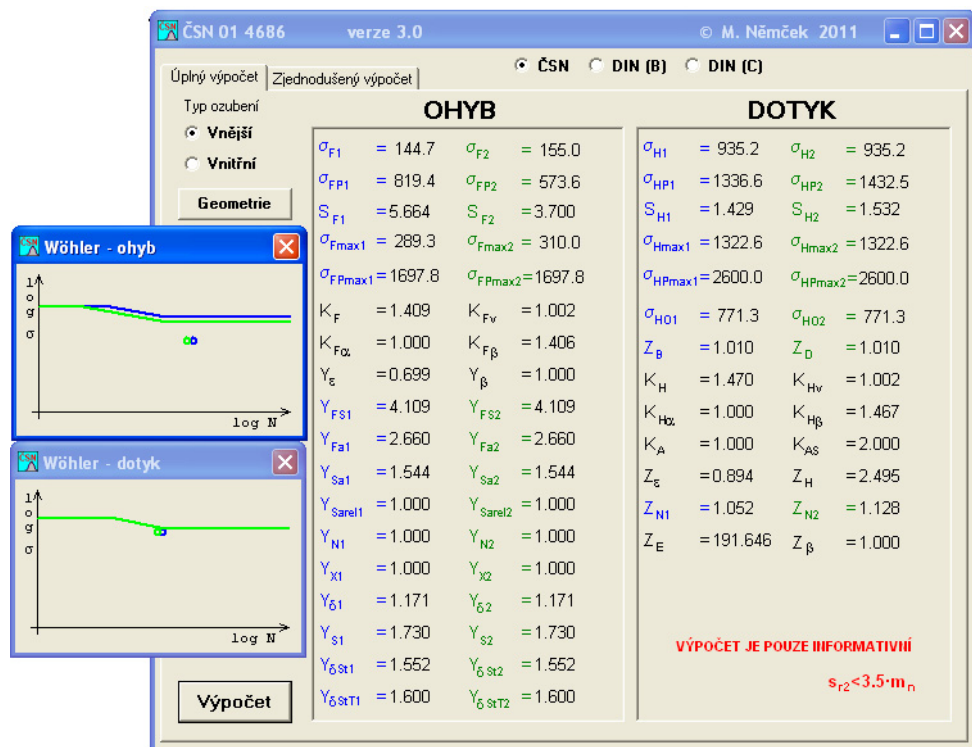
## Příloha C - Pevnostní výpočet soukolí pro záběr centrálního kola a satelitu



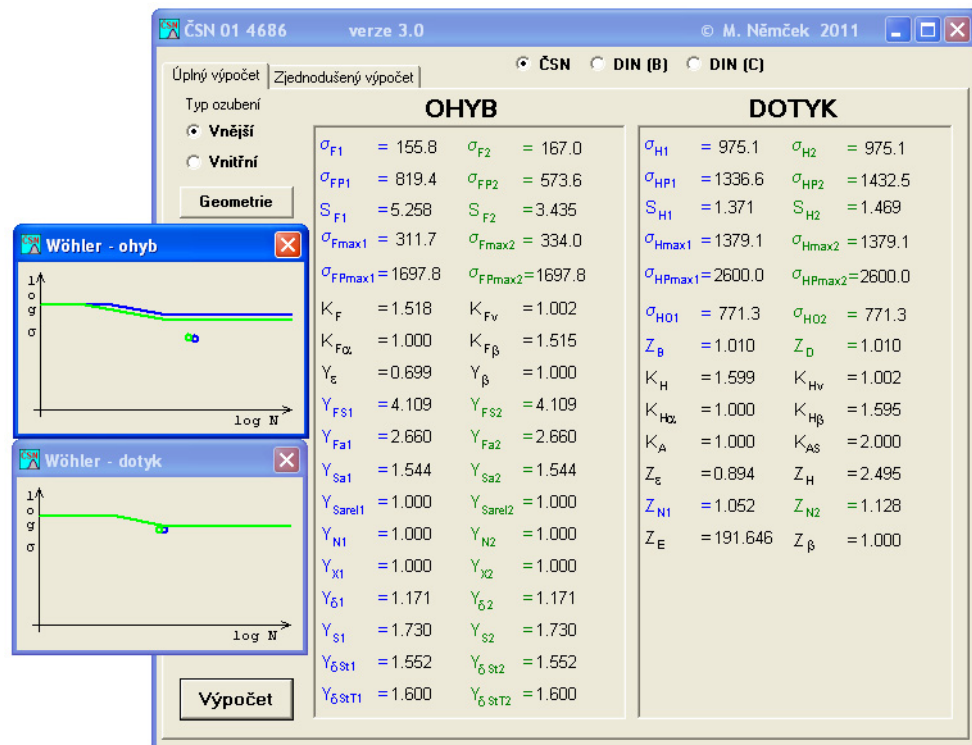
Obr. C1 - Pevnostní kontrola pro záběr centrálního kola a satelitu - ideální soukolí



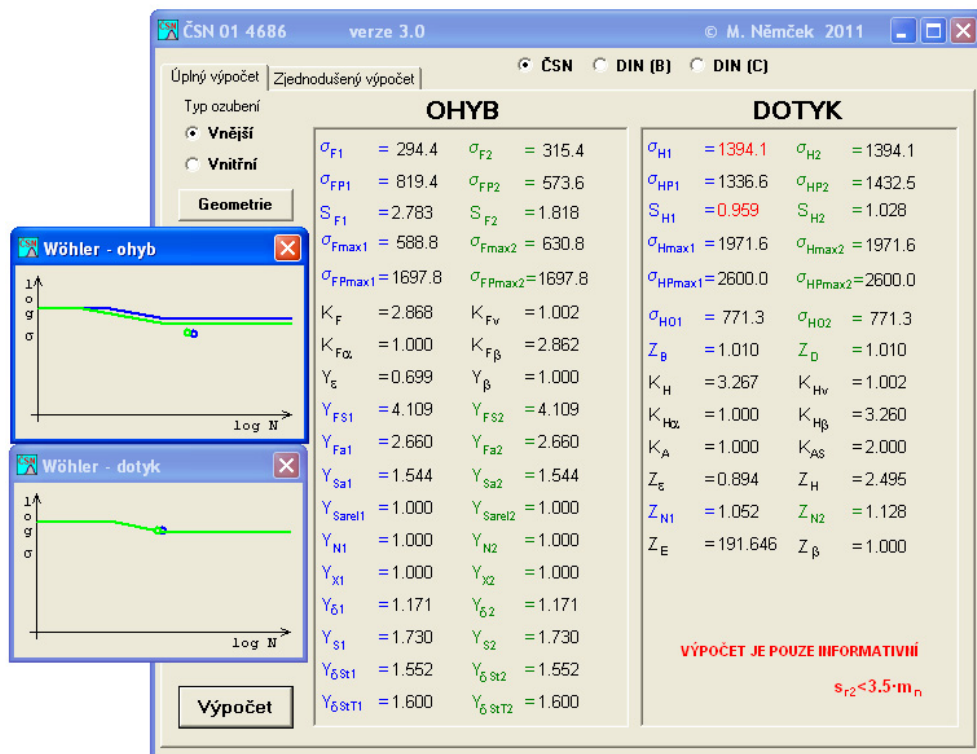
Obr. C2 - Pevnostní kontrola pro záběr centrálního kola a satelitu - varianta č. 0



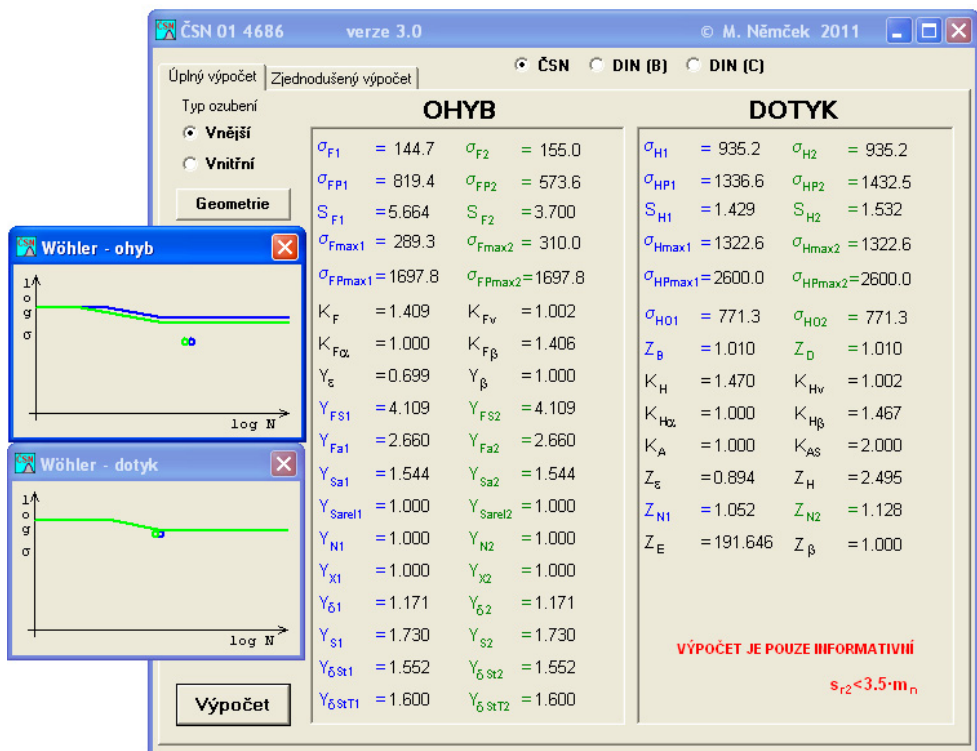
Obr. C3 - Pevnostní kontrola pro záběr centrálního kola a satelitu - varianta č. 1



Obr. C4 - Pevnostní kontrola pro záběr centrálního kola a satelitu - varianta č. 2

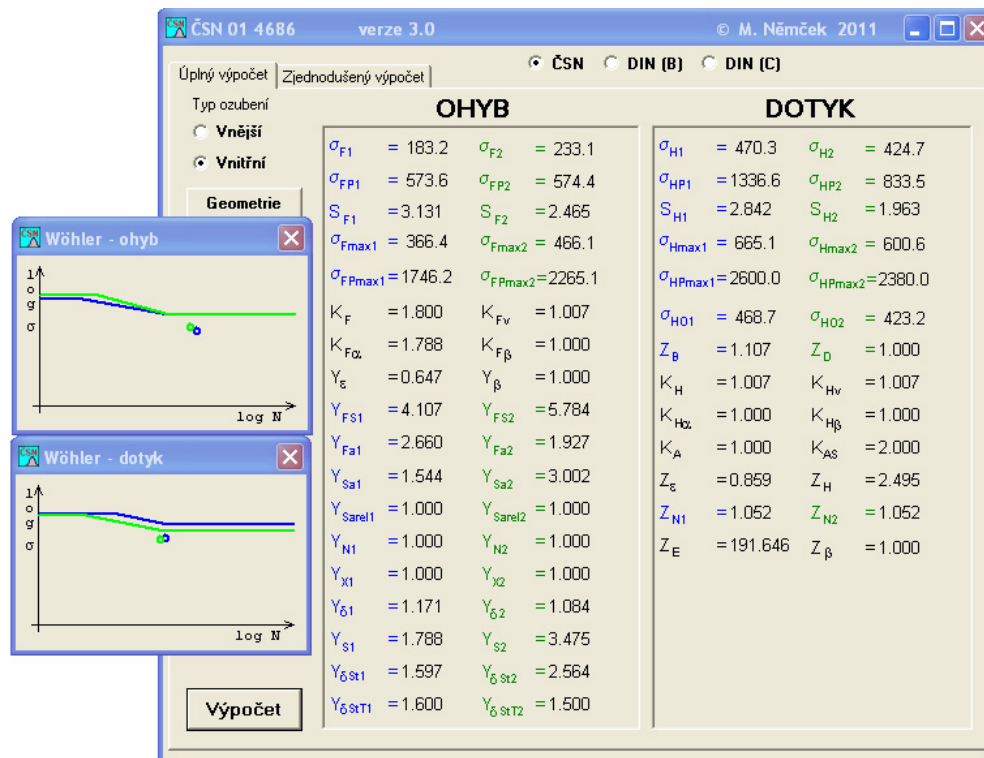


Obr. C5 - Pevnostní kontrola pro záběr centrálního kola a satelitu - varianta č. 3

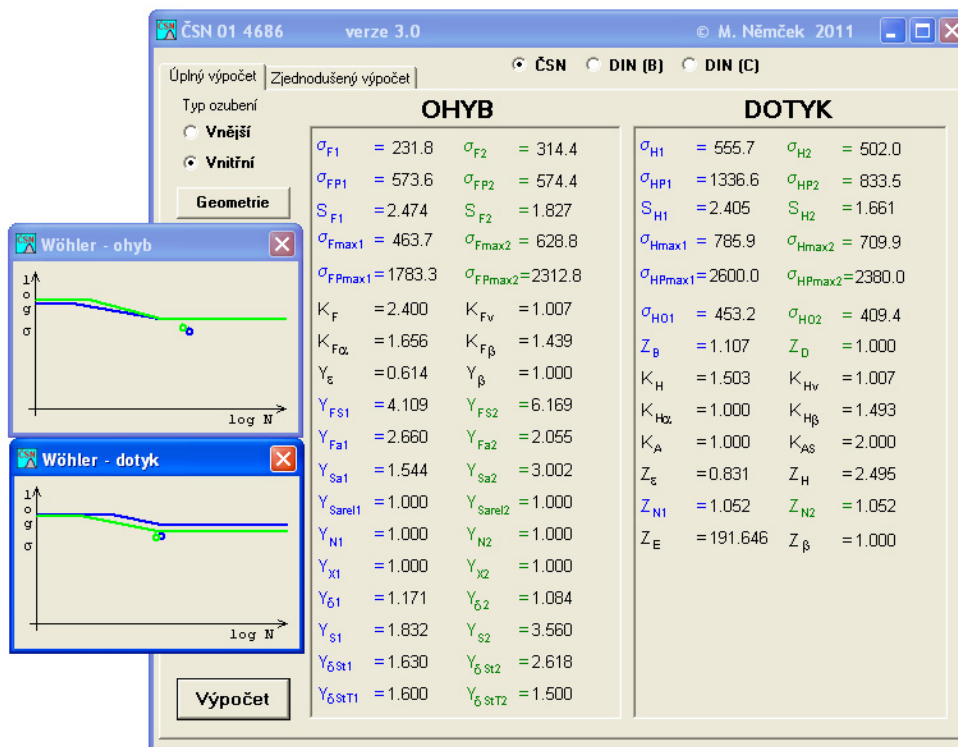


Obr. C6 - Pevnostní kontrola pro záběr centrálního kola a satelitu - varianta č. 4

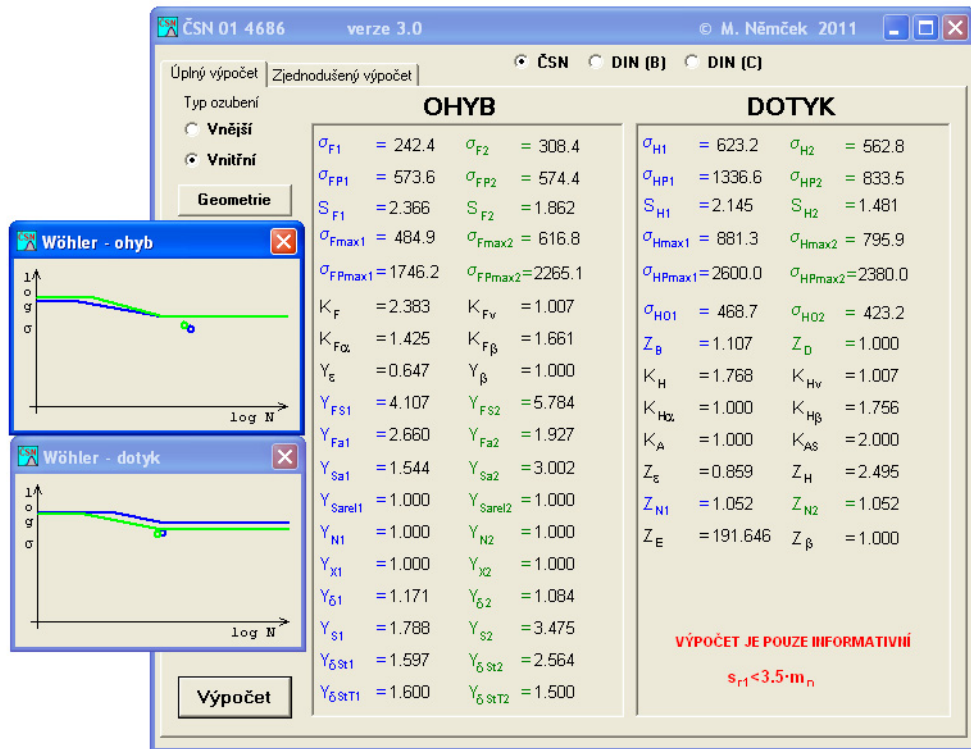
## Příloha D - Pevnostní výpočet soukolí pro záběr satelitu a korunového kola



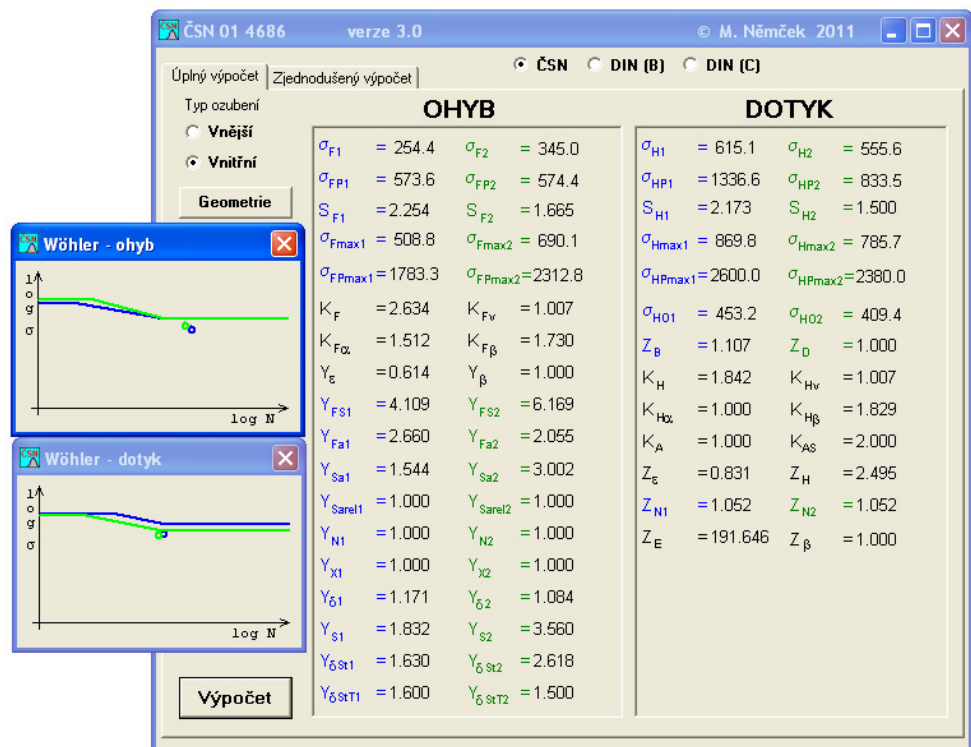
Obr. D1- Pevnostní kontrola pro záběr satelitu a korunového kola - ideální soukolí



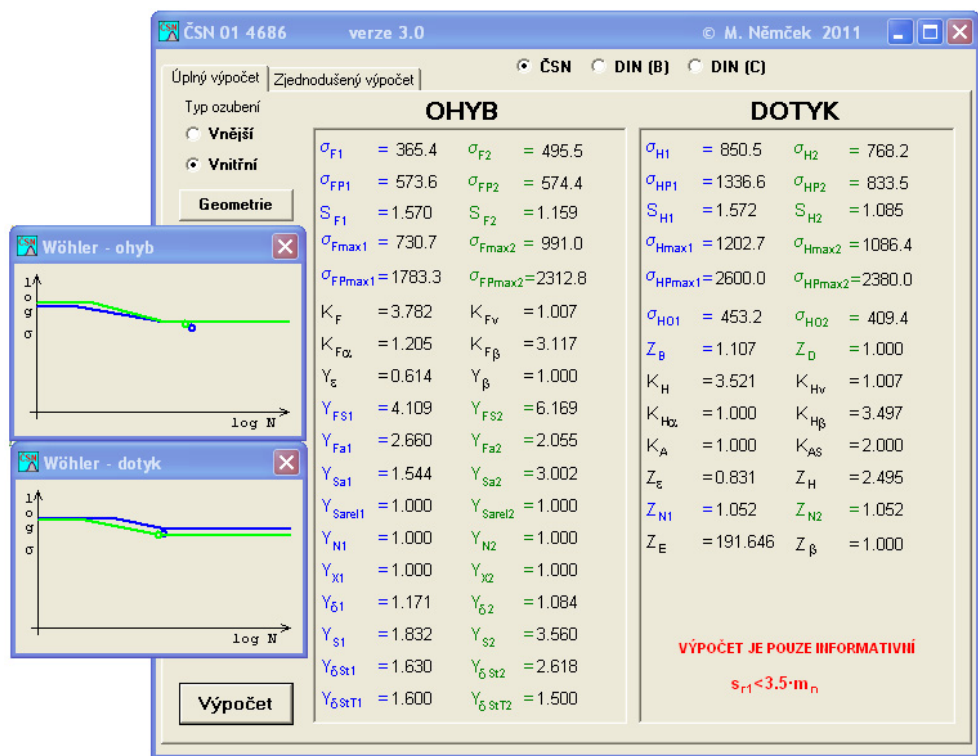
Obr. D2 - Pevnostní kontrola pro záběr satelitu a korunového kola - varianta č. 0



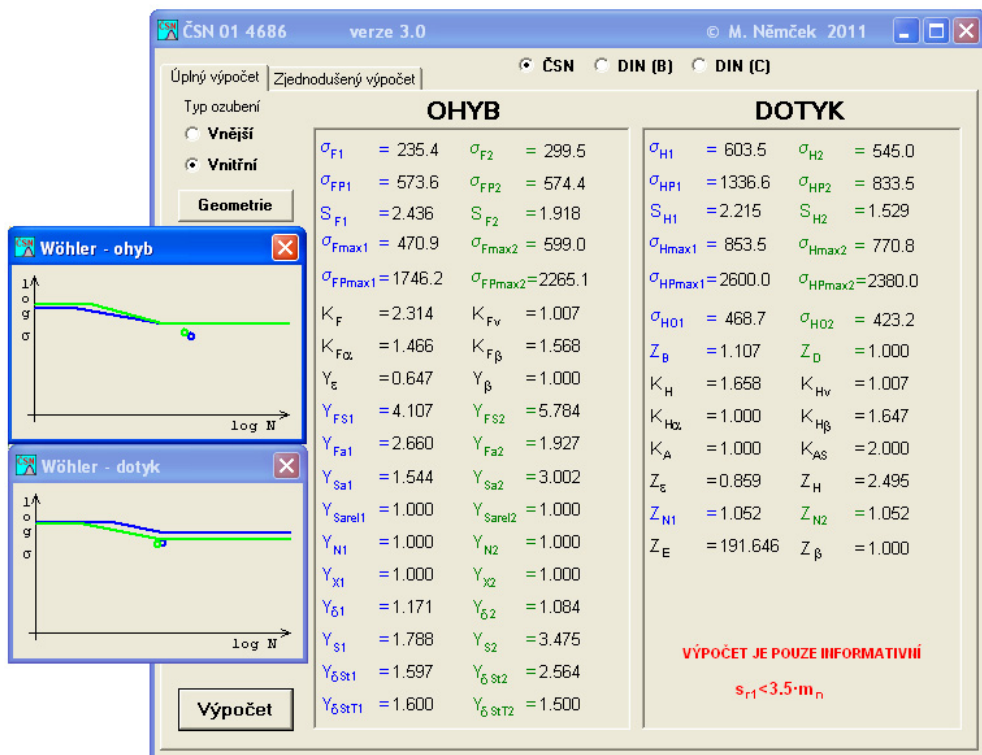
Obr. D3 - Pevnostní kontrola pro záběr satelitu a korunového kola - varianta č. 1



Obr. D4 - Pevnostní kontrola pro záběr satelitu a korunového kola - varianta č. 2



Obr. D5 - Pevnostní kontrola pro záběr satelitu a korunového kola - varianta č. 3



Obr. D6 - Pevnostní kontrola pro záběr satelitu a korunového kola - varianta č. 4