



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Konstrukční návrh vinuté šnekové převodovky

Davor Miletic

Vedoucí práce: Ing. Karel Vítek, CSc.

Praha 2017

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení	Miletič	Jméno	Davor	Osobní číslo	437085
Fakulta/ústav	Fakulta strojní				
Zadávající katedra/ústav	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky				
Studijní program	Teoretický základ strojního inženýrství				
Studijní obor	bez oboru				

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:
KONSTRUKČNÍ NÁVRH VINUTÉ ŠNEKOVÉ PŘEVODOVKY

Název bakalářské práce anglicky:
Design of wound worm gear

Pokyny pro vypracování:
Pro vybrané parametry konstrukce vinuté šnekové převodovky dimenzujte její části a realizujte projekt konstrukce vinuté šnekové převodovky. Bakalářskou práci uveďte v následujících kapitolách:
1) Rešerše konstrukcí a výpočtové modely šnekových převodovek, související teorie pružnosti a pevnosti
2) Výpočtové modely součástí vinuté šnekové převodovky
3) Pevnostní návrh prvků konstrukce vinuté šnekové převodovky v závislosti na zadaných parametrech převodovky
4) Projekt konstrukce vinuté šnekové převodovky
5) Závěry

Seznam doporučené literatury:
Seznam odborné literatury
1) Michálec, J. a kolektiv: Pružnost a pevnost I. skripta ČVUT v Praze, 2006.
2) Michálec, J. a kolektiv: Pružnost a pevnost II. skripta ČVUT v Praze, 2006.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:
Ing. Karel Vítek CSc., ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:


Datum zadání bakalářské práce: **28.04.2017** Termín odevzdání bakalářské práce: **18.08.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

  
Podpis vedoucí(ho) práce Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

3.5.2017 
Datum převzetí zadání Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora:	Davor Miletić
Název bakalářské práce:	Konstrukční návrh vinuté šnekové převodovky
Anglický název:	Design of wound worm gear
Akademický rok:	2016/2017
Obor studia:	Teoretický základ strojního inženýrství
Ústav/odbor:	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky Odbor Pružnosti a pevnosti
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Karel Vítek, CSc.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 51 Počet obrázků: 35 Počet příloh: 0
Klíčová slova:	vinutá šneková převodovka, pružina, nalisované spoje
Keywords:	wound worm gear, spring, thick walled cylinders
Anotace:	V této bakalářské práci je provedena rešerše literatury. Jsou shrnuty potřebné poznatky o šnekových převodech, popsána podstata konstrukce patentované vinuté šnekové převodovky a shrnuta teorie nalisovaných nádob. Jsou sestaveny výpočtové modely části konstrukce vinuté šnekové převodovky a navrženy jejich konkrétní parametry, včetně realizace konstrukčního návrhu této převodovky.
Abstract:	Basis of the theses revolves around describing the patent and summing up the needed theories for calculations of mechanical parts. The goal of the theses is to propound or to choose parameters of the wound worm gear and to realize a constructional design of the gear.

Prohlašuji, že tato práce je mým původním autorským dílem. Veškerá literatura a další zdroje, z nichž jsem při zpracování čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury a v práci jsou řádně citovány. Práce nebyla použita k získání jiného nebo stejného titulu.

V Praze, dne

.....
Podpis

Obsah

1. Úvod	7
1.1 Převody mechanické	7
1.2 Převody s šnekovým soukolím	8
1.3 Vinutá šneková převodovka	10
2. Tlustostěnné nádoby	14
2.1 Úvod	14
2.2 Odvození napětí	14
2.3 Tlustostěnné nádoby nalisované	18
2.3.1 Výpočet napětí v nádobě složené z dvou plášťů.....	19
2.3.2 Přetlak nalisování nádob.....	21
2.4 Přesah pro nalisování	22
3. Výpočet a dimenzování vinuté šnekové převodovky	25
3.1 Namáhání drátu pružiny	25
3.1.2 Rozklad namáhání v provozním režimu	25
3.2 Dimenzování pružiny šnekového kola	31
3.3 Dimenzování šneku a šnekového kola	37
3.3.1 Dimenzování šneku vinuté šnekové převodovky a výpočet ložisek.....	39
3.3.2 Dimenzování šnekového kola vinuté šnekové převodovky a výpočet ložisek.....	42
3.3.3 Nalisování šnekového kola	45
4. Konstrukční realizace vinuté šnekové převodovky	47
5. Závěr.....	49
6. Seznam hlavních užitých označení.....	50
7. Literatura.....	51

Na tomto místě bych poděkoval vedoucímu své bakalářské práce ing. Karlu Vítkovi, CSc. za odborné vedení práce, cenné rady, ochotu, čas a trpělivost který mi při psaní této práce věnoval. Také děkuju všem kolegům, přátelům a bratrovi za podporu při studiu.

1. Úvod

V průběhu práce se zabýváme patentovaným řešením konstrukce vinuté šnekové převodovky.

Nejprve shrneme obecné poznatky o šnekových převodech ozubenými koly a dále popíšeme podstatu patentu. Shrňeme potřebnou teorii výpočtu strojních částí. Následně zvolíme nebo navrhňeme parametry vinuté šnekové převodovky a pomocí nich realizujeme konstrukční návrh této převodovky.

1.1 Převody mechanické

Převodový mechanismus přenáší a případně rozděluje energii přiváděnou z hnacího stroje na pracovní stroj. Tvoří tedy spojovací článek mezi částmi strojního mechanismu. Hlavním důvodem, pro který se převody používají jako spojovací články v konstrukci strojních zařízení je, že rychlosti potřebné pro funkci pracovního stroje a nástroje obvykle nesouhlasí s rychlostmi hnacího stroje.

Velikost převodu je vyjádřena poměrem úhlové rychlosti hnacího členu (hnacího hřídele) k úhlové rychlosti členu hnaného (hnaného hřídele).

$$\text{Převodový poměr "i" : } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_{k2}}{\eta M_k}$$

kde: $\omega_{1,2}$ - úhlová rychlost hnacího, resp. hnaného členu [s^{-1}]

$n_{1,2}$ - frekvence otáček hnacího, resp. hnaného členu [min^{-1}]

M_{k1}, M_{k2} - skutečné krouticí momenty na hnacím, resp. hnaném členu [Nm]

η - účinnost převodu

Pokud je $i > 1$ převod je do pomala (reduktor), a pokud je $i < 1$ převod je do rychla (multiplikátor).

Výkony P_1 na vstupu a P_2 na výstupu patří k základním parametrům převodu a jejich poměr vyjadřuje účinnost (η [-]). Nenastane-li v převodu prokluz, účinnost je ideální. U skutečného převodu se vždy objeví ztráty v důsledku tření dotýkajících se částí.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_T}{P_1} = 1 - \frac{P_T}{P_1} = 1 - \xi$$

kde: P_T - ztrátový výkon

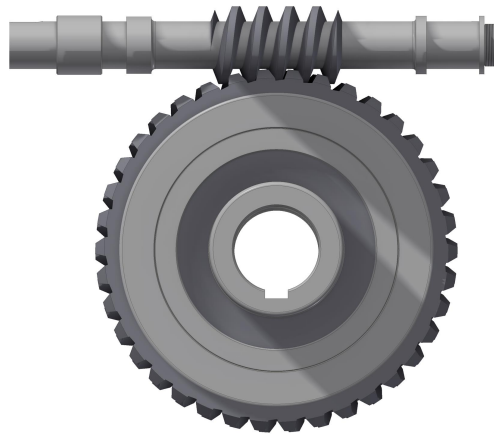
ξ - součinitel ztrát

1.2 Převodovka se šnekovým soukolím.

Šneková soukolí tvoří kinematickou a silovou vazbu mezi dvěma mimoběžnými hřídeli i nichž na hnacím je šnek a na hnaném šnekové kolo. Úhel os bývá obvykle 90° . Má-li převod být větší, asi 1:40, dostáváme příliš velké šnekové kolo.

Jednou z výhod šnekového převodu je, že záběr šneku není bodový, ale v křivce. Může tedy přenášet daleko větší výkony než šroubové soukolí např. Má poměrně tichý a plynulý chod v celém rozsahu pracovních otáček a malé rozměry i pro velký převod. Další výhody jsou velká zatížitelnost, možnost dosažení samosvornosti (avšak na úkor účinnosti) a nízká hmotnost.

Šnekové převody mají také i nevýhody. Jednou z hlavních je velký skluz v ozubení. Způsobuje vyšší ztráty třením a tím i nižší účinnost převodu (45 až 90%). Přitom vzniká velké množství tepla, které musí být odváděné, což znamená že u šnekových převodovek musí být brán velký zřetel na vhodnou konstrukci skříně, popř. návrh vhodného chlazení. Další nevýhodou běžných šnekových převodů je i náročnější a dražší výroba ozubení.



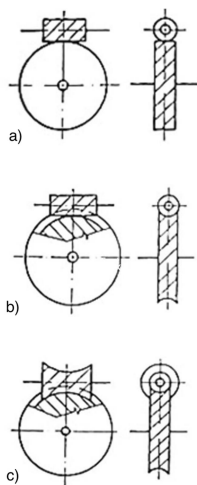
Obr. 1.1- Šnekový převod

Nízká účinnost a nebezpečí přehřátí jsou obecně hlavními problémy u šnekových převodů. Kromě vhodného dimenzování účinnost a životnost šnekových převodů je ovlivněna použitými materiály.

Šnekové převody mají široké uplatnění například u stavebních strojů, gumárenských lisů a výtahů.

Podle tvaru základních ploch se šneková soukolí dělí na:

- soukolí válcová, kde šnek i šnekové kolo mají tvar válců (obr.1.2 a)
- soukolí smíšená, kde šnek je válcový a kolo globoidní (obr. 1.2 b)
- soukolí globoidní, kde šnek i šnekové kolo mají tvar globoidů (obr.1.2 c)



Obr. 1.2- rozdělení šnekových soukolí

Nejčastěji se používá smíšené soukolí, ale nejpřesnější a nejúnosnější je soukolí globoidní. Soukolí globoidní je schopné přenášet až trojnásobný výkon oproti soukolí válcovému při zachování stejných rozměrů. Také má větší stykovou plochu zubů, což je vhodné u rázovitého zatížení.

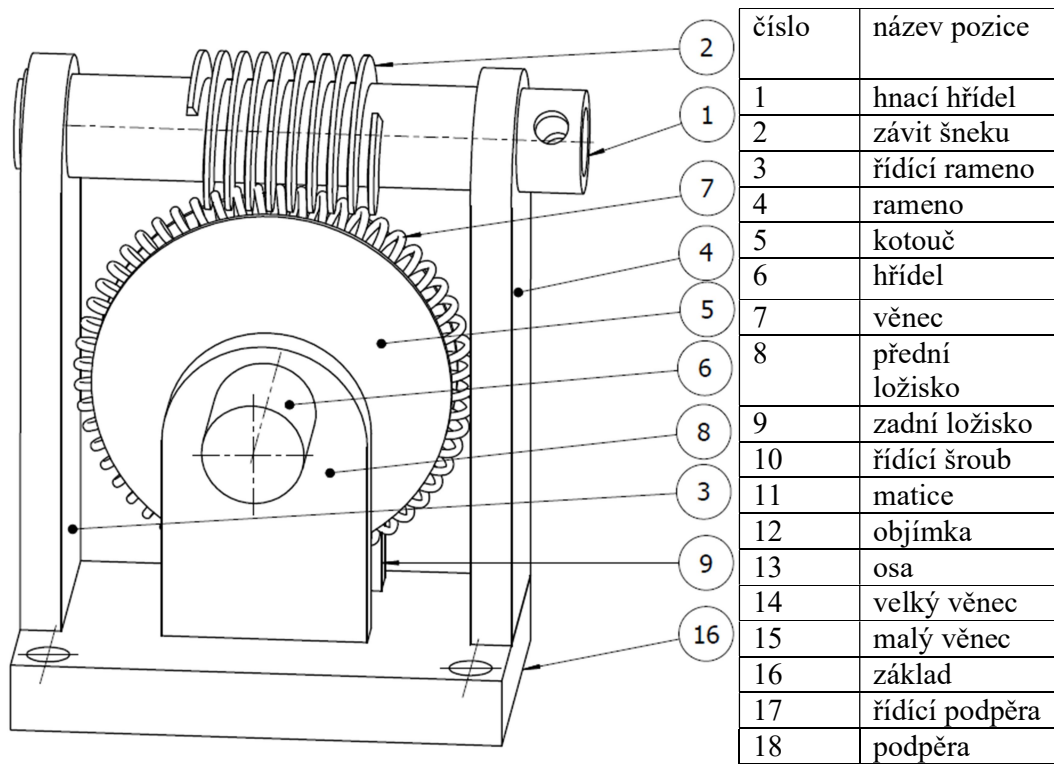
1.3 Vinutá šneková převodovka

Vinutá šneková převodovka podle patentu [3] představuje alternativní konstrukci podobných vlastností, jako mají klasické šnekové převodovky.

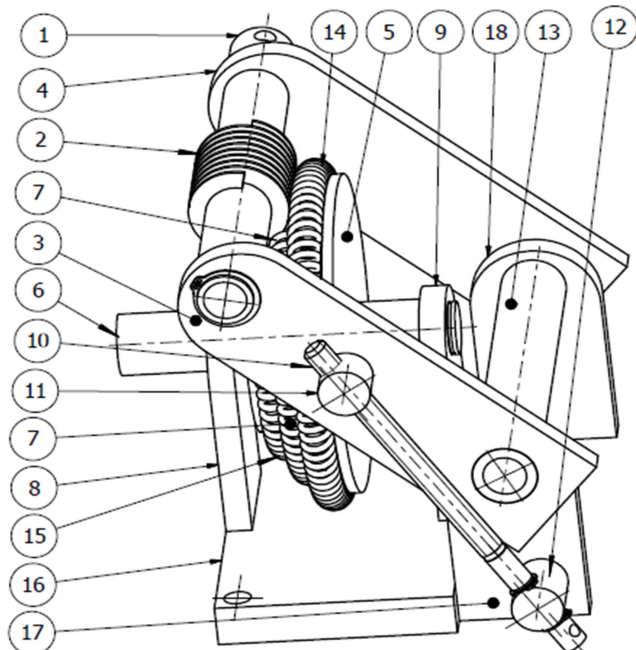
Výkon je z hnacího hřídele šneku přenášen na šnekové kolo. Šnek je opatřen jednochodým eventuálně několikachodým klasickým nebo vinutým závitem. Šnekové kolo je konstruováno z hřídele, na kterém je souose pevně připojen disk, který je po obvodě opatřen pevně připojeným ozubením tvořeným pružným šroubovitě vinutým pružinovým věncem. Pružinový věnec je vytvořen ohnutím šroubovitě vinuté válcové pružiny po tvořící kružnici do tvaru anuloidu, přičemž oba konce tvořící šroubovitě pružiny, která věnec tvoří, jsou spolu pevně připojeny. Jestliže závit nebo závity šneku mají stoupání levotočivé, pak pružinový věnec šnekového kola má tvořící válcovou pružinu vinutou pravotočivě nebo naopak - jestliže závit nebo závity šneku mají stoupání pravotočivé, pak pružinový věnec šnekového kola má tvořící válcovou pružinu vinutou levotočivě. Pevné spojení vinutého závitu šneku s jeho hřídelem nebo vinutého pružinového věnce s diskem může být realizováno různými technologiemi, například přišroubováním, nýtováním, čepováním, lepením, lisováním nebo svařováním, eventuálně může být věnec zasunut v uložení na povrchu disku do jeho drážek. Při přenosu výkonu touto šnekovou převodovkou z hřídele šneku na hřídel šnekového kola se o sebe závit šneku se závitem šnekového kola opírají, a protože jsou pružné, dochází při jejich vyšším zatížení k jejich průhybu, takže šnekový závit dosedá postupně na více závitů šnekového kola, proto je tento typ konstrukce převodu významně progresivně pružný a tím i tolerantní k rázům zatížení. Únosnost šnekového převodu lze zvýšit též pouze jednoduše zdvojením věnce šnekového kola.

Pružného ozubení šnekového kola nebo šneku je využito pro konstrukci vícestupňové šnekové převodovky se šnekovým kolem, na jehož disku je vedle sebe seřazeno podle stupňů několik šnekových ozubení tvořených vinutými věnci o různém počtu pružících závitů, do kterých je postupně podle zvoleného převodového stupně zasouván šnek s řízeným kyvným uložením.

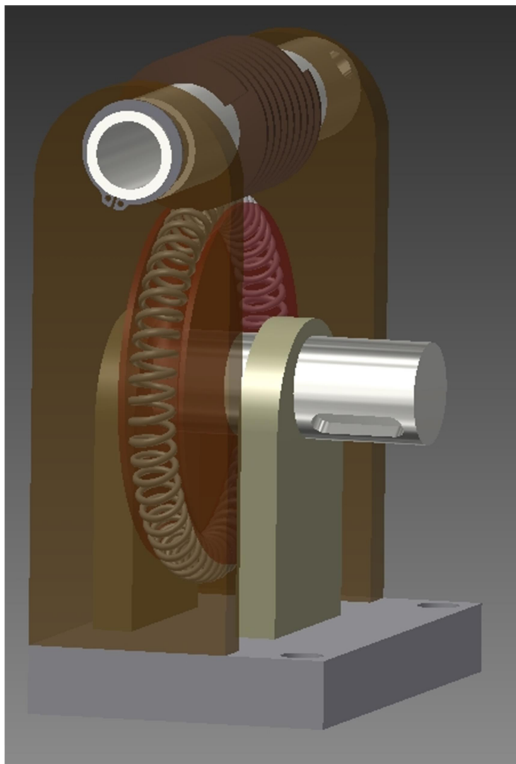
K vývoji tohoto modelu převodovky je perspektivně třeba ověřit technologie výroby, varianty uspořádání a identifikaci jejich vlastností z hlediska funkcí převodovky a způsoby dimenzování dílů převodovky s ohledem na přenosové funkce a mezní stavy.



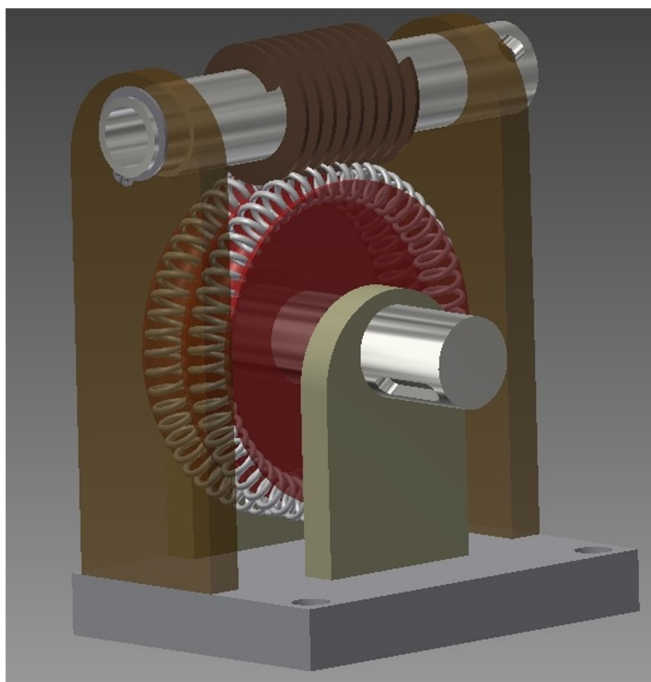
Obr.1.3 Jednostupňová šneková převodovka



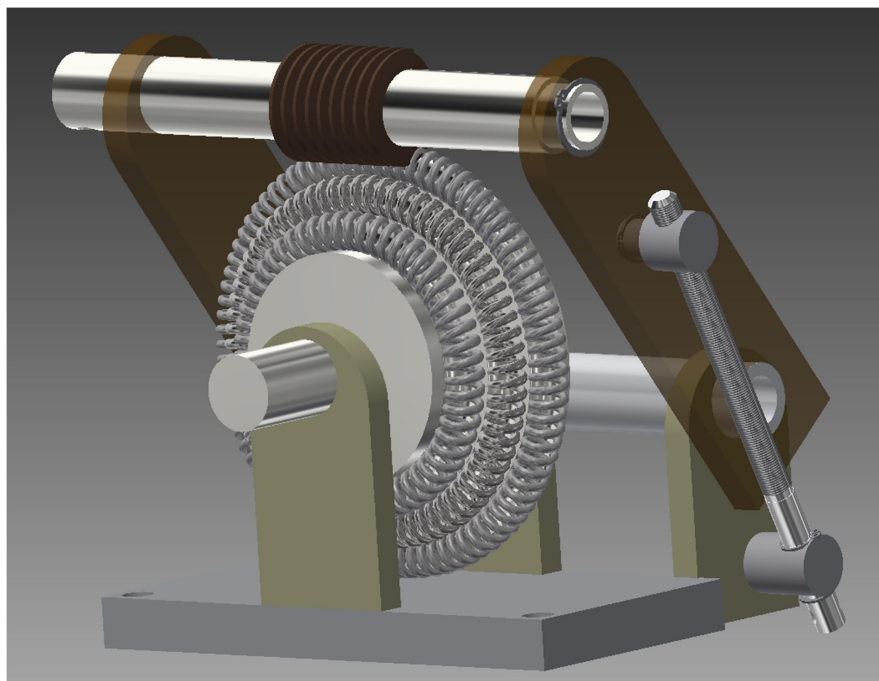
Obr. 1.4 Třístupňová šneková převodovka



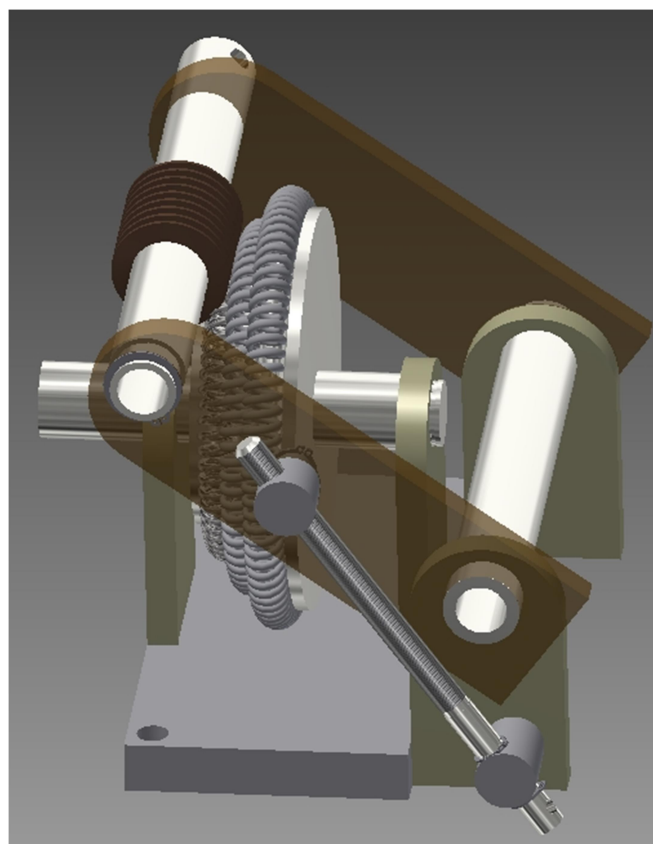
Obr. 1.5 Jednostupňová šneková převodovka



Obr. 1.6 Jednostupňová šneková převodovka se zdvojeným šnekovým kolem



Obr. 1.7. Třístupňová šneková převodovka – zařazený 1. stupeň



Obr. 1.8 Třístupňová šneková převodovka – zařazený 3. stupeň

2. Tlustostěnné (silnostěnné) nádoby

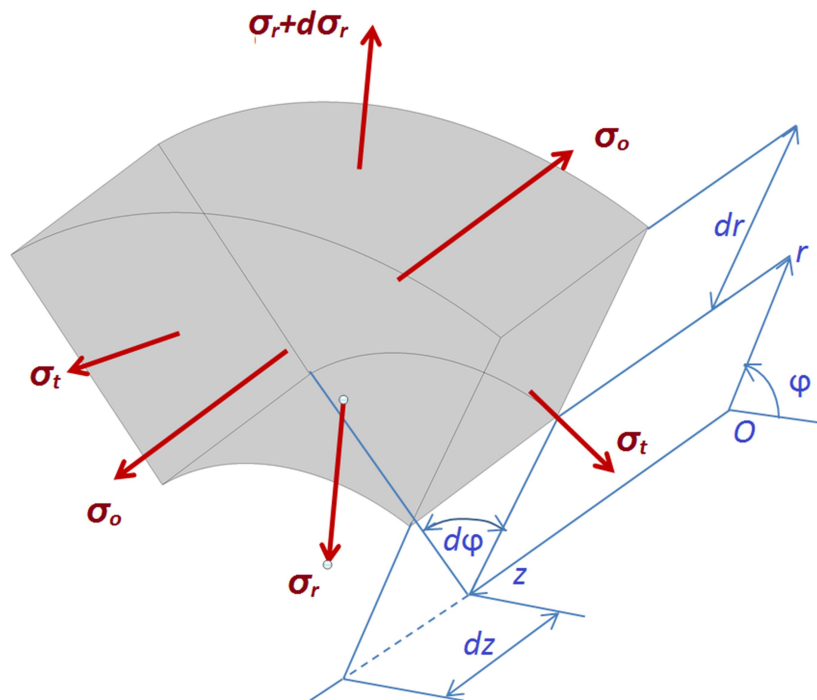
2.1 Úvod

Tlustostěnné nádoby jsou konstrukční prvky tvaru dutého rotačního válce, zatížené rovnoměrně rozloženými tlaky na vnitřním i na vnějším povrchu, přičemž tloušťka stěny tohoto válce není zanedbatelná vzhledem k jeho poloměru. Při odvození teorie tlustostěnných nádob dle [2] uvažujeme tyto předpoklady:

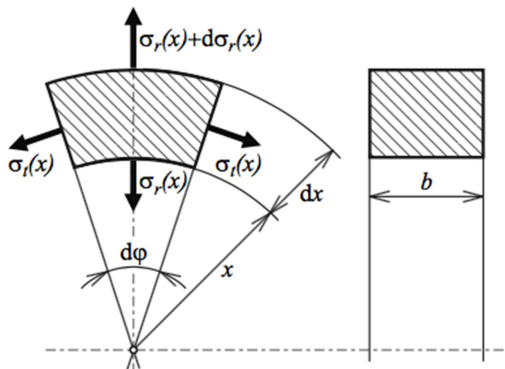
- Materiál nádoby je lineárně elastický (zatěžování probíhá v oblasti platnosti Hookeova zákona), homogenní a izotropní.
- Poměrné deformace, které mohou vzniknout v tělese nádoby jsou malé tj. $\varepsilon \ll 1$.
- Podmínky rovnováhy sil sestavujeme na nepřetvořeném tělese nádoby.
- Respektujeme Saint-Venantův princip, při kterém se lokální charakter zatížení projevuje jen v jeho blízkém okolí.
- platí rotační symetrie geometrie, zatížení.

Vzhledem k namáhání nádoby rozlišujeme dva typy silnostěnných nádob: uzavřené, kde se realizuje osové napětí a otevřené silnostěnné nádoby, u kterých je osové napětí nulové.

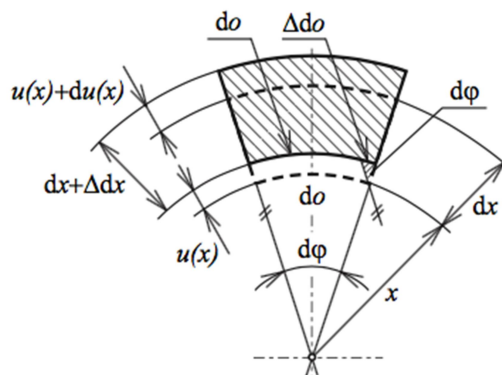
2.2 Odvození napětí



Obr. 2.2 Napjatost v elementárním hranolku



Obr. 2.3 Napjatost působící na element silnostěnné nádoby



Obr. 2.4 Deformace elementu pláště silnostěnné nádoby

V plášti otevřené nádoby vytkneme prvek podle obr. 2.2. Uvažujeme o radiální (σ_r), tečné (σ_t) a osově (σ_o) napětí. Jelikož po deformaci strany prvku zůstanou navzájem kolmé, všechna smyková napětí jsou rovna nule a radiální a tečné napětí jsou hlavní napětí. Osově napětí je třetí hlavní napětí ale pro otevřenou nádobu, jak už bylo řečeno, je velikost tohoto napětí rovna nule. Plášť silnostěnné otevřené nádoby je namáhán rovinnou napjatostí. I radiální (σ_r) i tečné (σ_t) napětí se mění podél tloušťky válcové stěny a jsou funkcemi poloměru x . Při odvozování předpokládáme všechna napětí kladná, tj. tahová.

1) rovnováha elementu v radiálním směru:

$$(\sigma_r + d\sigma_r) \cdot (x + dx) \cdot d\varphi \cdot b - \sigma_r \cdot x \cdot d\varphi \cdot b = \sigma_t \cdot b \cdot d\varphi \cdot dx$$

$$2 \cdot b \cdot dx \cdot \sigma_t \cdot \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) \approx 2 \cdot b \cdot dx \cdot \sigma_t \cdot \frac{d\varphi}{2}$$

Po úpravě dostáváme:

$$\frac{d(\sigma_r \cdot x)}{dx} - \sigma_t(x) = 0$$

dále provedeme derivaci a dělení:

$$\frac{d\sigma_r}{dx} + \frac{(\sigma_r - \sigma_t)}{x} = 0$$

Rovnice rovnováhy elementu v radiálním směru má 2 neznámá hlavní napětí. Dosadíme za tato dvě napětí poměrnými prodlouženími na změně jedné proměnné posuvu $u(x)$ poloměru x a převedeme rovnici rovnováhy elementu na rovnici pro jednu neznámou deformaci $u(x)$.

2) Vyjádření poměrných prodloužení na posuvu $u(x)$ dle obr. 2.4 :

$$\text{Velikost radiální deformace: } \varepsilon_r(x) = \frac{\Delta dx}{dx} = \frac{[dx + (u(x) + du(x)) - u(x)] - dx}{dx} = \frac{du(x)}{dx} = u'(x),$$

a velikost tečné deformace:

$$\varepsilon_t(x) = \frac{\Delta d\varphi}{d\varphi} = \frac{u(x) \cdot d\varphi}{x \cdot d\varphi} = \frac{u(x)}{x}$$

3) Vyjádření poměrných prodloužení pomocí napětí rozšířeným Hookeovým zákonem:

$$\varepsilon_t = \frac{(x+u) \cdot d\varphi - x \cdot d\varphi}{x d\varphi} = \frac{u}{x} = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_t - \mu \sigma_r]$$

$$\varepsilon_r = \frac{dx + (u + du) - u - dx}{dx} = \frac{du}{dx} = u' = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_r - \mu \sigma_t]$$

4) Napětí z poměrných prodloužených a následně ze změny poloměru $u(x)$:

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot [\varepsilon_t + \mu \cdot \varepsilon_r] = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left[\frac{u}{x} + \mu \cdot u' \right]$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot [\varepsilon_r + \mu \cdot \varepsilon_t] = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left[u' + \mu \cdot \frac{u}{x} \right]$$

5) Po dosazení za napětí pomocí radiálního posuvu $u(x)$ má rovnice rovnováhy tvar Eulerovy diferenciální rovnice (pro jednu proměnnou "u"):

$$d(\sigma_r \cdot x) - \sigma_t dx = 0 \rightarrow xu'' + u' - \frac{u}{x} = 0$$

$$d\sigma_r x + \sigma_r dx - \sigma_t dx = 0$$

$$\sigma_r(x) = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left[u'(x) + \nu \cdot \frac{u(x)}{x} \right]$$

Užijeme Hookeův zákon:

$$\sigma_t(x) = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left[\frac{u(x)}{x} + \nu \cdot u'(x) \right]$$

Rovnice rovnováhy přejdou do tvaru:

$$\frac{d\sigma_r}{dx} = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left[u'' + \nu \cdot \frac{u' \cdot x - u}{x^2} \right]$$

$$\frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left[u'' \cdot x + \nu \cdot u' - \nu \cdot \frac{u}{x} + u' + \nu \cdot \frac{u}{x} - \frac{u}{x} - \nu \cdot u' \right] = 0$$

$$u'' \cdot x + u' - \frac{u}{x} = 0$$

nebo lze využít také vztah vyplývající z matematické kvadratury:

$$\begin{aligned}
x \cdot \left[\frac{1}{x} \cdot (ux)' \right]' &= x \cdot \left[\frac{1}{x} \cdot (u' \cdot x + u) \right]' = x \cdot \left[\frac{(-1)}{x^2} \cdot (u' \cdot x + u) + \frac{1}{x} \cdot (u'' \cdot x + u' + u') \right] = x \cdot \left[-\frac{u'}{x} - \frac{u}{x^2} + u'' + \frac{u'}{x} + \frac{u'}{x} \right] = \\
&= u'' \cdot x + u' - \frac{u}{x} \\
x \cdot \frac{d^2}{dx^2} u + \frac{u}{dx} \cdot u - \frac{u}{x} &= 0
\end{aligned}$$

6) Odhad řešení této homogenní rovnice

Partikulární řešení této rovnice předpokládáme ve tvaru

$$\begin{aligned}
u &= x^n \\
u' &= n \cdot x^{n-1} \quad ; \quad u'' = n \cdot (n-1) \cdot x^{n-2}
\end{aligned}$$

potom dostáváme:

$$x^{n-1} \cdot [n \cdot (n-1) + n - 1] = 0$$

protože $x \neq 0$, musí výraz v hranaté závorce být roven nule a tedy:

$$n = \pm 1$$

obecné řešení bude:

$$u = C_1 \cdot x + \frac{C_2}{x}$$

Dosadíme-li toto řešení do rovnic pro tečné (σ_t) a radiální (σ_r) napětí, dostaneme:

$$\sigma_t = K + \frac{C}{x^2} \tag{2.1}$$

$$\sigma_r = K - \frac{C}{x^2} \tag{2.2}$$

Konstanty K a C dostaneme z okrajových podmínek pro σ_r na poloměrech r_1 a r_2 ($\sigma_r(r_1) = -p_1$ a $\sigma_r(r_2) = -p_2$):

$$-p_1 = K - \frac{C}{r_1^2}$$

$$-p_2 = K - \frac{C}{r_2^2}$$

z čehož:

$$K = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.3)$$

$$C = (p_1 - p_2) \cdot \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2.4)$$

Pak osově napětí (σ_o) bude:

$$\sigma_o = \frac{\pi \cdot (p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2)}{\pi \cdot (r_2^2 - r_1^2)} = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = K$$

Konstanta K se rovná osovému napětí (σ_o), které by se vyskytovalo u uzavřené nádoby stejně zatížené. U otevřené nádoby je osově napětí nulové ($\sigma_o=0$).

Výrazy pro radiální a tečné napětí můžeme ještě psát ve tvaru:

$$\sigma_t = \sigma_o + \frac{C}{x^2} \quad (2.5)$$

$$\sigma_r = \sigma_o - \frac{C}{x^2} \quad (2.6)$$

Sečtením rovnic 2.5 a 2.6 dostáváme:

$$\sigma_t + \sigma_r = 2\sigma_o$$

a pro tečné napětí můžeme psát:

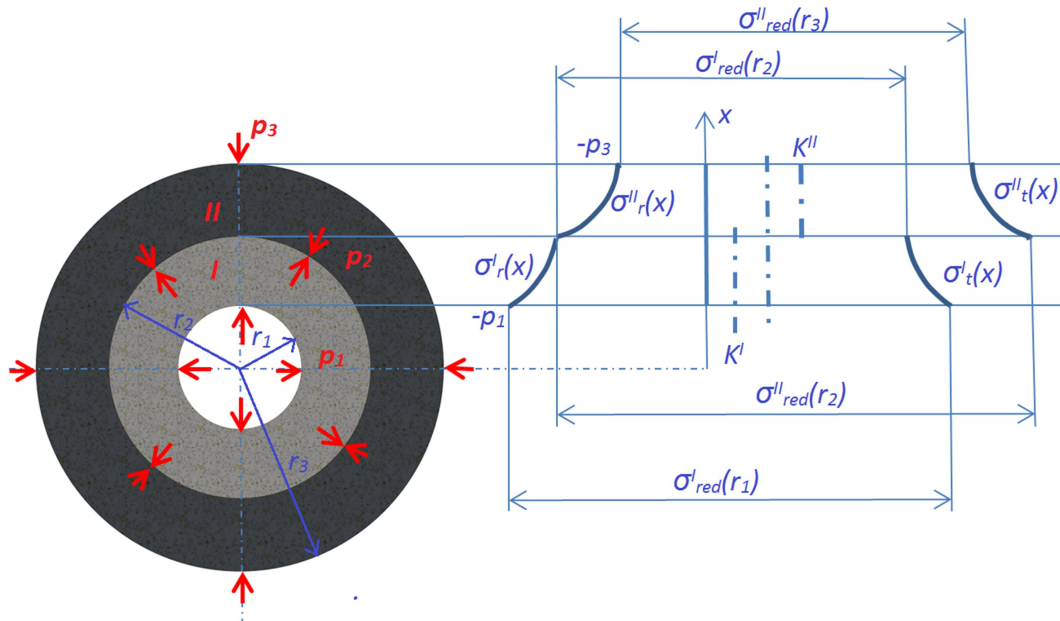
$$\sigma_t = 2\sigma_o - \sigma_r \quad (2.7)$$

$$\sigma_{t1} = 2\sigma_o + p_1$$

$$\sigma_{t2} = 2\sigma_o + p_2$$

2.3 Tlustostěnné nádoby nalisované

Nalisovaná nádoba vznikne, nalisujeme-li nádobu s přesahem do další nádoby. V důsledku přesahu vznikne mezi oběma nádobami vzájemný tlak p_2 . Vnitřní nádoba zachycuje přetlak p_1-p_2 a vnější nádoba zachycuje přetlak p_2-p_3 . Celková únosnost nalisované nádoby potom vychází podstatně vyšší než u jednoduché nádoby ze stejného materiálu. Průběhy napětí I způsob značení jsou patrné z obr. 2.5.



Obr. 2.5 Rozložení napětí ve dvouvrstvé nalisované nádobě

2.3.1 Výpočet napětí v nádobě složené z dvou plášťů

Spočítáme radiální (σ_r) i tečné (σ_t) napětí vnitřní a vnější nádoby podle obr. 2.5. Potom spočítáme redukované napětí (σ_{red}) obou nádob.

Dovolené napětí pro k_a :

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_k} \quad R_e - \text{mez kluzu; } k_k - \text{bezpečnost}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D$$

Nejdříve provedeme výpočet pro vnitřní nádobu (I):

Abychom stanovili konstanty K a C dle (2.3) a (2.4), potřebujeme dvě okrajové podmínky:

$$\begin{aligned} 1. \quad & r = r_1 \\ & \sigma_r = -p_1 \\ & \underline{-p_1 = K - \frac{C}{r_1^2}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2. \quad & r = r_2 \\ & \sigma_r = -p_2 \\ & \underline{-p_2 = K - \frac{C}{r_2^2}} \end{aligned}$$

Z čehož vychází:

$$C = \frac{(p_1 - p_2)r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

$$K = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

Pak podle (2.1) a (2.2) můžeme pro radiální a tečné napětí psát:

$$\sigma_r^I = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(p_1 - p_2)r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2)r^2} \quad (2.8)$$

$$\sigma_t^I = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(p_1 - p_2)r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2)r^2} \quad (2.9)$$

reduované napětí na poloměru r_I bude:

$$\sigma_{red}^I = \sigma_t^I - \sigma_r^I = K + \frac{C}{r_1^2} - \left(K - \frac{C}{r_1^2}\right) = \frac{2(p_1 - p_2)r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (3)$$

Podobný výpočet provedeme i pro vnější nádobu:

Okrajové podmínky pro výpočet konstant K a C

$$\begin{array}{ll} r = r_2 & r = r_3 \\ \sigma_r = -p_2 & \sigma_r = 0 \\ \underline{-p_2 = K - \frac{C}{r_2^2}} & \underline{0 = K - \frac{C}{r_3^2}} \end{array}$$

Z čehož vychází:

$$C = \frac{p_2 r_2^2 r_3^2}{r_3^2 - r_2^2}$$

$$K = \frac{p_2 r_2^2}{r_3^2 - r_2^2}$$

Pak podle (2.1) a (2.2) můžeme pro radiální a tečné napětí psát:

$$\sigma_r^{II} = \frac{p_2 r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} - \frac{p_2 r_2^2 r_3^2}{(r_3^2 - r_2^2)r^2} \quad (3.1)$$

$$\sigma_t^{II} = \frac{p_2 r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + \frac{p_2 r_2^2 r_3^2}{(r_3^2 - r_2^2)r^2} \quad (3.2)$$

a redukované napětí na poloměru r_2 :

$$\sigma_{red}^{II} = \sigma_t^{II} - \sigma_r^{II} = K + \frac{C}{r_1^2} - \left(K - \frac{C}{r_1^2}\right) = \frac{2p_2 r_3^2}{r_3^2 - r_2^2}. \quad (3.3)$$

2.3.2 Přetlak nalisované nádoby

Z obr 2.5 je patrné, že v důsledku nalisování se v místě styku obou nádob objevil skok v průběhu tečného napětí, který zmenšuje velikost tečného napětí ve vnitřní nádobě I. Nalisovaná nádoba proto může snést vyšší přetlak, než kdyby byla vyrobena z jednoho kusu.

Pro obě nádoby lze psát společnou pevnostní podmínku:

$$\sigma_{red} = \sigma_{t1} - \sigma_{r1} \leq \sigma_D \quad (3.4)$$

Při posuzování pevnosti uvažujeme každou z nádob jako jednoduchou nádobu. V případě nádob s vnitřním přetlakem ($p_1 > p_3$) použijeme 3.4 a 2.7 a lze pro vnější nádobu (II.) psát pevnostní podmínku:

$$p_2 - p_3 \leq \frac{\sigma_D}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \right] \quad (3.5)$$

a pro vnitřní nádobu pevnostní podmínku:

$$p_1 - p_2 \leq \frac{\sigma_D}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \right] \quad (3.6)$$

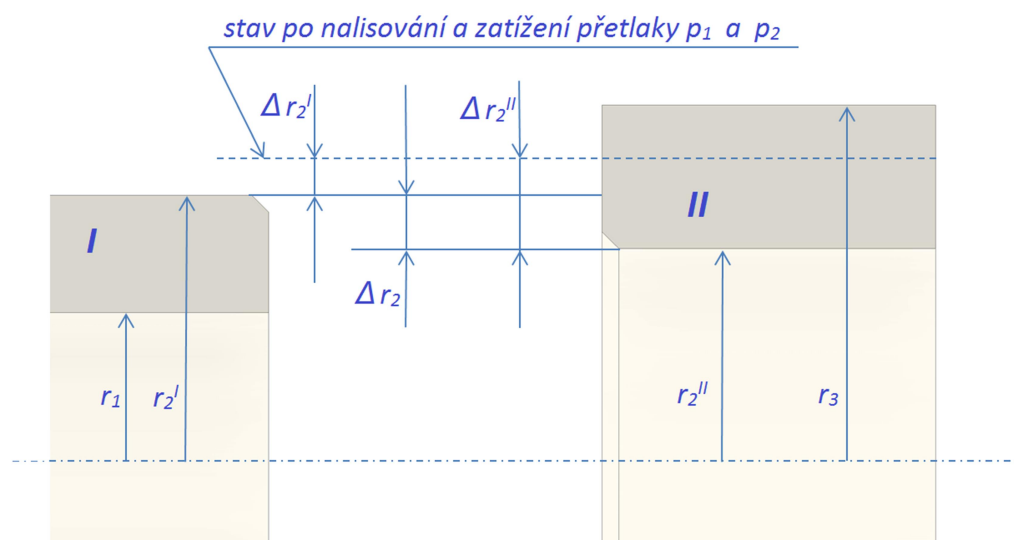
Sečtením těchto dvou rovnic dostaneme vztah pro přípustný přetlak nalisované nádoby:

$$p_1 - p_3 \leq \frac{\sigma_D}{2} \cdot \left[2 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 - \left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2 \right] \quad (3.7)$$

Z toho vztahu je možné určit optimální poloměr r_2 ze známých hodnot r_1 a r_3 , tj. optimální polohu rozhraní mezi oběma nádobami.

2.4 Přesah pro nalisování

Velikostí tlaku p_2 je zajištěna vhodně zvolenou velikostí přesahu při nalisování obou nádob. Na obrázku 2.6 jsou znázorněny obě nádoby před nalisováním a čárkovaně je vyznačena poloha obou nádob po nalisování a po zatížení vnitřním přetlakem, tj. poloha tohoto rozhraní za provozu nádoby.



Obr. 2.6 Přesah pro nalisování

Po nalisování a zatížení vnitřním přetlakem se poloměry r_2' a r_2'' obou nádob změní o přírůstky $\Delta r_2'$ a $\Delta r_2''$. Přesah Δr_2 je roven rozdílu těchto přírůstků v nezatíženém stavu nádoby:

$$\Delta r_2 = \Delta r_2'' - \Delta r_2' \quad (3.8)$$

Po úpravě:

$$\frac{\Delta r_2}{r_2} = \frac{\Delta r_2''}{r_2} - \frac{\Delta r_2'}{r_2} \quad (3.9)$$

Vzhledem k tomu, že přesah i přírůstky Δ jsou oproti poloměru r_2 velmi malá čísla, přibližně platí:

$$r_2^I \approx r_2^{II} \approx r_2$$

Pak rozdíl přírůstků můžeme napsat takhle:

$$\frac{\Delta r_2}{r_2} = \frac{\Delta r_2^{II}}{r_2^{II}} - \frac{\Delta r_2^I}{r_2^I}$$

$$\frac{\Delta r_2^{II}}{r_2} = \varepsilon_{r2}^{II} \quad \frac{\Delta r_2^I}{r_2} = \varepsilon_{r2}^I$$

takže:

$$\Delta r_2 = r_2 \cdot (\varepsilon_{r2}^{II} - \varepsilon_{r2}^I) \quad (4)$$

Tečné deformace na poloměru r_2 vyjádříme z rozšířeného Hookeova zákona:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{r2}^{II} &= \frac{1}{E} \cdot [\sigma_{r2}^{II} - \mu \cdot (\sigma_o^{II} + \sigma_{r2}^{II})] \\ \varepsilon_{r2}^I &= \frac{1}{E} \cdot [\sigma_{r2}^I - \mu \cdot (\sigma_o^I + \sigma_{r2}^I)] \end{aligned} \quad (4.1)$$

Za radiální napětí dosadíme hodnotu $-p_2$ ($\sigma_r^{I,II}(r_2) = -p_2$), a za osově napětí nulu pro otevřené nádoby a (σ_o) pro uzavřené nádoby. Tady se budeme převážně zajímat o otevřené nádoby, takže pro přesah nalisování dostáváme:

$$\Delta r_2 = \frac{2r_2}{E} \cdot [\sigma_o^{II} - \sigma_o^I] \quad (4.2)$$

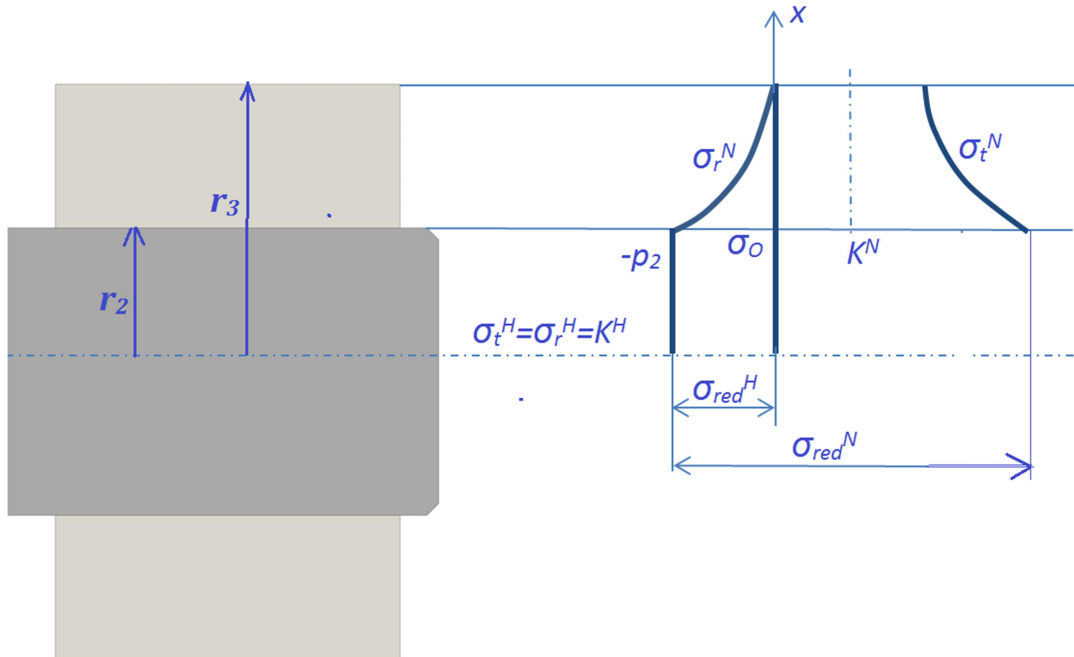
Pro $p_3=p_1=0$ platí:

$$\begin{aligned} \sigma_o^{II} &= \frac{p_2 \cdot r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} & \sigma_o^I &= \frac{-p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \\ \Delta r_2 &= \frac{2r_2^2}{E} \cdot \left[\frac{r_2}{r_3^2 - r_2^2} + \frac{r_2}{r_2^2 - r_1^2} \right] \cdot p_2 \end{aligned} \quad (4.3)$$

V případě, že je objímka nalisována na plný hřídel, platí pro plný hřídel:

$$\sigma_r^I = \sigma_r^I = konst = -p_2$$

Hřídel je vnitřní nádoba (I) a náboj je vnější (II) otevřená nádoba.



Obr 2.7 Rozložení napětí na hřídeli a náboji po nalisování

Pro přesah můžeme psát:

$$\Delta r_2 = \frac{2 \cdot r_2 \cdot p_2}{E} \cdot \frac{r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (4.4)$$

Taky můžeme vyjádřit tlak p_2 jako funkci přesahu Δr_2 :

$$p_2 = \frac{\Delta r_2 \cdot E}{2r_2} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 \right] \quad (4.5)$$

Známe-li tlak v nalisování p_2 , můžeme spoj pevnostně kontrolovat podle hypotézy “ τ_{max} ”:

1. Hřídel

$$\sigma_{red} = 0 - \sigma_t = p_2 \quad (4.6)$$

2. Náboj

$$\sigma_{red} = \sigma_t(r_2) - \sigma_r(r_2) = 2 \frac{p_2 \cdot r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + 2p_2 = 2 \frac{r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \cdot p_2 \quad (4.7)$$

Velikost tlaku p_2 je závislá na přesnosti, s níž je vyroben přesah Δr_2 . Namáhání náboje je více než dvakrát větší než namáhání hřídele, na který je náboj nalisován.

3. Výpočet a dimenzování vinuté šnekové převodovky

3.1 Namáhání drátu pružiny

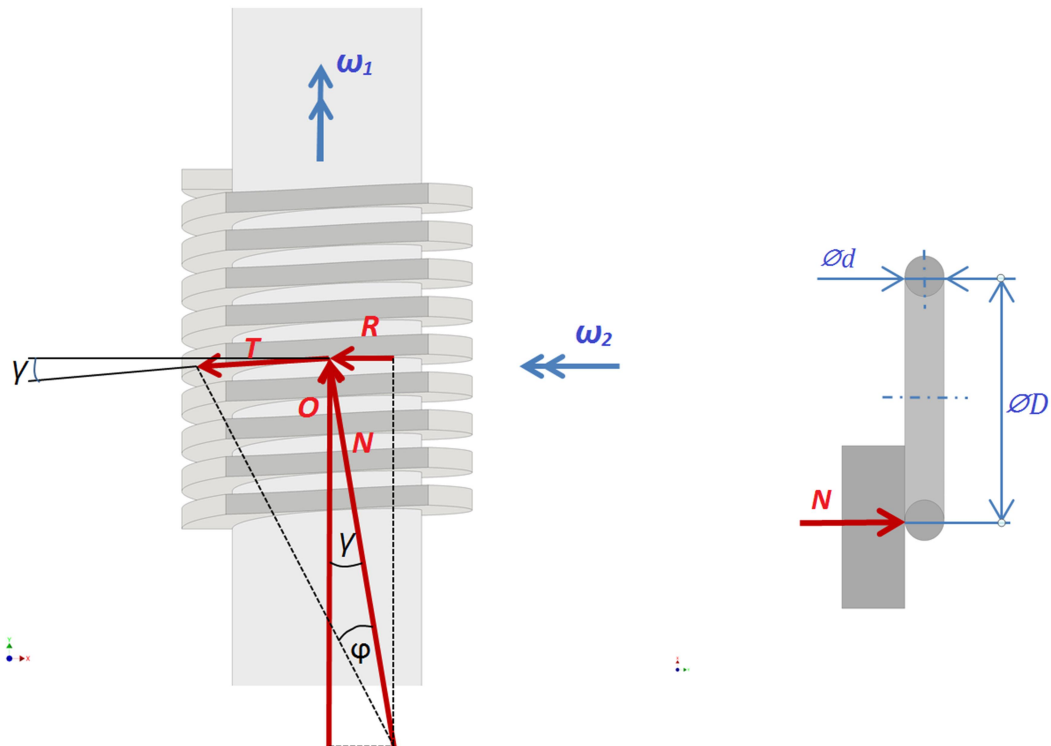
Výpočtový model který použijeme pro zjištění namáhání drátu pružiny v kontaktu se šnekem je zjednodušený a uvažujeme, že závit pružiny je ze skutečné šroubovice zjednodušen pro její malé stoupání na kružnici.

3.1.2 Rozklad namáhání v provozním režimu

Uvažujeme, že šnek působí na jeden zub kola, respektive na závit věnce pružiny, normálovou silou N (obr 2.8), která se za klidu při záběru kol rozloží na obvodovou sílu O a radiální sílu R . Pro tyto síly platí vztah:

$$R = O \cdot \operatorname{tg}(\gamma) \quad (4.8)$$

kde γ značí úhel stoupání.



Obr.2.8 Silové poměry na šneku

Podle obr. 2.6 můžeme pro radiální sílu R psát:

$$R = N \cdot \sin(\gamma) + T \cdot \cos(\gamma) \quad (4.9)$$

a pro obvodovou sílu O :

$$O = N \cdot \cos(\gamma) \quad (5)$$

Za pohybu šneku a šnekového kola při záběru se vytvoří odporem proti pohybu síla tření $T = N \cdot f$, kde f je součinitel tření. Síla T ovlivní velikosti sil R a O a ty pak můžeme vyjádřit jako síly O' a R' :

$$O' = O - T \cdot \sin(\gamma) \quad (5.1)$$

$$R' = R + T \cdot \cos(\gamma) \quad (5.2)$$

Sílu R' zjistíme z krouticího momentu na šneku M_{k1} :

$$M_{k1} = z_z \cdot R' \cdot \frac{D_1}{2} \quad (5.3)$$

kde D_1 je valivý průměr šneku, z_z počet závitů ve kontaktu a M_{k1} zjistíme z příkonu na šneku:

$$P_1 = M_{k1} \cdot \omega_1 \quad (5.4)$$

Výkon na šnekovém kole M_{k2} pak stanovíme podobně:

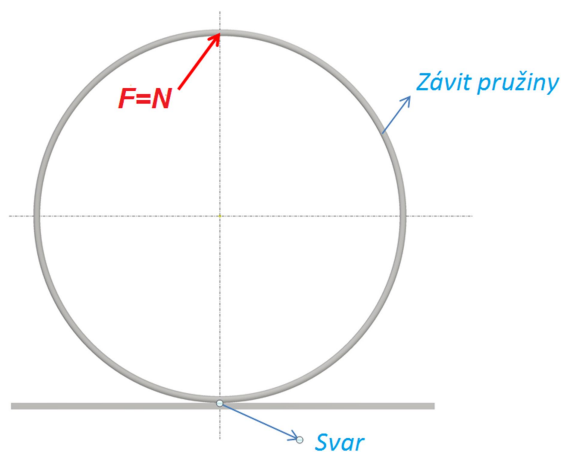
$$P_2 = M_{k2} \cdot \omega_2 \quad (5.5)$$

kde M_{k2} spočítáme jako:

$$M_{k2} = z_z \cdot O' \cdot \frac{D_2}{2} \quad (5.6)$$

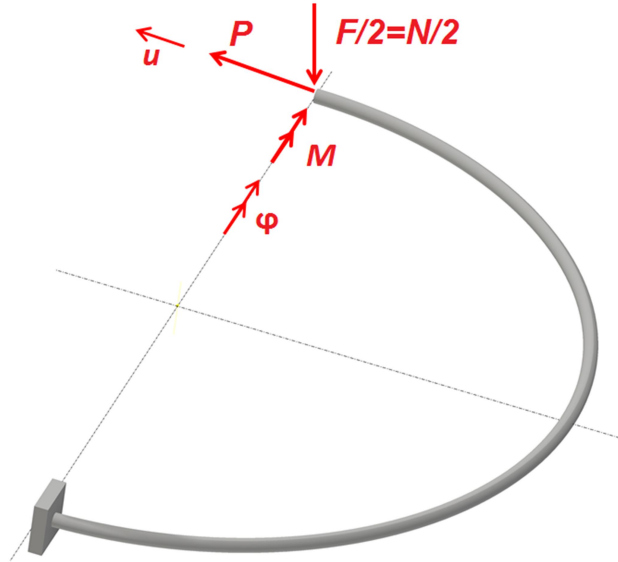
kde D_2 je valivý průměr šnekového kola a z_z počet závitů ve kontaktu.

Závit tvořící pružiny pružinového věnce, který má poměrně malé stoupání, budeme v modelu uvažovat zjednodušeně jako křivý prut se střednicí ve tvaru kružnice, viz obr. 2.9. Dominantní namáhající sílu bude tvořit síla $F=N$.

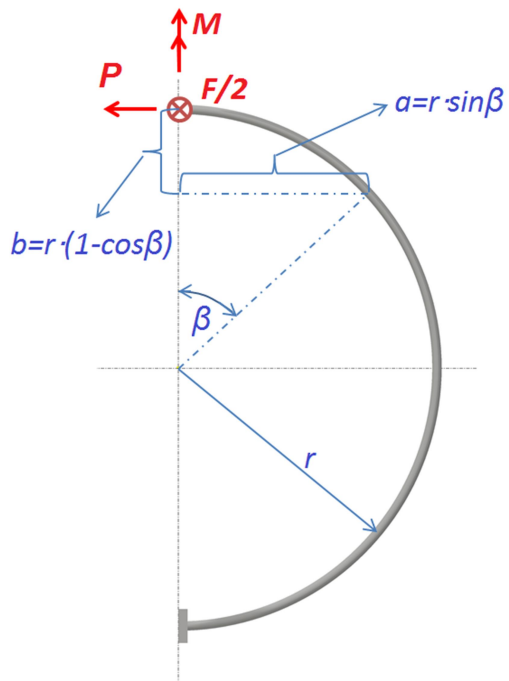


Obr .2.9 Působení šneku na modifikovaný závit kola

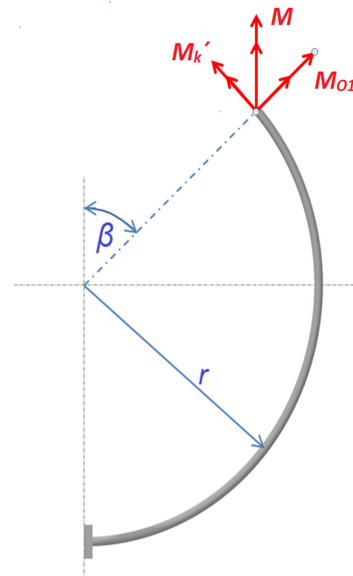
Rozbor namáhání provedeme podle principu symetrického prostorově namáhaného rámu, viz obr. 3 a v rovině dle obr 3.1



Obr. 3



Obr. 3.1



Obr 3.2

Potom deformace křivého prutu v příslušných směrech vyjádříme jako:

$$u = \frac{\partial U}{\partial P} = 0 \quad , \quad \varphi = \frac{\partial U}{\partial M} = 0$$

kde U je celková deformační energie, deformace u a φ jsou nulové z důvodu symetrie.

Moment M se rozloží na ohybovou složku M_{O1}' a kroutící složku M_k' dle obr. 3.2. :

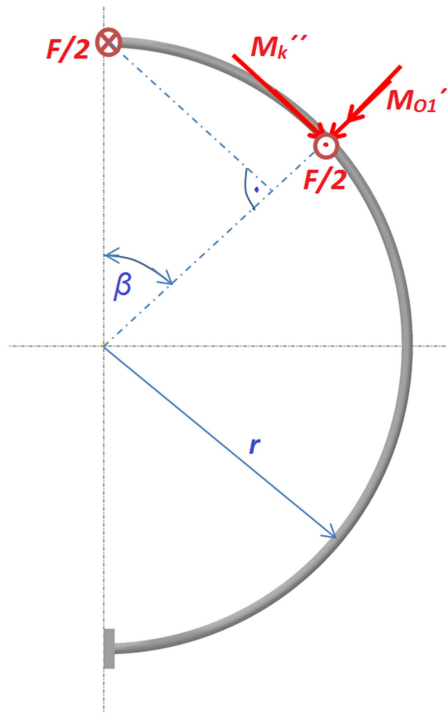
$$M_{O1}' = M \cdot \cos(\beta) \tag{5.7}$$

$$M_k = M \cdot \sin(\beta) \tag{5.8}$$

Obvodová síla $F/2$ vytvoří moment M'' , který rozložíme na ohybovou složku M_{O1}'' a kroutící složku M_k'' , viz obr. 3.3. :

$$M_{O1}'' = \frac{F}{2} \cdot a = \frac{F}{2} \cdot r \cdot \sin(\beta) \tag{5.9}$$

$$M_k'' = \frac{F}{2} \cdot b = \frac{F}{2} \cdot r \cdot (1 - \cos(\beta)) \tag{6}$$



Obr. 3.3

Výsledné namáhající momenty M_{O1} , M_{O2} , a M_k s ohledem na orientaci mají tvar:

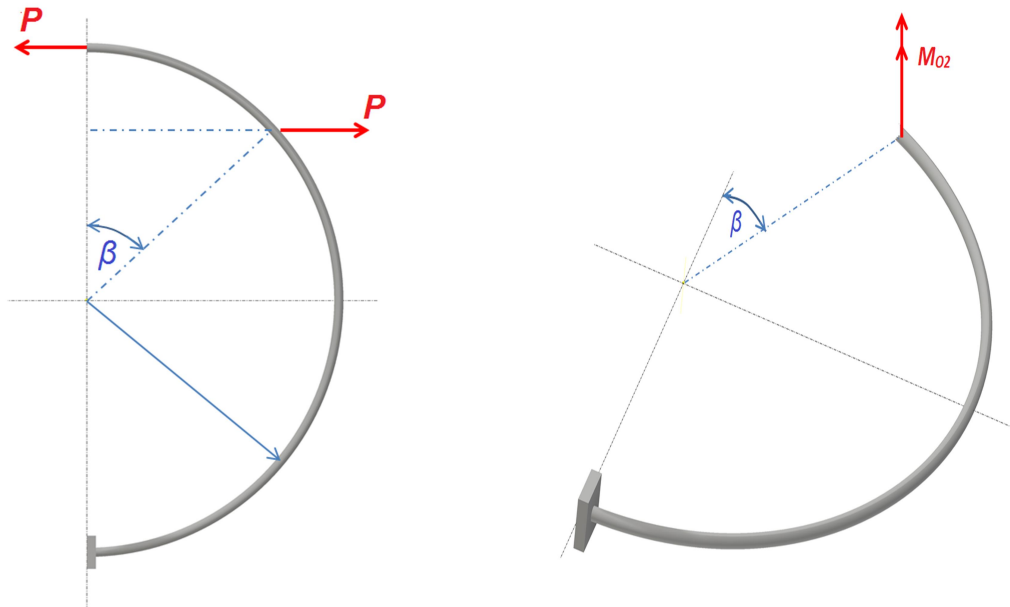
$$M_{O1} = M_{O1}' - M_{O1}'' = M \cdot \cos(\beta) - \frac{F}{2} \cdot r \cdot \sin(\beta) \quad (6.1)$$

$$M_{O2} = P \cdot r \cdot (1 - \cos(\beta)) \quad (6.2)$$

$$M_k = M_k' - M_k'' = M \cdot \sin(\beta) - \frac{F}{2} \cdot r \cdot (1 - \cos(\beta)) \quad (6.3)$$

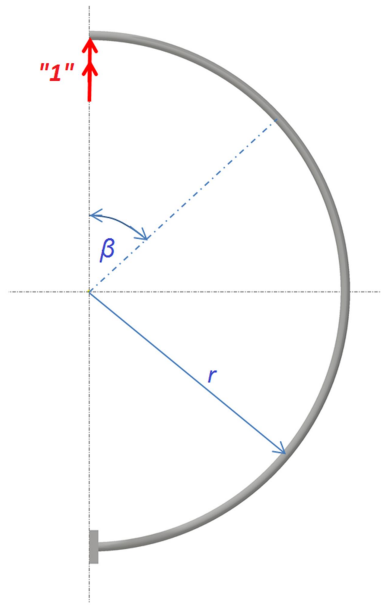
Normálová síla N vytvoří moment M_{O2} , který je kolmý na momenty od M a $F/2$, protože síla $N=0$, viz obr. 3.4. :

$$M_{O2} = P \cdot b = N \cdot r \cdot (1 - \cos(\beta)). \quad (6.4)$$



Obr. 3.4

Pro výpočet deformační rovnice Mohrovým integrálem sestavíme derivaci průběhu momentů jednotkovou sílou, viz obr. 3.5.



Obr. 3.5

A
G

Stanovíme vztah pro natočení φ :

$$\begin{aligned}
 \varphi &= \frac{1}{E \cdot J_O} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(M \cdot \cos(\beta) - \frac{F}{2} \cdot r \cdot \sin(\beta) \right) \cdot 1 \cdot \cos(\beta) \cdot r d\beta + \\
 &+ \frac{1}{G \cdot J_k} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(M \cdot \sin(\beta) - \frac{F}{2} \cdot r \cdot (1 - \cos(\beta)) \right) \cdot 1 \cdot \sin(\beta) \cdot r d\beta = \frac{M \cdot r}{E \cdot J_O} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2(\beta) d\beta - \\
 &- \frac{F \cdot r^2}{2 \cdot E \cdot J_O} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin(\beta) \cdot \cos(\beta) d\beta + \frac{M \cdot r}{G \cdot J_k} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^2(\beta) d\beta + \frac{F \cdot r^2}{2 \cdot G \cdot J_k} \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin(\beta) d\beta - \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin(\beta) \cdot \cos(\beta) d\beta \right] = \\
 &= \frac{M \cdot r \cdot \pi}{2 \cdot E \cdot J_O} + \frac{M \cdot r \cdot \pi}{2 \cdot G \cdot J_k} - \frac{F \cdot r^2}{G \cdot J_k} = 0 \tag{6.5}
 \end{aligned}$$

poznámka : $\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^2(\beta) d\beta = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2(\beta) d\beta = \frac{\pi}{2}$ a $\int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin(\beta) \cdot \cos(\beta) d\beta = \frac{1}{2} \cdot \left[-\frac{1}{2} \cdot \cos(2 \cdot \beta) \right]_0^{\frac{\pi}{2}}$

Ze vztahu (6.5) plyne:

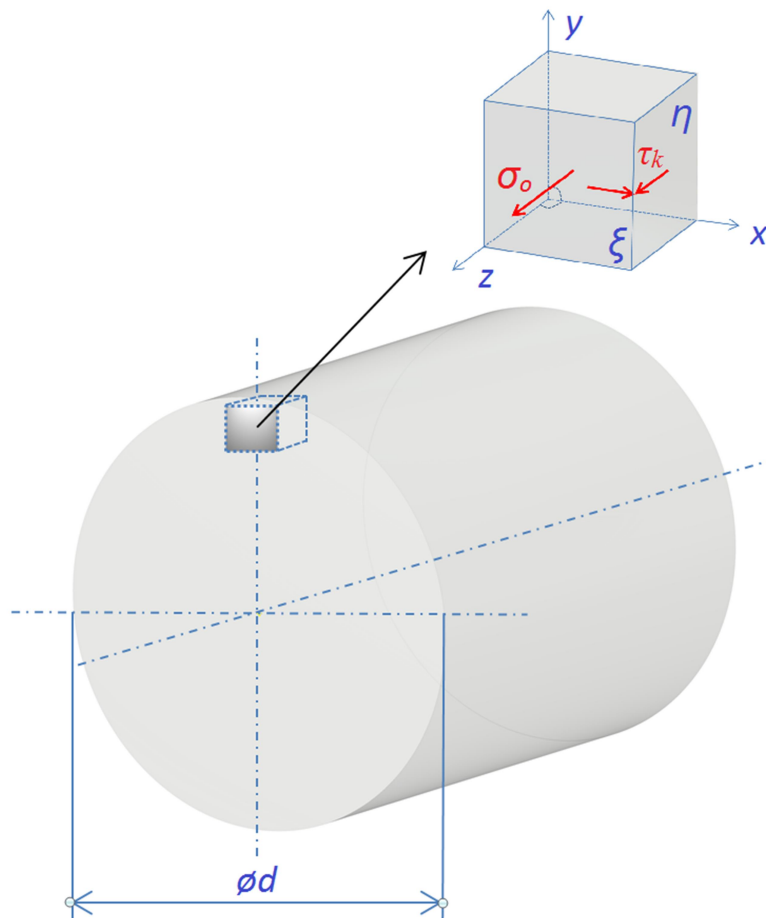
$$M = + \frac{2 \cdot F \cdot r}{\pi \cdot \left(1 + \frac{G \cdot J_k}{E \cdot J_O} \right)}$$

Platí $\frac{E}{G} = 2(1 + \nu)$ a pro kruhový profil navíc platí $J_k = 2 \cdot J_O$, takže vztah pro M dále upravíme:

$$M = + \frac{2 \cdot F \cdot r}{\pi \cdot \left(1 + \frac{2}{2 \cdot (1 + \nu)}\right)} = + \frac{2 \cdot F \cdot r \cdot (1 + \nu)}{\pi \cdot (2 + \nu)} \quad (6.5)$$

3.2 Dimenzování pružiny šnekového kola

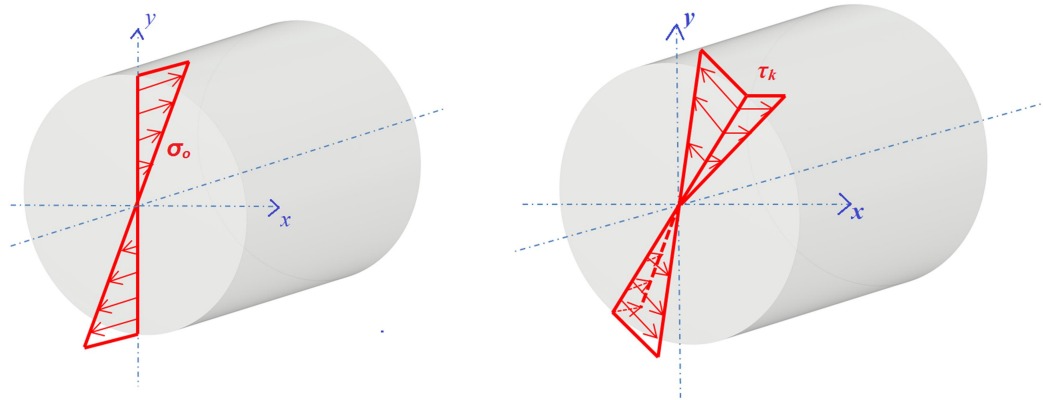
Drát pružiny šnekového kola je namáhán dle obr. 3.2 a 3.3. Z obrázků je patrné, že se jedná o kombinované namáhání kruhového průřezu, u kterého vznikne dvojosá napjatost (obr. 3.6).



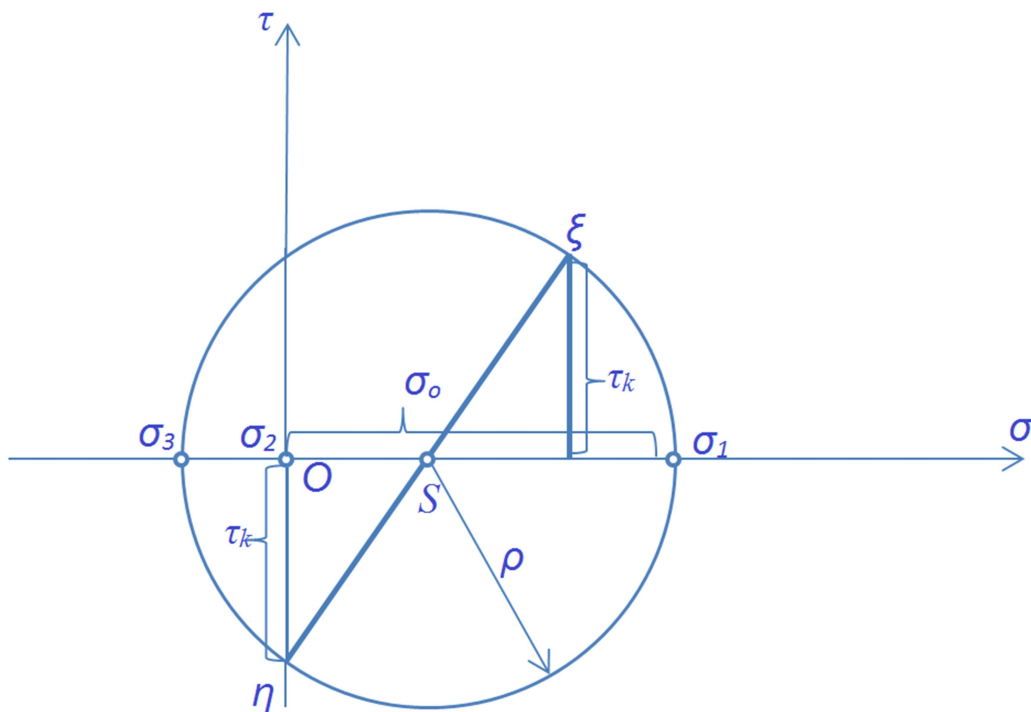
Obr. 3.7 Napětí v elementu pružinového drátu

Průběh normálového napětí σ_o (od M_o dle 6.1) v průřezu je na obr. 3.8 a), a smykového napětí τ (od M_k dle 6.3) v průřezu je na obr. 3.8 b).

Jelikož je napjatost dvojosá, pro stanovení pevnostní podmínky použijeme pevnostní teorii " τ_{max} ". Proto musíme určit hlavní napětí. Nakreslíme-li Mohrovou kružnici (obr. 3.9), dostáváme hlavní napětí $\sigma_1 > 0$, $\sigma_3 < 0$ a $\sigma_2 = 0$.



a) b)
 Obr. 3.8 Průběh napětí v průřezu pružinového drátu



Obr. 3.9 Mohrova kružnice napjatosti drátu pružiny

Pro Mohrovou kružnici platí následující vztahy:

$$S = \frac{\sigma_o}{2}$$

$$\rho = \sqrt{\left(\frac{\sigma_o}{2}\right)^2 + \tau_k^2}$$

a hlavní napětí:

$$\sigma_1 = \sigma_3 = S \pm \rho = \frac{\sigma_o}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_o}{2}\right)^2 + \tau_k^2} \quad (6.7)$$

$$\sigma_2 = 0$$

Pro materiál pružiny volíme dle ČSN 426450 (tažené ocelové dráty patentované na pružiny) ocel, 12090.6 (nelegovaná, zušlechtěna na dolní pevnost), která má pevnost v tahu (σ_{pt}):

$$\sigma_{pt} = 1373 - 1659 \text{ MPa},$$

a budeme uvažovat: $\sigma_{pt} = 1500 \text{ MPa}$.

Jelikož jde o houževnatý materiál, dle [1] uijeme vhodnou Trescovou teorií " τ_{max} " pro redukované napětí (σ_{red}) vztahem:

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 = 2 \cdot \rho = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma_o}{2}\right)^2 + \tau_k^2} \quad (6.8)$$

$$\sigma_{red} \leq \frac{\sigma_{pt}}{k_p}$$

kde k_p je bezpečnost a volíme $k_p=2$.

Pro osově napětí (σ_o) platí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o1}}{W_o},$$

kde W_o je průřezový modul v ohybu a pro kruhový průřez platí:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}.$$

Pro smykové napětí (τ_k) platí:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k},$$

kde W_k je průřezový modul v kroucení a pro kruhový průřez platí:

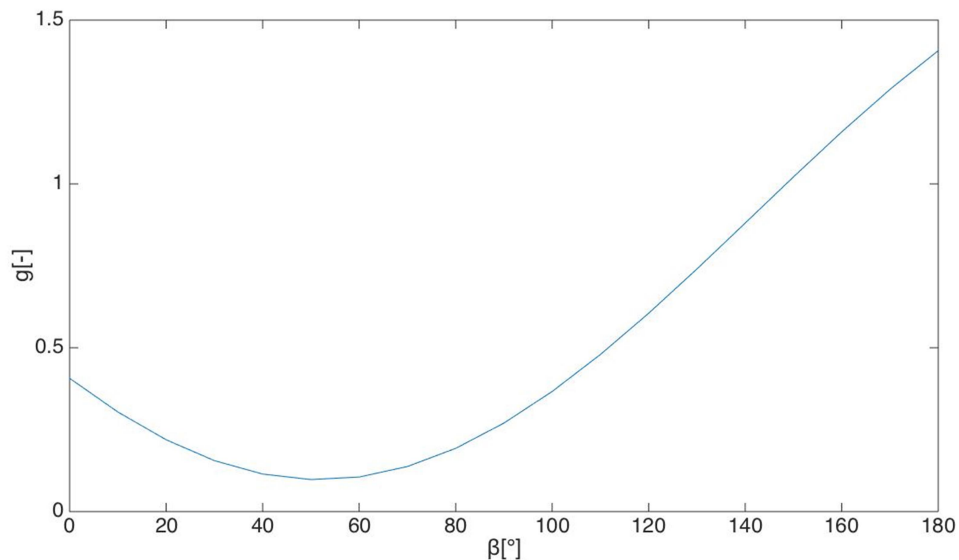
$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16}.$$

Potom můžeme s využitím vztahů (6.1), (6.3) a (6.6) psát:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{o1}}{2W_o}\right)^2 + \left(\frac{M_k}{W_k}\right)^2} = \frac{2 \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{M_{o1}^2 + M_k^2} = \\ &= \frac{2 \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{\left(+M \cdot \cos(\beta) - \frac{F}{2} \cdot r \cdot \sin(\beta)\right)^2 + \left[+M \cdot \sin(\beta) - \frac{F}{2} \cdot r \cdot (1 - \cos(\beta))\right]^2} = \\ &= \frac{2 \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{\left(\frac{2 \cdot F \cdot r \cdot (1 + \nu)}{\pi \cdot (2 + \nu)} \cdot \cos(\beta) - \frac{F}{2} \cdot r \cdot \sin(\beta)\right)^2 + \left[\frac{2 \cdot F \cdot r \cdot (1 + \nu)}{\pi \cdot (2 + \nu)} \cdot \sin(\beta) - \frac{F}{2} \cdot r \cdot (1 - \cos(\beta))\right]^2} = \\ &= \frac{32 \cdot F \cdot r}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot (1 + \nu)^2}{\pi^2 \cdot (2 + \nu)^2} \cdot \cos(\beta)^2 - \frac{2 \cdot (1 + \nu) \cdot \cos(\beta) \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot (2 + \nu)} + \frac{\sin(\beta)^2}{4} + \frac{4 \cdot (1 + \nu)^2}{\pi^2 \cdot (2 + \nu)^2} \cdot \sin(\beta)^2 +} \\ &\quad \sqrt{-\frac{2 \cdot (1 + \nu) \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot (2 + \nu)} + \frac{2 \cdot (1 + \nu) \cdot \cos(\beta) \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot (2 + \nu)} + \frac{1 \cdot (1 - \cos(\beta))^2}{4}} = \\ &= \frac{32 \cdot F \cdot r}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{g(\beta)} \end{aligned} \tag{6.9}$$

kde $\nu=0,3$

Pro zjištění místa maximálního namáhání drátu pružiny šnekového kola vyjdeme z grafu funkce $g(\beta)$, která určuje tvar redukovaného napětí na oblasti β závitů pružiny:



Obr. 4 Graf funkce $g(\beta)$

Z grafu je patrné že místo největšího namáhání bude v $\beta=180^\circ$, dle čeho dále dimenzujeme drát.

Pro další výpočet zvolíme rozměry pružiny dle obr. 2.8 a obr. 4.1:

$d=2\text{mm}$

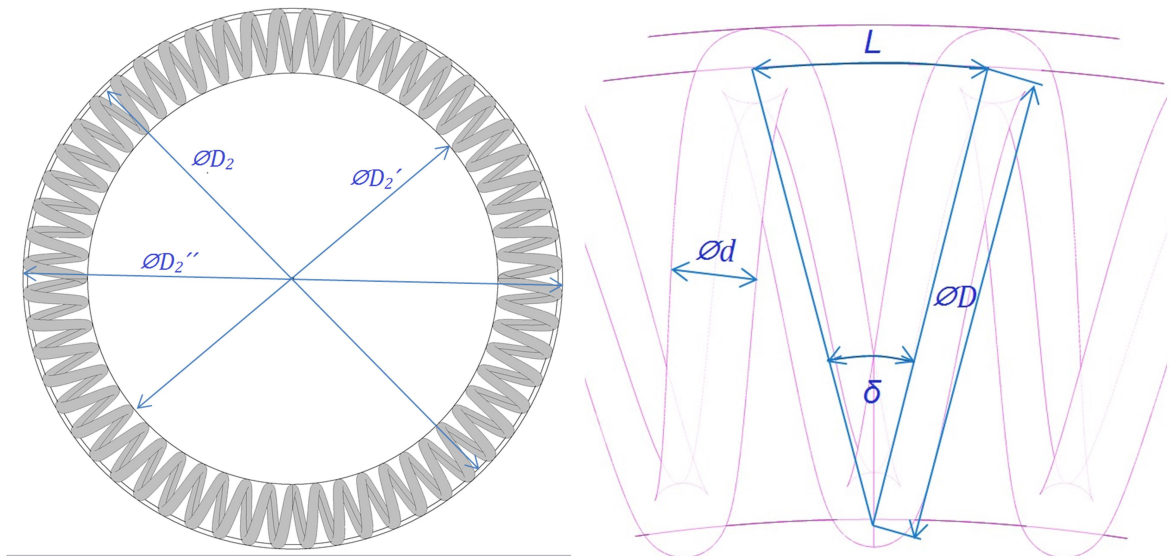
$D=12\text{ mm}, r=6\text{mm}.$

Dále spočítáme maximální dovolenou sílu $N=F$ s využitím vztahů (6.9) a (6.8) :

$$\sigma_D = \frac{\sigma_{pl}}{k} = \frac{1500\text{MPa}}{3} = 500\text{MPa}$$

$$F \leq \frac{\sigma_D \cdot \pi \cdot d^3}{32 \cdot r \cdot \sqrt{g(\beta)}} = 61,584\text{N}$$

$$F_{\max} = N_{\max} = 61,584\text{N}$$



Obr. 4.1 Rozměry pružinového věnce šnekového kola

Zvolíme převodový poměr převodovky $i=56$, vnitřní průměr $D_2'=89\text{mm}$ a stanovíme zbývající rozměry pružinového věnce šnekového kola podle kót na obr. 4.1:

vnější průměr:

$$\varnothing D_2'' = D_2' + 2 \cdot d + 2 \cdot D = 89 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 12 = 117\text{mm}$$

a válivý průměr:

$$\varnothing D_2 = D_2' + 2 \cdot D + d = 89 + 2 \cdot 12 + 2 = 115 \text{ mm}.$$

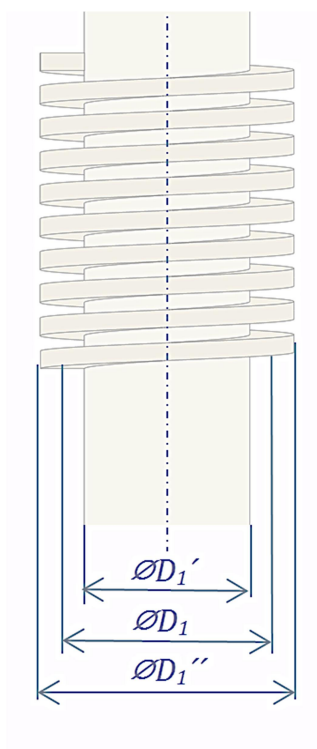
Dle obr. 4.1 stanovíme úhel δ který svírají dva sousední závity po namontování pružinového věnce:

$$L = \frac{2 \cdot \pi \cdot D_2}{2 \cdot i} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 115}{2 \cdot 56} = 6,45 \text{ mm}$$

$$L = \frac{\pi \cdot D \cdot \delta}{180} \rightarrow \delta = \frac{180 \cdot L}{\pi \cdot D} = \frac{180 \cdot 6,45}{\pi \cdot 12} = 30,8^\circ$$

kde L je délka oblouku na poloměru R_2 nad úhlem δ .

Podobně stanovíme dle obr. 4.2 rozměry šnekového kola:



Obr. 4.2 Rozměry šneku

Zvolíme vnitřní průměr $D_1' = 30 \text{ mm}$ a vnější průměr $D_1'' = 46 \text{ mm}$ a stanovíme válivý průměr:

válivý průměr:

$$\varnothing D_1 = D_1' + 10 \text{ mm} = 40 \text{ mm}.$$

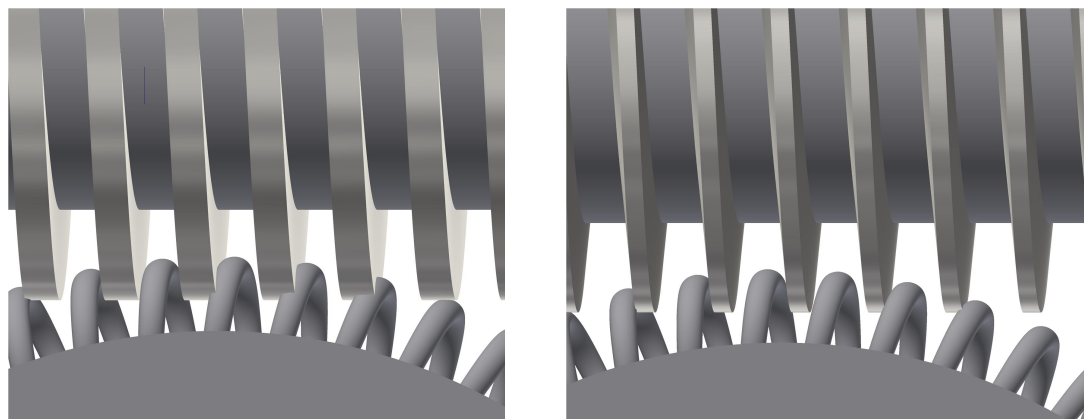
Úhel stoupání pružiny šnekového kola je:

$$\text{tg}(\gamma) = \frac{P}{\pi \cdot D} = \frac{5 \text{ mm}}{\pi \cdot 12 \text{ mm}} \rightarrow \gamma = 7,55^\circ$$

kde $P = 5 \text{ mm}$ je rozteč pružiny šnekového kola

3.3 Dimenzování šneku a šnekového kola

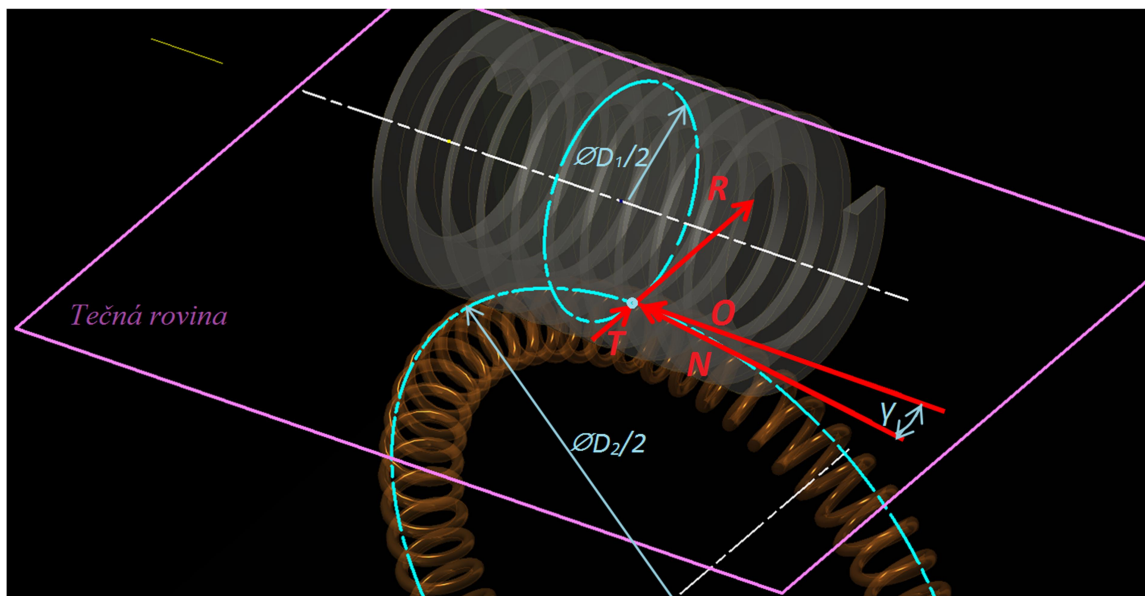
Pro výpočet silových poměrů v kontaktu ozubení uvažujeme model, kde vzájemné síly šneku a šnekového kola na sebe působí ve společném kontaktním bodě tečné roviny valivých kružnic, viz obr. 4.4. Dále uvažujeme, že při záběru závitů šneku se do kontaktu zapojí několik závitů šnekového kola z_2 , uvažujeme zde 3 závitů.



a) Obdélníkový

b) Lichoběžníkový

Obr. 4.3 Tvar zubu šneku



Obr. 4.4 Rozložení sil v tečné rovině

Dle vztahů (4.8) a (5) stanovujeme síly R , O a T :

$$N = 61,584N$$

$$T = N \cdot f = 61,584 \cdot 0,1 = 6,16N$$

$$R = N \cdot \sin(\gamma) + T \cdot \cos(\gamma) = 61,584 \cdot \sin(7,55) + 6,16 \cdot \cos(7,55) = 14,2N$$

$$O = N \cdot \cos(\gamma) = 61,584 \cdot \cos(7,55) = 61N$$

kde $f=0,1$ je součinitel tření.

Dále dle (5.3) a (5.2) stanovíme krouticí moment na šneku M_{k1} :

$$\begin{aligned} M_{k1} &= z_z \cdot R' \cdot \frac{D_1}{2} = z_z \cdot (R + T \cdot \cos(\gamma)) \cdot \frac{D_1}{2} = \\ &= 3 \cdot (14,2 + 6,16 \cdot \cos(7,55)) \cdot \frac{0,04}{2} = 1,22Nm \end{aligned}$$

Pro pohon vinuté šnekové převodovky použijeme třífázový asynchronní elektromotor SIEMENS 1LA7 070-2AA1, který má následující parametry:

Výkon: $P_{EM} = 0,37$ kW

Otáčky: $n = 2740$ min⁻¹

Průměr výstupního hřídele $d_{EM} = 14$ mm

Potom stanovíme dle (5.4) příkon na šneku:

$$P_1 = M_{k1} \cdot \omega_1 = M_{k1} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 1,22 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 2740}{60} = 350W = 0,350kW \leq P_{EM}$$

Dle (5.6) a (5.1) určíme krouticí moment na šnekovém kole:

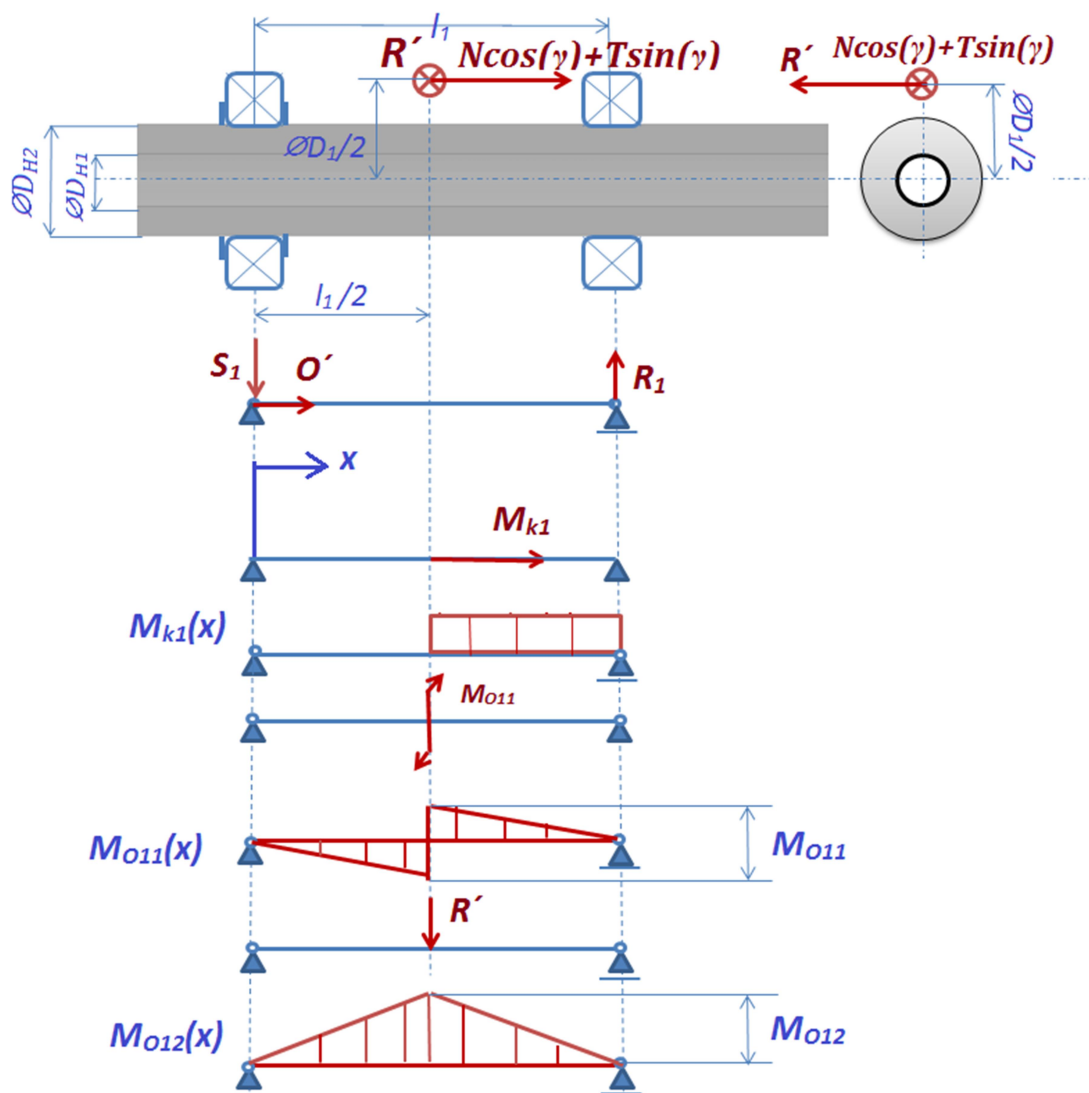
$$\begin{aligned} M_{k2} &= z_z \cdot \frac{D_2}{2} \cdot O' = z_z \cdot \frac{D_2}{2} \cdot (O - T \cdot \sin(\gamma)) = \\ &= 3 \cdot \frac{0,115}{2} \cdot (61 - 6,16 \cdot \sin(7,55)) = 10,38Nm \end{aligned}$$

Dle vztahu (5.5) stanovíme výkon na šnekovém kole:

$$P_2 = M_{k2} \cdot \omega_2 = M_{k2} \cdot \frac{\omega_1}{i} = 10,38 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 2740}{60 \cdot 56} = 53,18W = 0,05318kW$$

3.3.1 Dimenzování šneku vlnuté šnekové převodovky a výpočet ložisek

Při dimenzování hřídele šneku zvolíme dle obr. 4.5 vnitřní průměr hřídele $D_{H1}=14\text{mm}$ a vzdálenost ložisek $l_1=150\text{mm}$. Průměr $D_1=40\text{mm}$ uvažujeme dle vztahu str. 31.



Obr. 4.5 Hřídel šneku

Výsledný ohybový moment M_{O1} se skládá ze dvou momentů M_{O11} a M_{O12} dle obr. 4.5 :

$$\begin{aligned}
 M_{O11} &= \frac{D_1}{2} \cdot (N \cdot \cos(\gamma) + T \cdot \sin(\gamma)) = \\
 &= \frac{0,04}{2} \cdot (61,584 \cdot \cos(7,55) + 6,16 \cdot \sin(7,55)) = 1,23 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

$$M_{O12} = \frac{l_1}{2} \cdot \frac{R'}{2} = \frac{l_1}{2} \cdot \frac{(R + T \cdot \cos(\gamma))}{2} =$$

$$= \frac{0,04}{2} \cdot \frac{(14,2 \cdot 6 + 6,16 \cdot \cos(7,55))}{2} = 0,2 Nm$$

$$M_{O1} = z_z \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{O11}}{2}\right)^2 + M_{O12}^2} = 3 \cdot \sqrt{0,615^2 + 0,2^2} = 1,94 Nm.$$

Materiál hřídele šneku zvolíme ocel ČSN 11420 která má $\sigma_k=260MPa$ a bezpečnost zvolíme $k_k=2$. Potom dle 6.8 a obr. 3.9 můžeme stanovit redukované napětí σ_{red} :

$$\sigma_{red} = 2 \cdot \rho = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{o1}}{2 \cdot 2W_o}\right)^2 + \left(\frac{M_{k1}}{W_k}\right)^2} \leq \frac{\sigma_k}{k_k}$$

kde W_o je průřezový modul v ohybu a pro mezikruhový průřez platí:

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_{H2}^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{H1}}{D_{H2}}\right)^4\right]$$

a W_k je průřezový modul v kroucení a pro mezikruhový průřez platí:

$$W_k = \frac{\pi \cdot D_{H2}^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{H1}}{D_{H2}}\right)^4\right].$$

Po dosazení a úpravě dostáváme pevnostní podmínku ve tvaru:

$$\sigma_{red} = \frac{1}{W_o} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{o1}}{2}\right)^2 + M_{k1}^2} \leq \frac{\sigma_k}{k_k},$$

a z ní spočítáme minimální průměr D_{H2} :

$$\frac{\pi \cdot D_{H2}^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{H1}}{D_{H2}}\right)^4\right] \geq \frac{k_k \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{o1}}{2}\right)^2 + M_{k1}^2}}{\sigma_k}$$

$$D_{H2}^3 - \frac{D_{H1}^4}{D_{H2}} \geq \frac{32 \cdot k_k \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{o1}}{2}\right)^2 + M_{k1}^2}}{\pi \cdot \sigma_k}$$

$$D_{H2}^4 - D_{H2} \cdot \frac{32 \cdot 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{1940}{2}\right)^2 + 1220^2}}{\pi \cdot 260} - 14^4 \geq 0$$

$$D_{H2} \geq 14,227 mm.$$

Z konstrukčních důvodů volíme $D_{H2}=30mm$.

Dále spočítáme reakce R_1 a S_1 potřebné k určení odpovídajících ložisek:

$$R_1 = -S_1 = \frac{M_{O1}}{l_1} = \frac{1,94Nm}{0,15m} = 12,93N.$$

Jedno ložisko je namáháno pouze radiální silou R_1 a druhé radiální silou S_1 a axiální silou O' . Pro oba ložiska předpokládáme trvanlivost $L_H=20000$ hodin a otáčky $n_1=2740$ min^{-1} . Výpočet a kontrolu provedeme pro jednořadové kuličkové ložisko *SKF 61806*, které má následující parametry:

vnitřní průměr $d=30mm$

vnější průměr $D=42mm$

šířku $B=7mm$

dynamickou únosnost $C=4490N$ a

statickou únosnost $C_0=2900N$.

Nejdřív zkontrolujeme ložisko namáháno jen radiální silou $R_1=12,93N$ pomocí podmínky trvanlivosti :

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \rightarrow C = R_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_1}{10^6}} =$$
$$= 12,93N \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 20000 \cdot 2740}{10^6}} = 192,27N$$

$C=192,27N < 4490N$, ložisko vyhovuje.

Potom zkontrolujeme ložisko namáháno radiální silou $S_1=25,86N$ a axiální silou

$$O' = O \cdot T \sin(\gamma) = 60,19N \quad \text{dle 5.1.}$$

Nejdřív odečteme z katalogu součinitel $f_0=14$ a spočítáme :

$\frac{f_0 \cdot O'}{C_0} = \frac{14 \cdot 60,19}{2900} = 0,29$. Z toho poměru pomocí katalogu stanovíme následující součinitele:

$e=0,22$

radiální součinitel $X=0,56$ a

axiální součinitel $Y=1,99$.

Pak stanovíme ekvivalentní dynamické zatížení F :

$$F = X \cdot S_1 + Y \cdot O' = 0,56 \cdot 12,3 + 1,99 \cdot 60,19 = 126,66N,$$

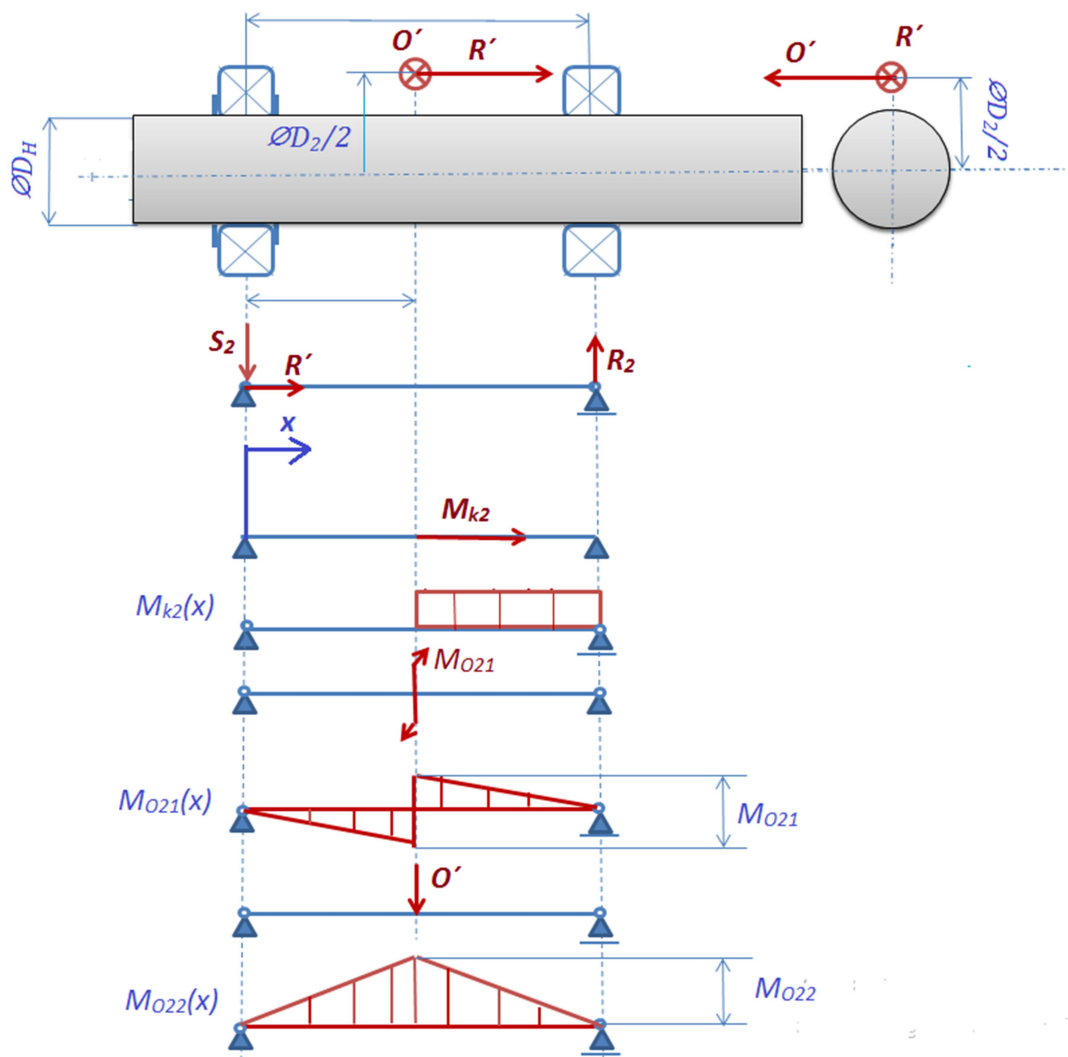
a dosadíme ho do vztahu pro podmínku trvanlivosti:

$$L_h = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

z čeho $C=2002,52\text{N} < 4490\text{N}$, ložisko vyhovuje.

3.3.2 Dimenzování šnekového kola vinuté šnekové převodovky a výpočet ložisek

Při dimenzování hřídele šnekového kola zvolíme dle obr. 4.6 vzdálenost ložisek $l_2=60\text{mm}$. Průměr $D_2=115\text{mm}$ uvažujeme dle str. 31.



Obr. 4.6 Hřídel šnekového kola

Výsledný ohybový moment M_{O2} se skládá ze dvou momentů M_{O21} a M_{O22} dle obr. 4.6 :

$$M_{O21} = \frac{D_2}{2} \cdot \frac{R'}{2} = \frac{D_2}{2} \cdot \left(\frac{R+T \cdot \cos(\gamma)}{2} \right) = \frac{0,115}{2} \cdot \left(\frac{14,2+6,16 \cdot \cos(7,55)}{2} \right) = 0,58 Nm$$

$$M_{O22} = \frac{O'}{2} \cdot \frac{l_2}{2} = \frac{O-T \cdot \sin(\gamma)}{2} \cdot \frac{l_2}{2} = \frac{61-6,16 \cdot \sin(7,55)}{2} \cdot \frac{0,06}{2} = 0,9 Nm$$

$$M_{O2} = z_z \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{O21}}{2} \right)^2 + M_{O22}^2} = 3 \cdot \sqrt{\left(\frac{0,58}{2} \right)^2 + 0,9^2} = 2,83 Nm$$

Materiál hřídele šnekového kola zvolíme *ocel ČSN 11420* která má $\sigma_k=260 MPa$ a bezpečnost zvolíme $k_k=2$. Potom dle (6.8) a obr. 3.9 můžeme spočítat redukované napětí σ_{red} :

$$\sigma_{red} = 2 \cdot \rho = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{o1}}{2 \cdot 2W_o} \right)^2 + \left(\frac{M_{k1}}{W_k} \right)^2} \leq \frac{\sigma_k}{k_k}$$

kde W_o je průřezový modul v ohybu a pro kruhový průřez platí:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_H^3}{32}$$

a W_k je průřezový modul v kroucení a pro kruhový průřez platí:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_H^3}{16}$$

Po dosazení a úpravě dostáváme pevnostní podmínku ve tvaru:

$$\sigma_{red} = \frac{1}{W_o} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{o2}}{2} \right)^2 + M_{k2}^2} \leq \frac{\sigma_k}{k_k},$$

a z ní spočítáme minimální průměr D_H :

$$D_H \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot k_k \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{o2}}{2} \right)^2 + M_{k2}^2}}{\sigma_k \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{2830}{2} \right)^2 + 10380^2}}{260 \cdot \pi}} = 9,36 mm$$

Z konstrukčních důvodů volíme $D_H=30 mm$.

Dále stanovíme reakce R_1 a S_1 potřebné k určení odpovídajících ložisek:

$$R_2 = -S_2 = \frac{M_{O2}}{l_2} = \frac{2,83}{0,03} = 94,33 N$$

Jedno ložisko je namáháno pouze radiální silou R_1 a druhé radiální silou S_1 a axiální silou O' . Pro oba ložiska předpokládáme trvanlivost $L_H=20000$ hodin a otáčky

$n_2 = n_1 / i = 2740 \text{ min}^{-1} / 56 = 49 \text{ min}^{-1}$. Výpočet a kontrolu provedeme pro jednořadové kuličkové ložisko SKF 61806 které má:

vnitřní průměr $d = 30 \text{ mm}$
 vnější průměr $D = 42 \text{ mm}$
 šířku $B = 7 \text{ mm}$
 dynamickou únosnost $C = 4490 \text{ N}$ a
 statickou únosnost $C_0 = 2900 \text{ N}$.

Nejdřív zkontrolujeme ložisko namáháno jen radiální silou $R_2 = 94,33 \text{ N}$ pomocí podmínky trvanlivosti :

$$L_h = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \rightarrow C = R_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_2}{10^6}} =$$

$$= 94,33 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 20000 \cdot 49}{10^6}} = 366,81 \text{ N}$$

$C = 366,81 \text{ N} < 4490 \text{ N}$, ložisko vyhovuje.

Potom zkontrolujeme ložisko namáháno radiální silou $S_2 = 147,33 \text{ N}$ a axiální silou

$$R' = R + T \cos(\gamma) = 20,3 \text{ N} \quad \text{dle (5.2).}$$

Nejdřív odečteme z katalogu součinitel $f_0 = 14$ a spočítáme :

$$\frac{f_0 \cdot R'}{C_0} = \frac{14 \cdot 20,3}{2900} = 0,098.$$

Z toho poměru pomocí katalogu stanovíme následující součinitele:

$e = 0,22$
 radiální součinitel $X = 0,56$ a
 axiální součinitel $Y = 1,99$.

Pak stanovíme ekvivalentní dynamické zatížení F :

$$F = X \cdot S_2 + Y \cdot R' = 0,56 \cdot 94,33 + 1,99 \cdot 20,3 = 93,22 \text{ N},$$

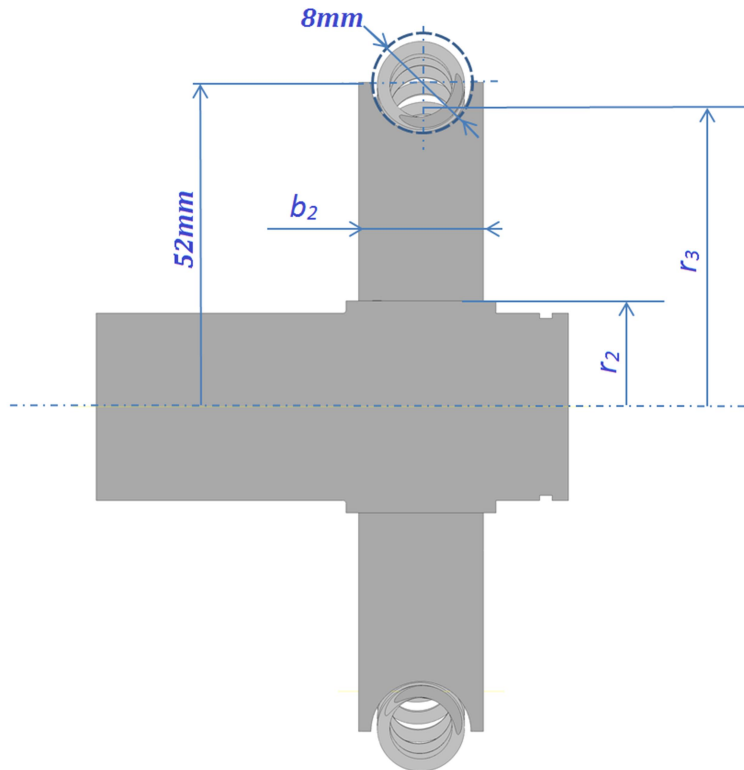
a dosadíme ho do vztahu pro podmínku trvanlivosti:

$$L_h = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

z čeho $C = 477,87 \text{ N} < 4490 \text{ N}$, ložisko vyhovuje.

3.3.3 Nalisování šnekového kola

Šnekové kolo nalisujeme na hřídel dle obr. 4.5. Zvolíme lícovací poloměr hřídele pod šnekovým kolem $r_2=34\text{mm}$ a šířku ozubeného kola $b_2=20\text{mm}$. Vnější poloměr šnekového kola je dle obr. 4.5 $r_3=48\text{mm}$. $E=210\text{GPa}$ je uvažovaný modul pružnosti pro ocel.



Obr 4.5 Nalisování šnekového kola

Kroutící moment na šnekovém kole $M_{k2}=10380\text{Nmm}$ je vyjádřen na str. 33 a musí jej přenést nalisovaný spoj mezi šnekovým kolem a jeho hřídelem, což lze vyjádřit:

$$M_{k2} = T_2 \cdot r_2 = p_2 \cdot A \cdot f \cdot r_2,$$

kde $T_2 = p_2 \cdot A \cdot f$ je třecí síla mezi kolem a hřídeli, $A = b_2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot r_2$ je styková plocha mezi kolem a hřídeli a $f=0,1$ je součinitel tření.

Po vyjádření je vztah pro kroutící moment :

$$M_{k2} = p_2 \cdot b_2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot r_2 \cdot f \cdot r_2.$$

Dále stanovíme potřebný tlak v nalisování p_2 :

$$p_2 = \frac{M_{k2}}{b_2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot r_2^2 \cdot f} = \frac{10380}{20 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 34^2 \cdot 0,1} = 0,7145 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dle (4.1) stanovíme potřebný minimální přesah Δr_2 :

$$\Delta r_2 = \frac{2 \cdot r_2 \cdot p_2}{E} \cdot \frac{r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} = \frac{2 \cdot 32 \cdot 0,7145}{210 \cdot 10^3} \cdot \frac{48^2}{48^2 - 34^2} = 0,43 \mu\text{m},$$

Z konstrukčních důvodů volíme přesah $\Delta r_2 = 4 \mu\text{m}$, čemu odpovídá uložení H8/s6.

Dále spoj pevnostně zkontrolujeme dle (4.6) a (4.7).

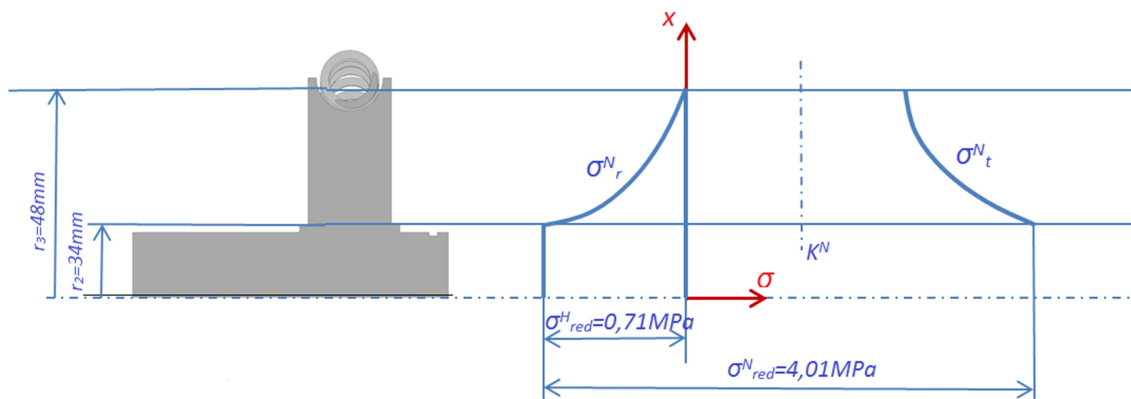
Redukované napětí na hřídeli bude:

$$\sigma_{red}^H = 0 - \sigma_t = p_2 = 0,7145 \text{MPa} \leq \frac{\sigma_k}{k} = \frac{260 \text{MPa}}{2} = 130 \text{MPa},$$

a na kole:

$$\sigma_{red}^N = \sigma_t(r_2) - \sigma_r(r_2) = 2 \cdot \frac{r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \cdot p_2 = 2 \cdot \frac{48^2}{48^2 - 34^2} = 4,01 \text{MPa} \leq 130 \text{MPa}$$

kde $\sigma_k = 260 \text{MPa}$ a bezpečnost zvolíme $k_k = 2$.

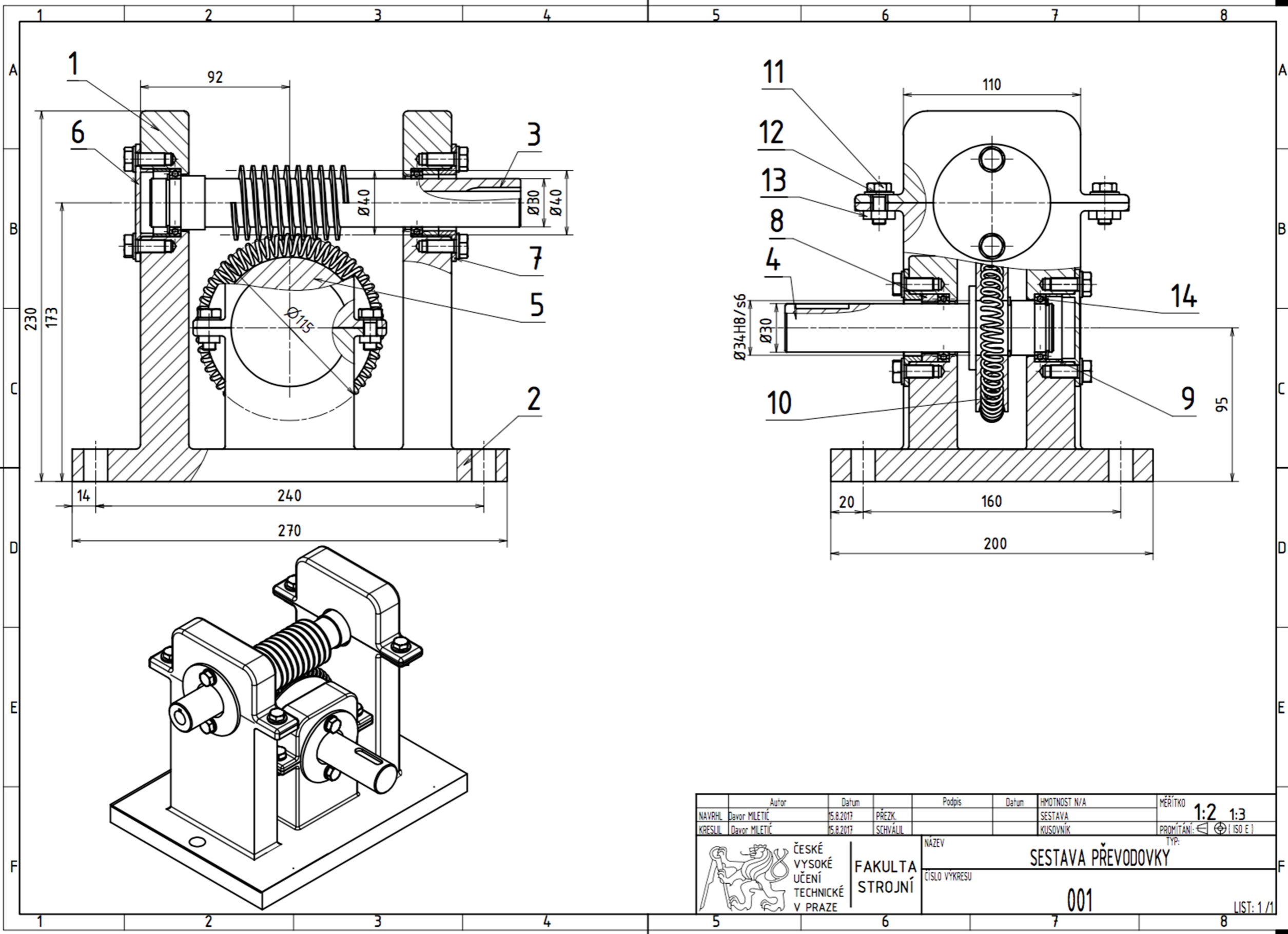


Obr. 4.6 Rozložení napětí na hřídeli a kole po nalisování

4. Konstrukční realizace vinuté šnekové převodovky

Podle navržených konstrukčních parametrů realizujeme projekt vinuté šnekové převodovky výkresem její sestavy s odpovídajícím kusovníkem.

Po- žka	Název	Č. výkresu - č. normy	Hmotnost [kg]	Množ- ství
	Polotovár	Materiál výchozí	Jednotka	
1	HORNÍ ČÁST SKŘÍNĚ			2
	ODLITEK	42 2630		
2	SPODNÍ ČÁST SKŘÍNĚ			1
	ODLITEK	42 2360		
3	HŘÍDEL I			1
	KR 35-260 ČSN 42 5510.12	ČSN 11420		
4	HŘÍDEL II			1
	KR 35-140 ČSN 42 5510.12	ČSN 11420		
5	KOTOUČ			1
	KR 133-40 ČSN 42 5510.12	42 2630		
6	VÍČKO I			2
	ODLITEK	ČSN 426450		
7	VÍČKO II			2
	ODLITEK	ČSN 426450		
8	DISTANČNÍ KROUŽEK A			2
	TR KR 45 X 10 ČSN 42 5715,02	11 500 (E295)		
9	DISTANČNÍ KROUŽEK B			2
	TR KR 43 X 8 ČSN 42 5715,02	11 500 (E295)		
10	PRUŽINOVÝ VĚNEC			1
		ČSN 426450		
11	ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU M8X20-8.8			12
		ISO 4017		
12	PODLOŽKA 8			12
		ISO 7089		
13	ŠESTIHRANNÁ MATICE M8			4
		ISO 4034		
14	KULIČKOVÉ LOŽISKO SKF 61806			4
15				
Index	Zmĕna	Datum	Podpisy	
	Podpis	Datum		
Vypracov	MILETIČ D.	17.8.17		
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ		NÁZEV: VINUTÁ ŠNEKOVÁ PŘEVODVKA		
		ČÍSLO VÝKRESU:	INDEX	
		001		
		LISTŮ: 3	LIST: 1	



NAVŘEL	Davor MILETIČ	Datum	15.8.2017	PRŮZK.		Podpis		Datum		HMOTNOST N/A		MĚŘÍTKO	1:2 1:3
KRESLIL	Davor MILETIČ	Datum	15.8.2017	SCHVÁLIL						SESTAVA		PROMÍTÁNÍ:	ISO E
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE FAKULTA STROJNÍ NAZEV: SESTAVA PŘEVODOVKY ČÍSLO VÝKRESU: 001											TYP:		
													LIST: 1/1

5. Závěr

V rámci této bakalářské práce byla provedena rešerše literatury. Byly shrnuty potřebné poznatky o šnekových převodech, byla popsána podstata konstrukce patentované vinuté šnekové převodovky a shrnuta teorie nalisovaných nádob. Byly sestaveny výpočtové modely částí konstrukce vinuté šnekové převodovky a navrženy jejich konkrétní parametry, což umožnilo vlastní realizaci konstrukčního návrhu této převodovky.

Seznam hlavních užitých označení

Označení:	Legenda:	Jednotka:
J_o	kvadratický moment průřezu k hlavní centrální ose	$[m^4]$
P	výkon, příkon	$[W]$
i	převodový poměr	$[-]$
A	průřez	$[m^2]$
J_k	polární kvadratický moment průřezu	$[m^4]$
ε	poměrné prodloužení	$[-]$
σ	normálové napětí	$[MPa]$
τ	smykové napětí	$[MPa]$
M_o	ohybový moment	$[Nm]$
M_k	kroucí moment	$[Nm]$
W_o	modul průřezu v ohybu	$[m^3]$
W_k	modul průřezu v krutu	$[m^3]$
u	obecný posuv	$[m]$
φ	obecné natočení	$[rad]$
F	vnější síla	$[N]$
M	vnější moment	$[Nm]$
E	modul pružnosti v tahu	$[N \cdot mm^{-2}]$
G	modul pružnosti ve smyku	$[N \cdot mm^{-2}]$
ν	Poissonovo číslo	$[-]$
z	počet závitů	$[-]$
f	součinitel tření	$[-]$
γ	úhel stoupání závitu	$[rad, ^\circ]$
p	tlak	$[MPa]$
r	poloměr	$[mm, ^\circ]$
D, d	průměr	$[mm, ^\circ]$

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MICHALEC, J. : *Pružnost a pevnost I.* 3. vyd. Praha, ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04224-3.
- [2] MICHALEC, J.: *Pružnost a pevnost II.* 2. vyd. Praha, ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02375-3.
- [3] Vítek, K.: Šneková převodovka, Patent. CZ 305497. 2015-09-16
- [4] VÁVRA, LEINVEBER: *Strojnické tabulky* 5. vyd. Úvaly, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4
- [5] SKF GROUP: *Katalog 6000 CS* Leden 2007