

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ**

Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky

**ANALÝZA MECHANICKÝCH VLASTNOSTÍ
PRUŽNÉ SPOJKY**

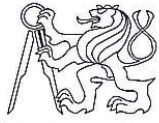
BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Autor: Martin Zíka

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Karel Vítek, CSc.

Praha 2015



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky

Technická 4, 166 07 Praha 6

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

pro: **Martina Zíku**

program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

obor: **bez oboru**

Název tématu:

ANALÝZA MECHANICKÝCH VLASTNOSTÍ PRUŽNÉ SPOJKY

Title:

ANALYSIS OF MECHANICAL PROPERTIES A FLEXIBLE COUPLING

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše teorie
- 2) Analýza konstrukce pružné spojky
- 3) Návrh výpočtového modelu pružné spojky
- 4) Závěry

Rozsah průvodní zprávy: 35 stran

Seznam odborné literatury:

1. Michalec, J. a kolektiv: Pružnost a pevnost I. skripta ČVUT v Praze, 2006.
2. Michalec, J. a kolektiv: Pružnost a pevnost II. skripta ČVUT v Praze, 2006.
3. Vítek, K.: Pružná spojka, Užžitný vzor č. 26849, UPV České republiky, 2014.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Karel Vítek, CSc.

Datum zadání bakalářské práce: 30. 4. 2015

Datum odevzdání bakalářské práce: 19. 6. 2015

Neodevzdá-li student bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé

Posluchač 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 diplomové práci.

Zadání diplomové práce převzal dne:

Zižka Martin
.....
diplomant

Růžička
.....
prof. Ing. Milan Růžička, CSc.
vedoucí Ú 12 105



Michael Valášek
.....
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan FS ČVUT v Praze

V Praze dne 30. 4. 2015

Anotační list

Jméno autora: *Martin ZÍKA*

Název BP: Analýza mechanických vlastností pružné spojky

Anglický název: Analysis of mechanical properties a flexible coupling

Rok: 2015

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoárový

Ústav/odbor: Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky/ odbor pružnosti a pevnosti

Vedoucí: Ing. Karel Vítek, CSc.

Bibliografické údaje: počet stran 65

počet obrázků 62

Klíčová slova: pružná spojka, pružina, rotující kotouč, MKP

Keywords: flexible coupling, spring, rotating disc, FEM

Anotace:

Teoretická část práce se zabývá základním rozdělením spojek a jejich popisem. Praktická část obsahuje technické řešení konstrukce pružné spojky. Dále jsem zjišťoval, jakým způsobem budou vybrané části spojky namáhány a navrhnul výpočtový model pomocí znalostí z předmětů Pružnost a pevnost I a II.

Abstract:

The theoretical part of the thesis deals with basic division of couplings and their description. The practical part contains the technical solution of the construction of the flexible coupling. Furthermore, I was interested in the way certain parts of the coupling is stressed and I designed a model with knowledge gained in subjects Strenght of Materials I and II.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Analýza mechanických vlastností pružné spojky“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Vítka, CSc., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 19. 6. 2015

Podpis.....

Poděkování

Děkuji všem, kteří mi poskytli podklady pro vypracování této práce. Zvláště děkuji vedoucímu práce Ing. Karlu Vítkovi, CSc. za pomoc, vedení, konzultování a za rady, které mi poskytoval po celou dobu vypracování této práce. V neposlední řadě také děkuji svým rodičům a kamarádům, kteří mě podporovali a vytvářeli mi vhodné podmínky k vytvoření této práce.

Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotka	Název
C	(N)	Odstředivá síla
E	(N/mm ²)	Modul pružnosti v tahu
E ⁺	(mm ² /N)	Zpevněný modul pružnosti
G	(N/mm ²)	Modul pružnosti ve smyku
J	(mm ⁴)	Kvadratický moment
M _K	(N/mm)	Krouticí moment
M _O	(N/mm)	Ohybový moment
N	(N)	Normálová síla
p	(Mpa)	Tlak
s	(mm)	Stoupání závitu
T	(N)	Tečná síla
u	(mm)	Posuv
ε _o	(-)	Poměrná osová deformace
ε _r	(-)	Poměrná radiální deformace
ε _t	(-)	Poměrná tečná deformace
ν	(-)	Poissonovo číslo
ρ	(g/mm ³)	Hustota
σ _o	(N/mm ²)	Osové napětí
σ _r	(N/mm ²)	Radiální napětí
σ _t	(N/mm ²)	Tečné napětí
τ	(N/mm ²)	Smykové napětí
ω	(rad/s ⁻¹)	Úhlová rychlost

Obsah

Seznam použitých symbolů.....	7
1 Úvod	10
2 Hřídelové spojky	11
2.1 Rozdělení spojek	11
3 Mechanicky neovládané spojky	12
3.1 Nepružné spojky	12
3.1.1 Pevné spojky	12
3.1.2 Vyrovnávací spojky	14
3.2 Pružné spojky	16
3.2.1 Spojka s kovovými členy.....	16
3.2.2 Spojka s nekovovými členy.....	17
4 Mechanicky ovládané spojky	18
4.1 Výsuvné spojky.....	18
4.1.1 Mechanicky řazené spojky	19
4.1.2 Hydraulicky řazené spojky	19
4.1.3 Pneumaticky řazené spojky	20
4.1.4 Elektricky řazené spojky.....	20
4.2 Pojistné spojky	20
4.2.1 Pojistná spojka se střížnými kolíky	20
4.2.2 Prokluzovací lamelová spojka.....	21
4.2.3 Vysmekovací kuličková spojka.....	21
4.3 Rozběhové spojky.....	22
4.3.1 Rozběhová spojka s neřízeným záběrem.....	23
4.3.2 Rozběhová spojka se záběrem řízeným pružinami	23
4.4 Volnoběžné spojky	24
4.4.1 Volnoběžná axiální spojka.....	24
4.4.2 Volnoběžná radiální spojka	24
5 Hydraulické spojky	25
6 Elektrické spojky.....	25
7 Magnetické spojky	25
8 Vybrané partie z Pružnosti a pevnosti.....	26
8.1 Silnostěnné nádoby	26
8.2 Rotující kotouč.....	30
8.3 Křivé pruty	34
8.3.1 Rovinný ohyb	35

8.3.2	Prostorový ohyb s krutem.....	36
9	Provedení vynálezu.....	37
10	Výpočtový model.....	39
10.1	Ohnutí pružiny do věnce.....	39
10.2	Přenos krouticího momentu třením.....	42
10.3	Pouzdro.....	45
10.3.1	Oblast 1.....	47
10.3.2	Oblast 2.....	49
10.3.3	Zjednodušený model výpočtu redukovaného napětí v oblasti 2.....	51
10.3.4	Oblast 3.....	55
11	Numerický model pouzdra.....	57
11.1	Zatížení krouticím momentem.....	58
11.2	Zatížení odstředivou silou.....	60
11.3	Výsledné napětí.....	61
12	Závěr.....	62
13	Zdroje.....	63
14	Seznam obrázků.....	64

1 Úvod

Hřídelové spojky mají v dnešním světě velice široké použití. Můžeme je nalézt ve všech odvětvích, v osobních automobilech, zemědělských strojích, lodích, ale i v průmyslových pohonech například v ocelářském průmyslu. Proto má určitě smysl stále zdokonalovat konstrukce spojek, abychom docílili zlepšení vlastností a zároveň snížení nákladů na výrobu a údržbu.

Hřídelové pružné spojky se v principu skládají z připojovacích částí na hnaný nebo hnací hřídel a pružných členů.

Ve své bakalářské práci se zabývám pružnou spojkou, kterou navrhl Ing. Karel Vítek, CSc. a je zaregistrovaná jako patent č. 305268. Její konstrukce je detailně popsána v samostatné kapitole.

Mým úkolem je určit, jakým způsobem jsou namáhány vybrané součásti spojky při její funkci, kdy přenáší výkon mezi hnacím a hnaným hřídelem. Následně u těchto částí pro jejich namáhání vytvořit model stavu napjatosti.

Pro vybranou komponentu uvést možnost analýzy stavu napjatosti numerickou metodou MKP v konstrukčním programu Inventor, modulu Simulation Mechanical.

2 Hřídelové spojky

[1]Hřídelové spojky slouží k přenosu točivého pohybu a točivého momentu z hnacího stroje na hnaný souosými i různoběžnými hřídeli, protínajících se pod ostrým úhlem. Dále slouží k ochraně celého soustrojí před přetížením, popř. i k tlumení torzních kmitů. Někdy se spojky používají k usnadnění montáže nebo z výrobních důvodů. Spojka se skládá ze tří členů: hnacího, hnaného a spojovacího. Hnací a hnaný člen je uložen na příslušném hnacím nebo hnaném hřídeli; spojovací člen tvoří souhrn součástí nebo hmot, které spojují hnací člen s hnaným využíváním vhodných fyzikálních zákonitostí.

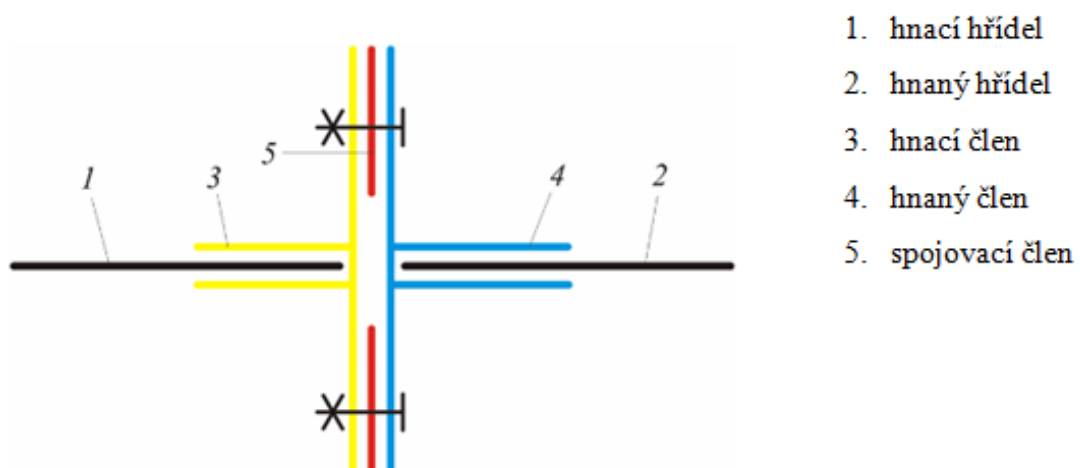
Při navrhování spojek by se měl konstruktér řídit několika pravidly. Spojka se umísťuje co nejbližše ložiska, aby na hřídeli nevznikal přídavný ohybový moment. Měla by být snadno rozebíratelná a pokud možno co nejlehčí. Rychloběžné spojky musejí být celé obrobené a je nezbytné je vyvážit. U rotačních tvarů nesmějí vyčnívat jakékoli výstupky.

2.1 Rozdělení spojek

Spojky se dají rozlišovat podle různých kritérií. Obvykle se vychází z normy ČSN 02 6400, která spojky rozděluje podle způsobu přenosu točivého momentu na 5 základních skupin.

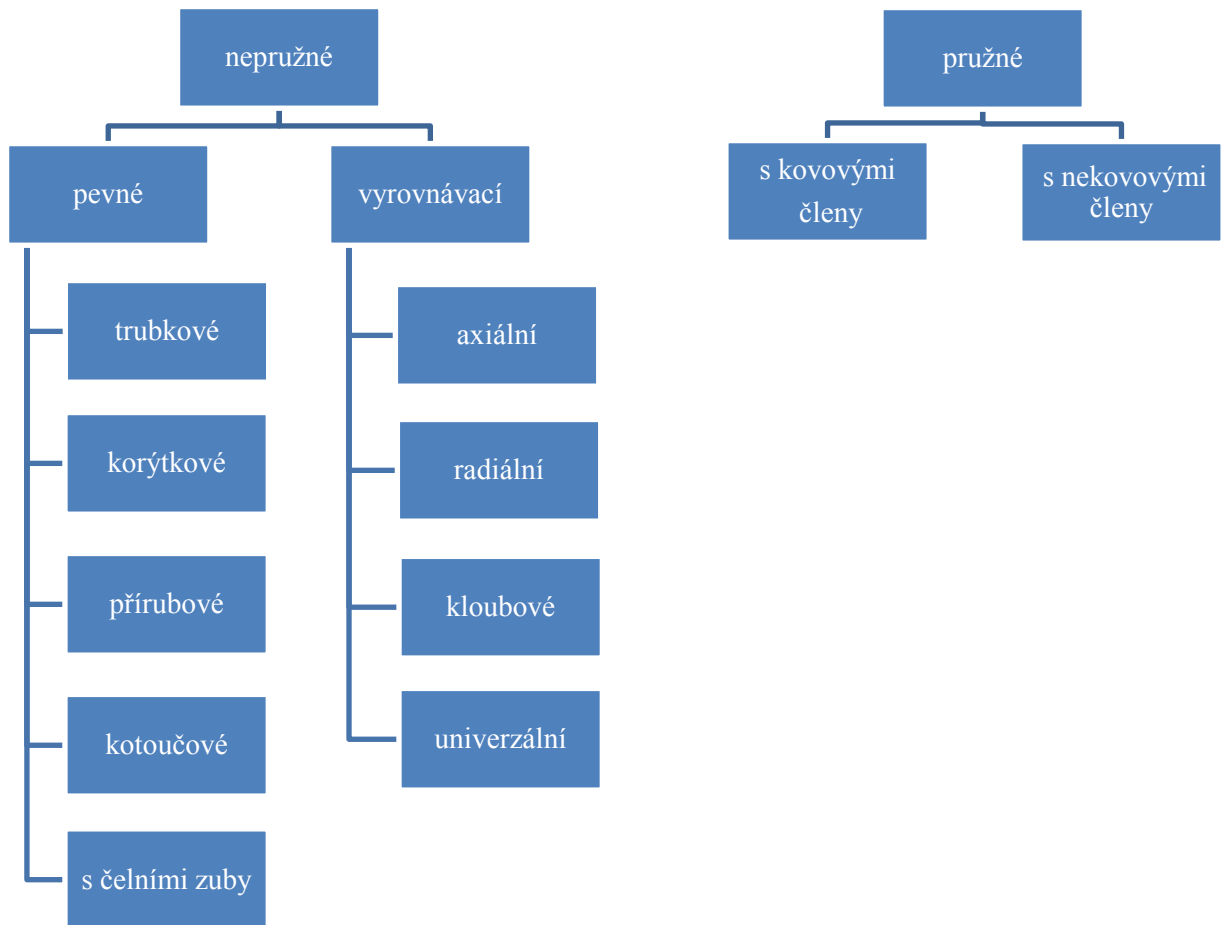
Mechanicky neovládané, mechanicky ovládané, hydraulické, elektrické a magnetické.

Uvedené skupiny se dále ještě dělí, kromě magnetických, které se už nečlení.



Obr. 1 Schéma hřídelové spojky

3 Mechanicky neovládané spojky



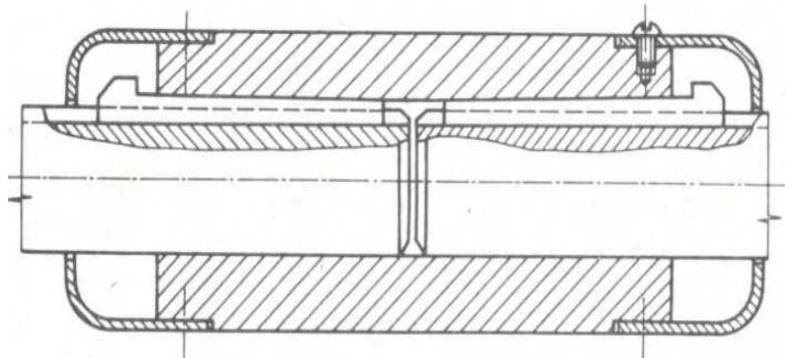
3.1 Nepružné spojky

3.1.1 Pevné spojky

Pevnými spojkami se dosahuje trvale pevného spojení dvou hřídelů bez možnosti jejich relativního pohybu. Spojované hřídele musí být naprosto souosé. Proměnné krouticí momenty jsou přenášeny v plném rozsahu z jednoho hřídele na druhý. Pevné spojky mohou přenášet i určité ohybové momenty. Je však vhodné, aby byly umístěny blízko ložisek. Jsou konstrukčně jednoduché a levné. Krouticí moment má být přenášen jen spojujícím členem spojky. Pero nebo klín je jen pro pojištění.

Trubkové spojky

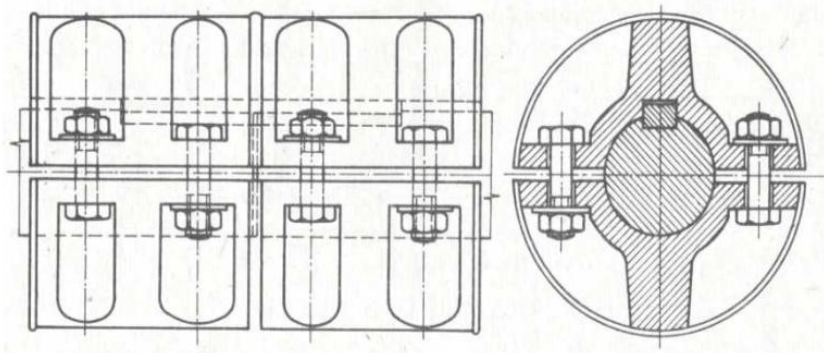
Oba konce hřídelů se zasunou do silnostěnné trubky a upevní klíny s nosem, kolíky nebo šrouby. Hodí se jen pro hřídele o stejných průměrech. Krouticí moment je přenášen přes klíny a silnostěnnou trubku.



Obr. 2 Trubková spojka [2]

Korýtkové spojky

Je to dvojdílná spojka, která se skládá ze dvou shodných těles. Spojka tvoří se spojovacími hřídeli v podstatě svěrné spojení. Krouticí moment se přenáší třením, spojovací pero zajišťuje spojku proti pootočení. Tato spojka není vhodná pro přenos nárazových nebo střídavých krouticích momentů nebo pro spojování hřídelů rozdílných průměrů. Dá se jen obtížně vyvažovat. Proto se používá pro hřídele s menším počtem otáček a klidné zatížení.

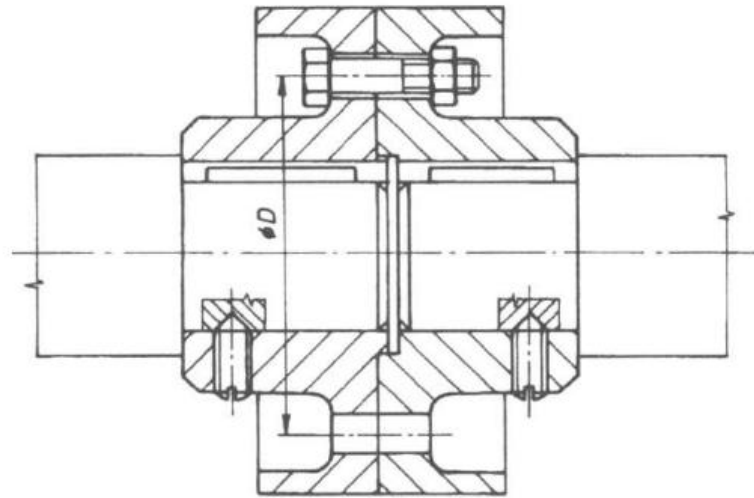


Obr. 3 Korýtková spojka [2]

Kotoučové spojky

Je konstrukčně i výrobně jednoduchá a spolehlivá a hodí se pro přenos velkých krouticích momentů působících střídavě i nárazově. Skládá se ze dvou kotoučů, které jsou naklínovány

nebo nalisovány na konce hřídelů. Kotouče jsou na sebe zpravidla středěny nákrůžkem. Krouticí moment se z jednoho kotouče na druhý přenáší smýkáním dřívku šroubu.



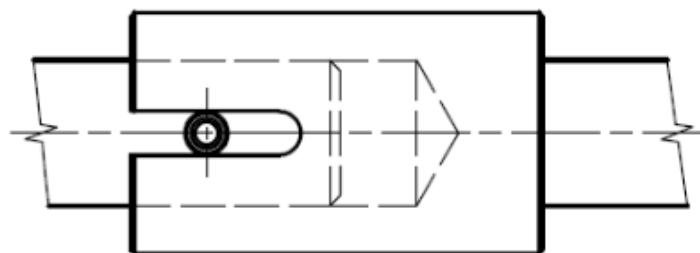
Obr. 4 Kotoučová spojka [2]

3.1.2 Vyrovnávací spojky

Dovolují spojovaným hřídelům určitý posuv ve směru osy hřídele (v axiálním směru), např. tam, kde dochází k osovému posuvu v důsledku tepelných změn nebo umožňují přenos krouticího momentu při spojení nesouosých hřídelů.

Axiální trubková spojka

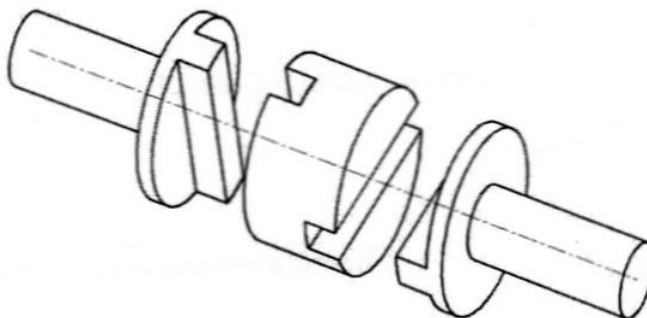
Hřídel je uložen v otvoru hnaného hřídele s malou vůlí, dovolující osový posuv. Krouticí moment přenáší kolík, který je namáhám smykem. Kolík je v hřídeli pevně uložen, v trubce volně.



Obr. 5 Axiální trubková spojka [3]

Radiální spojka s křížovým kotoučem (Oldhamova)

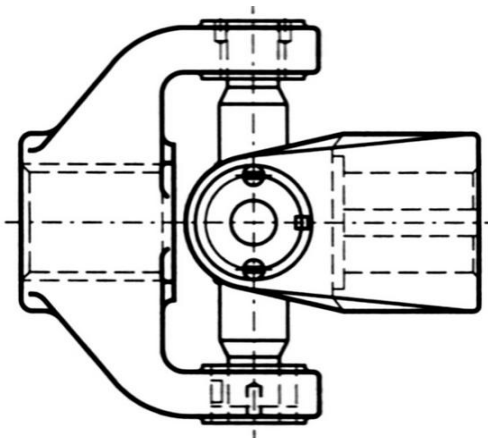
Tato spojka se používá pro přenos krouticího momentu mezi dvěma nesouosými, ale rovnoběžnými hřídeli. Je tvořena hnací a hnanou částí, které bývají zpravidla stejné a za středního křížového kusu, který do nich zapadá svými vybránými nebo výstupky.



Obr. 6 Oldhamova spojka [3]

Kloubové spojky

Umožňuje přenos krouticího mezi dvěma různoběžnými hřídeli. Moment se přenáší přes čepy, uložené ve vidlicích, které jsou namáhány na smyk. Úhlová rychlost během otáčky kolísá, při použití dvou spojek se vyrovnává.

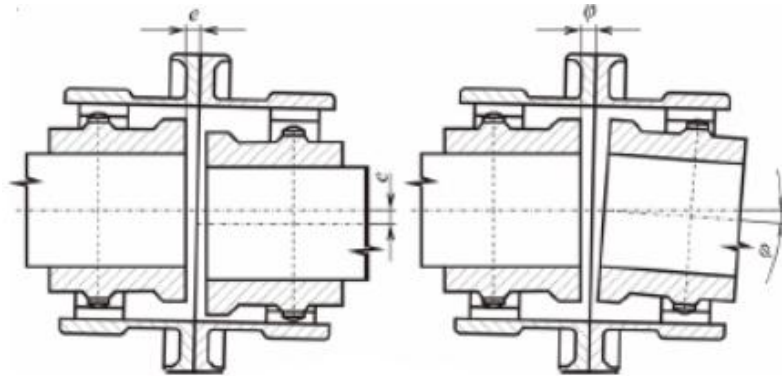


Obr. 7 Kloubová spojka [3]

Univerzální zubová spojka

Na hnací i hnaný hřídel jsou nasazeny dva stejné náboje, které mají vnější ozubení. Boky zubů mohou být soudečkového typu nebo rovné. Do tohoto vnějšího ozubení zapadá vnitřní ozubení objímky. Objímka je tvořena dvěma částmi, které jsou středěné a sešroubované.

Vnitřní ozubení objímky má přímé zuby. K přenosu krouticího momentu dochází pomocí tvarového styku mezi zuby objímky a nábojů. Spojka vyrovnává úhlové výchylky, osový posuv i přesazení hřídelů.



Obr. 8 Univerzální zubová spojka [3]

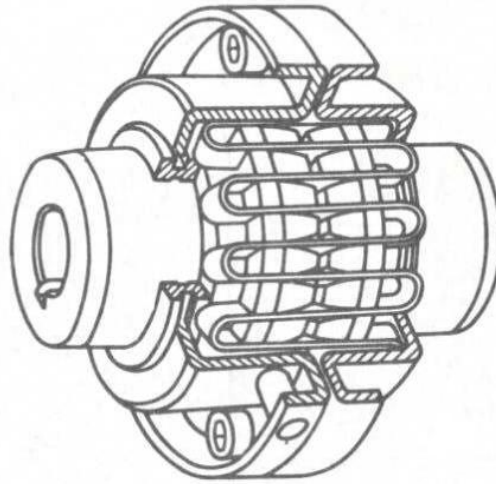
3.2 Pružné spojky

Spojícím členem hnací a hnané části spojky je jeden nebo více pružných článků. Materiálem pružných členů je kov, pryž, kůže nebo plasty. Pružné spojky změkčují rázy tím, že částečně pohlcují energii rázu pružnými články a mění ji převážně v tepelnou energii, částečně v pružných člancích v deformační práci. Pružné spojky tlumí rázy krouticího momentu a dokážou měnit kritické otáčky převodového mechanismu. Chrání mechanismus před rezonančními torzními kmity, vznikajícími nerovnoměrností krouticího momentu. Jejich výhodou je, že nevyžadují úplnou sousost spojovaných hřídelů. Tyto vlastnosti mají díky pružinám, které mohou být různě uspořádány a podle toho se mění i namáhání těchto pružin.

3.2.1 Spojka s kovovými členy

Spojka s hadovitou pružinou (Bibi)

Na obvodu hnacího a hnaného kotouče má drážky, do kterých je vložena ocelová vinutá pružina. Je vhodná pro proměnlivé zatížení, umožňuje i reverzaci otáček. Snižuje rázy a může pracovat v prašném a vlhkém prostředí. Krouticí moment je přenášen pružinou, která se deformuje.

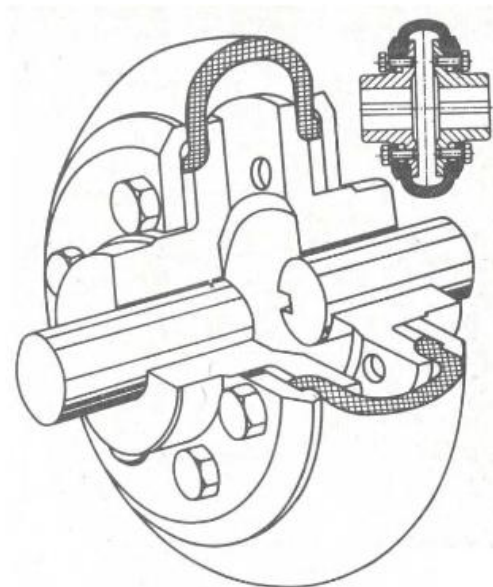


Obr. 9 Spojka s hadovitou pružinou [4]

3.2.2 Spojka s nekovovými členy

Pružná spojka obručová (Periflex)

Skládá se ze dvou kotoučů spojených pryžovou obručí, která je přichycena přítlačnými prstenci. Spojka má tichý chod a umožňuje úhlovou i osovou odchylku. Krouticí moment je přenášen z jednoho kotouče na druhý přes pryžovou obruč.



Obr. 10 Pružná spojka obručová [4]

4 Mechanicky ovládané spojky

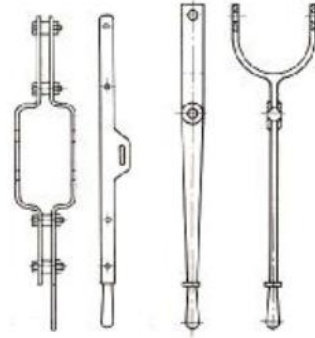


4.1 Výsuvné spojky

Výsuvné spojky umožňují spojení nebo rozpojení hnacího a hnaného hřídele za klidu nebo za provozu. Rozdělují se na zubové a třecí. U zubových spojek se přenáší krouticí moment ozubením na čelní nebo válcové ploše, u třecích spojek třecími silami, které vznikají mezi činnými plochami spojky. Zubové spojky se zapínají za klidu nebo při malém rozdílu otáček hnacího a hnaného hřídele. Třecími spojkami se dosahuje pozvolného a plynulého rozběhu při jakémkoliv rozdílu otáček hnacího a hnaného hřídele. Třecí spojka může být konstruována také jako pojistná, protože má tu vlastnost, že při přetížení mohou třecí plochy prokluzovat. Výsuvné spojky se musí po zapnutí spolehlivě spojit a nesmí docházet k rázům. Ani při častém používání by se neměly moc opotřebovat a nemělo by ani docházet k velkému zahřívání samotné spojky. K zapínání a vypínání slouží ovládací zařízení. Tato zařízení mohou být mechanická, pneumatická, elektrohydraulická a elektromagnetická. Volba druhu ovládacího zařízení je závislá na požadavcích kladených na spojku, tj. na velikosti přenášeného výkonu, na počtu ovládacích cyklů za časovou jednotku, na umístění ovládacího ústrojí apod. Spojení ovládacího zařízení s přesuvnou částí spojky je provedeno zpravidla pákou, výjimečně pákovým systémem spolu s přesouvacím kroužkem nebo kluznými kameny. Pro uchycení kroužku je pohyblivá část spojky opatřena nákrůžkem nebo drážkou.

4.1.1 Mechanicky řazené spojky

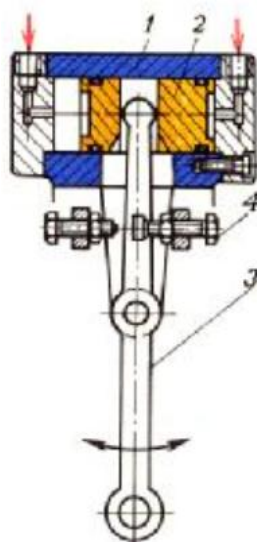
Spojka se zapíná a vypíná ovládacím zařízením spojky, mechanismem složeným z přesouvacího kroužku zasazeného do drážky nebo na rybinu výsuvné části spojky a z pákového mechanismu. Přesouvací kroužek je zpravidla dvoudílný spojený šrouby. Do kroužku jsou zašroubovány dva čepy, které zapadají do ok přesouvací páky. Přesouvací kroužek je vydatně mazán.



Obr. 11 Přesouvací páky [5]

4.1.2 Hydraulicky řazené spojky

Provedení spojky je stejné jako u výsuvných spojek mechanicky řazených. Ovládání spojky je hydraulické, tlakovým olejem. Patří do skupiny spojek dálkově ovládaných. Výhodou je plynulý záběr změnou tlaku oleje, nevýhodou je ztráta oleje netěsností. Vzhledem k tomu, že tlakový olej je k dispozici u většiny zařízení, je toto ovládání často používáno.

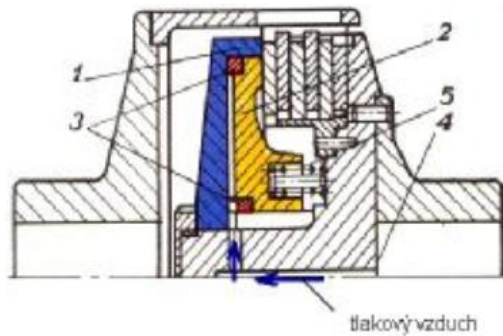


- 1- tlakový válec
- 2- píst s pístními kroužky
- 3- dvouramenná páka
- 4- stavěcí šrouby

Obr. 12 Hydraulicky řazená spojka [5]

4.1.3 Pneumaticky řazené spojky

Ovládání se skládá z tlakového válce a pístu s těsnícími kroužky podobně jako u hydraulického řazení, ale nepoužívá se tak často.



- 1- válec
- 2- píst
- 3- těsnící kroužek
- 4- přívod tlakového vzduchu
- 5- pružina

Obr. 13 Pneumaticky řazená spojka [5]

4.1.4 Elektricky řazené spojky

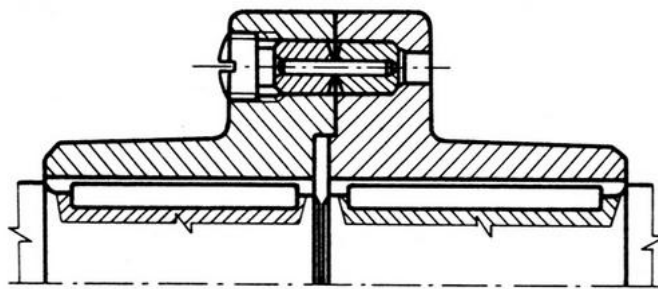
Ideální poháněcí prvky pro stroje ovládané tlačítky, pro stroje ovládané z několika míst a pro stroje automaticky řízené. Jsou vhodné pro mechanizaci a automatizaci výrobních obráběcích linek, balících a potravinářských strojů a v textilním průmyslu.

4.2 Pojistné spojky

Při přetížení strojů, ke kterému někdy dochází, jsou součásti značně namáhané, takže může nastat trvalá deformace nebo i jejich porušení, popř. spálení vinutí motoru. Aby se tomu zabránilo, zařazují se do mechanismů spojky pojistné. Ty nejsou schopny přenášet zvýšený krouticí moment při přetížení a dojde k porušení spojovacího členu, nebo k vzájemnému prokluzu hnací a hnané části pojistné spojky. Dělí se na spojky s přerušitelnými prvky, vysmekovací a prokluzovací.

4.2.1 Pojistná spojka se střížnými kolíky

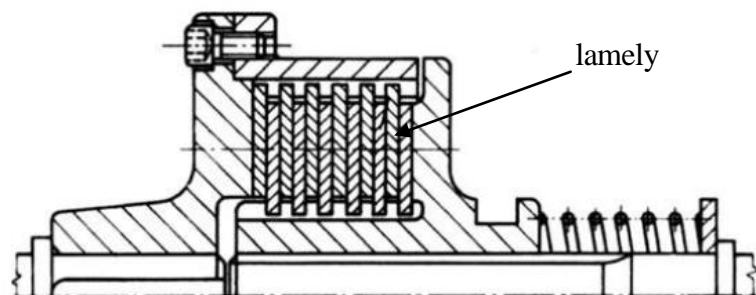
Při nežádoucím zvýšení krouticího momentu se přestříhne kolík, který spojuje obě části spojky. Kolíky jsou ocelové, málokdy litinové. Jsou vsazeny do kalených pouzder, které zabraňují otlacení okolních kotoučů. Při přestřížení se kolíky nahradí novými. Používají se i pro přenos velkých momentů. Moment se přenáší přes kolík, který je namáhán stříhem.



Obr. 14 Pojistná spojka se střížnými kolíky [2]

4.2.2 Prokluzovací lamelová spojka

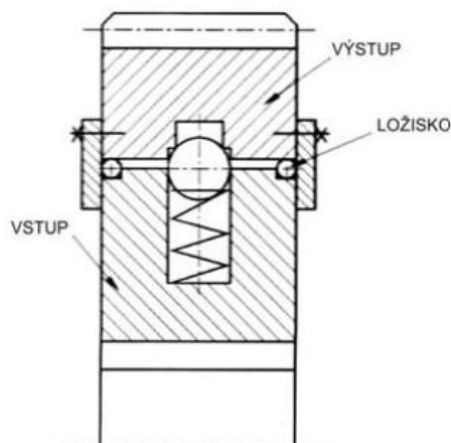
Krouticí moment je přenášen pomocí tření mezi lamelami. Při překročení krouticího momentu začnou prokluzovat. Třecí plochy jsou mazány olejem. Hřídele musí být souosé. Používá se u strojů, kde se předpokládá časté krátkodobé přetížení. Velikost maximálního krouticího momentu lze seřídit stavěcími šrouby pružin.



Obr. 15 Prokluzovací lamelová spojka [2]

4.2.3 Vysmekovací kuličková spojka

Pojistné spojky kuličkové jsou vhodné pro přenos malých a středních krouticích momentů. Jejich nejčastější použití je v konstrukci pohonů obráběcích strojů. Spojku je možno konstruovat jako axiální a radiální. U axiálního uspořádání tvoří sedlo kuliček kuželová plocha, u radiálního provedení sedí kuličky na hraně válcového otvoru o něco menšího průměru, než je průměr kuličky. S ohledem na přenášený krouticí moment je vhodné umísťovat kuličky na větších roztečných průměrech. Sedla, na které kuličky dosedají, jsou cementována a kalena nebo povrchově kalena. Velikost spojky se volí podle přenášeného krouticího momentu.



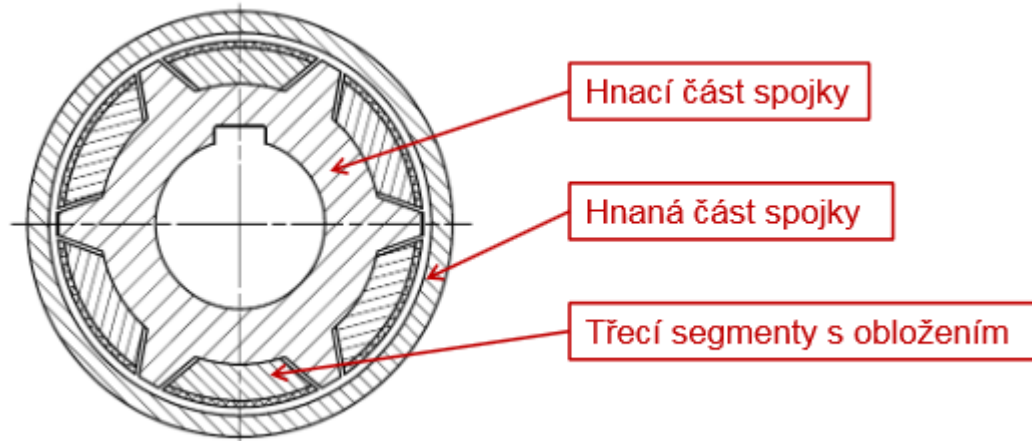
Obr. 16 Vysmekovací kuličková spojka [2]

4.3 Rozběhové spojky

Rozběhové spojky jsou spojky s automatickým zapínáním. Pracují na principu zapínání odstředivou silou. Umožňují nezátížený rozběh těchto hnacích strojů, jejichž krouticí moment se mění v závislosti na otáčkách, např. elektromotorů s kotvou nakrátko, spalovacích motorů apod. Rozběhová spojka má umožnit rozběh těchto strojů do určitých otáček bez zatížení. Kdyby se takový hnací stroj spojil se strojem hnaným již při nízkých otáčkách, nebo dokonce při otáčkách nulových (např. pevnou spojkou), musel by být dimenzován na rozběhový moment a při provozních otáčkách by pracoval nevyužit. Pro pohon různých strojů a zatížení se stále častěji používá elektromotoru s kotvou nakrátko, protože má řadu výrobních i provozních výhod. Při zapnutí tohoto motoru však vzniká proudový náraz, a proto předpisy připouštějí přímé zapojení motoru na síť pouze do výkonu 3 kW. Dle charakteristiky tohoto motoru dosahuje hodnota záběrového proudu nejméně šestinásobku proudu zatíženého motoru při jmenovitých otáčkách. Zvýšení záběrového proudu se nelze vyhnout, lze však zkrátit dobu jeho trvání a tím podstatně omezit jeho vliv v síti. Předpisy připouštějí, aby záběrový proud trvající kratší dobu než 0,2 s nebyl uvažován jako proudový náraz. Takový stav, kdy rozběh motoru netrvá déle než 0,2 s, nastává, jestliže se motor rozbíhá bez zatížení. Pak lze přímo na síť zapojit i motory s větším výkonem než 3 kW. Zařízení, která umožňují rozběh motoru naprázdno do plných nebo téměř plných provozních otáček jsou právě automatické rozběhové spojky. Tyto spojky rozdělujeme do tří skupin a to na spojky s neřízeným záběrem, se záběrem řízeným pružinami a se záběrem zpožděným.

4.3.1 Rozběhová spojka s neřízeným záběrem

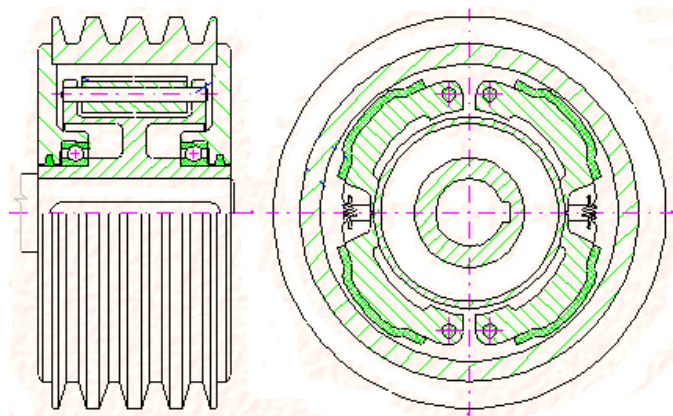
Jedná se o spojku odstředivou, proto velikost přitlačné síly závisí na velikosti otáček. Skládá se z hnací části, kterou tvoří náboj s vybráním pro odstředivé třecí segmenty. Hnaná část spojky je třecí náboj na jehož vnitřní stranu se po dosažení potřebných otáček přitisknou třecí segmenty.



Obr. 17 Rozběhová spojka s neřízeným záběrem [6]

4.3.2 Rozběhová spojka se záběrem řízeným pružinami

Je obdobou rozběhové spojky s neřízeným záběrem, má jen čtyři vlečné, třecí segmenty, vedené ve vybráních. Ve výřezech hnací části jsou uloženy čtyři ploché pružiny, které procházejí vlečnými a brání třecím segmentům v okamžitém záběru.



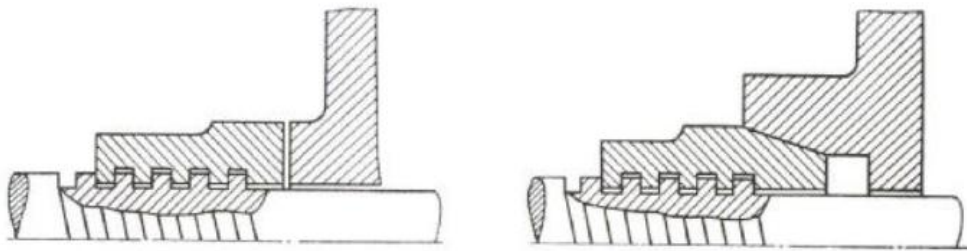
Obr. 18 Rozběhová spojka se záběrem řízeným pružinami [6]

4.4 Volnoběžné spojky

Volnoběžné spojky spojují hnací a hnaný hřídel pouze při otáčení v jednom smyslu. Přerušili se hnací moment a hnaná část začne předbíhat, spojka se samočinně rozpojí.

4.4.1 Volnoběžná axiální spojka

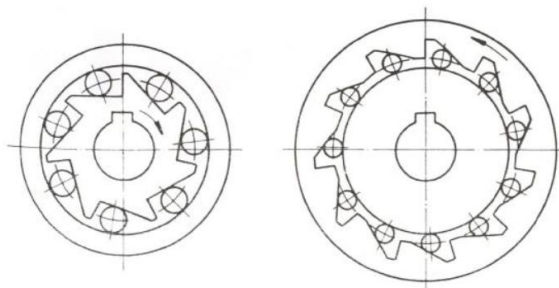
Axiální volnoběžné spojky se hodí pro přenos jen nízkých krouticích momentů. Hnacím elementem je šroub s pohybovým závitem a matice s čelní nebo kuželovou třecí plochou. Při otáčení šroubu v jednom smyslu dojde k posunu matice ke hnané části a ke styku obou částí na třecích plochách, při otáčení v opačném smyslu dojde k rozpojení spojky. Krouticí moment je přenášen maticí která je namáhaná tlakem.



Obr. 19 Volnoběžná axiální spojka [6]

4.4.2 Volnoběžná radiální spojka

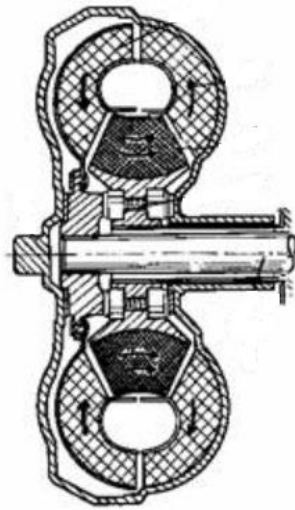
Radiálních volnoběžných spojek se používá mnohem více než spojek axiálních. Konstruují se pro přenos malých i středních krouticích momentů. Vyrábějí se ve dvou základních konstrukčních úpravách, a to s vybráním pro svěrné válečky ve vnitřní části volnoběhu, nebo ve vnější části volnoběhu.



Obr. 20 Volnoběžná radiální spojka [6]

5 Hydraulické spojky

Druh spojky, který využívá k přenosu krouticího momentu kapalinu. Čerpadlo je roztáčeno motorem, čímž se rozpohybuje olej uvnitř spojky, který se pomocí lopatek a odstředivou silou dostává od středu spojky k jejímu okraji, kde působí na lopatky turbíny, kterou roztáčí. Nastavením lopatek se mění převodový poměr. Výhodou je, že nepřenáší rázy a kmity způsobené motorem do převodového ústrojí. Nevýhodou je velká hmotnost a vysoká cena.



Obr. 21 Hydraulická spojka [7]

6 Elektrické spojky

Liší se tím, že u nich nedochází k mechanickému styku částí spojky. Při zapnutí proudu vzniká magnetické pole, které se otáčí s magnetovým kolem. V kotvě se indukují proud. Vzájemným působením proudu v kotvě a magnetického pole kola vzniká krouticí moment.

7 Magnetické spojky

Magnetické spojky slouží k bezkontaktnímu přenášení krouticího momentu. Skládají se ze dvou protilehlých nábojů, které jsou osazeny silnými magnety. Krouticí moment lze měnit rozdílnou vzdáleností mezi magnety.

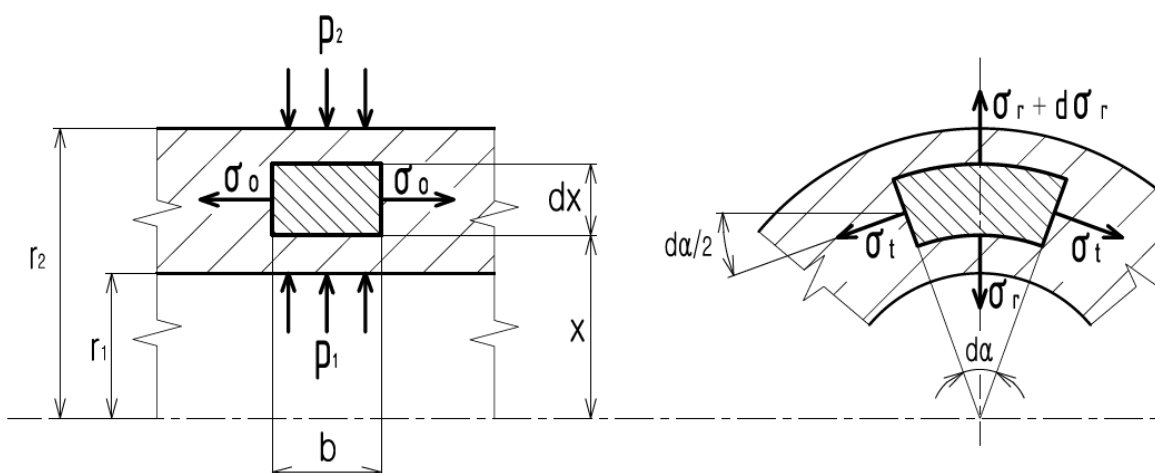
8 Vybrané partie z Pružnosti a pevnosti

8.1 Silnostěnné nádoby

Silnostěnné nádoby jsou rotačně symetrické konstrukční prvky tvaru dutého válce, jež jsou zatíženy rovnoměrně rozloženými tlaky na vnitřním i na vnějším povrchu [8]. Jelikož ve stěně pláště silnostěnné nádoby z důvodu symetrie nepůsobí žádná smyková napětí, výsledná normálová napětí jsou přímo hlavními. Tyto nádoby rozdělujeme na uzavřené, které mají dna a tlakové síly na ně působící vyvolávají osově napětí, které je po celé stěně pláště konstantní. Dále na nádoby otevřené, kde osově napětí v plášti nevzniká.

Uvažujeme, že pro materiál pláště nádoby platí Hookeův zákon. Nádoba, zatížení a tedy i napětí a deformace jsou rotačně symetrické, takže napětí a deformace závisí jen na vzdálenosti od osy nádoby. Stav napětí a deformace zjišťujeme v takové vzdálenosti od dna, aby jím nebyl ovlivněn. Plášť nádoby má vnitřní poloměr r_1 , vnější poloměr r_2 , vnitřní tlak p_1 a vnější tlak p_2 – viz obr. 22.

Pro sestavení matematického modelu stavu napjatosti v nádobě vyjmeme element viz obr. 22 a napíšeme rovnici rovnováhy v radiálním směru. Ve stěnách elementu uvažujeme 3 hlavní napětí; radiální napětí σ_r , tečné σ_t a osově σ_o . Poměrné deformace v těchto směrech jsou označeny ε_r , ε_t , ε_o . Materiál předpokládám s Youngovým modulem E a Poissonovým číslem ν .



Obr. 22 Uvolnění elementu pláště nádoby

$$(\sigma_r + d\sigma_r) \cdot b \cdot (x + dx) \cdot d\alpha - \sigma_r \cdot b \cdot x \cdot d\alpha = 2 \cdot \sigma_t \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} \cdot b \cdot dx \quad (1)$$

Jelikož je úhel $d\alpha$ dostatečně malý, můžeme zavést linearizaci, že $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$. Osově napětí neovlivňuje rovnici rovnováhy v radiálním směru, proto jej dále považujeme za nulové.

$$\begin{aligned} \sigma_r \cdot b \cdot x \cdot d\alpha + \sigma_r \cdot b \cdot dx \cdot d\alpha + d\sigma_r \cdot b \cdot x \cdot d\alpha + d\sigma_r \cdot b \cdot dx \cdot d\alpha &= \sigma_t \cdot b \cdot dx \cdot d\alpha \\ (\sigma_r \cdot dx + d\sigma_r \cdot x + d\sigma_r \cdot dx) \cdot b \cdot d\alpha &= \sigma_t \cdot b \cdot dx \cdot d\alpha \end{aligned}$$

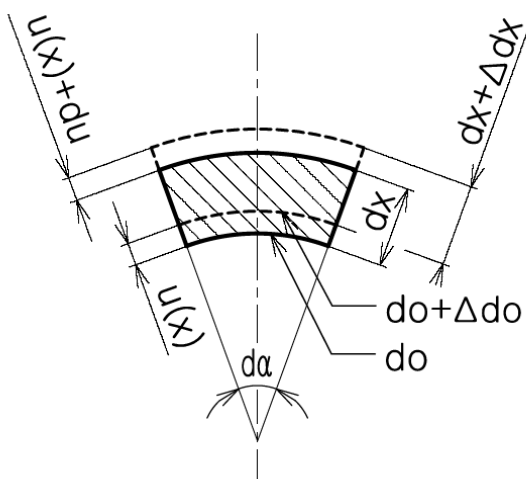
Za předpokladu, že součin diferenciálů $d\sigma_r \cdot dx$ je zanedbatelný a také, že $b \neq 0$, $d\alpha \neq 0$ upravíme rovnici do tvaru.

$$\sigma_r \cdot dx + d\sigma_r \cdot x = \sigma_t \cdot dx$$

Součet $\sigma_r \cdot dx + d\sigma_r \cdot x$ lze napsat jako derivaci součinu $d(\sigma_r \cdot x)$.

$$d(\sigma_r \cdot x) - \sigma_t \cdot dx = 0 \quad (2)$$

Tímto jsme získali diferenciální rovnici, ve které však vystupují dvě neznámá hlavní napětí. Za ně dosadíme poměrná prodloužení, která už budou záviset pouze na posuvu $u(x)$ (obr. 23).



Obr. 23 Přetvoření elementu silnostěnné nádoby

poměrné prodloužení v radiálním směru:

$$\varepsilon_r(x) = \frac{\Delta dx}{dx} = \frac{dx + [u(x) + du] - u(x) - dx}{dx} = \frac{du}{dx} = u'(x) \quad (3)$$

poměrné prodloužení v tečném směru:

$$\varepsilon_t(x) = \frac{\Delta do}{do} = \frac{[x + u(x)] \cdot d\alpha - x \cdot dx}{x \cdot d\alpha} = \frac{u(x)}{x} \quad (4)$$

Poměrná prodloužení (3), (4) dosadíme do rozšířeného Hookeova zákona a z něj pak vyjádříme hlavní napětí σ_r , σ_t .

Rozšířený Hookeův zákon:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_r - \nu \cdot \sigma_t] \qquad \varepsilon_t = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_t - \nu \cdot \sigma_r]$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \left[u'(x) + \nu \cdot \frac{u(x)}{x} \right] \quad (5)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \left[\frac{u(x)}{x} + \nu \cdot u'(x) \right] \quad (6)$$

Takto vyjádřená hlavní napětí (5), (6) dosadíme do rovnice (3,4).

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

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

Předpokládáme, že se jedná o reálný materiál, pro který je $\frac{E}{1 - \nu^2} \neq 0$ a také, že diferenciál dx je nekonečně malý, avšak nenulový $dx \neq 0$. Rovnici tedy upravíme do následujícího tvaru.

$$u''(x) \cdot x + u'(x) - \frac{u(x)}{x} = 0 \quad (7)$$

Získali jsme homogenní diferenciální rovnici druhého řádu. Vyskytuje se zde už jen jediná neznámá a to posuv $u(x)$. Odhad řešení této rovnice je vždy polynom ve tvaru $u(x) = x^n$. Provedeme tedy 1. a 2. derivaci polynomu a dosadíme do (7).

$$u'(x) = n \cdot x^{n-1} \qquad u''(x) = n \cdot (n-1) \cdot x^{n-2}$$

$$\begin{aligned} n \cdot (n-1) \cdot x^{n-2} \cdot x + n \cdot x^{n-1} - \frac{x^n}{x} &= 0 \\ x^{n-1} \cdot [n \cdot (n-1) + n - 1] &= 0 \end{aligned}$$

Za předpokladu, že $x^{n-1} \neq 0$, tak musí být nula rovna hranaté závorce.

$$\begin{aligned} n \cdot (n-1) + n - 1 &= 0 \\ n &= \pm 1 \end{aligned}$$

Řešení $n = \pm 1$ generuje fundamentální systém x^1 a x^{-1} . Posuv $u(x)$ je lineární kombinací těchto řešení.

$$u(x) = c_1 \cdot x + \frac{c_2}{x} \quad (8)$$

Upravíme-li (8), získáme členy potřebné k dosazení do vztahů pro radiální (5) a tečné napětí (6).

$$\begin{aligned} u'(x) = c_1 - \frac{c_2}{x^2} \qquad \frac{u(x)}{x} = c_1 + \frac{c_2}{x^2} \\ \sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left[c_1 + \frac{c_2}{x^2} + \nu \cdot c_1 - \nu \cdot \frac{c_2}{x^2} \right] \end{aligned} \quad (9)$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot \left[c_1 - \frac{c_2}{x^2} + \nu \cdot c_1 - \nu \cdot \frac{c_2}{x^2} \right] \quad (10)$$

Je vidět, že se v rovnicích (9), (10) vyskytují stejné členy. Proto zavedeme nové konstanty K a C .

$$K = \frac{E}{1-\nu^2} \cdot [c_1 + \nu \cdot c_1] = \frac{E \cdot c_1}{1-\nu} \quad (11)$$

$$C = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot [c_2 + \nu \cdot c_2] = \frac{E \cdot c_2}{1 + \nu} \quad (12)$$

(11), (12) dosadíme do výrazů (9), (10) a získáme výsledné tečné a radiální napětí.

$$\sigma_t = K + \frac{C}{x^2} \quad (13) \quad \sigma_r = K - \frac{C}{x^2} \quad (14)$$

Konstanty K a C určíme z okrajových podmínek, které získáme z radiálního napětí na vnějším a vnitřním povrchu nádoby.

$$\sigma_r(r_1) = -p_1 \quad \sigma_r(r_2) = -p_2$$

Po dosazení okrajových podmínek do (13), (14) dostaneme výrazy pro konstanty K, C.

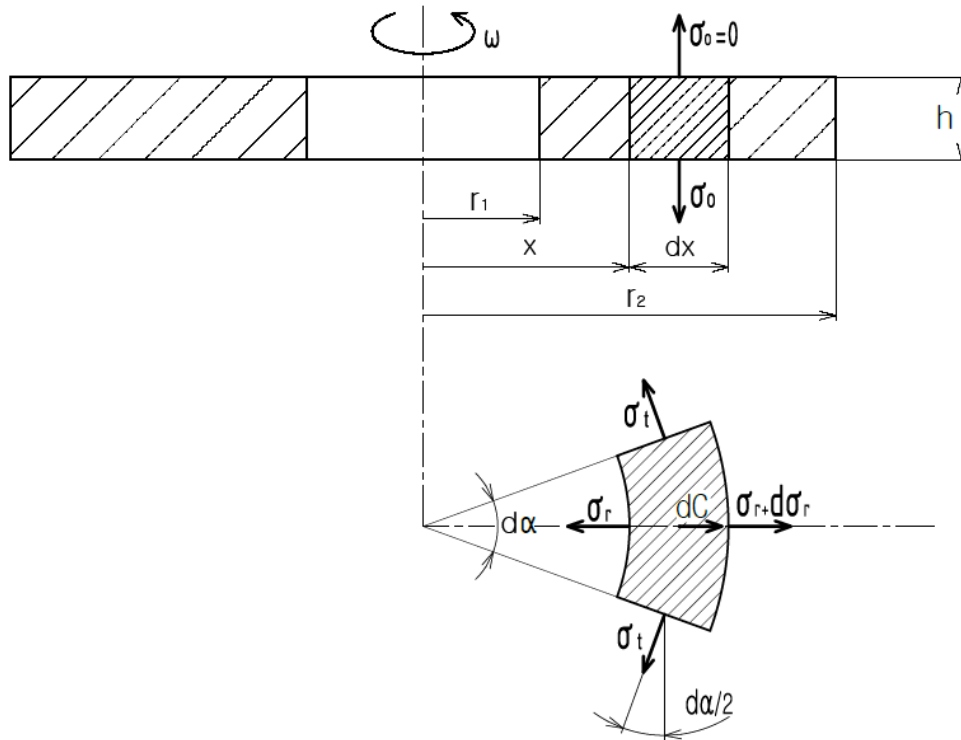
$$K = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad C = (p_1 - p_2) \cdot \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

8.2 Rotující kotouč

Rotující kotouč je těleso kruhového nebo mezikruhového tvaru. Jeho matematický model se velmi podobá silnostěnné nádobě, avšak rotující kotouč je navíc zatížen spojitě rozloženými odstředivými silami, které jsou vyvolány rotací kotouče kolem své osy úhlovou rychlostí ω . Pro určité aplikace mohou nastat případy, kdy je i vnitřní nebo vnější poloměr zatížen napětím např. od nalisování na hřídel nebo od lopatek umístěných na obvodě.

Kotouč má vnitřní poloměr r_1 , vnější poloměr r_2 a tloušťku h . V důsledku malé tloušťky h nemusíme uvažovat osové napětí- viz obr.24.

Pro sestavení matematického modelu stavu napjatosti v kotouči vyjmeme element (obr. 24) a napíšeme rovnici rovnováhy v radiálním směru. Ve stěnách elementu uvažujeme radiální napětí σ_r , tečné napětí σ_t a odstředivé síly C. Poměrné deformace v radiálním a tečném směru jsou označeny ϵ_r , ϵ_t . Materiál předpokládáme s Youngovým modulem E a Poissonovým číslem ν .



Obr. 24 Uvolnění elementu rotujícího kotouče

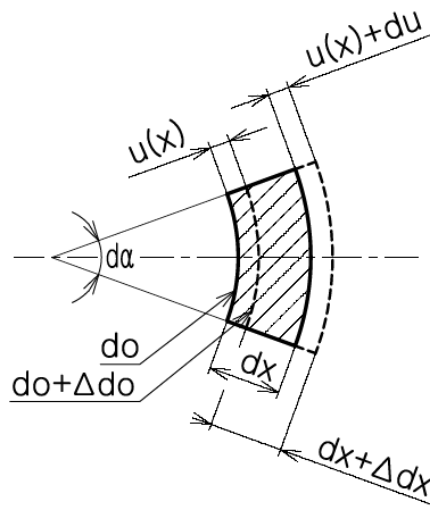
Upravíme rovnici a dosadíme za odstředivou sílu dC . Dále také $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$

$$[\sigma_r \cdot dx + d\sigma_r \cdot x - \sigma_t dx] \cdot h \cdot d\alpha = -\rho \cdot x^2 \cdot \omega^2 \cdot dx \cdot h \cdot d\alpha$$

Vydělíme výrazem $b \cdot d\alpha \cdot dx$.

$$\sigma_r + \frac{d\sigma_r \cdot x}{x} - \sigma_t = -\rho \cdot x^2 \cdot \omega^2 \quad (15)$$

Dostali jsme diferenciální rovnici, ve které jsou dvě neznámá napětí. K této rovnici musíme ještě přidat deformační podmínku, abychom to byli schopni vyřešit. Tu získáme z deformace elementu v radiálním a tečném směru (obr. 25).



Obr. 25 Přetvoření elementu rotujícího kotouče

poměrné prodloužení v radiálním směru:

$$\varepsilon_r(x) = \frac{\Delta dx}{dx} = \frac{dx + [u(x) + du] - u(x) - dx}{dx} = \frac{du}{dx} = u'(x) \quad (16)$$

poměrné prodloužení v tečném směru:

$$\varepsilon_t(x) = \frac{\Delta do}{do} = \frac{[x + u(x)] \cdot d\alpha - x \cdot dx}{x \cdot d\alpha} = \frac{u(x)}{x} \quad (17)$$

Poměrná prodloužení (16), (17) dosadíme do rozšířeného Hookeova zákona a z něj pak vyjádříme hlavní napětí σ_r , σ_t .

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \left[u'(x) + \nu \cdot \frac{u(x)}{x} \right] \quad (18)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \left[\frac{u(x)}{x} + \nu \cdot u'(x) \right] \quad (19)$$

Tato hlavní napětí nyní dosadíme do (15)

$$\begin{aligned} & \left[u'(x) + \nu \cdot \frac{u(x)}{x} \right] + \left[u''(x) + \nu \cdot \left(\frac{u'(x)}{x} - \frac{u(x)}{x^2} \right) \right] - \left[\frac{u(x)}{x} + \nu \cdot u'(x) \right] \\ & = -\rho \cdot x^2 \cdot \omega^2 \cdot \frac{1 - \nu^2}{E} \end{aligned}$$

Zavedeme tzv. zpevněný modul pružnosti, pro který platí.

$$E^+ = \frac{1 - \nu^2}{E}$$

Odstraníme závorky a upravíme.

$$u''(x) \cdot x + u'(x) - \frac{u(x)}{x} = -\frac{\rho \cdot x^2 \cdot \omega^2}{E^+} \quad (20)$$

Získali jsme nehomogenní diferenciální rovnici. Její řešení se skládá z homogenní a partikulární části. Homogenní řešení bude naprosto stejné jako v případě silnostěnné nádoby.

$$u_H(x) = c_1 \cdot x + \frac{c_2}{x} \quad (21)$$

Partikulární řešení odhadneme z tvaru pravé strany.

$$u_P(x) = K \cdot x^3 \quad (22)$$

Konstantu K určíme dosazením odhadu (22) do rovnice (20), ve které budeme potřebovat i 1. a 2. derivaci.

$$u_P'(x) = 3 \cdot K \cdot x^2 \qquad u_P''(x) = 6 \cdot K \cdot x$$

$$6 \cdot K \cdot x^2 + 3 \cdot K \cdot x^2 - K \cdot x^2 = -\frac{\rho \cdot x^2 \cdot \omega^2}{E^+}$$

Vyjádříme konstantu K .

$$K = -\frac{\rho \cdot \omega^2}{8 \cdot E^+} \quad (23)$$

Výsledné řešení posuvu je tedy součtem homogenního (8) a partikulárního řešení (9).

$$u(x) = c_1 \cdot x + \frac{c_2}{x} - \frac{\rho \cdot \omega^2}{8 \cdot E^+} \cdot x^3 \quad (24)$$

Dosazením posuvu (24) do rovnic (18), (19) získáme vztahy pro radiální a tečné napětí.

$$\sigma_r = E^+ \cdot \left[c_1 - \frac{c_2}{x^2} - \frac{3 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8 \cdot E^+} + \nu \cdot c_1 + \nu \cdot \frac{c_2}{x^2} - \nu \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8 \cdot E^+} \right]$$

$$\sigma_t = E^+ \cdot \left[c_1 + \frac{c_2}{x^2} - \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8 \cdot E^+} + \nu \cdot c_1 - \nu \cdot \frac{c_2}{x^2} - \nu \cdot \frac{3 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8 \cdot E^+} \right]$$

Po roznásobení získáme hledané tvary hlavních napětí.

$$\sigma_r = c_1 - \frac{c_2}{x^2} - \frac{(3 + \nu) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8} \quad (25)$$

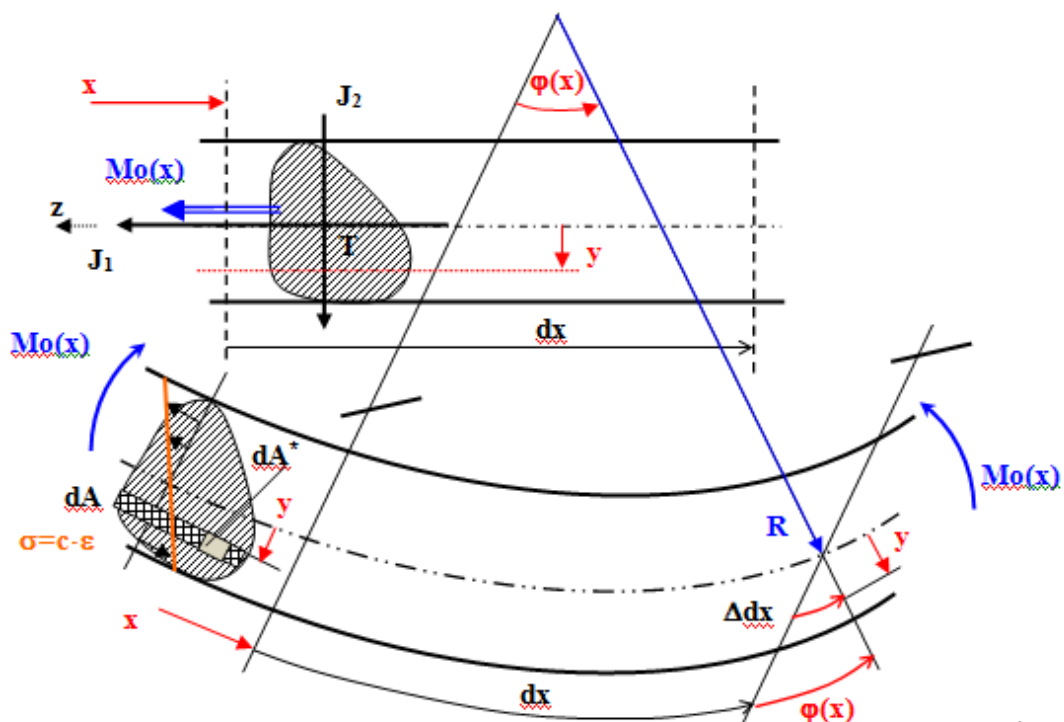
$$\sigma_t = c_1 + \frac{c_2}{x^2} - \frac{(1 + 3 \cdot \nu) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8} \quad (26)$$

Velikosti integračních konstant c_1 a c_2 se určují z okrajových podmínek pro určitý typ rotujícího kotouče.

8.3 Křivé pruty

V technické praxi se nezdávká setkáváme s případy, kdy lze konstrukce, nebo jejich části nahradit při výpočtu pevnosti a tuhosti křivými nebo lomenými pruty. Běžně se s těmito úlohami setkáváme ve stavitelství při výpočtech mostních konstrukcí nebo při návrzích budov. Ve strojírenství je to potom například při tuhostních návrzích rámu obráběcích a tvářecích strojů. Při výpočtech křivých prutů je nutné rozlišovat tenké a silně zakřivené pruty. U silně zakřivených prutů není průběh napětí lineární, jak je tomu u prutů přímých, ale je hyperbolický. V prutu vzniká také radiální napětí, které je obvykle zanedbatelné. Kromě toho neprochází neutrální osa těžištěm průřezu, ale je posunuta blíže ke středu křivosti prutu. Typickým příkladem silně zakřiveného prutu je jeřábový hák nebo článek řetězu. Dále se však budu zabývat pouze tenkými křivými pruty, pro které budeme předpokládat, že střednice prutu, zatížení prutu a vzniklé reakce leží v jedné rovině. V této rovině leží i jedna z hlavních centrálních os setrvačnosti [9].

8.3.1 Rovinný ohyb



Obr. 26 Křivý prut namáhaný ohybem

Nejdříve si vyjádříme vztah pro celkovou deformační energii akumulovanou v prutu délky L , který je namáhan ohybovým momentem $M_o(x)$. Vyjdeme z obr. 26.

$$U = \int_V \lambda \cdot dV(x) = \int_V \frac{\sigma \cdot \varepsilon}{2} \cdot dV = \int_V \frac{\sigma^2}{2 \cdot E} \cdot dV = \int_L \frac{\int_A \frac{M_o(x)^2}{J^2} \cdot y^2 \cdot dA}{2 \cdot E} \cdot dx =$$

$$U = \int_L \frac{M_o(x)^2}{2 \cdot E \cdot J} \cdot dx$$

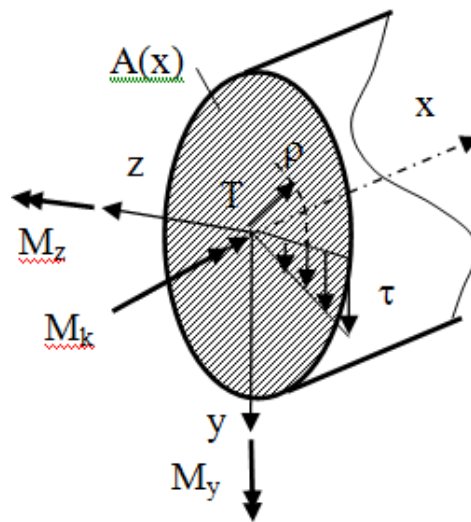
Podle Castiglianovy věty můžeme vyjádřit vztah pro posuv u respektive natočení v místě x jako derivaci deformační energie podle silového účinku F (osamělá síla nebo moment).

$$u = \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{\partial}{\partial F} \int_L \frac{M_o(x)^2}{2 \cdot E \cdot J} \cdot dx = \int_L \frac{2 \cdot M_o(x) \cdot \frac{\delta M_o(x)}{\delta F}}{2 \cdot E \cdot J} \cdot dx =$$

$$u = \int_L \frac{M_o(x) \cdot m(x)}{E \cdot J} \cdot dx \quad (27)$$

V rovnici (27) představuje člen $m(x)$ funkci vnitřního momentu od zatížení prutu jednotkovým vektorem (jednotkovou silou pro posuv nebo jednotkovým momentem pro natočení).

8.3.2 Prostorový ohyb s krutem



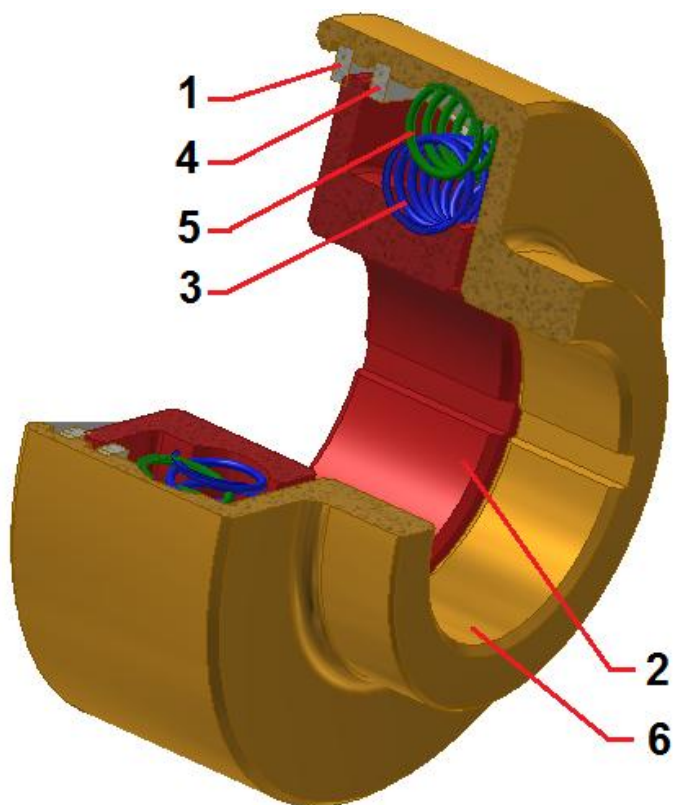
Obr. 27 Kombinace prostorového ohybu a krutu

Vztah pro posuv u při kombinaci prostorového ohybu a krutu můžeme napsat jako součet Mohrových integrálů jednotlivých momentových složek M_z , M_y , M_K , nakreslených na obr. 27.

$$u = \int_L \frac{M_z \cdot m_z}{E \cdot J_z} \cdot dx + \int_L \frac{M_y \cdot m_y}{E \cdot J_y} \cdot dx + \int_L \frac{M_K \cdot m_K}{E \cdot J_K} \cdot dx$$

9 Provedení vynálezu

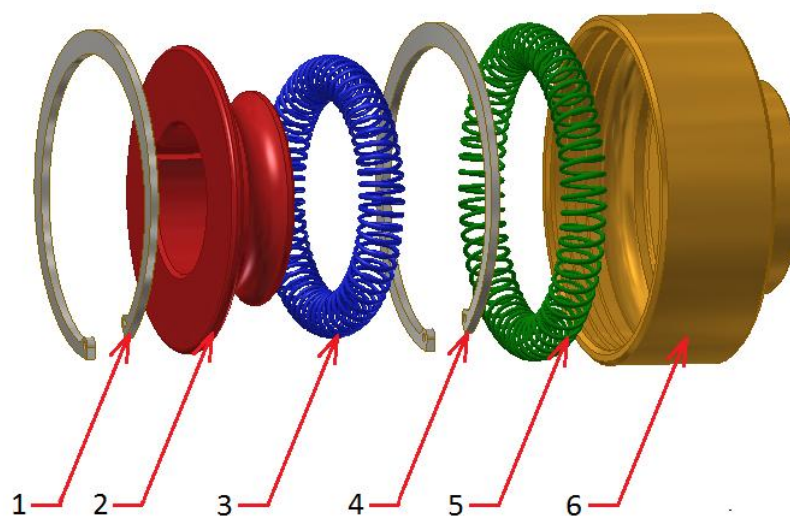
Účelem tohoto řešení je vytvořit konstrukci, která bude mít univerzálnější vlastnosti než stávající pružné spojky. Přičemž bude zachována hlavní výhoda pružných spojek, což je tlumení rázového namáhání a tolerování osových odchylek v radiálním, axiálním i úhlovém směru. Toto řešení je zároveň jednoduché na výrobu i materiálově úsporné. Přenos výkonu z hnacího na hnaný hřídel je zde realizován pomocí pružného pružinového věnce. Spojka se může vyrábět v různých provedeních, kdy se použije více pružinových věnců, které mohou přenášet větší kroucí momenty. V práci jsem se zaměřil na spojku se dvěma věnci viz obr. 28, jejichž závity se částečně radiálně překrývají.



Obr. 28 Částečný řez pružnou spojkou

[10]Pružina vnějšího 5 i vnitřního věnce 3 musí mít stejný počet závitů, přičemž jedna má stoupání pravotočivé a druhá levotočivé. U tvořící pružiny vnějšího věnce 5 je stoupání

závitů větší než stoupání závitu u tvořící pružiny vnitřního věnce 3, neboť vnitřní průměr vnějšího věnce 5 je menší než vnější průměr vnitřního věnce 3. Je důležité, aby věnce měly mezi svými závity dostatečné mezery, do nichž se oba věnce souose zasunou. Vnitřní věnec 3 je pevně uložen a připojen ke kotouči 2, který je nasunut na hřídeli a zajištěn pomocí pera. Vnější věnec 5 je pevně připojen k drážce v pouzdře 6, který je nasazen na druhém hřídeli a na něm zajištěn pomocí pera. K pevnému spojení věnců s kotoučem 2 respektive s pouzdem 6 se dají použít různé technologie- nýtování, lepení, lisování nebo svařování. Spojka by se také dala navrhnout jako pojistná, když by vnější věnec 5 nebyl pevně spojen s pouzdem 6 a mohlo by mezi nimi docházet k prokluzu při přenosu nadměrného krouticího momentu. Kotouč 2 je radiálně jištěn vnitřním povrchem pouzdra 6 a zároveň je axiálně zajištěn pomocí vnitřních hřídelových pojistek 1 a 4. Při montáži pružné spojky se začíná uložením vnitřního věnce 3 na kotouč 2 a vnějšího věnce 5 do pouzdra 6. Dále je do pouzdra 6 vložena hřídelová pojistka 4, čímž vytvoříme zajištěnou pouzdrovou sestavu, do které se nasune kotouč 2 s vnitřním věncem 3. Nakonec se vše zajistí hřídelovou pojistkou 1 a pružná spojka je smontovaná.

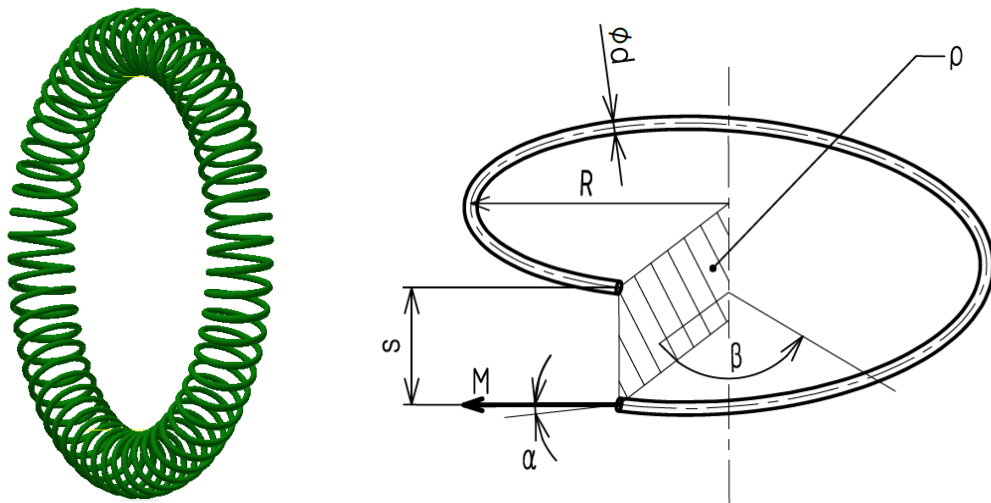


Obr. 29 Rozložená spojka

10 Výpočtový model

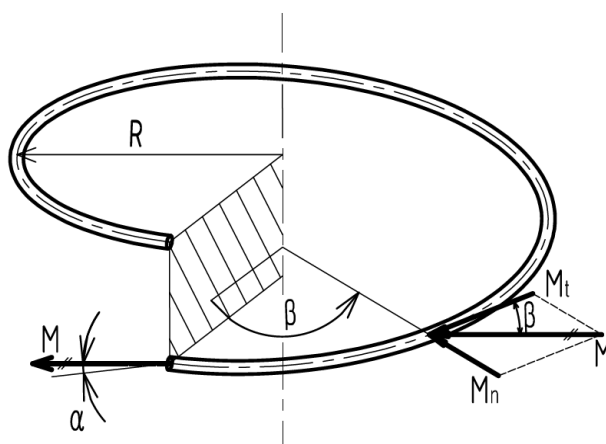
10.1 Ohnutí pružiny do věnce

Věncem je vytvořen ohnutím šroubovitě pružiny do tvaru anuloidu, přičemž oba konce jsou pevně spojeny. K ohnutí pružiny je potřeba vyvinout moment M . Pružina o poloměru R je vyrobena z drátu o průměru d . Stoupání vinutí je označeno s a úhel stoupání α . Výpočtový model namáhání budeme uvažovat v obecném bodě, který je od roviny počátku ρ vychýlen o úhel β (obr. 30).



Obr. 30 Věncem pružiny a její jeden závit

Moment M se v obecném bodě „ β “ rozloží do směru tečného a kolmého k ose drátu (31).

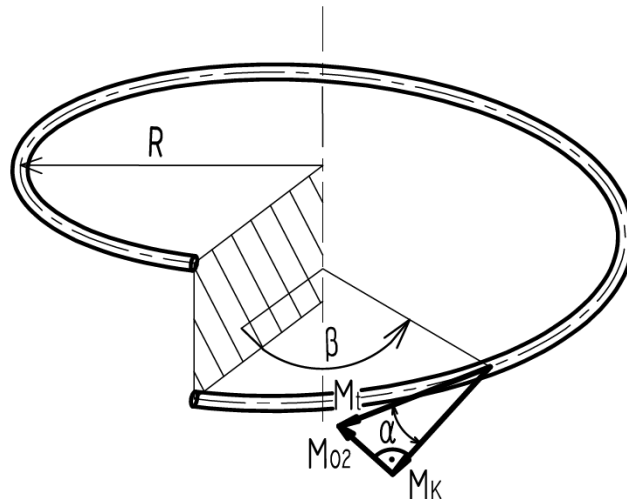


Obr. 31 Rozložení momentu na tečnou a normálovou složku

Velikost tečného a normálového momentu můžeme tedy napsat

$$M_t = M \cdot \cos \beta \qquad M_n = M \cdot \sin \beta \qquad (28)$$

Moment M_n namáhá pružinu pouze ohybem, označíme ho jako $M_n = M_{o1}$. Ale působení momentu M_t vyvolává jak ohyb, tak krut, proto ho dále rozložíme na tyto dvě složky (obr. 32).

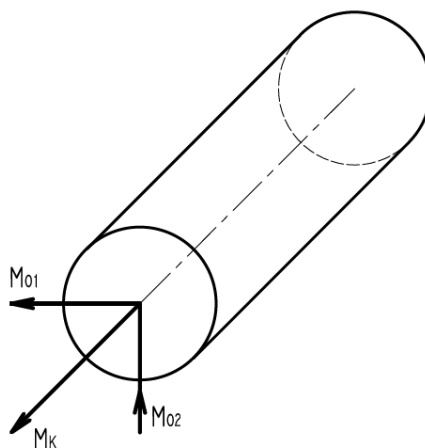


Obr. 32 Rozložení tečného momentu

Z obrázku je patrné, že velikost krouticího momentu M_K a ohybového momentu M_{o2} je

$$M_K = M_t \cdot \cos \alpha = M \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha \qquad (29)$$

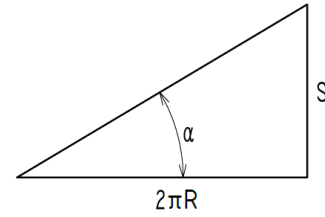
$$M_{o2} = M_K \cdot \sin \alpha = M \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha \qquad (30)$$



Obr. 33 Namáhání pružiny v místě beta

Zadání hodnot pro výpočet momentu M

Modul pružnosti v tahu	E=200000	[MPa]
Modul pružnosti ve smyku	G=84000	[MPa]
Poloměr vinutí	R=20	[mm]
Průměr drátu	d=4	[mm]
Počet závitů	i=70	[-]
Stoupání	s=8	[mm]



Obr. 34 Stoupání závitů

$$\begin{aligned} \varphi &= \int_0^{2\pi} \frac{M_{o1} \cdot m_{o1}}{E \cdot J_z} \cdot ds + \int_0^{2\pi} \frac{M_{o2} \cdot m_{o2}}{E \cdot J_z} \cdot ds + \int_0^{2\pi} \frac{M_K \cdot m_K}{G \cdot J_z} \cdot ds & (31) \\ &= \int_0^{2\pi} \frac{M \cdot \sin^2 \beta \cdot R}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64} \cdot \cos \alpha} \cdot d\beta + \int_0^{2\pi} \frac{M \cdot \cos^2 \beta \cdot \sin^2 \alpha \cdot R}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64} \cdot \cos \alpha} \cdot d\beta \\ &\quad + \int_0^{2\pi} \frac{M \cdot \cos^2 \beta \cdot \cos^2 \alpha \cdot R}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32} \cdot \cos \alpha} \cdot d\beta \end{aligned}$$

Integrovat budu pouze $\sin^2 \beta$ a $\cos^2 \beta$. Ostatní výrazy jsou konstanty, proto je mohu vytknout před integrál.

$$\begin{aligned} \int_0^{2\pi} \sin^2 \beta \cdot d\beta &= \int_0^{2\pi} \frac{1 - \cos(2\beta)}{2} \cdot d\beta = \frac{1}{2} \cdot \left| \beta - \frac{\sin(2\beta)}{2} \right|_0^{2\pi} = \pi \\ \int_0^{2\pi} \cos^2 \beta \cdot d\beta &= \int_0^{2\pi} \frac{1 + \cos(2\beta)}{2} \cdot d\beta = \frac{1}{2} \cdot \left| \beta + \frac{\sin(2\beta)}{2} \right|_0^{2\pi} = \pi \end{aligned}$$

Dosadím vypočtené integrály a upravím.

$$\varphi = \frac{64 \cdot M \cdot R}{E \cdot d^4 \cdot \cos \alpha} + \frac{64 \cdot M \cdot \sin^2 \alpha \cdot R}{E \cdot d^4 \cdot \cos \alpha} + \frac{32 \cdot M \cdot \cos^2 \alpha \cdot R}{G \cdot d^4 \cdot \cos \alpha}$$

Mohu dosadit zadané hodnoty.

$$\varphi = \frac{64 \cdot M \cdot 20}{200000 \cdot 4^4 \cdot \cos(3,64)} + \frac{64 \cdot M \cdot \sin(3,64)^2 \cdot 20}{200000 \cdot 4^4 \cdot \cos(3,64)} + \frac{32 \cdot M \cdot \cos(3,64)^2 \cdot 20}{84000 \cdot 4^4 \cdot \cos(3,64)}$$

$$\varphi = 2,51 \cdot 10^{-5} \cdot M + 1,02 \cdot 10^{-7} \cdot M + 2,97 \cdot 10^{-5} \cdot M$$

Spočítal jsem natočení jednoho závitu věnce. Proto musím výsledek přepočítat pro celý věnec, který má 70 závitů.

$$2 \cdot \pi = 70 \cdot (2,51 \cdot 10^{-5} \cdot M + 1,02 \cdot 10^{-7} \cdot M + 2,97 \cdot 10^{-5} \cdot M)$$

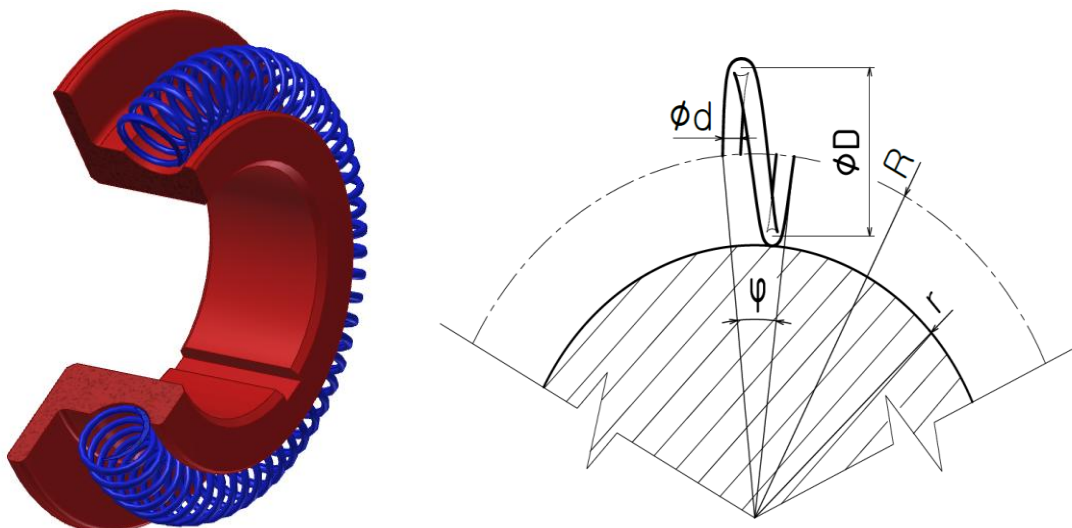
Vyjádřím M .

$$M = 1634,9 \text{ Nmm}$$

Výpočtem jsem dospěl k momentu, kterým musím pružinu zatížit, abych ji mohl ohnout do věnce.

10.2 Přenos krouticího momentu třením

U některých zařízení je potřeba omezit velikost krouticího momentu, který převádíme z hnacího na hnaný hřídel, aby nedošlo k poškození některé součásti. Jedním ze způsobů je navrhnout spojku jako pojistnou. V tomto případě by věnce pružin 3 a 5 nebyly napevno spojeny s pouzdry 2 a 6, ale mohly by se v drážkách protáčet, pokud by velikost krouticího momentu přesáhla třecí moment. Oba věnce 3 a 5 tudíž musí být uloženy s jistým předpětím, aby mohli plnit pojistnou funkci.



Obr. 35 Řez uložením věnce na kotouč; označení rozměrů

Každý závit věnce pružiny zaujímá úhel φ , který spočítáme jako,

$$\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{i}$$

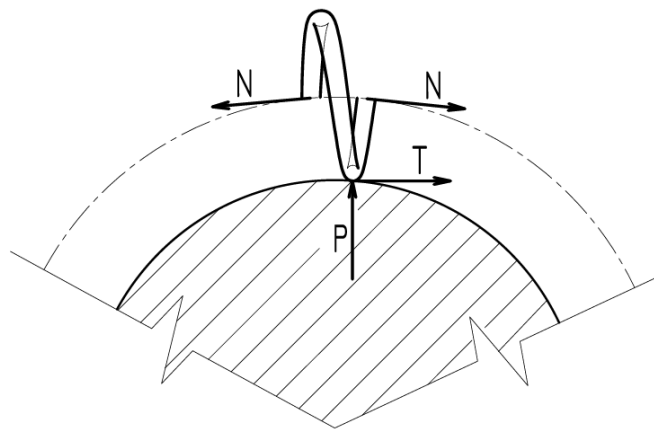
kde i představuje počet závitů.

Délka střední osy věnce o poloměru R je stejná jako délka nezatížené pružiny se stoupáním s .

$$l = i \cdot s \tag{32}$$

Délka středního obvodu kotouče o poloměru r .

$$o = 2 \cdot \pi \cdot r \tag{33}$$



Obr. 36 Síly působící na jeden závit

Nyní můžeme vyjádřit sílu N potřebnou k natažení pružiny o délku, která představuje rozdíl mezi (32) a (33).

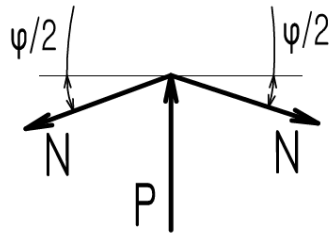
$$o - l = N \cdot \delta$$

Za δ dosadíme výraz pro deformaci pružiny.

$$o - l = N \cdot \frac{8 \cdot D^3 \cdot i}{G \cdot d^4}$$

Vyjádříme sílu N .

$$N = \frac{(o - l) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i} \tag{34}$$



Obr. 37 Rovnováha sil

Tlakovou sílu P mezi povrchem kotouče a závitem pružiny vyjádříme z rovnice rovnováhy do radiálního směru (obr. 37).

$$P - 2 \cdot N \cdot \sin \frac{\varphi}{2} = 0$$

Za N dosadíme (34) a vyjádříme P .

$$P = 2 \cdot \frac{(o - l) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i} \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \quad (35)$$

Třecí sílu T mezi jedním závitem pružiny a kotoučem pak určíme jako součin tlakové síly (35) a součinitele tření f .

$$T = 2 \cdot \frac{(o - l) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i} \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \cdot f \quad (36)$$

Výsledný třecí moment celého věnce spočítáme jako třecí sílu T působící na rameni r (styčný poloměr kotouče) vynásobenou počtem závitů i .

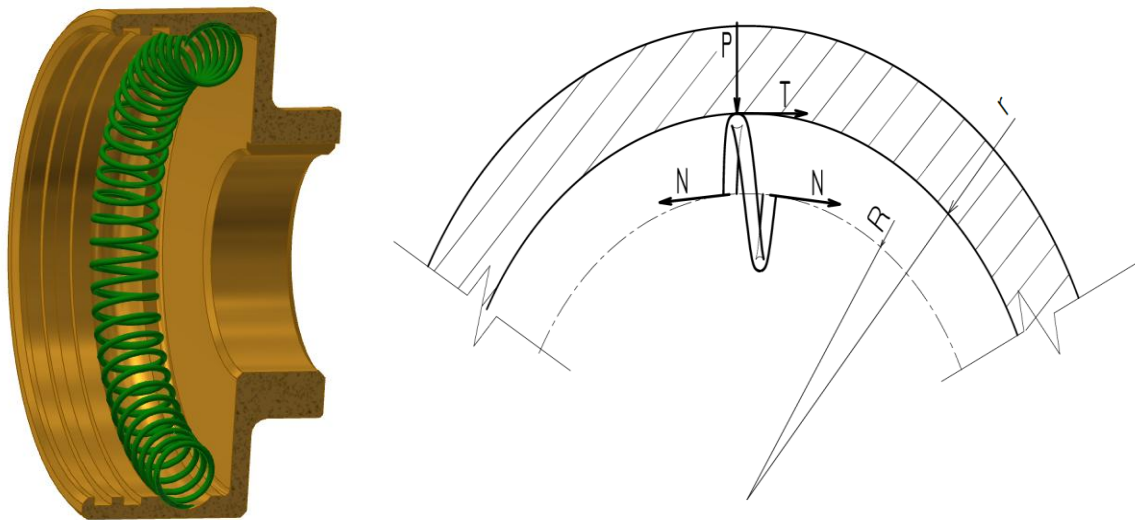
$$M_t = i \cdot T \cdot r$$

Za T dosadíme (36).

$$M_t = i \cdot 2 \cdot \frac{(o - l) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i} \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \cdot f \cdot r = M_K$$

Třecí moment se zároveň rovná maximální krouticímu momentu, který může pružina přenášet.

Analogický výpočet bychom mohli udělat i pro vnější věnec 5, který je uložen v pouzdře 6 (obr. 38).



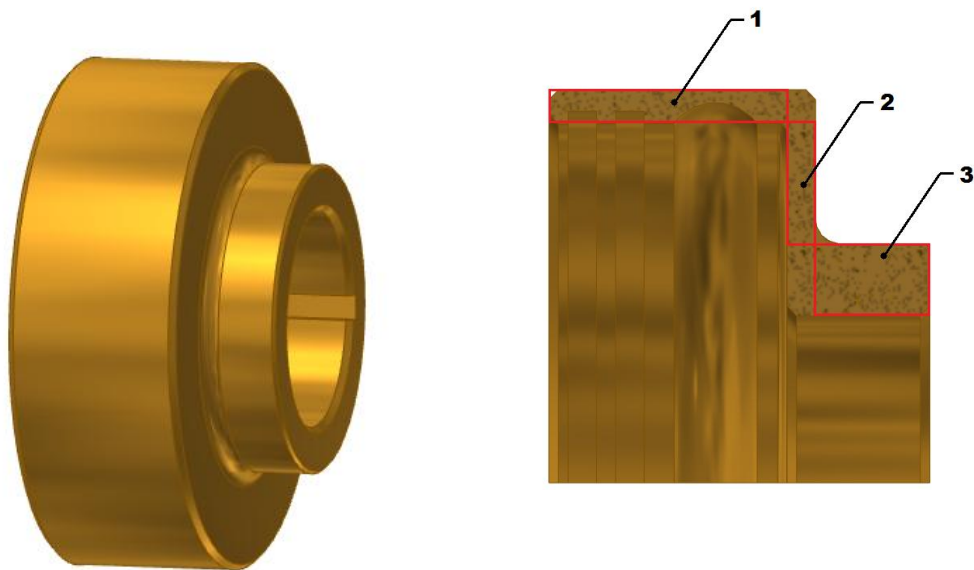
Obr. 38 Řez uložením věnce v pouzdře; síly působící na pružinu

Rozdíl je pouze ve směru působící tlakové síly P a také styčném poloměru r , který teď představuje vnitřní poloměr pouzdra ϕ .

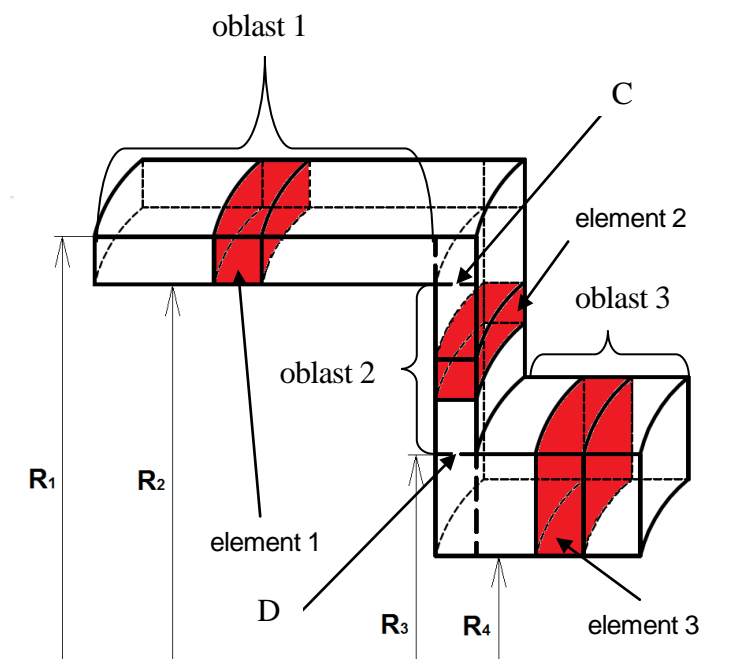
Tento výpočtový model je pouze přibližný, neboť zde uvažujeme jen osovou deformaci pružiny. Ve skutečnosti se pružina zdeformuje i v příčném směru, ale tato změna je tak nevýznamná, že ji můžeme zanedbat.

10.3 Pouzdro

Při pohledu na pouzdro můžeme vidět, že se dá pomyslně rozdělit na tři části (obr. 39). Je tedy výhodné řešit namáhání pouzdra samostatně v těchto částech. Pouzdro je na hřídel pouze nasunuto a přenos krouticího momentu probíhá pomocí pera. V přechodech mezi oblastmi 1-2 a 2-3 (obr. 40) vzniká napjatost, která je složitá na jakýkoliv analytický popis. Proto bude na konci ukázáno, jak takovou úlohu řeší software pomocí MKP (metoda konečných prvků).



Obr. 39 Pouzdro pružné spojky a jeho rozdělení na tři oblasti

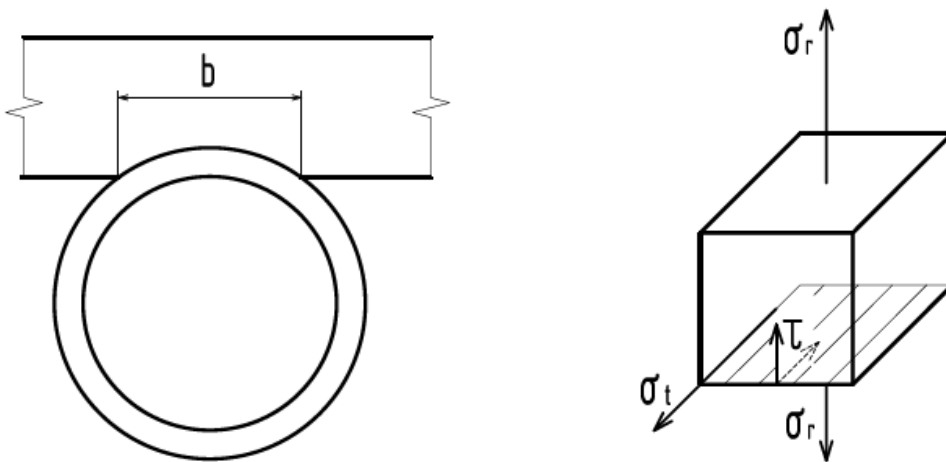


Obr. 40 Vyznačení elementu v oblastech 1, 2, 3

Z každé oblasti teď vyjmu element, který je červeně vyznačen na obr. 40 a rozeberu způsoby jeho namáhání.

10.3.1 Oblast 1

Na tuto oblast působí primárně odstředivá síla, způsobená rotací součásti kolem své osy, a také krouticí moment. Odstředivá síla je rozložena rovnoměrně po celé délce oblasti 1. Krouticí moment je přenášen z věnce pružiny na místo v pouzdře, kde je věnec umístěn. Proto v místě, kde se věnec dotýká pouzdra, je směr smykové napětí jiné (obr. 41) než ve zbytku oblasti (obr. 42). A také pro výpočet radiálního napětí budeme muset počítat nejen s odstředivou, ale i s tlakovou silou od pružiny.

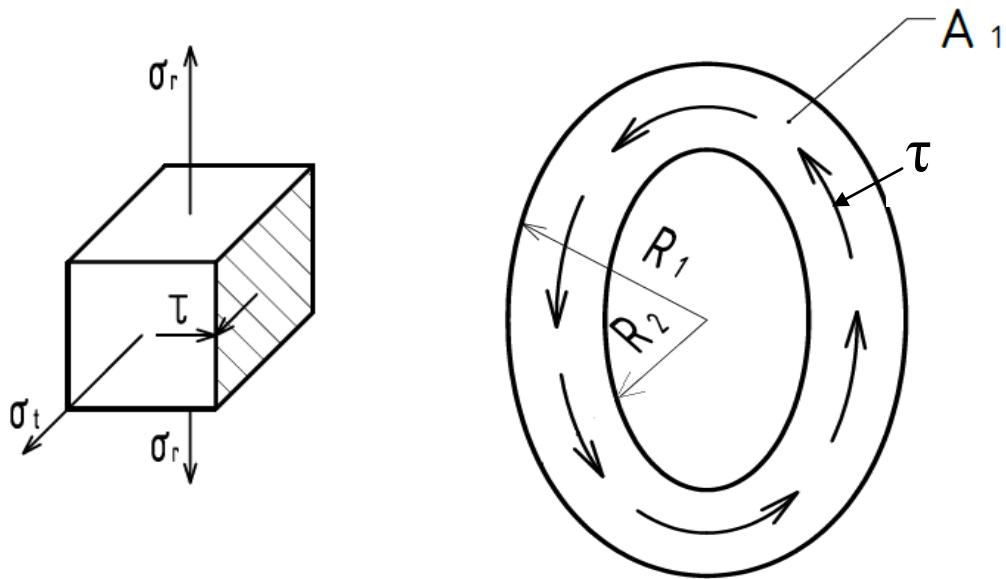


Obr. 41 Směry napětí v místě uložení věnce v pouzdře

Smykové napětí v místě dotyku pružiny spočítám jako tlakovou sílu od pružiny působící na plochu, které se dotýká jeden závit pružiny.

$$\tau = \frac{P * f}{\frac{\pi \cdot D_2}{i} \cdot b}$$

Při postupu oblastí 1 dále už vypadá smykové napětí jako na obr. 42



Obr. 42 Napětí působící na element 1; Tok smykového napětí

Pro výpočet radiálního a tečného napětí použijí vzorce získané z rozboru rotujícího kotouče.

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{r1} \cdot r_1^2 - \sigma_{r2} \cdot r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_1^2 + r_2^2)$$

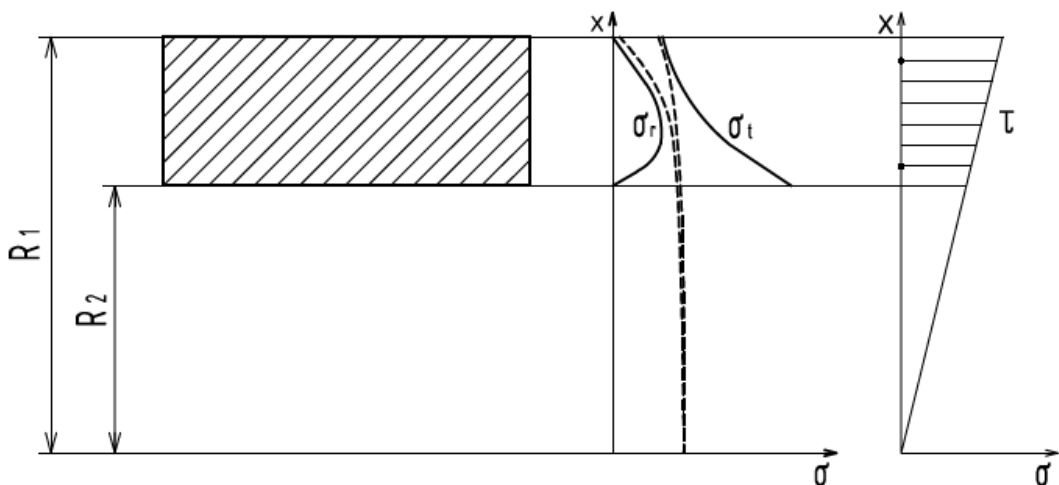
$$- \frac{(\sigma_{r1} - \sigma_{r2}) \cdot \frac{r_2^2 \cdot r_1^2}{r_1^2 - r_2^2} - \frac{3 + \nu}{8} \cdot r_2^2 \cdot r_1^2}{x^2} - \frac{(3 + \nu) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8}$$

$$\sigma_t = \frac{\sigma_{r1} \cdot r_1^2 - \sigma_{r2} \cdot r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_1^2 + r_2^2)$$

$$+ \frac{(\sigma_{r1} - \sigma_{r2}) \cdot \frac{r_2^2 \cdot r_1^2}{r_1^2 - r_2^2} - \frac{3 + \nu}{8} \cdot r_2^2 \cdot r_1^2}{x^2} - \frac{(1 + 3 \cdot \nu) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8}$$

Smykové napětí určím z krouticího momentu působícího na plochu A₁.

$$\tau = \frac{M_K}{\pi \cdot (R_1^2 - R_2^2) \cdot x}$$

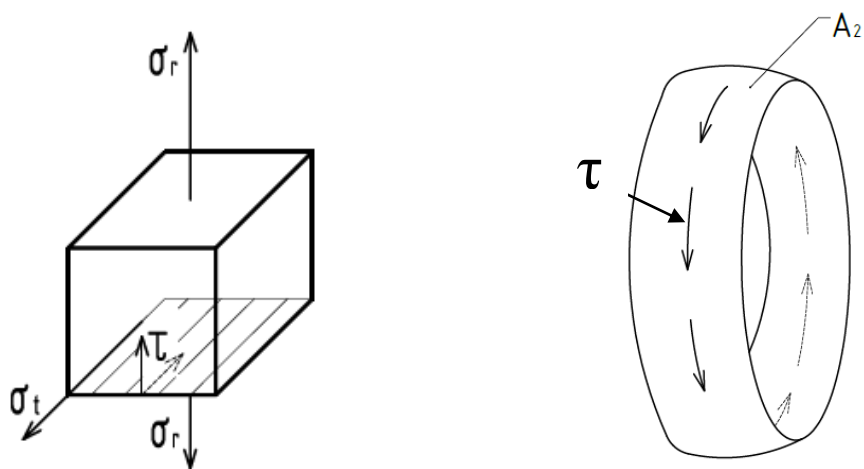


Obr. 43 Průběhy radiálního, tečného a smykového napětí

Na obr. 43 jsou vidět průběhy radiálního, tečného a smykového napětí. U smykového napětí se dá jeho průběh považovat konstantní, protože rozdíl mezi vnějším a vnitřním poloměrem ($R_1 - R_2$) je malý.

10.3.2 Oblast 2

Tato část pouzdra se nejvíce podobá idealizované případu tenkého rotujícího kotouče. Výpočtový model by se měl víceméně shodovat s tím, jak bude napětí rozloženo v reálné součásti. Tato úvaha bude platit, pouze pokud se bude výpočet pohybovat kolem středu oblasti 2. Na vnějším poloměru R_2 a na vnitřním poloměru R_3 , kde se nacházejí přechody mezi oblastmi nelze určit okrajové podmínky.



Obr. 44 Napětí působící na element 2; Tok smykového napětí

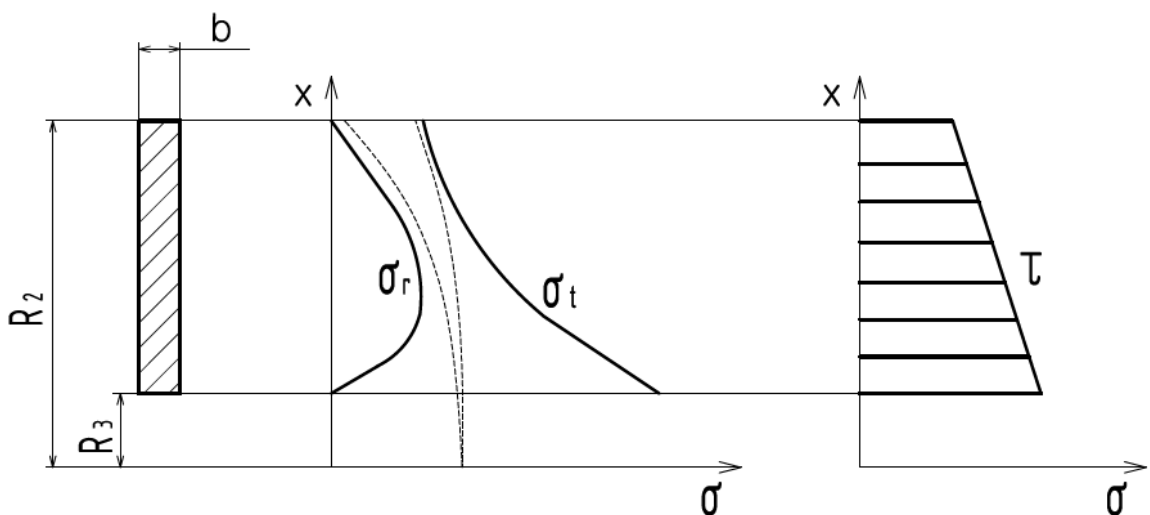
Smykové napětí má v oblasti 2 po celou dobu stejný směr (obr. 44) a bude mít tvar.

$$\tau = \frac{M_K}{\pi \cdot x^2 \cdot b} \quad (37)$$

Radiální a tečné napětí (obr. 44) se dá vyjádřit jako.

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{\sigma_{r2} \cdot r_2^2 - \sigma_{r3} \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_2^2 + r_3^2) \\ &\quad - \frac{(\sigma_{r2} - \sigma_{r3}) \cdot \frac{r_3^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_3^2} - \frac{3 + \nu}{8} \cdot r_3^2 \cdot r_2^2}{x^2} \\ &\quad - \frac{(3 + \nu) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8} \end{aligned} \quad (38)$$

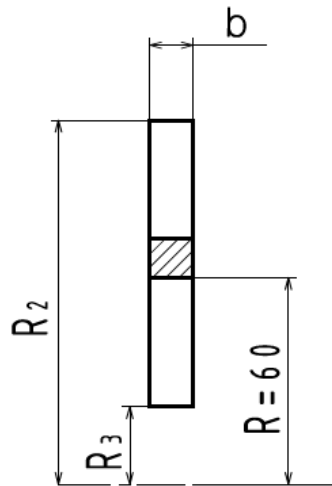
$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{\sigma_{r2} \cdot r_2^2 - \sigma_{r3} \cdot r_3^2}{r_2^2 - r_3^2} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_2^2 + r_3^2) \\ &\quad + \frac{(\sigma_{r2} - \sigma_{r3}) \cdot \frac{r_3^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_3^2} - \frac{3 + \nu}{8} \cdot r_3^2 \cdot r_2^2}{x^2} \\ &\quad - \frac{(1 + 3 \cdot \nu) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8} \end{aligned} \quad (39)$$



Obr. 45 Průběhy radiálního, tečného a smykového napětí

10.3.3 Zjednodušený model výpočtu redukovaného napětí v oblasti 2

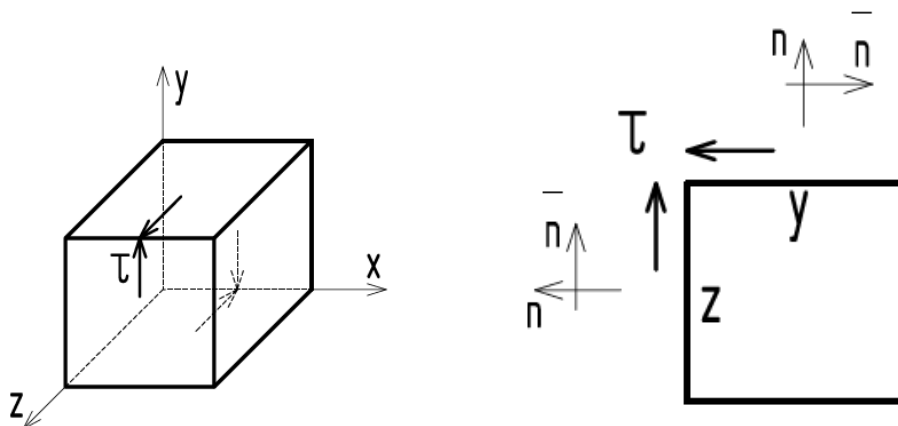
Oblast 2 je dostatečně velká na to, aby bylo možno najít místo, které není ovlivněno vlivem přechodů mezi oblastmi. Rozměry pouzdra jsou uvedeny na obr. 49. Pro výpočet budeme uvažovat poloměr v místě $R=60$ mm, krouticí moment $M_K = 100$ Nm a rychlost rotace 1500 ot/min Redukované napětí se spočítá samostatně pro namáhání krouticím momentem a odstředivou silou.



Obr. 46 Místo pro výpočet redukovaného napětí

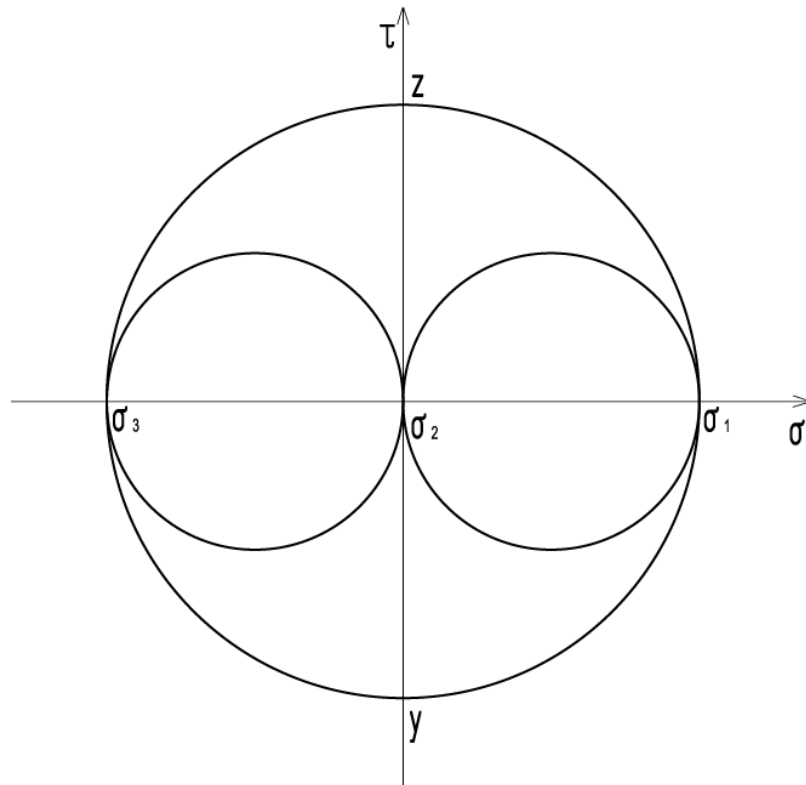
Redukované napětí od krouticího momentu

$$M_K = 100 \text{ Nm}$$



Obr. 47 Směr smykového napětí v souřadném systému; Pomůcka k určení znaménka smykového napětí v Mohrově kružnici

Z hlediska namáhání se jedná o prostý smyk. Smykové napětí působí τ v rovině y-z (obr. 47 vlevo). Ještě je nutné určit znaménka smykových napětí, aby se dala nakreslit Mohrova kružnice. To se zjistí z obr. 47 vpravo. Znaménková konvence říká, že pokud se v řezu nakreslí normála n a poté se otočí o 90° ve směru hodinových ručiček \bar{n} , platí, že pokud je sklopená normála \bar{n} shodná se smykovým vektorem τ , je smykové napětí kladné, pokud je normála opačná ke smykovému vektoru, je smykové napětí záporné.



Obr. 48 Mohrova kružnice pro prostý smyk

Velikosti hlavní napětí jsou.

$$\sigma_1 = \tau \qquad \sigma_2 = 0 \qquad \sigma_3 = -\tau \qquad (40)$$

Z rovnice (37) se zjistí velikost τ .

$$\tau = \frac{M_K}{\pi \cdot x^2 \cdot b}$$

$$\tau = \frac{100\,000}{\pi \cdot 60^2 \cdot 6} = 1,474 \text{ Nmm}^{-2} \qquad (41)$$

Ted' už lze spočítat redukované napětí podle teorie HMM (von Mises).

$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \qquad (42)$$

Do rovnice (42) se dosadí velikosti hlavní napětí (40).

$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\tau - 0)^2 + (0 - (-\tau))^2 + ((-\tau) - \tau)^2}$$

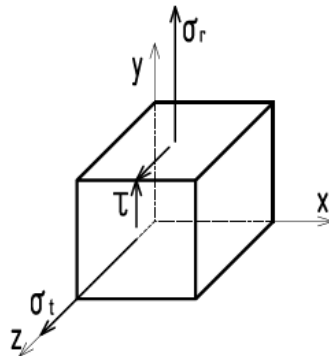
$$\sigma_{red} = \sqrt{3} \cdot \tau \quad (43)$$

Do rovnice (43) se dosadí velikost smykového napětí (41).

$$\sigma_{red} = \sqrt{3} \cdot \tau = \sqrt{3} \cdot 1,474 = 2,553 \text{ Nmm}^{-2} \quad (44)$$

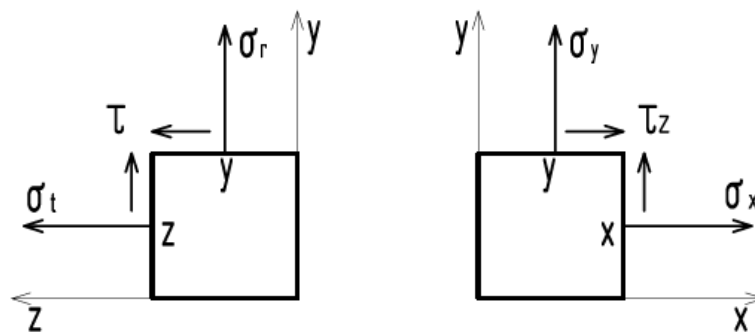
Redukované napětí od odstředivé síly

Otáčky $n=1500 \text{ min}^{-1}$



Obr. 49 Směry radiálního, tečného a smykového napětí v souřadném systému

Napětí působí v rovině y-z. Je potřeba transformovat tato napětí transformovat do roviny y-x, pro kterou byl odvozen Mohrův vztah pro výpočet hlavních napětí.



Obrázek 50 Transformace z roviny y-z do y-x

$$\sigma_x \Rightarrow \sigma_t$$

$$\sigma_y \Rightarrow \sigma_r$$

$$\tau_x \Rightarrow -\tau$$

Pro výpočet hlavních napětí se použije Mohrův vztah.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_z^2} \quad (45)$$

Za rovnici (45) dosadíme transformaci z obr. 50.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_t + \sigma_r}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_t - \sigma_r}{2}\right)^2 + (-\tau)^2} \quad (46)$$

Ještě se musí dopočítat radiální a tečné napětí z rovnic (38) a (39). Zde se objevují radiální napětí σ_{r2} a σ_{r3} . Tato napětí jsou nulová, protože se uvažuje volný rotující kotouč.

$$\sigma_r = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_2^2 + r_3^2) - \frac{-\frac{3 + \nu}{8} \cdot r_3^2 \cdot r_2^2}{x^2} - \frac{(3 + \nu) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8} \quad (47)$$

$$\sigma_t = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_2^2 + r_3^2) + \frac{-\frac{3 + \nu}{8} \cdot r_3^2 \cdot r_2^2}{x^2} - \frac{(1 + 3 \cdot \nu) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8} \quad (48)$$

Poissonova konstanta $\nu = 0,3$, úhlová rychlost $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 157,08 \text{ s}^{-1}$, hustota oceli $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, $r_2 = 0,075 \text{ m}$, $r_3 = 0,05 \text{ m}$, $x = 0,06 \text{ m}$, Do rovnic (47), (48) se dosadí zadané hodnoty a vychází.

$$\sigma_r = 361538 \text{ Nm}^{-2} = 0,362 \text{ Nmm}^{-2} \quad (50)$$

$$\sigma_t = 483563,9 \text{ Nm}^{-2} = 0,484 \text{ Nmm}^{-2} \quad (51)$$

Napětí (50), (51), (41) se dosadí do rovnice (46).

$$\sigma_{1,2} = \frac{0,48 + 0,36}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{0,48 - 0,36}{2}\right)^2 + (-1,474)^2}$$

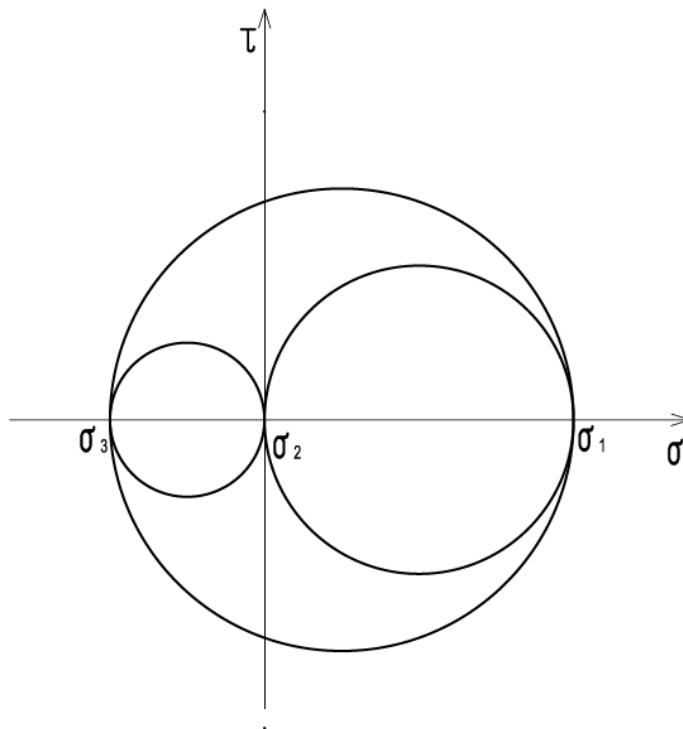
$$\sigma_1 = 1,895 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_2 = -1,055 \text{ Nmm}^{-2}$$

Hlavní napětí tedy jsou.

$$\sigma_1 = 1,895 \text{ Nmm}^{-2} \quad \sigma_2 = 0 \text{ Nmm}^{-2} \quad \sigma_3 = -1,055 \text{ Nmm}^{-2} \quad (52)$$

Pro hlavní napětí se dá opět nakreslit Mohrova kružnice.



Obr. 51 Mohrova kružnice pro rotující kotouč

Pro výpočet redukovaného napětí se opět použije rovnice (42) a do se dosadí (52).

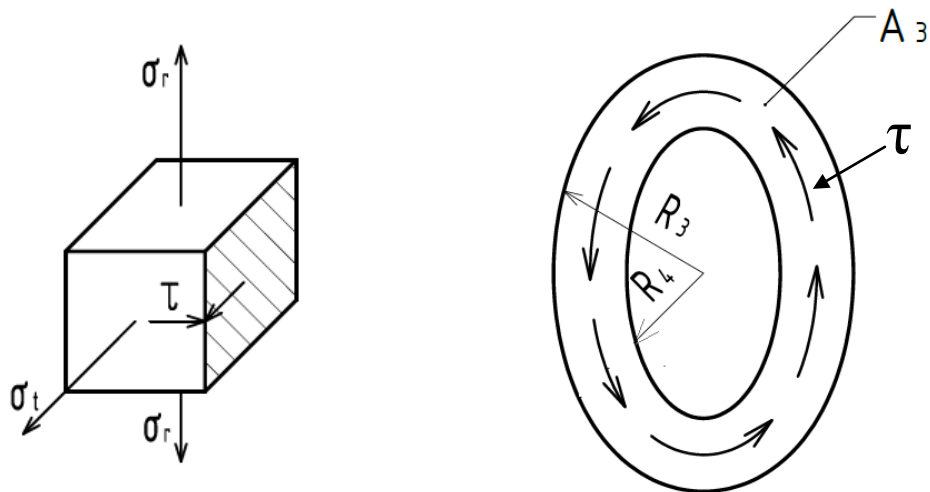
$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(1,895 - 0)^2 + (0 - (-1,055))^2 + ((-1,055) - 1,895)^2}$$

$$\sigma_{red} = 2,589 \text{ Nmm}^{-2} \quad (53)$$

10.3.4 Oblast 3

Tato část přenáší výkon z pouzdra na hnanou hřídel. Pouzdro je na hřídeli pouze nasunuto a přenos krouticího momentu je realizován pomocí pera. Oblast 3 je tvarově velmi podobná s oblastí 1 a má i stejný směr smykového napětí.



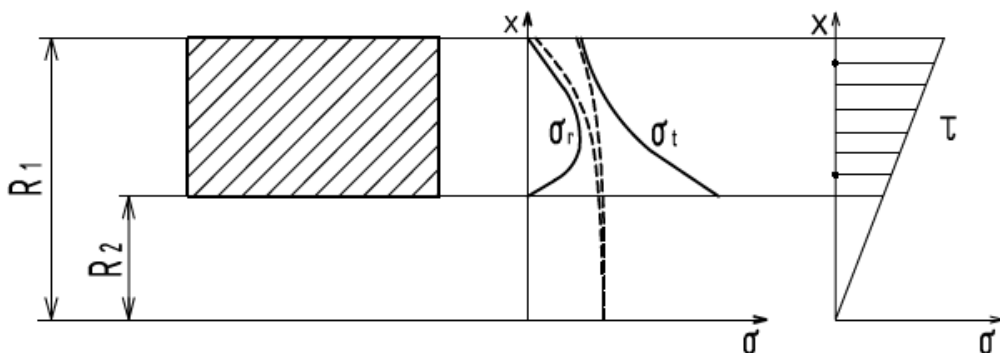
Obr. 52 Napětí působící na element 3; Tok smykového napětí

Rovnice pro výpočet smykového, radiálního a tečného napětí vypadají takto.

$$\tau = \frac{M_K}{\pi \cdot (R_3^2 - R_4^2)} \cdot x$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{r3} \cdot r_3^2 - \sigma_{r4} \cdot r_4^2}{r_3^2 - r_4^2} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_3^2 + r_4^2) - \frac{(\sigma_{r3} - \sigma_{r4}) \cdot \frac{r_4^2 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_4^2} - \frac{3 + \nu}{8} \cdot r_4^2 \cdot r_3^2}{x^2} - \frac{(3 + \nu) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8}$$

$$\sigma_t = \frac{\sigma_{r3} \cdot r_3^2 - \sigma_{r4} \cdot r_4^2}{r_3^2 - r_4^2} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_3^2 + r_4^2) + \frac{(\sigma_{r3} - \sigma_{r4}) \cdot \frac{r_4^2 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_4^2} - \frac{3 + \nu}{8} \cdot r_4^2 \cdot r_3^2}{x^2} - \frac{(1 + 3 \cdot \nu) \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot x^2}{8}$$

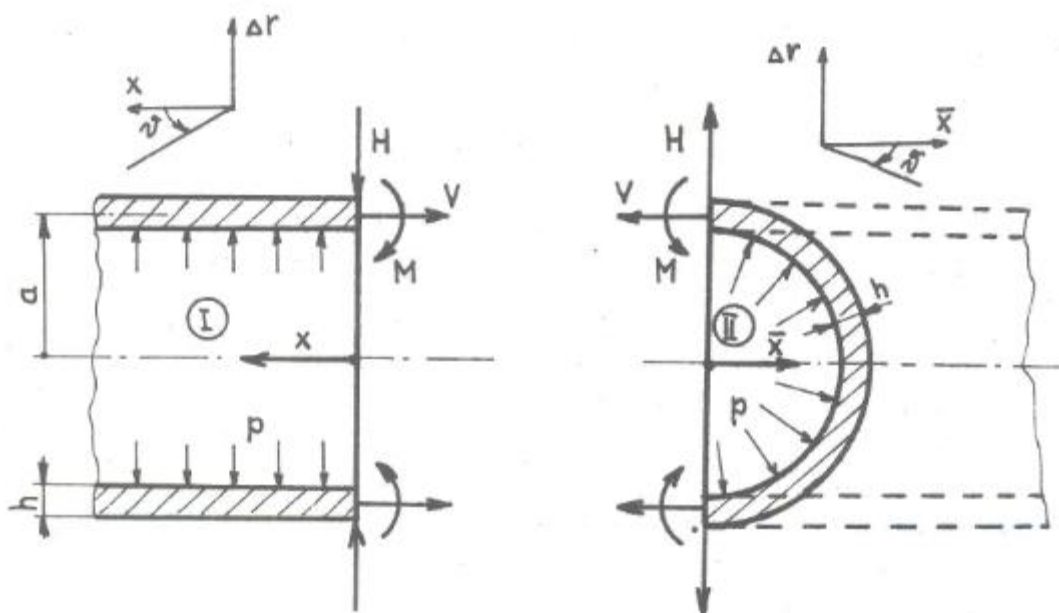


Obr. 53 Průběhy radiálního, tečného a smykového napětí

11 Numerický model pouzdra

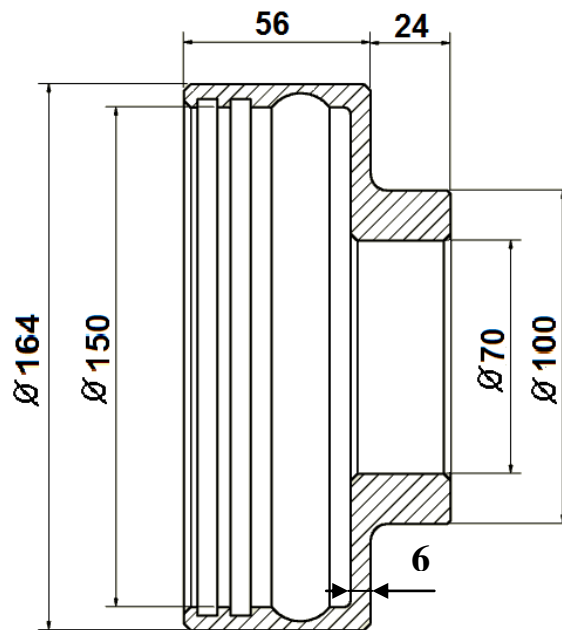
Celý model pružné spojky byl vytvořen v programu Autodesk Inventor Professional 2015. Samostatný model pouzdra jsem poté importoval do modulu Simulation Mechanical, kde se dá provést analýzu stavu napjatosti numericky- Metodou konečných prvků. Jako materiál pouzdra byla zvolena ocel. Hlavní rozměry pouzdra jsou uvedeny na obr. 49. Pevnostní výpočet jsem provedl nejprve pro zatížení krouticím momentem, pak pro zatížení od odstředivé síly a nakonec pro obě zatížení dohromady. Výpočty byly prováděny pomocí metody HMM (von Mises).

Oblasti 1,2,3 u pouzdra jsou vzájemně propojené ve styčných místech C,D (viz obr. 40, str. 47) okrajovými podmínkami pro napětí a posuvy. Pak původní zjednodušené modely jsou namáhány složitěji, než je uvažováno. V místech propojení vznikají přídatná silová namáhání, jak je ukázáno na obr. 54 a samotné součásti obsahují konstrukční detaily, například drážky a přechody, které napjatost ovlivňují. Proto je vhodné analyzovat stav napjatosti modelu komplexněji využitím metody konečných prvků. Původní zjednodušené modely konstrukce pouzdra je možno využít v počátku konstruování k odhadu stavu namáhání a deformací.



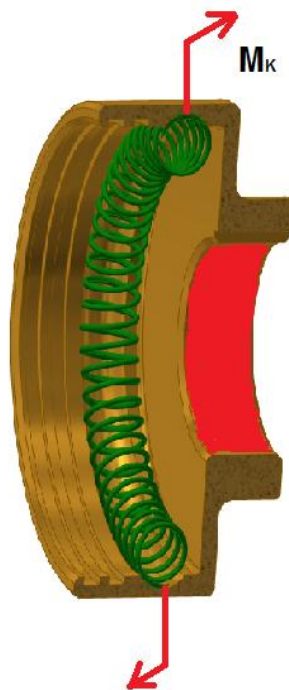
Obr. 54 Přechod mezi dvěma součástmi [9]

Na přechodech mezi dvěma součástmi je vidět, že zde vznikají přídatné vnitřní silové účinky H , V , M (obr. 48).



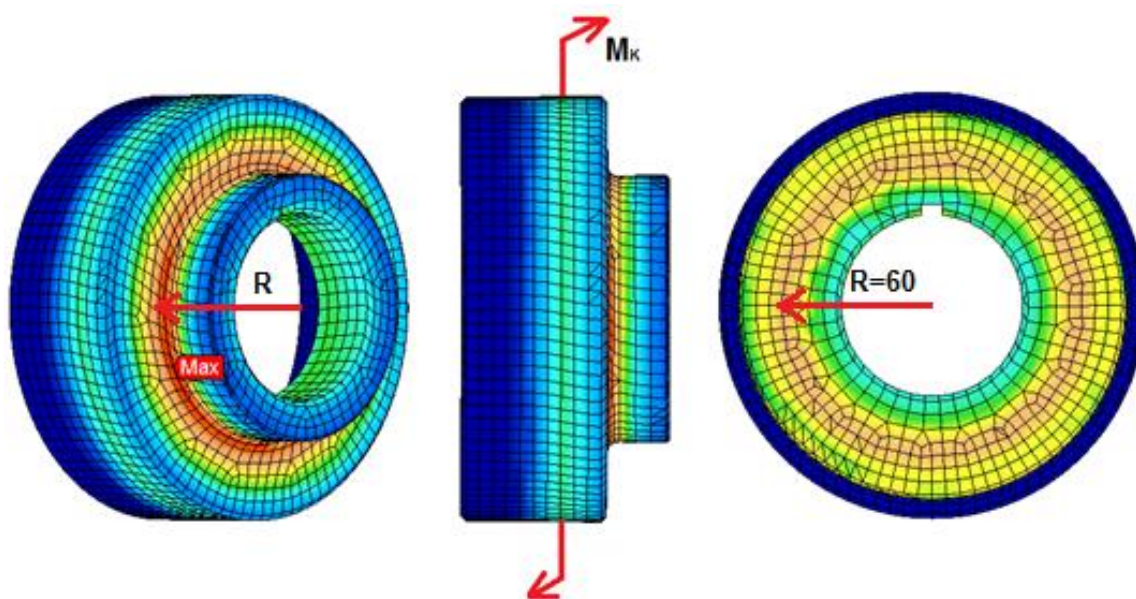
Obr. 55 Hlavní rozměry pouzdra

11.1 Zatížení krouticím momentem



Obr. 56 Nastavení krouticího momentu

Krouticí moment je umístěn do drážky, ve které se nachází věnec pružiny (obr. 49). Pouzdro je uchyceno na vnitřní ploše o poloměru R_4 , které je vyznačeno červeně (obr. 49). Velikost krouticího momentu je zvolena 100 Nm.



Obr 57 Napětí od kroucího momentu

Z obrázku 49 je patrné, že kroucí moment bude mít hlavní vliv na oblasti mezi místem, kde je uložen věnec a místem, kde je pouzdro zafixováno. Na oblast 1 nemá kroucí moment žádný vliv, dokud se nedostaneme k místu, kde je uložen věnec. V oblasti 2 postupně narůstá napětí směrem k ose. Na přechodu do oblasti 3 je skoková změna napětí a směrem ven z oblasti 3 napětí postupně klesá.

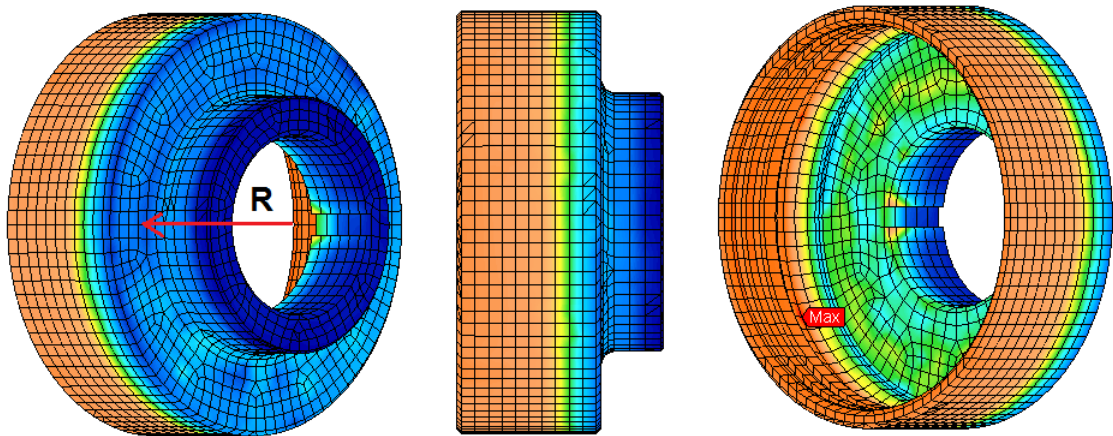


Obr. 58 Velikosti napětí od kroucího momentu

V porovnání s výsledkem (44, str. 53), kde $\sigma_{red} = 2,553 \text{ Nmm}^{-2}$, se výsledek numerického výpočtu liší. Je to dáno tím, že numerický výpočet je komplexnější. Na obr. 57 je vidět, že hodnoty na vnější a vnitřním povrchu oblasti 2 nejsou stejné, což je způsobeno napojením oblastí 1,3.

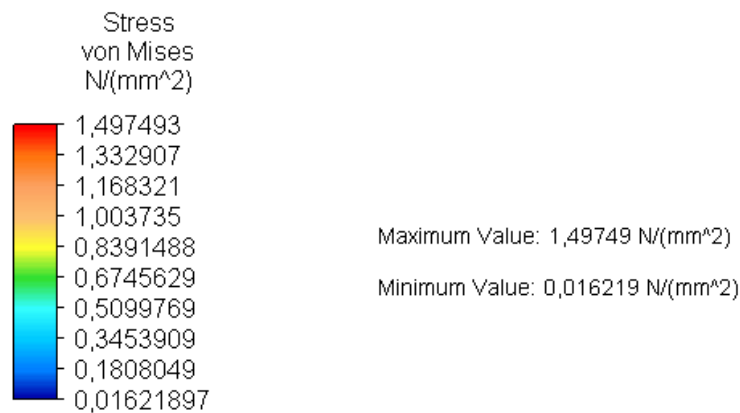
11.2 Zatížení odstředivou silou

Pouzdro bylo roztočeno kolem své osy rychlostí 1500 ot/min.



Obr. 59 Napětí od odstředivé síly

V místech, která leží na stejných průměrech, je napětí stejné. Na přechodu mezi oblastí 1 a 2 dochází ke skokové změně napětí (obr. 53).

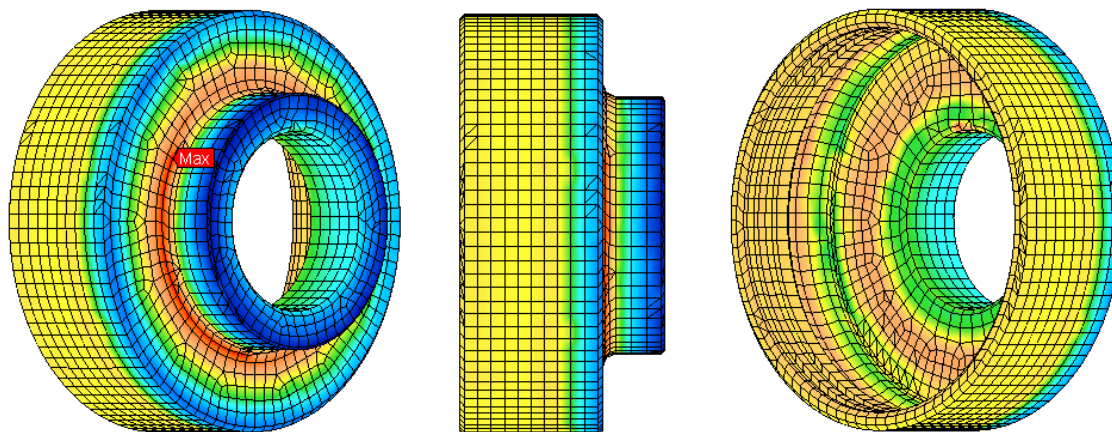


Obr. 60 Velikosti napětí od odstředivé síly

Hodnota napětí z numerického výpočtu je odlišná od hodnoty (53, str. 55), kde $\sigma_{red} = 2,589 \text{ Nmm}^{-2}$. To může být zapříčiněno tím, že ve zjednodušeném modelu nebyly uvažovány okrajové podmínky způsobené připojením oblastí 1,3.

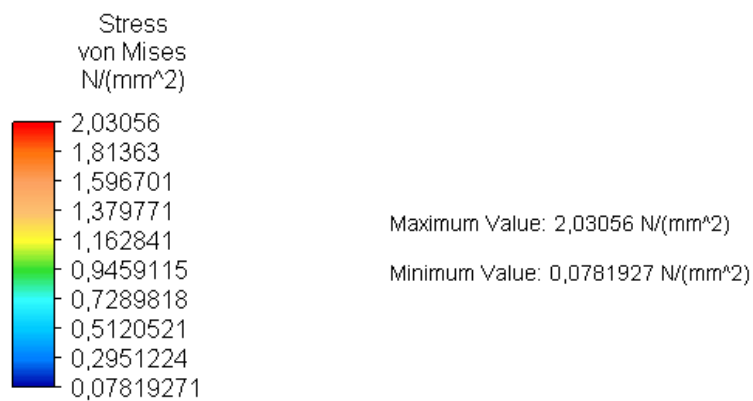
11.3 Výsledné napětí

Pouzdro bylo zatíženo zároveň krouticím momentem i odstředivou silou.



Obr. 61 Výsledné napětí

K největšímu namáhání pouzdra dochází na přechodu mezi oblastí 2 a 3 (obr. 55). Nejméně namáhán bude konec oblasti 3.



Obr. 62 Velikosti výsledného napětí

12 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo vytvořit výpočtový model pružné spojky. Na úvod jsem přehledně rozčlenil hřídelové spojky do pěti základních skupin a popsal jejich charakteristiky.

Následně jsem vytvořil matematický aparát, který byl použit při analyzování vybraných součástí pružné spojky. Zjišťoval jsem, jakým momentem musím zatížit spirálovou pružinu, abych jí mohl ohnout do tvaru věnce. Uvedl jsem také možnost provedení spojky jako pojistné a uvedl výpočet krouticího momentu, při kterém by se začal věnec pružiny protáčet. Další zkoumanou součástí bylo vnější pouzdro spojky. To jsem rozdělil na tři oblasti a zajímal mě způsob, jakým je pouzdro namáháno a jak se přenáší krouticí moment v jednotlivých oblastech.

Posledním bodem mé práce bylo analyzování pouzdra pomocí metody konečných prvků a porovnání výsledků redukováných napětí v oblasti 2 s výsledky z kapitoly 10.3.3. Z výsledků vyplývá, že přechody C, D mají značný vliv na průběh napětí v oblasti 2.

13 Zdroje

- [1] JANČÍK, Luděk a Jiří ZÝMA. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, 201 s. ISBN 80-010-2891-7.
- [2] *Hřídelové spojky* [online]. 2013 [cit. 2015-04-13]. Dostupné z: http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-11.04_castistrojuumoznujicipohyb_spojky.pdf
- [3] *Vyrovňovací spojky* [online]. 2013 [cit. 2015-04-14]. Dostupné z: http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_14-10.pdf
- [4] *Pružné spojky* [online]. 2013 [cit. 2015-04-14]. Dostupné z: http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_14-09.pdf
- [5] *Hřídelové spojky* [online]. 2014 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: <http://strojirenstvi-mechanika.blogspot.cz/2010/11/11-hridelove-spojky.html>
- [6] *Rozběhové a volnoběžné spojky* [online]. 2013 [cit. 2015-04-17]. Dostupné z: http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_14-12.pdf
- [7] *Převodná ústrojí* [online]. 2012 [cit. 2015-04-17]. Dostupné z: <http://www.mjauto.cz/prevodovky-1>
- [8] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009, 308 s. ISBN 978-80-01-04224-3.
- [9] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001, 215 s. ISBN 80-010-2375-3.
- [10] ČVUT V PRAZE. Pružná spojka. Vynálezce: Karel VÍTEK. 305268. 2015

14 Seznam obrázků

Obr. 1 Schéma hřídelové spojky.....	11
Obr. 2 Trubková spojka	13
Obr. 3 Korytková spojka	13
Obr. 4 Kotoučová spojka	14
Obr. 5 Axiální trubková spojka	14
Obr. 6 Oldhamova spojka	15
Obr. 7 Kloubová spojka	15
Obr. 8 Univerzální zubová spojka	16
Obr. 9 Spojka s hadovitou pružinou	17
Obr. 10 Pružná spojka obručová	17
Obr. 11 Přesouvací páky	19
Obr. 12 Hydraulicky řazená spojka	19
Obr. 13 Pneumaticky řazená spojka	20
Obr. 14 Pojistná spojka se střížnými kolíky	21
Obr. 15 Prokluzovací lamelová spojka.....	21
Obr. 16 Vysmekovací kuličková spojka	22
Obr. 17 Rozběhová spojka s neřízeným záběrem	23
Obr. 18 Rozběhová spojka se záběrem řízeným pružinami	23
Obr. 19 Volnoběžná axiální spojka	24
Obr. 20 Volnoběžná radiální spojka	24
Obr. 21 Hydraulická spojka	25
Obr. 22 Uvolnění elementu pláště nádoby.....	26
Obr. 23 Přetvoření elementu silnostěnné nádoby	27
Obr. 24 Uvolnění elementu rotujícího kotouče.....	31
Obr. 25 Přetvoření elementu rotujícího kotouče.....	32
Obr. 26 Křivý prut namáhaný ohybem.....	35
Obr. 27 Kombinace prostorového ohybu a krutu	36
Obr. 28 Částečný řez pružnou spojkou	37
Obr. 29 Rozložená spojka	38
Obr. 30 Věnc pruziny a její jeden závit	39
Obr. 31 Rozložení momentu na tečnou a normálovou složku	39
Obr. 32 Rozložení tečného momentu	40
Obr. 33 Namáhání pružiny v místě beta.....	40
Obr. 34 Stoupání závitu.....	41
Obr. 35 Řez uložením věnce na kotouč; označení rozměrů	42
Obr. 36 Síly působící na jeden závit.....	43
Obr. 37 Rovnováha sil.....	44
Obr. 38 Řez uložením věnce v pouzdře; síly působící na pružinu	45
Obr. 39 Pouzdro pružné spojky a jeho rozdělení na tři oblasti.....	46
Obr. 40 Vyznačení elementu v oblastech 1, 2, 3.....	46
Obr. 41 Směry napětí v místě uložení věnce v pouzdře	47
Obr. 42 Napětí působící na element 1; Tok smykového napětí	48
Obr. 43 Průběhy radiálního, tečného a smykového napětí	49
Obr. 44 Napětí působící na element 2; Tok smykového napětí	49
Obr. 45 Průběhy radiálního, tečného a smykového napětí	50
Obr. 46 Místo pro výpočet redukováného napětí.....	51
Obr. 47 Směr smykového napětí v souřadném systému; Pomůcka k určení znaménka smykového napětí v Mohrově kružnici	51
Obr. 48 Mohrova kružnice pro prostý smyk	52
Obr. 49 Směry radiálního, tečného a smykového napětí v souřadném systému	53
Obr. 50 Transformace z roviny y-z do y-x	53
Obr. 51 Mohrova kružnice pro rotující kotouč	55
Obr. 52 Napětí působící na element 3; Tok smykového napětí	56
Obr. 53 Průběhy radiálního, tečného a smykového napětí	56
Obr. 54 Přejít mezi dvěma součástmi	57
Obr. 55 Hlavní rozměry pouzdra.....	58
Obr. 56 Nastavení kroutícího momentu	58

Obr. 57 Napětí od krouticího momentu	59
Obr. 58 Velikosti napětí od krouticího momentu	59
Obr. 59 Napětí od odstředivé síly	60
Obr. 60 Velikosti napětí od odstředivé síly	60
Obr. 61 Výsledné napětí.....	61
Obr. 62 Velikosti výsledného napětí	61