



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Analýza přetěžovací spojky v aplikaci u
zemědělských strojů**

**Analysis of Overload Clutch in Application
for Agricultural Machinery**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2023

Vít CHLUPATÝ

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Místo tohoto listu vložit zadání BP

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Analýza přetěžovací spojky v aplikaci u zemědělských strojů“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana UHLÍŘE Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Vít Chlupatý

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D. za ochotu a vstřícnost při poskytování cenných rad a připomínek k bakalářské práci. Také bych chtěl poděkovat mé rodině a přátelům za podporu při studiu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Vít Chlupatý
Název BP:	Analýza přetěžovací spojky v aplikaci u zemědělských strojů
Anglický název:	Analysis of Overload Clutch in Application for Agricultural Machinery
Rok:	2023
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 38 počet obrázků 24 počet tabulek 2 počet příloh 2
Klíčová slova:	Přetěžovací spojka, zemědělská technika, pomocný pohon, návrh
Keywords:	Overload clutch, agricultural machinery, power take-off, design
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá návrhem přetěžovací spojky pro aplikaci u zemědělských strojů. V teoretické části jsou popsány čtyři vybrané patenty a způsoby připojení spojky. V praktické části je zvolen jeden patent, jsou pro něj provedeny potřebné výpočty a konstrukční návrh. Součástí práce je zhotovení 3D modelu a výkresu sestavy.
Abstract:	This bachelor's thesis focuses on the design of an overload clutch for use in agricultural machinery. The theoretical part describes four selected patents and methods of clutch connection. In the practical part, one patent is chosen, and necessary calculations and a design proposal are performed for it. The work also includes the creation of a 3D model and assembly drawings.

Obsah

1. Úvod	1
2. Rešerše	2
2.1. Vybrané patenty přetěžovacích spojek	2
2.1.1. Jednoduchá lamelová spojka	2
2.1.2. Lamelová spojka s možností nastavení pomocí talířových pružin	3
2.1.3. Spojka nastavitelná tlakem kapaliny	3
2.1.4. Západková spojka.....	4
2.2. Způsoby připojení spojek	5
2.2.1. Profily drážkování PTO	5
2.2.2. Rychlospojky vývodového hřídele.....	6
2.2.3. Připojení ke kardanovému hřídeli	7
3. Návrh přetěžovací spojky.....	8
3.1. Výběr patentu a parametrů pro návrh	8
3.2. Výpočty	8
3.2.1. Drážkování hřídele PTO	8
3.2.2. Svar hnaného členu	10
3.2.3. Přítlačná síla a třecí disky.....	11
3.2.4. Drážkování vnější lamely	13
3.2.5. Talířová pružina	15
3.2.6. Závrtné šrouby	15
3.2.7. Přítlačné pružiny	20
3.2.8. Pružina rychlospojky	22
3.3. Konstrukční návrh.....	24
4. Závěr.....	27
Seznam zkratk a symbolů	28
Seznam použité literatury	31
Seznam Obrázků	32
Seznam Tabulek.....	32
Seznam Příloh.....	32

1. Úvod

Přetěžovací (také kluzná nebo bezpečnostní) spojka je zařízení určené k dočasnému přerušení přenosu výkonu v případě překročení dané hranice zatížení tím, že začne prokluzovat. Díky tomu chrání u poháněného i poháněcího stroje komponenty, např. hřídele a převodovky, před poškozením.

V zemědělství se tyto spojky používají např. ve vybavení jako jsou sekačky, lisovací stroje, kombajny, nebo mulčovače. Tyto stroje pracují v náročných podmínkách, kde hrozí přetížení kvůli náhlým překážkám jako jsou kameny či pařezy, nebo kvůli většímu přísunu plodin či jiného zpracovávaného materiálu. Nejčastěji se používají při zapojení kardanové hřídele do pomocného pohonu (power take-off, PTO, nebo také vývodový hřídel) traktoru nebo jiného stroje. Zde mohou zároveň sloužit k pomalejšímu rozběhu poháněného stroje – pomocný pohon se v traktorech spíná hydraulicky, obsluha nemá kontrolu nad rychlostí rozběhu. Při rychlém roztáčení těžkých součástí by mohlo dojít k přetížení, čemuž spojka zabrání.

Cílem této práce je porovnání běžných typů přetěžovacích spojek, výběr jednoho patentu a na jeho základě vytvoření návrhu spojky včetně tvorby 3D modelu.

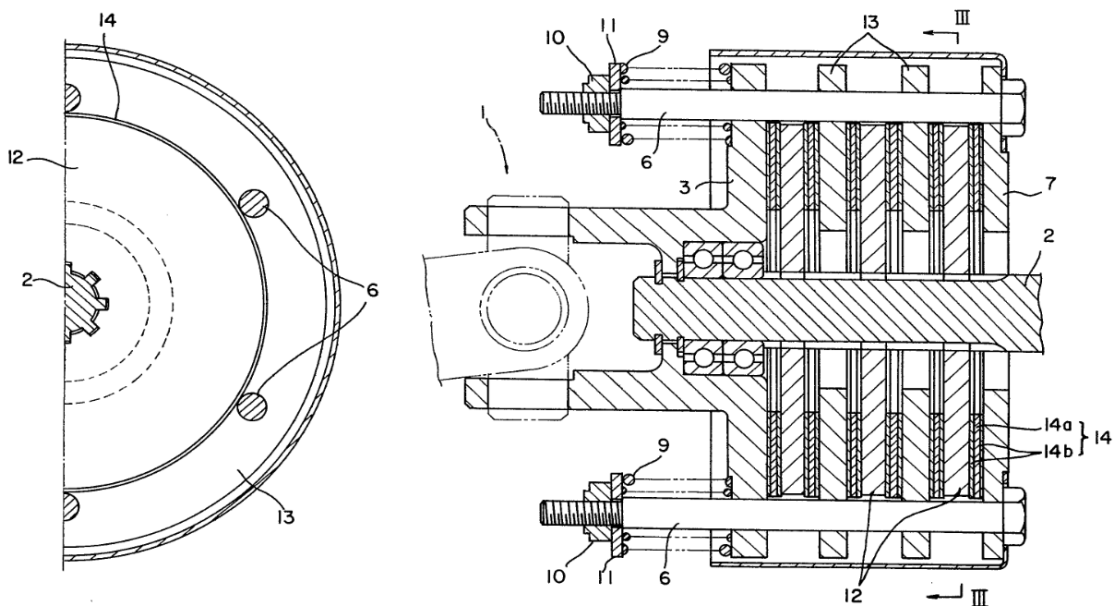
2. Rešerše

2.1. Vybrané patenty přetěžovacích spojek

2.1.1. Jednoduchá lamelová spojka

Tento typ spojky využívá k přenosu krouticího momentu principu tření mezi dvěma sadami lamel. Vnitřní lamely jsou pomocí drážkování připojené k hnacímu členu, zároveň jsou sevřené mezi vnějšími lamelami. Mezi vnitřními a vnějšími lamelami je vložen třecí člen, obvykle vyrobený z organických materiálů nebo ze slinutých slitin založených na mědi. Vnější lamely jsou pomocí šroubů zajištěné proti protáčení vůči hnanému členu spojky. Utažením matic se stlačí válcové vinuté pružiny, které následně působí silou na vnější lamely, což vede k vytvoření třecí síly mezi lamelami a diskovými třecími členy (viz Obr. 1). Tato třecí síla se používá k přenosu krouticího momentu, při jejím překročení proti sobě začnou vnější a vnitřní lamely prokluzovat, což zajistí dočasné přerušování přenosu výkonu na poháněný stroj. [1]

Výhodou tohoto typu spojky je schopnost přenášet vysoké krouticí momenty, pro vyšší zátěž je možné použít více řad lamel. Tento jednoduchý typ konstrukce však není příliš vhodný k případnému nastavování maximálního krouticího momentu. Další nevýhodou lamelových spojek obecně je možnost adheze materiálu třecích disků a lamel po delší době nepoužívání, potenciálně vedoucí k omezení funkčnosti spojky. Kvůli skutečnosti, že jsou k sobě lamely neustále přitlačené, hrozí také hromadění uvolněných částic mezi třecími plochami.



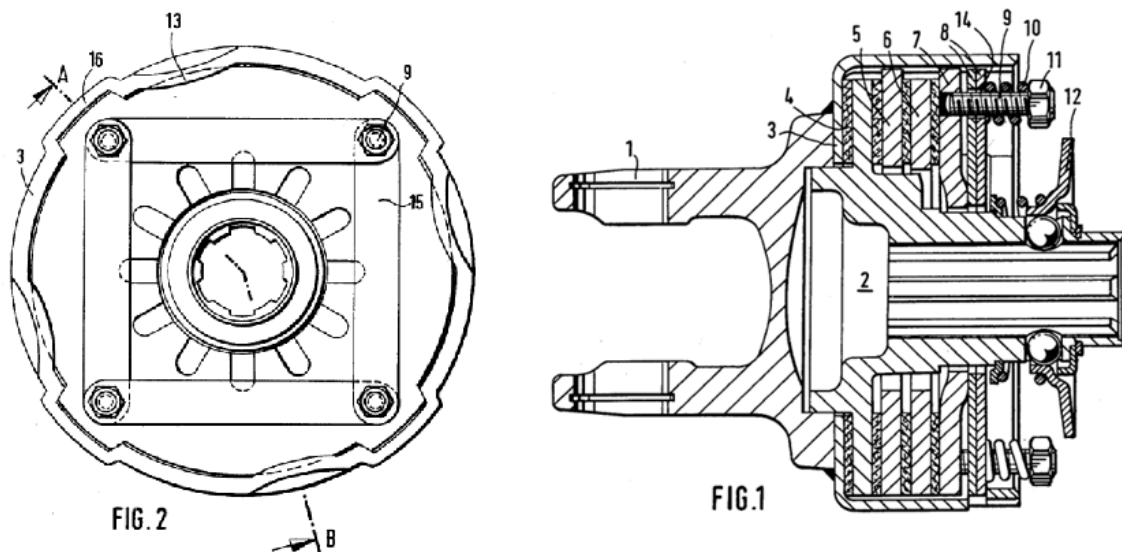
Obr. 1.: Schéma lamelové spojky [1]

2.1.2. Lamelová spojka s možností nastavení pomocí talířových pružin

Tento typ funguje na stejném principu jako předchozí spojka, tedy díky třecí síle mezi lamelami a třecími disky, má však možnost nastavení maximálního krouticího momentu.

Součástí hnaného členu u této spojky je válcový buben, který ukrývá celou konstrukci. Po obvodu bubnu je několik drážek, ve kterých jsou vnější lamely zajištěné proti protočení. Přítlačná síla vychází z talířových pružin opírajících se na jedné straně o krajní vnější lamelu a na druhé straně o pevné dorazy vytvořené ze stěny bubnu. Na zápusných šroubech uchycených v krajní lamele je válcová vinutá pružina, působící na talířové pružiny tím způsobem, že odlehčuje sílu vyvíjenou na lamely spojky. Utažením matice působí vinutá pružina větší silou, což má za výsledek snížení třecí síly lamel a tím nastavení nižšího krouticího momentu potřebného pro prokluz spojky (viz Obr. 2). [2]

Výhodou této spojky je možnost nastavení zatížení, při kterém začne prokluzovat, což je možné využít např. při střídavém používání více strojů různého výkonu a citlivosti k přetížení. Pro nastavení spojky je však potřeba momentový klíč ke stejnému utažení všech matic. Největší nevýhodou je skutečnost, že není kvůli dorazům talířové pružiny vytvořeným prohnutím vnějšího bubnu možné spojku rozebrat a např. vyměnit třecí disky.



Obr. 2.: Schéma lamelové spojky s talířovými pružinami [2]

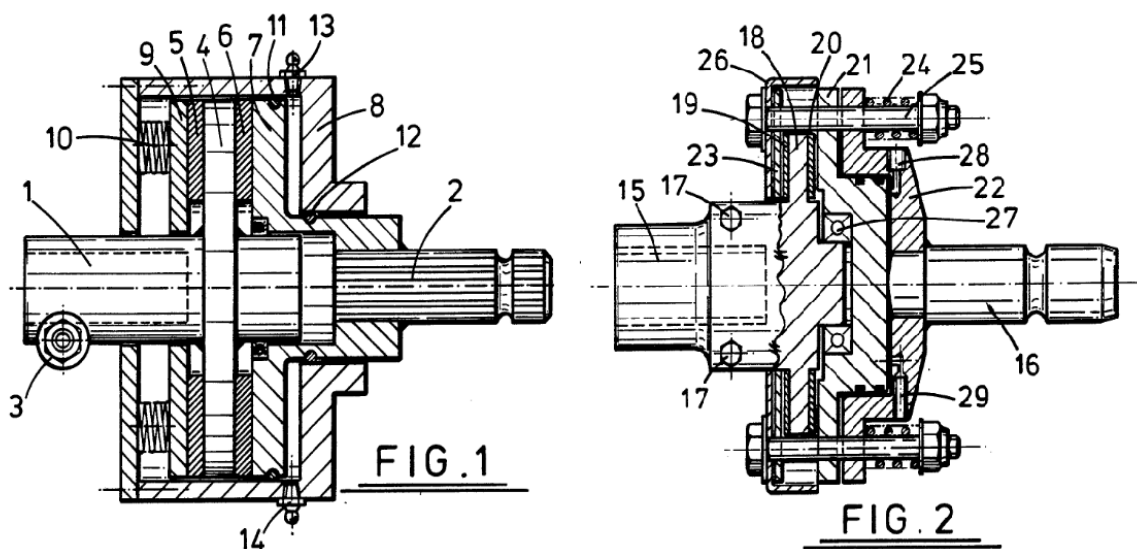
2.1.3. Spojka nastavitelná tlakem kapaliny

Tento typ spojky opět používá princip tření mezi lamelami, pro nastavení maximálního momentu je použit píst plněný kapalinou, např. vazelínou nebo olejem.

Podle patentu jsou možné dvě konfigurace spojky. V obou má krajní vnější lamela funkci hlavy pístu, uzavřené ve válcové komoře ve hnaném členu spojky. V první konfiguraci hlava pístu tlačí skrze ostatní lamely na pružiny, které jsou zapřené o zadní

stěnu hnaného členu, tvořícího válcový buben kolem konstrukce. Ve druhé konfiguraci je hnaný člen podobně jako u prvního typu spojky rozdělen na dvě části a spolu s vnějšími lamelami zajištěn vůči vzájemnému protáčení šrouby. Na šroubech jsou vinuté pružiny, které se při vysouvání pístu stlačují. V obou konfiguracích vede stlačení pružin ke zvýšení přítláčné síly lamel a tím k nastavení prokluzového momentu. Píst je vybaven mazací hlavicí a vypouštěcím ventilem, spojka tedy může být snadno nastavena pomocí mazacího lisu s manometrem a klíče na šestihorné matice (viz Obr. 3). [3]

Výhodou je možnost velmi snadného nastavení maximálního krouticího momentu, který spojka přeneše, ale kvůli možnosti poklesu tlaku je potřeba před použitím spojku zkontrolovat a případně opětovně nastavit.



Obr. 3.: Schéma spojky nastavitelné tlakem kapaliny [3]

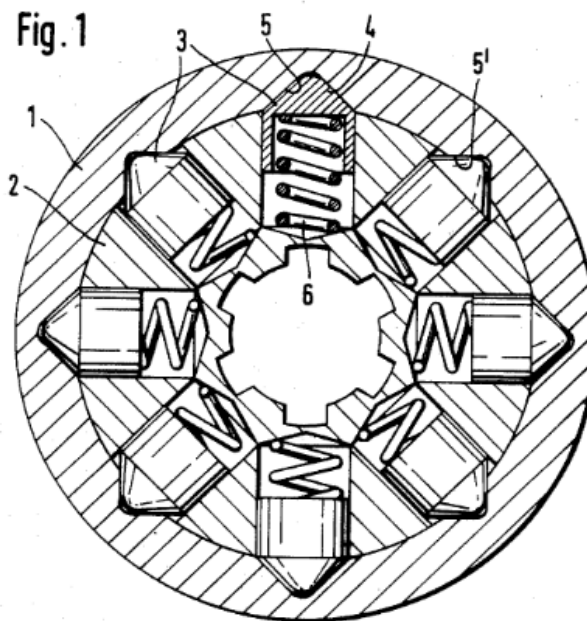
2.1.4. Západková spojka

Tato spojka používá jiného principu než předchozí typy. Ve válcovém hnacím členu jsou rozmístěny díry vedoucí směrem k ose. V každé díře je umístěna klínová západka a pružina, která západku tlačí ven. Hnaný člen tvoří pouzdro kolem členu hnacího, po jeho vnitřním obvodu jsou vytvořené prohlubně, do kterých západky dosedají. Při přenášení výkonu jsou západky vtlačovány proti pružinám k ose spojky, při překročení maximálního krouticího momentu jsou kompletně vytlačeny z prohlubně v hnaném členu, což má za následek protočení spojky (viz Obr. 4).

V hnaném členu je možné použít různé hloubky (případně různé úhly sklonu) jednotlivých prohlubní. Díky tomu se část západek uvolní dříve a část později, což vede k přenosu nižšího než nominálního krouticího momentu i chvíli po protočení spojky a také

ke zjemnění špičkového negativního zatížení při opětovném záběru, způsobeného zasouváním nezáběrové strany západky do prohlubně. [4]

Funkčnost tohoto typu spojky není na rozdíl od spojek lamelových ohrožena možností adheze jednotlivých členů, díky pohyblivějšímu mechanismu nehrozí ani hromadění abrazivního prachu. Další výhodou je skutečnost, že spojka začne při přetížení hlasitě procvakávat, což slouží jako varování obsluhy stroje. Nelze však nastavit maximální krouticí moment, tento typ konstrukce také není vhodný k přenosu tak vysokého momentu, jako lamelové spojky.



Obr. 4.: Schéma západkové spojky [4]

2.2. Způsoby připojení spojek

2.2.1. Profily drážkování PTO

Historicky se používal pouze jeden typ drážkování, s rostoucím výkonem moderních traktorů a jimi poháněných strojů však tento profil pro přenos výkonu již ne vždy stačí, proto norma ISO 500 určuje několik dalších typů (viz Tab. 1.). [5]

Tab. 1.: Typy profilů drážkování [5]

Typ PTO	Nominální průměr [mm]	Počet a typ drážek	Rychlost otáček [min ⁻¹]	Doporučený výkon [kW]
1	35	6 rovnobokých	540	<65
			1000	<110
2	35	21 evolventních	1000	<130
3	45	20 evolventních	1000	<300
4	57,5	22 evolventních	1300	<450

Přestože je typ 1 možné použít i pro otáčky 1000 min^{-1} , zpravidla se v tomto případě používá typ 2, mimo jiné proto, aby obsluha na první pohled věděla, jakou rychlost vývodového hřídele má použít. Většina traktorů má v současnosti možnost použít právě tyto dva profily, většinou je vybavena buďto dvěma vyměnitelnými, nebo jednou oboustrannou koncovkou (viz Obr. 5). Další dva typy se používají pouze u opravdu vysoce výkonných traktorů a poháněných strojů, proto nejsou tak časté.



Obr. 5.: Oboustranná koncovka vývodového hřídele [6]

2.2.2. Rychlospojky vývodového hřídele

V určité vzdálenosti od konce hřídele je po obvodu profilu vytvořená drážka s kruhovým průřezem o daném poloměru, která slouží k uchycení připojeného zařízení a pojištění proti jeho sklouznutí.

Asi nejčastějším způsobem využití této drážky je čep s výřezem, který po zasunutí do správné polohy umožní sejmутí nasazené součásti z hřídele (viz. Obr. 6). Pro zabránění samovolného posunutí čepu je v mechanismu umístěna pružina, která ho drží ve vnější poloze. Pokud nemá být součástí často sundávána, je možné místo čepu použít samotný šroub, který nemusí být předepjatý pružinou.

Druhý často používaný typ rychlospojky má tři kruhové díry vedoucí směrem k ose drážkování, do těchto děr jsou vsazené ocelové kuličky, které zapadnou do drážky na hřídeli. Kruhový kryt na vnějším obvodu rychlospojky blokuje díry, zabraňuje tak vytlačení kuliček. Při posunutí tohoto krytu je částečné vytlačení kuliček umožněno a součást je možné z hřídele sejmout (viz Obr. 7). [7]



Obr. 6.: Příklad rychlospojky s čepem [7]



Obr. 7.: Příklad kuličkové rychlospojky [8]

2.2.3. Připojení ke kardanovému hřídeli

Poháněcí člen přetěžovací spojky musí mít vnitřní drážkování, aby ho bylo možné nasadit na vývodový hřídel traktoru. U poháněného členu jsou však dvě možnosti připojení: vidlici, která se připojí přímo na kříž kardanového kloubu (viz Obr. 7), nebo konec hřídele se stejným drážkováním, na jaké je spojka nasazena (viz Obr. 8), pokud je potřeba spojku od kardanového hřídele oddělit např. pro použití na více strojích.



Obr. 8.: Příklad spojky s drážkovaným koncem hřídele [9]

3. Návrh přetěžovací spojky

3.1. Výběr patentu a parametrů pro návrh

Většina přetěžovacích spojek pro PTO, které se u nás prodávají, je buďto stejného typu jako první patent uvedený v rešerši této práce, tedy jednoduché lamelové spojky, nebo jako patent poslední, tedy spojky západkové. Ani jeden z těchto typů není vhodný pro možnost nastavení maximálního přenášeného výkonu – u těch lamelových to teoreticky možné je, ale nejsou k tomu určené (např. výrobce ama) [7]. Výrobce Walterschied vyrábí spojky s talířovými pružinami, také však bez možnosti nastavení. [10]

Kvůli tomu jsem se rozhodl navrhnout spojku, u které by nastavení možné bylo. Patent využívající tlak kapaliny se mi zdá kvůli možnosti úniku tlaku a nutnosti časté kontroly nepraktický, proto jsem vybral patent využívající talířové pružiny, tedy ten druhý uvedený v rešerši. Jeho hlavní nevýhoda, tedy nerozebíratelnost, se mi nezdá tolik závažná.

Zvolil jsem maximální krouticí moment $M_k = 1200 \text{ N.m}$, pro tuto hodnotu vychází přenášené výkony při otáčkách $n_1 = 540 \text{ min}^{-1}$ a $n_2 = 1000 \text{ min}^{-1}$ následovně:

$$P_1 = \frac{M_k \cdot n_1 \cdot \pi}{30} = \frac{1\,200 \cdot 540 \cdot \pi}{30} = 67\,858 \text{ W} \quad (1)$$

$$P_2 = \frac{M_k \cdot n_2 \cdot \pi}{30} = \frac{1\,200 \cdot 1\,000 \cdot \pi}{30} = 125\,664 \text{ W} \quad (2)$$

Výkon P_1 odpovídá 91 HP (koňské síly, ve kterých se většinou výkon traktorů měří), spojka by tedy nejlépe vyhovovala traktoru s nominálním výkonem 90 HP (například John Deere 5090M, který má maximální výkon 94 HP, nebo 69 kW) [11]. V případě použití strojů vyžadujících otáčky 1000 min^{-1} , nebo strojů dimenzovaných na menší zátěž, by obsluha utažením matic snížila maximální přenášený krouticí moment.

3.2. Výpočty

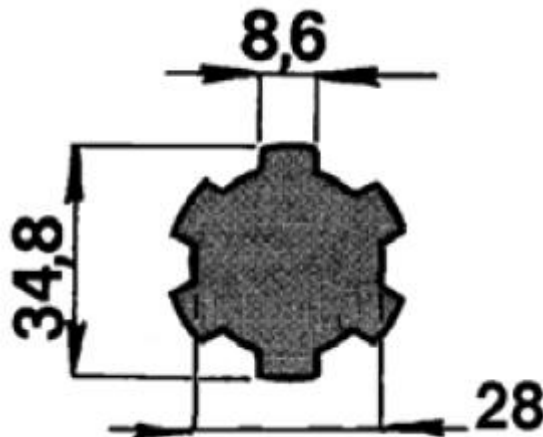
V této části provedu všechny potřebné návrhové a kontrolní výpočty pro jednotlivé součásti, na jejichž základě poté vytvořím 3D model spojky.

3.2.1. Drážkování hřídele PTO

Vzhledem ke zvolené velikostní kategorii traktorů, pro které spojku navrhuji, musím zvolit podle ISO 500 typ drážkování 1 nebo 2. Typu traktoru odpovídající velikost poháněných strojů (především menší mulčovače, sekačky, nebo třeba čerpadla tažených postřikovačů) vyžaduje většinou typ 1 a s ním rychlost otáček 540 min^{-1} , proto je

nejvhodnější zvolit právě ten. Norma doporučuje maximální výkon při těchto otáčkách pouze 65 kW, rozdíl je však dostatečně malý. Např. výrobce ama prodává spojky s maximálním momentem až 2000 N.m, které jsou stále vybaveny drážkováním typu 1. [7]

Vzhledem k relativně vysokému zatížení v krutu musím vybrat dostatečně pevný materiál pro výstupní hřídel spojky. Volím minimální bezpečnost $k_h = 1,4$



Obr. 9.: Drážkování typu 1 (rozměry v mm) [12]

Rozměry (viz Obr. 9): Malý průměr drážkování	$d_1 = 28 \text{ mm}$
Velký průměr drážkování	$D_1 = 34,8 \text{ mm}$
Počet drážek	$z_1 = 6$
Součinitel stykové plochy [13]	$\psi = 0,8$
Výška stykové plochy	$h_{v1} = 3,4 \text{ mm}$

Maximální napětí v krutu, kterým bude hřídel zatížen při plném záběru spojky:

$$\tau_h = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{16 \cdot 1\,200\,000}{\pi \cdot 28^3} = 278,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3)$$

Potřebné minimální dovolené napětí v krutu pro materiálu hřídele:

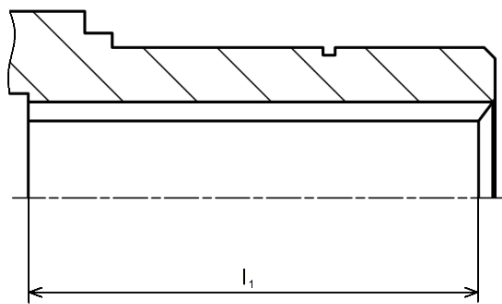
$$\tau_{Kh} = \tau_h \cdot k_h = 278,4 \cdot 1,4 = 389,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4)$$

Minimální mez kluzu, dle HMH $\alpha = \sqrt{3}$:

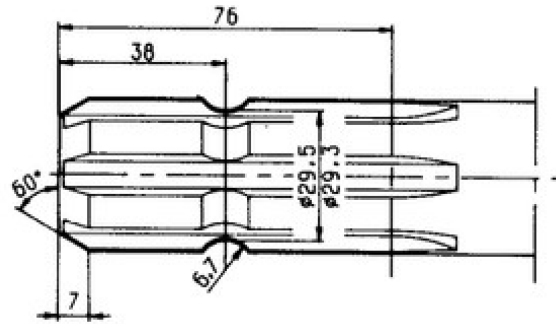
$$\sigma_{Kth} = \alpha \cdot \tau_{Kh} = \sqrt{3} \cdot 389,8 = 675,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (5)$$

Podle minimální přípustné meze kluzu volím pro hřídel materiál 14 341, který má mez kluzu $R_e = 715 \text{ MPa}$. [14]

Dále počítám minimální délku vnitřního drážkování na poháněcím členu l_1 (viz Obr. 10).



Obr. 11.: Vnitřní drážkování na vstupním členu [vlastní zdroj]



Obr. 10.: Rozměry drážkování [16]

Účinná styková plocha na 1 mm délky:

$$s'_1 = z_1 \cdot h_{v1} \cdot \psi \cdot 1 = 6 \cdot 3,4 \cdot 0,8 = 16,32 \text{ mm}^2 \quad (6)$$

Minimální délka drážkování při dovoleném tlaku $p_d = 90 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ [15], součástí této hodnoty je šířka drážky pro axiální uchycení $l_u = 12 \text{ mm}$ (viz Obr. 11).

$$l_1 \geq \frac{4 \cdot M_k}{s'_1 \cdot (D_1 + d_1) \cdot p_d} + l_u = \frac{4 \cdot 1\,200\,000}{16,32 \cdot (34,8 + 28) \cdot 90} + 12 = 64 \text{ mm} \quad (7)$$

3.2.2. Svar hnaného členu

Kontroluji svar, kterým bude výstupní hřídel připojen k válcovému bubnu. Tento svar se bude nacházet na vnějším obvodu součásti s výstupním hřídelem, síla, která ho zatěžuje tedy vychází z krouticího momentu M_k a z průměru součásti (viz Obr. 12).

Mez kluzu materiálu bubnu (11 523) [14]: $\sigma_{Kt} = 284 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

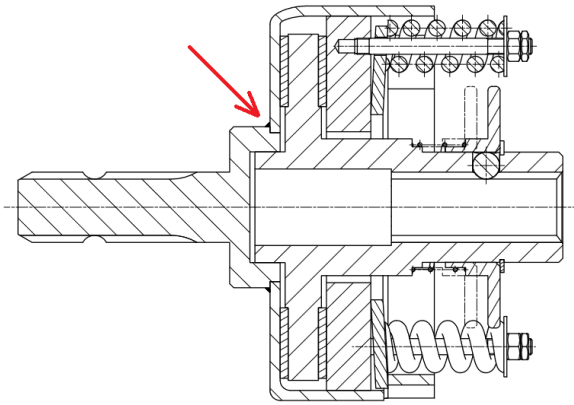
Převodní součinitel svaru [17]: $k_{př} = 0,8$

Bezpečnost svaru: $k_{sv} = 2$

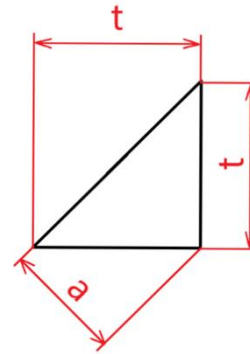
Tloušťka svaru: $t_{sv} = 6 \text{ mm}$

Dovolené smykové napětí ve svaru:

$$\tau_{\parallel d} = \frac{\sigma_{Kt} \cdot k_{př}}{k_{sv}} = \frac{284 \cdot 0,8}{2} = 113,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (8)$$



Obr. 12.: Umístění svaru [vlastní zdroj]



Obr. 13.: Rozměry svaru [vlastní zdroj]

Nejmenší rozměr svaru (viz Obr. 13):

$$a_{sv} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot t_{sv} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 6 = 4,24 \text{ mm} \quad (9)$$

Výpočet minimálního průměru, na kterém se svar nachází:

$$F_{sv} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{sv \min}} \quad (10)$$

$$F_{sv} = a_{sv} \cdot \pi \cdot d_{sv \min} \cdot \tau_{\parallel d} \quad (11)$$

$$d_{sv \min} = \sqrt{\frac{2 \cdot M_k}{a_{sv} \cdot \pi \cdot \tau_{\parallel d}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1\,200\,000}{4,24 \cdot \pi \cdot 113,6}} = 39,8 \text{ mm} \quad (12)$$

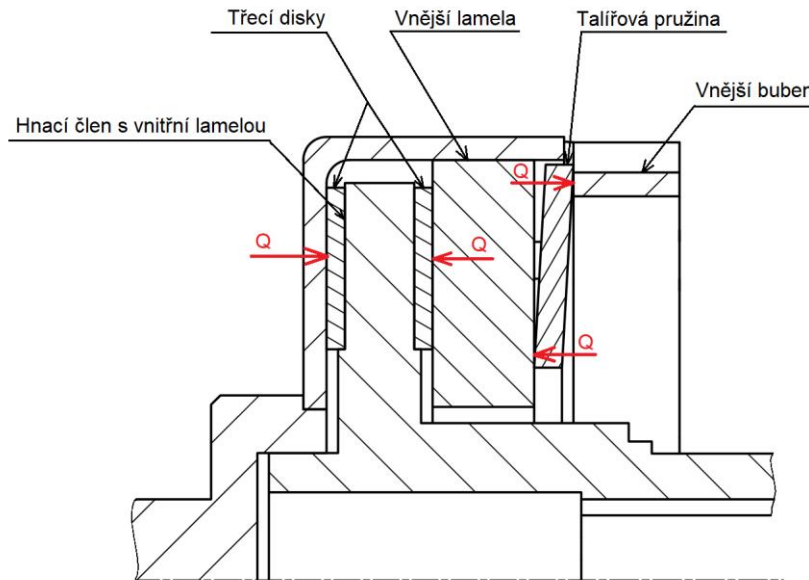
Vzhledem ke konstrukčním požadavkům – pod svarem musí zůstat dostatek prostoru pro uložení poháněcího členu spojky – volím průměr $d_{sv} = 60 \text{ mm}$. Pro tuto hodnotu počítám minimální délku svaru:

$$l_{sv \min} = \frac{2 \cdot M_k}{a_{sv} \cdot \tau_{\parallel d} \cdot d_{sv}} = \frac{2 \cdot 1\,200\,000}{4,24 \cdot 113,6 \cdot 60} = 83,0 \text{ mm} \quad (13)$$

3.2.3. Přítlačná síla a třecí disky

Talířová pružina se na svém vnitřním poloměru opírá o vnější lamelu, na vnějším poloměru je zapřená o zarážky prolisované ze stěny bubnu. V obou místech působí na tyto

součástí silou Q , která je přenášena na třecí disky (viz Obr. 14). Působením přítláčné síly vznikne na třecích discích síla třecí $F_{tř}$, která působí obvodově na jejich středním poloměru a odpovídá maximálnímu přenášenému momentu. Při překročení této síly disky proklouznou.



Obr. 14.: Silové působení taliřové pružiny [vlastní zdroj]

Je potřeba zvolit materiál pro třecí disky. Z důvodu vysoce konzistentního dynamického i statického koeficientu tření v průběhu používání jsem se rozhodl pro slitutý bronz [18]. Konkrétně jsem vybral materiál B044 od výrobce Friction Marketing Co Ltd. Tento materiál je určen mimo jiné právě pro přetěžovací spojky [19]. Důležité hodnoty materiálu:

Třecí koeficient statický:	$f_{tř s} = 0,42$
Třecí koeficient dynamický:	$f_{tř d} = 0,25$
Maximální dynamický tlak:	$p_{d tř} = 2 \text{ N.mm}^{-2}$
Maximální třecí rychlost:	$v_{tř max} = 30 \text{ m.s}^{-1}$
Maximální třecí průměr:	$d_{tř max1} = 304 \text{ mm}$

Vzhledem k výrazně menšímu dynamickému koeficientu tření klesne při prokluzování spojky přenášený výkon téměř na polovinu. To však v této aplikaci nevádí, při přetížení a zastavení poháněného stroje je potřeba pohon vypnout a stroj uvolnit (např. vyčištěním), díky sníženému výkonu se spojka nebude tak rychle zahřívat. Zároveň se se sníženým výkonem změní zvuk motoru traktoru, což může pomoci upozornit obsluhu na problém.

Je třeba spočítat maximální vnější průměr třecího disku, aby nebyl při otáčkách n_2 na žádné části jeho povrchu překročen limit třecí rychlosti $v_{tř max}$:

$$d_{tř\ max2} = \frac{v_{tř\ max} \cdot 60}{\pi \cdot n_2} = \frac{30\ 000 \cdot 60}{\pi \cdot 1000} = 573\ mm \quad (14)$$

Tento průměr je větší než maximální třecí průměr daný výrobcem $d_{tř\ max1}$, s ohledem na něj volím následující rozměry:

Vnější průměr třecích disků:	$D_{tř} = 170\ mm$
Vnitřní průměr třecích disků:	$d_{tř} = 100\ mm$
Počet třecích disků (roven dvojnásobku počtu vnitřních lamel):	$i_{tř} = 2$

Nyní spočítám obvodovou sílu působící na středním průměru třecího disku, která je potřeba pro přenos maximálního krouticího momentu:

$$F_{tř} = \frac{4 \cdot M_k}{(D_{tř} + d_{tř}) \cdot i_{tř}} = \frac{4 \cdot 1\ 200\ 000}{(170 + 100) \cdot 2} = 8\ 889\ N \quad (15)$$

Pro daný statický koeficient tření je tedy potřebná přitlačná síla:

$$Q = \frac{F_{tř}}{f_{tř\ s}} = \frac{8\ 889}{0,42} = 21\ 164\ N \quad (16)$$

Jako poslední zbývá kontrola třecích disků na otlačení:

$$p_{D\ tř} = 2\ N \cdot mm^{-2}$$

$$p_{tř} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D_{tř}^2 - d_{tř}^2)} = \frac{4 \cdot 21\ 164}{\pi \cdot (170^2 - 100^2)} = 1,43\ N \cdot mm^{-2} \leq p_{D\ tř} \quad (17)$$

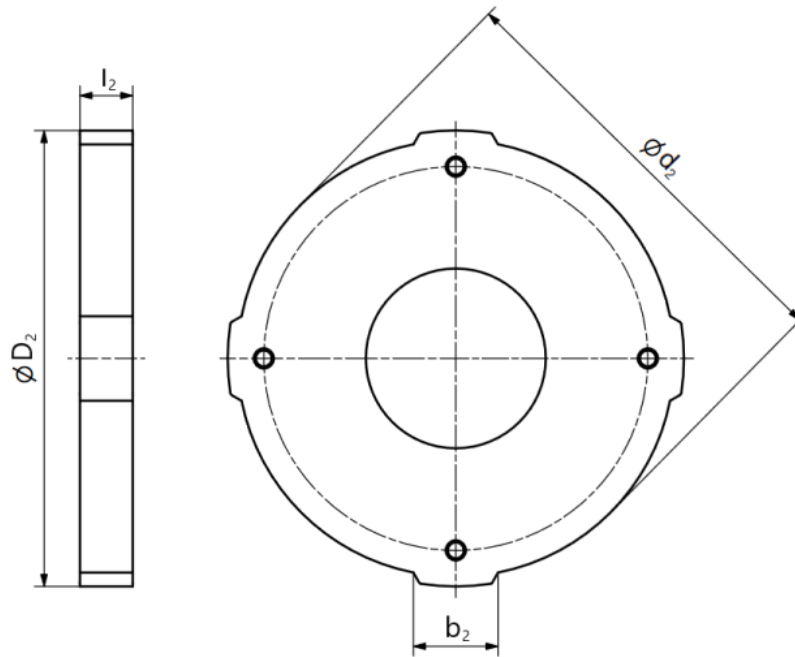
Při montáži bude tento tlak pravděpodobně dočasně překročen, dovolený tlak je však dynamický – krátkodobé statické zatížení může být vyšší.

3.2.4. Drážkování vnější lamely

Vnitřní lamela bude pouze jedna, bude přímo součástí poháněcího členu. Zato upevnění vnější lamely v bubnu spojky musí být posuvné. Uchycení proti protáčení bude zajištěno nenormalizovaným drážkováním (viz Obr. 15).

Součinitel stykové plochy ψ_2 volím menší než u rovnobokého drážkování kvůli tomu, že drážkování ve vnějším bubnu je vyrobeno prolisováním, bude tedy méně přesné. Vzhledem k rozměrům ostatních součástí volím následující rozměry:

Velký průměr drážkování:	$D_2 = 190 \text{ mm}$
Malý průměr drážkování:	$d_2 = 182 \text{ mm}$
Výška stykové plochy:	$h_{v2} = 4 \text{ mm}$
Dovolený tlak [15]:	$p_d = 90 \text{ N.mm}^{-2}$
Dovolené smykové napětí [13]:	$\tau_d = 60 \text{ N.mm}^{-2}$
Počet zubů:	$z_2 = 4$
Součinitel stykové plochy:	$\psi_2 = 0,5$



Obr. 15.: Schéma vnější lamely [vlastní zdroj]

Účinná styková plocha na 1 mm délky drážkování:

$$s'_2 = z_2 \cdot h_{v2} \cdot \psi \cdot 1 = 4 \cdot 4 \cdot 0,5 = 8 \text{ mm}^2 \quad (18)$$

Minimální délka drážkování – lamela bude zatížena pouze polovinou celkového krouticího momentu, druhá polovina je předávána skrze druhý třecí disk přímo zadní straně vnějšího bubnu spojky:

$$l_2 \geq \frac{4 \cdot M_k}{2 \cdot s'_2 \cdot (D_2 + d_2) \cdot p_d} = \frac{4 \cdot 1\,200\,000}{2 \cdot 8 \cdot (190 + 182) \cdot 90} = 9,0 \text{ mm} \quad (19)$$

Lamela musí být dostatečně široká, aby v ní bylo možné vytvořit díry pro šrouby, proto volím výrazně větší délku drážkování $l_2 = 20 \text{ mm}$. S touto hodnotou počítám minimální šířku zubu tak, aby vyhovovala dovolenému smykovému napětí pro stříh:

$$b_2 \geq \frac{2 \cdot M_k}{2 \cdot d_2 \cdot l_2 \cdot \tau_d \cdot z_2} = \frac{2 \cdot 1\,200\,000}{2 \cdot 182 \cdot 20 \cdot 60 \cdot 4} = 2,75 \text{ mm} \quad (20)$$

V zájmu snazší výroby vnějšího bubnu volím opět výrazně větší šířku zubu, konkrétně $b_2 = 35 \text{ mm}$.

3.2.5. Talířová pružina

Talířová pružina vyvíjí sílu na lamely Q. Z důvodu proveditelnosti montáže je však potřeba, aby bylo pracovní zatížení menší než zatížení maximální. To umožní větší stlačení pružiny, které je nezbytné pro vytvoření vůle potřebné k prolisování dorazů z vnějšího bubnu spojky. Po obvodu talířové pružiny také budou díry pro šrouby, což sníží skutečné maximální zatížení. Z těchto důvodů volím s přihlédnutím k rozměrům spojky jednu pružinu od výrobce Mubea s katalogovým číslem 18 0154 [21].

S maximálním zatížením $F_{tl \max} = 37\,502 \text{ N}$ se zdá být předimenzovaná, nejsilnější slabší pružina se stejným vnějším průměrem však není se silou $F_{\max} = 26 \text{ kN}$ dostatečná, neúplné zatížení pružiny ničemu nevadí.

Rozměry talířové pružiny (viz Obr. 16) [21]:

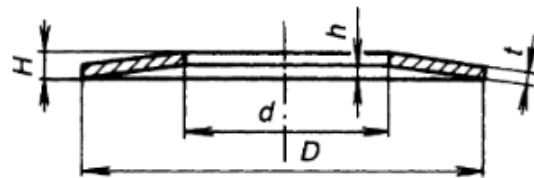
$$D_{tl} = 180 \text{ mm}$$

$$d_{tl} = 92 \text{ mm}$$

$$t_{tl} = 6 \text{ mm}$$

$$H_{tl} = 11,1 \text{ mm}$$

$$h_{tl} = 5,1 \text{ mm}$$



Obr. 16.: Schéma talířové pružiny [20]

Tab. 2.: Síla talířové pružiny při různých hodnotách stlačení s [21]

s = 0,25h		s = 0,5h		s = 0,75h		s = h	
s [mm]	F [N]	s [mm]	F [N]	s [mm]	F [N]	s [mm]	F [N]
1,275	16 558	2,550	28 522	3,825	37 502	5,1	44 930

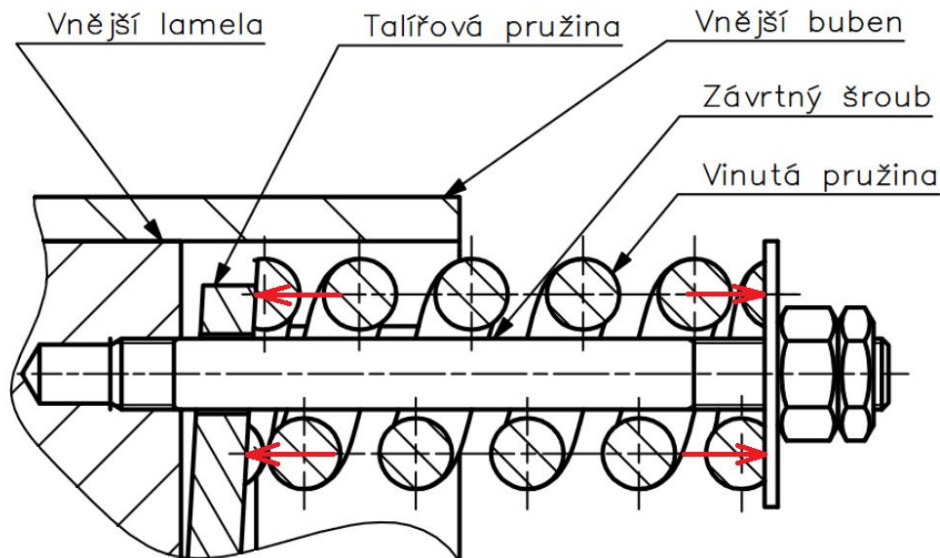
Maximální přípustný pracovní zdvih pružiny je roven $s = 0,75h$, při větším promáčknutí hrozí její poškození.

3.2.6. Závrtné šrouby

Na šroubech jsou navlečené vinuté pružiny, které při utažení matic tlačí na talířovou pružinu silou F_s a tím snižují přítlačnou sílu Q působící na lamely. Stejná síla F_s bude působit na šrouby tahem (viz Obr. 17). Volba jejich počtu je kompromis mezi rovnoměrností

Analýza přetěžovací spojky v aplikaci u zemědělských strojů

rozložení odlehčovací síly pro více šroubů a menším ovlivněním talířové pružiny dírami pro méně šroubů. Jako rozumný se zdá být počet $i_s = 4$.



Obr. 17.: Schéma závrtného šroubu s vinutou pružinou [vlastní zdroj]

V zájmu co nejmenších děr volím pevnostní třídu šroubů 12.9, té odpovídají následující hodnoty:

$$\sigma_{Pts} = 1\,200 \text{ Nmm}^{-2}$$

$$\sigma_{Kts} = 1\,080 \text{ Nmm}^{-2}$$

Výpočet síly v jednom šroubu, vycházející z maximálního zatížení talířové pružiny, a z jí odpovídající minimální průměr jádra šroubu pro zvolenou bezpečnost $k_s = 2,5$:

$$F_s = \frac{F_{tl\,max}}{i_s} = \frac{37\,502}{4} = 9\,375 \text{ N} \quad (21)$$

$$d_{3s} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_s \cdot k_s}{\pi \cdot \sigma_{Kts}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9\,375 \cdot 2,5}{\pi \cdot 1\,080}} = 5,257 \text{ mm} \quad (22)$$

Volím závit M8x1,25 s následujícími rozměry [20]:

$$d_s = 8 \text{ mm}$$

$$d_{2s} = 7,188 \text{ mm}$$

$$d_{3s} = 6,466 \text{ mm}$$

$$P_s = 1,25 \text{ mm}$$

Je potřeba zjistit úhel stoupání závitu γ_s , úhel boku profilu závitu β_{ns} a třecí úhel φ'_s . Kvůli podmínkám, ve kterých se bude závit nacházet (nečistoty, vliv počasí), volím koeficient tření v závitu $f_z = 0,25$ [17].

$$\operatorname{tg} \gamma_s = \frac{P_s}{\pi \cdot d_{2s}} \rightarrow \gamma_s = \operatorname{arctg} \left(\frac{P_s}{\pi \cdot d_{2s}} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{1,25}{\pi \cdot 6,466} \right) = 3,168^\circ \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_{ns} &= \operatorname{tg} 30 \cdot \cos \gamma_s \rightarrow \beta_{ns} = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} 30 \cdot \cos \gamma_s) = \operatorname{arctg} (\operatorname{tg} 30 \cdot \cos 3,168) = \\ &= 29,962^\circ \end{aligned} \quad (24)$$

$$\operatorname{tg} \varphi'_s = f'_s = \frac{f_s}{\cos \beta_{ns}} \rightarrow \varphi'_s = \operatorname{arctg} \left(\frac{f_s}{\cos \beta_{ns}} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,15}{\cos 29,962} \right) = 9,823^\circ \quad (25)$$

Nyní spočítám krouticí moment, který na jádro šroubu působí, a za pomoci průřezového modulu v krutu zjistím smykové napětí:

$$M_{ks} = F_s \cdot \frac{d_{2s}}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_s + \varphi'_s) = 9\,375 \cdot \frac{7,188}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,168 + 9,823) = 11\,776 \text{ Nmm} \quad (26)$$

$$W_{ks} = \frac{\pi \cdot d_{3s}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 6,466^3}{16} = 53,08 \text{ mm}^2 \quad (27)$$

$$\tau_s = \frac{M_{ks}}{W_{ks}} = \frac{11\,776}{53,08} = 221,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (28)$$

Bezpečnost pro namáhání od krutu dle hypotézy HMM, $\alpha = \sqrt{3}$:

$$\tau_{Kds} = \frac{\sigma_{Kt}}{\alpha} = \frac{1080}{\sqrt{3}} = 623,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (29)$$

$$k_\tau = \frac{\tau_{Kds}}{\tau_s} = \frac{623,5}{221,9} = 2,81 \quad (30)$$

Dalším krokem je zjištění tahového napětí, které spočítám z plochy průřezu jádra:

$$S_{3s} = \frac{\pi \cdot d_{3s}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 6,466^2}{4} = 32,84 \text{ mm}^2 \quad (31)$$

$$\sigma_s = \frac{Q_s}{S_{3s}} = \frac{9\,375}{32,84} = 285,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (32)$$

Ze smykového a tahového napětí spočítám dle hypotézy τ_{max} ($\alpha_2 = 2$) redukované napětí:

$$\sigma_{sred} = \sqrt{\sigma_s^2 + \alpha_s \cdot \tau_s^2} = \sqrt{285,5^2 + 2 \cdot 221,9^2} = 424,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (33)$$

Celková bezpečnost pro redukované napětí tedy činí:

$$k_{sc} = \frac{\sigma_{Kts}}{\sigma_{sredmax}} = \frac{1080}{424,2} = 2,55 \geq k_s = 2,5 \quad (34)$$

Celková bezpečnost je dostatečně vysoká, šrouby tedy vyhovují. Nyní zbývá zkontrolovat závity závrtné části šroubu na otláčení. Maximální dovolený tlak v závitech pro pevnostní třídu šroubu 12.9 a ocelový vnitřní závit je $p_{ds} = 250 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ [20]. Vzhledem k tomu, že počítám pro materiál 11 523 s dovoleným tlakem $p_d = 90 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, volím i zde tuto hodnotu.

Materiál matice	Pevnostní třída šroubu ČSN EN ISO 898-1									
	3.6 (4A)	4.6 (4D)	4.8 (4S)	5.6 (5D)	5.8 (5S)	6.8 (6S)	– (6G)	8.8 (8G)	10.9 (10K)	12.9 (12K)
	p_D (MPa)									
Ocel	40	50	75	70	90	110	120	150	200	250
Litina	25	30	45	40	55	70	80	90	125	150
Hliníkové slitiny	18	20	30	27	35	45	50	60	80	90

Hodnoty v závorkách odpovídají značení dle původní ČSN 02 1005.

Obr. 18.: Doporučené tlaky v závitech [20]

Počet závitů (délka závitu je u závrtných šroubů do oceli rovna jeho průměru) a výsledný tlak na závity:

$$p_d = 90 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

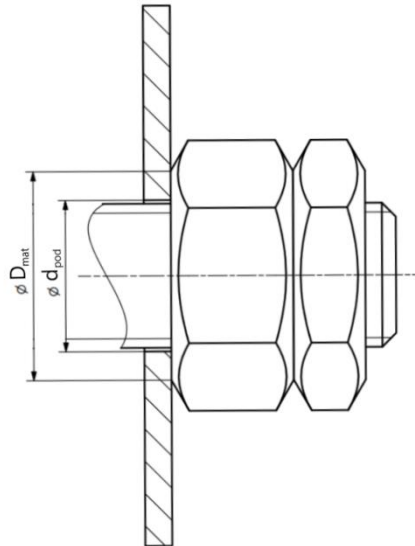
$$n_z = \frac{1 \cdot d_s}{P_s} = \frac{8}{1,25} = 6,4 \quad (35)$$

$$p_s = \frac{4 \cdot F_s}{n_z \cdot \pi \cdot (d_s^2 - d_{3s}^2)} = \frac{4 \cdot 9\,375}{6,4 \cdot \pi \cdot (8^2 - 6,466^2)} = 84,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq p_d \quad (36)$$

Utahovací moment matic M_m pro plné zatížení talířové pružiny je roven součtu momentu v jádru šroubu M_{ks} a momentu vycházejícího ze tření dosedací plochy matice. Koeficient tohoto tření volím opět kvůli horším podmínkám vyšší, konkrétně $f_m = 0,2$ [17]. Další hodnoty důležité pro výpočet (viz Obr. 19) [20]:

Vnitřní průměr podložky: $d_{pod} = 8,4 \text{ mm}$

Vnější průměr dosedací plochy matice: $D_{mat} = 11,6 \text{ mm}$

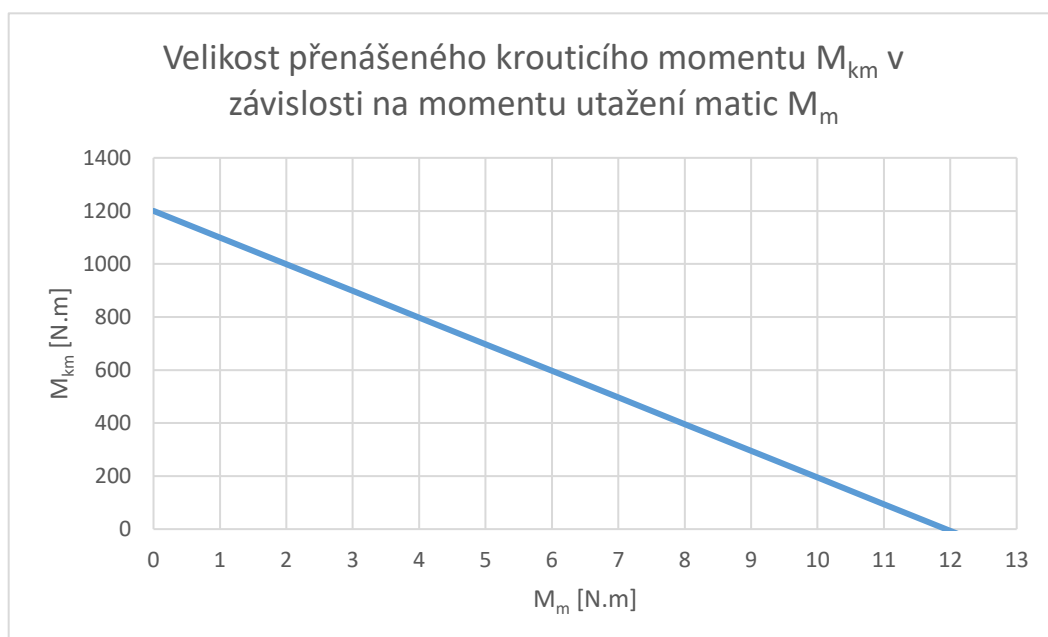


Obr. 19.: Schéma matice s rozměry došedací plochy [vlastní zdroj]

$$\begin{aligned}
 M_{m \max} &= M_{ks} + \frac{F_s \cdot (d_{pod} + D_{mat}) \cdot f_m}{4} = 11\,776 + \frac{9\,375 \cdot (8,4 + 11,6) \cdot 0,2}{4} = \\
 &= 21\,152 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned} \tag{37}$$

Pro jednoduchost nastavení spojky vytvořím vzorec a graf pro zjištění přenášeného krouticího momentu M_{km} v závislosti na utažení matic M_m .

$$M_{km} = f_{tř} a \cdot \frac{(D_{tř} + d_{tř})}{4} \cdot i_{tř} \cdot \left(Q - 4 \cdot \frac{M_m}{f_m \cdot \frac{(d_{pod} + D_{mat})}{4} + \text{tg}(\gamma_s + \varphi'_s) \cdot \frac{d_{zs}}{2}} \right) \tag{38}$$



Obr. 20.: Velikost přenášeného krouticího momentu M_{km} v závislosti na momentu utažení matic M_m

Hodnoty z grafu (viz Obr. 20) nejsou zcela přesné, kvůli vlivům prachu, počasí, opotřebení atd. se může koeficient tření u šroubů měnit. Proto by bylo vhodné, kdyby uživatel skutečné hodnoty jednou za čas přeměřil. Nejsnazším způsobem je zjistit, při jakém momentu utažení dojde k plnému odlehčení přitlačné síly, tedy kdy začne spojka volně prokluzovat, vzhledem k lineárnímu průběhu se pak snadno dopočítá potřebné utažení.

3.2.7. Přitlačné pružiny

Počet pružin musí být stejný jako počet závrtných šroubů, jejich pracovní zatížení je stejné jako síla působící na šrouby, tedy $F_{p8} = F_s$. Navrhují je tak, aby pracovní stlačení odpovídalo několika otáčkám při utahování matic, což je nezbytné pro možnost přesného nastavení, zároveň musí rozměry odpovídat velikosti šroubů. Pružiny také nesmí být příliš dlouhé, aby nepřekážely při zapojování spojky do PTO traktoru.

Jako materiál volím ocel 14 260 (54SiCr6), té odpovídají následující hodnoty [22]:

Mez pevnosti: $R_m = 1\,770 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$

Modul pružnosti ve smyku: $G = 7,85 \cdot 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$

Dovolené napětí v krutu dle hypotézy HMM, $\alpha = \sqrt{3}$:

$$\tau_{pD} = \frac{R_m}{\alpha} = \frac{1770}{\sqrt{3}} = 1\,022 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \quad (39)$$

Vzhledem k použitému závit u šroubů M8 a potřebě silného drátu pružin volím střední průměr pružiny $D_p = 18 \text{ mm}$, s touto hodnotou počítám předběžné hodnoty pro průměr drátu d_p , index pružiny w_p a její korekční součinitel K_p :

$$d_p'' = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{D_p \cdot F_{p8}}{\pi \cdot \tau_{pD}}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{18 \cdot 9\,375}{\pi \cdot 1\,022}} = 7,49 \text{ mm} \quad (40)$$

$$w_p' = \frac{D_p}{d_p''} = \frac{18}{7,49} = 2,40 \quad (41)$$

$$K_p' = \frac{w_p' + 0,2}{w_p' - 1} = \frac{2,4 + 0,2}{2,4 - 1} = 1,86 \quad (42)$$

$$d_p' = d_p'' \cdot \sqrt[3]{K_p'} = 7,49 \cdot \sqrt[3]{1,86} = 9,21 \text{ mm} \quad (43)$$

V zájmu nižšího počtu závitů pružiny a tím i menší délky volím menší průměr drátu $d_p = 8$ mm. Jemu odpovídající výsledné hodnoty w_p a K_p :

$$w = \frac{D_p}{d_p} = \frac{18}{8} = 2,25 \quad (44)$$

$$K = \frac{w + 0,2}{w - 1} = \frac{2,25 + 0,2}{2,25 - 1} = 0,754 \quad (45)$$

Stanovení vnějšího a vnitřního průměru pružiny D_{p1} a D_{p2} :

$$D_{p1} = D_p + d_p = 18 + 8 = 26 \text{ mm} \quad (46)$$

$$D_{p2} = D_p - d_p = 18 - 8 = 10 \text{ mm} \quad (47)$$

Jako předběžnou hodnotu pracovního stlačení pružiny volím čtyřnásobek rozteče závitů M8, z toho vychází předběžná tuhost pružiny a počet činných závitů:

$$s'_{p8} = 4 \cdot P_s = 4 \cdot 1,25 = 5 \text{ mm} \quad (48)$$

$$R'_p = \frac{F_{p8}}{s'_{p8}} = \frac{9\,375}{5} = 1\,875 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (49)$$

$$n'_p = \frac{G \cdot d_p^4}{8 \cdot D_p^3 \cdot R'_p} = \frac{78\,500 \cdot 8^4}{8 \cdot 18^3 \cdot 1\,563} = 3,68 \quad (50)$$

Volím $n_p = 4$, výsledná tuhost a pracovní stlačení pružiny:

$$R_p = \frac{G \cdot d_p^4}{8 \cdot D_p^3 \cdot n_p} = \frac{78\,500 \cdot 8^4}{8 \cdot 18^3 \cdot 4} = 1\,723 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (51)$$

$$s_{p8} = \frac{F_{p8}}{R_p} = \frac{9\,375}{1\,723} = 5,44 \text{ mm} \quad (52)$$

Dále volím počet nečinných závitů $n_{pz} = 2$ a s ohledem na počet závitů a průměr drátu volnou délku pružiny $L_{p0} = 58$ mm, celkový počet závitů a stlačená délka tedy činí:

$$n_{pc} = n_p + n_{pz} = 4 + 2 = 6 \quad (53)$$

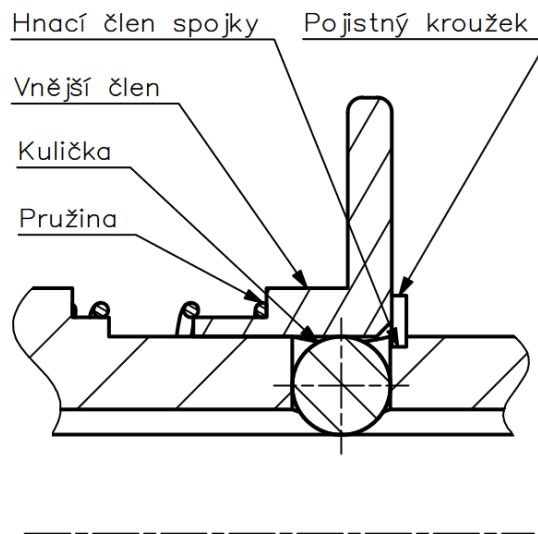
$$L_{p8} = L_{p0} - s_{p8} = 58 - 5,44 = 52,56 \text{ mm} \quad (54)$$

Zbývá zkontrolovat, zda maximální napětí v drátu nepřekročí povolenou hodnotu:

$$\tau_{p8} = K_p \cdot \frac{8 \cdot F_{p8} \cdot D_p}{\pi \cdot d_p^3} = 1,86 \cdot \frac{8 \cdot 9\,375 \cdot 18}{\pi \cdot 8^3} = 632,7 \text{ Nmm}^{-2} < \tau_{pD} = 1\,022 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (55)$$

3.2.8. Pružina rychlospojky

Pro pojištění spojky proti sklouznutí z drážkování hřídele PTO traktoru bude použita rychlospojka s kuličkovými západkami (viz Obr. 21), je tedy potřeba navrhnout její pružinu. Pro výpočet používám stejný postup jako u pružin přitlačných, materiál volím také stejný.



Obr. 21.: Schéma rychlospojky [vlastní zdroj]

Vzhledem k rozměrům drážkování a kuličkových západek volím střední průměr pružiny $D_r = 62 \text{ mm}$, pracovní zatížení volím $F_{p8} = 10 \text{ N}$, aby byla zajištěna funkčnost a zároveň snadná použitelnost rychlospojky.

Předběžný průměr drátu pružiny, korekční součinitel a index pružiny:

$$d_r'' = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{D_r \cdot F_{r8}}{\pi \cdot \tau_{pD}}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{62 \cdot 10}{\pi \cdot 1\,022}} = 1,16 \text{ mm} \quad (56)$$

$$w_r' = \frac{D_r}{d_r''} = \frac{62}{1,16} = 53,6 \quad (57)$$

$$K_r' = \frac{w_r' + 0,2}{w_r' - 1} = \frac{53,6 + 0,2}{53,6 - 1} = 1,02 \quad (58)$$

$$d_r' = d_r'' \cdot \sqrt[3]{K_r'} = 1,16 \cdot \sqrt[3]{1,02} = 1,16 \text{ mm} \quad (59)$$

Pro takto malý průměr drátu by vycházel příliš nízký počet závitů, proto volím $d_r = 2$ mm. S tímto průměrem vycházejí následující hodnoty korekčního součinitele a indexu pružiny:

$$w_r = \frac{D_r}{d_r} = \frac{62}{2} = 31 \quad (60)$$

$$K_r = \frac{w_r + 0,2}{w_r - 1} = \frac{31 + 0,2}{31 - 1} = 0,975 \quad (61)$$

Stanovení průměrů D_{r1} a D_{r2}

$$D_{r1} = D_r + d_r = 62 + 2 = 64 \text{ mm} \quad (62)$$

$$D_{r2} = D_r - d_r = 62 - 2 = 60 \text{ mm} \quad (63)$$

Jako předběžnou hodnotu pro pracovní stlačení volím $s'_{r8} = 30$ mm. Při používání se bude pružina stlačovat pouze o posledních 11,5 mm, o zbytek délky bude v základním stavu již stlačena z důvodu předpětí rychlospojky a zabránění jejího neúmyslného rozpojení. S touto hodnotou počítám tuhost pružiny a počet činných závitů:

$$R'_r = \frac{F_{r8}}{s'_{r8}} = \frac{10}{30} = 0,33 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (64)$$

$$n'_r = \frac{G \cdot d_r^4}{8 \cdot D_r^3 \cdot R'_r} = \frac{78\,500 \cdot 2^4}{8 \cdot 62^3 \cdot 0,33} = 1,98 \quad (65)$$

Volím počet činných závitů $n_r = 2$. Skutečná tuhost a pracovní stlačení:

$$R_r = \frac{G \cdot d_r^4}{8 \cdot D_r^3 \cdot n_r} = \frac{78\,500 \cdot 2^4}{8 \cdot 62^3 \cdot 2} = 0,33 \text{ Nmm}^{-1} \quad (66)$$

$$s_{r8} = \frac{F_{r8}}{R_r} = \frac{10}{0,33} = 30,4 \text{ mm} \quad (67)$$

Volná délka pružiny bude činit $L_{r0} = 45$ mm, počet nečinných závitů $n_{rz} = 2$, celkový počet závitů a stlačená délka:

$$n_{rc} = n_r + n_{rz} = 2 + 2 = 4 \quad (68)$$

$$L_{r8} = L_{r0} - s_{r8} = 45 - 30,4 = 14,6 \text{ mm} \quad (69)$$

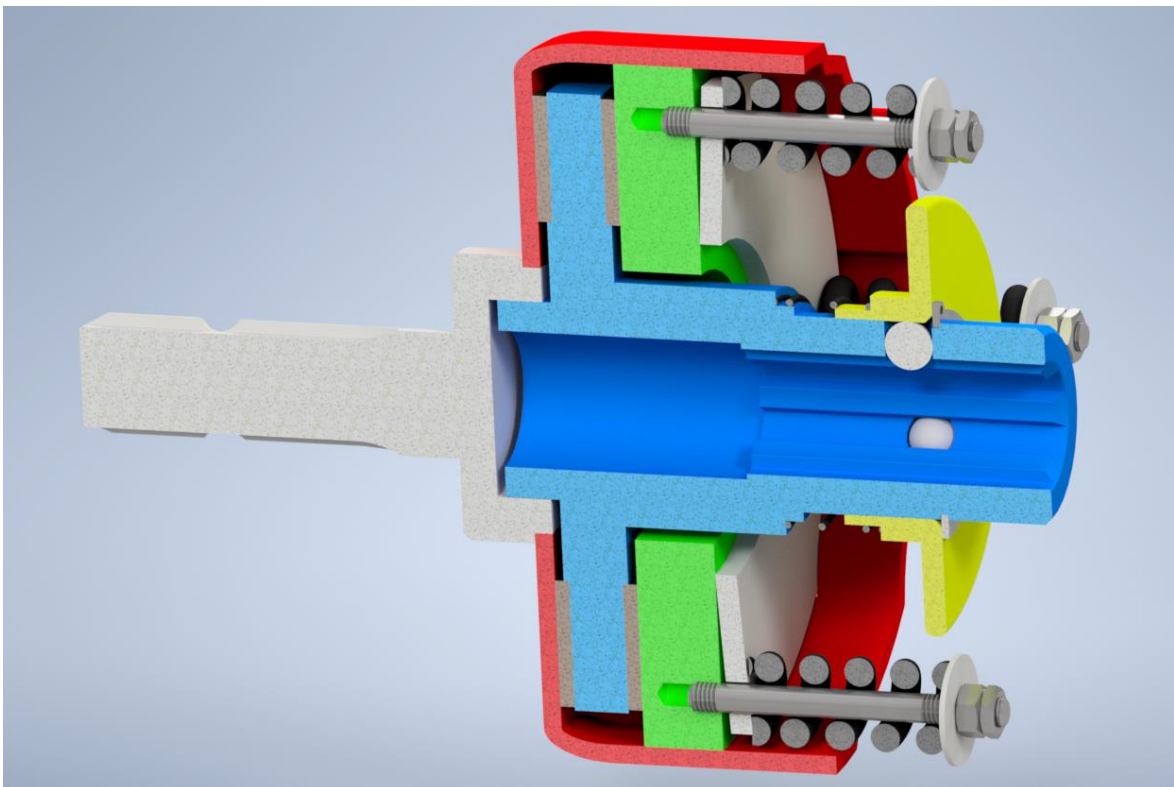
Maximální napětí v drátu, dovolené napětí τ_{pD} je stejné jako u přitlačných pružin:

$$\tau_{pD} = 1\,116 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{r8} = K \cdot \frac{8 \cdot F_{r8} \cdot D_r}{\pi \cdot d_r^3} = 0,975 \cdot \frac{8 \cdot 10 \cdot 62}{\pi \cdot 2^3} = 192,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < \tau_{pD} \quad (70)$$

3.3. Konstrukční návrh

Hnací člen (viz Obr. 22, na obrázku modrý) je vybaven vnitřním drážkováním typu 1 dle normy ISO 500. Kvůli přítomnosti šroubů s pružinami je potřeba, aby bylo drážkování posunuto směrem ven ze spojky a tím umožnilo připojení k vývodovému hřídeli traktoru. Díry, ve kterých jsou vloženy kuličky zajišťující uchycení na této hřídeli, mají kuželový konec vytvořený špičkou vrtáku, který kuličkám zabraňuje vypadnutí směrem k ose spojky. Vnitřní lamela, která je součástí hnacího členu, má na každé straně odsazení, do kterého je vložen třecí disk. Účelem tohoto odsazení je zabránění radiálního posunutí třecích disků při prokluzování spojky.



Obr. 22.: Řez 3D modelem spojky

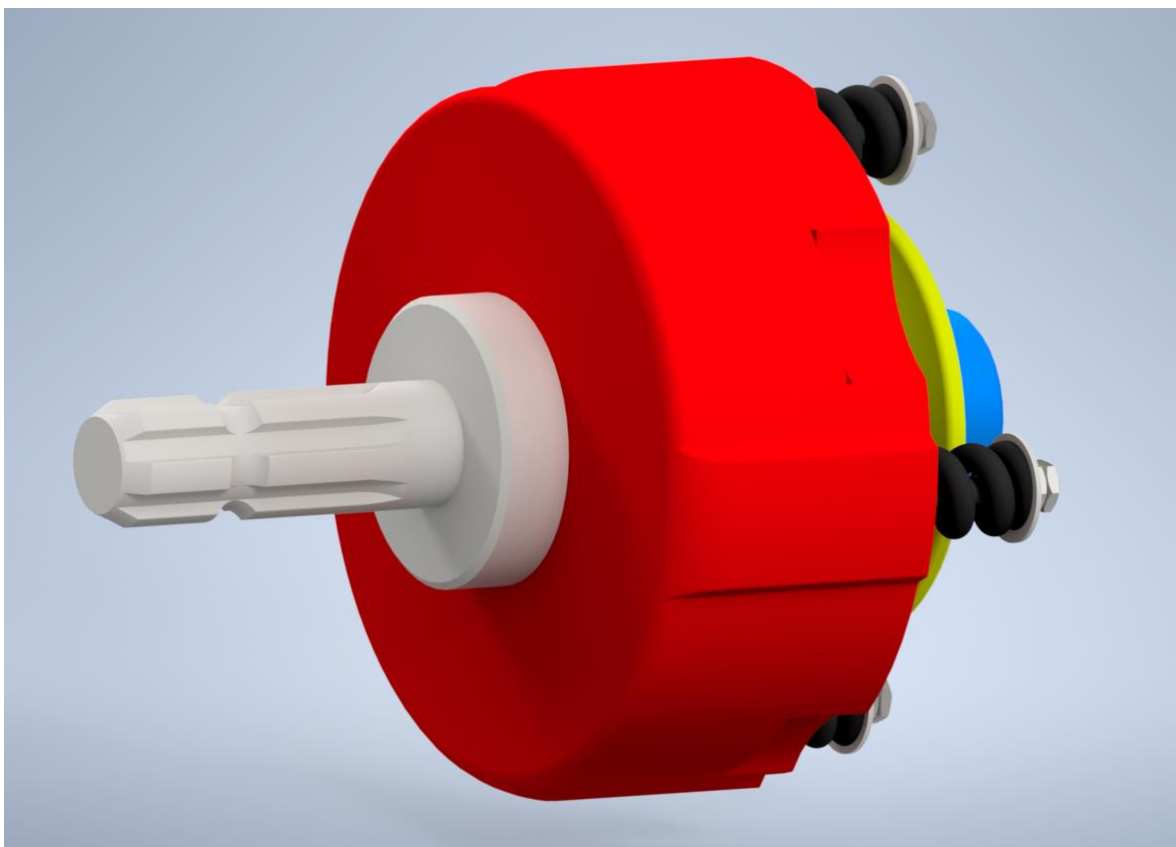
Hnaný člen je tvořen dvěma součástmi – výstupní hřídelí (šedivá) a vnějším bubnem z plechu o tloušťce 5 mm (červený). Ty jsou svařené koutovým svarem o délce min 83 mm. Ve zadní části výstupního hřídele je s uložením s vůlí zasunut hnací člen, vzhledem k tomu,

že spojka nebude prokluzovat příliš často nebo dlouho, zde není potřeba použít ložisko. V bubnu je vytvořeno nenormalizované drážkování, do kterého je zasunuta vnější lamela (zelená), drážky jsou v zájmu snazší výroby široké a mají šikmý bok. U zadní strany bubnu jsou z jeho stěny prolisovány dorazy pro talířovou pružinu, umístěny jsou blízko drážek, jejichž prostor je využit pro šrouby s odlehčovacími pružinami.

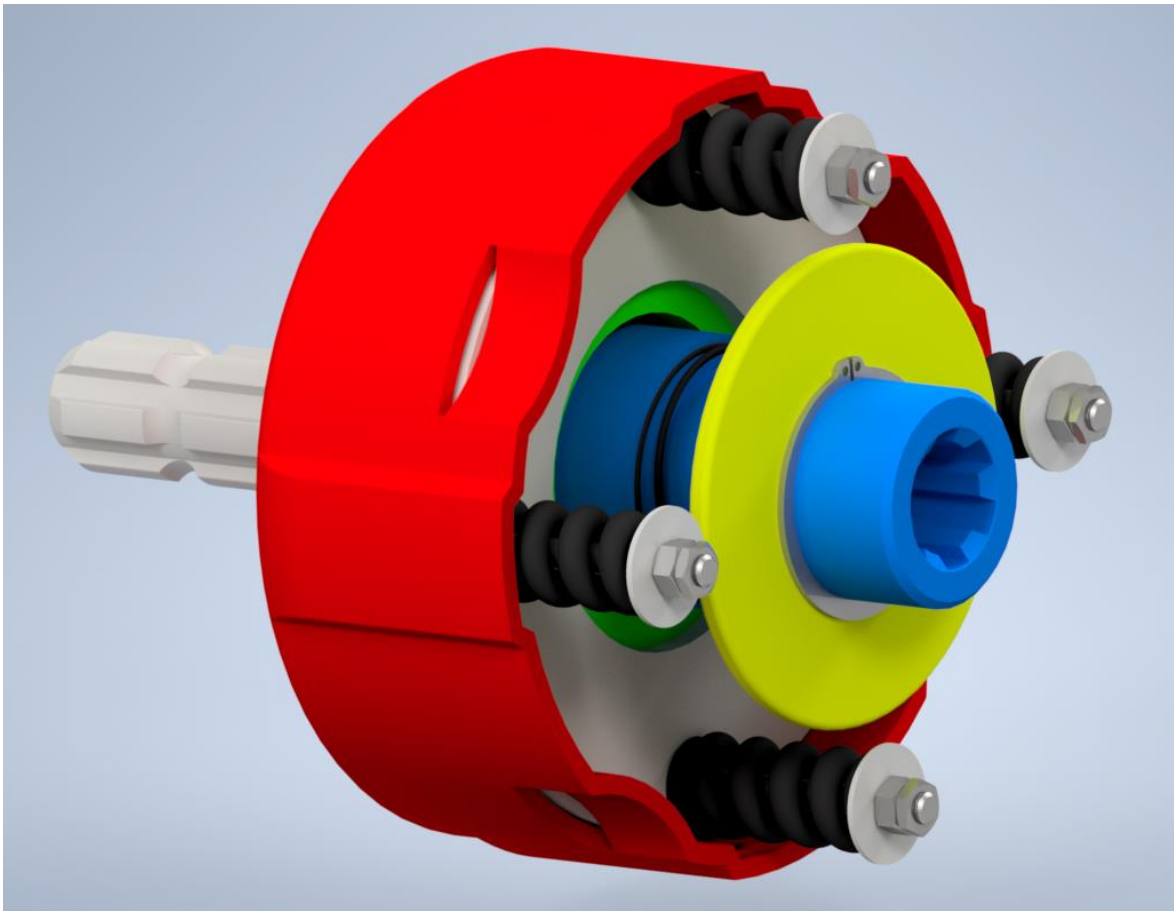
Ve vnější lince jsou díry pro závrtané šrouby, které musí být hluboké 16 mm, kvůli tomu je zvolena šířka lamely 20 mm. Díry jsou umístěny co nejbližší k vnějšímu obvodu pro efektivnější odlehčení talířové pružiny. Na šroubech jsou navlečeny vinuté pružiny, stlačené přes podložku DIN 522 M8 s vnějším průměrem 30 mm, jako pojištění proti povolení je použita kontramatice.

Při utažení matic se vinuté pružiny stlačují a působí silou na pružinu talířovou. Tím je snižována síla přitlačující k sobě lamely a třecí disky, což má za následek zmenšení maximálního přenášeného momentu. Pro pracovní nastavení je použito utažení matic 0 až 12 Nm, při výrobě spojky však až 21 Nm.

Uvedeny jsou také pohledy na celou sestavu spojky zepředu a zezadu (viz Obr. 23 a Obr. 24)



Obr. 23.: Pohled na spojku zepředu



Obr. 24.: Pohled na spojku zezadu

4. Závěr

Cílem této práce bylo porovnání typů přetěžovacích spojek, výběr patentu a vytvoření vlastního návrhu spojky.

V teoretické části byly vybrány a popsány čtyři různé patenty, podle kterých by bylo možné spojku navrhnout. Také zde byly uvedeny způsoby, jakými je možné spojku připojit k poháněcímu i poháněnému stroji.

V praktické části jsou po výběru konkrétního patentu a požadovaných parametrů spojky provedeny všechny nezbytné výpočty, na jejich základě je vytvořen 3D model a 2D výkres sestavy. Navržená spojka má možnost nastavení maximálního přenášeného krouticího momentu v rozmezí 0 až 1200 N.m, nastavení probíhá utažením matic momentovým klíčem.

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Označení	Jednotka	Význam
M_k	N.m	Maximální krouticí moment
n_1	min^{-1}	Nižší otáčky PTO
n_2	min^{-1}	Vyšší otáčky PTO
P_1	W	Přenášený výkon při nižších otáčkách
P_2	W	Přenášený výkon při 1vyšších otáčkách
d_1	mm	Malý průměr drážkování PTO
D_1	mm	Velký průměr drážkování PTO
z_1	-	Počet drážek drážkování PTO
ψ_1	-	Součinitel stykové plochy drážkování PTO
h_{v1}	mm	Výška stykové plochy drážkování PTO
τ_h	N.mm^{-2}	Maximální napětí hřídele v krutu
τ_{Kh}	N.mm^{-2}	Minimální dovolené napětí hřídele v krutu
σ_{Kth}	N.mm^{-2}	Minimální mez kluzu
s_1'	mm^2	Účinná styková plocha drážkování PTO
p_d	N.mm^{-2}	Dovolený tlak pro ocelové součásti
l_u	mm	Šířka drážky pro axiální uchycení drážkování PTO
l_1	mm	Délka drážkování PTO
σ_{Kt}	N.mm^{-2}	Mez kluzu
$\tau_{\parallel D}$	N.mm^{-2}	Dovolené smykové napětí ve svaru
$k_{př}$	-	Převodní součinitel svaru
k_{sv}	-	Bezpečnostní koeficient svaru
t_{sv}	mm	Tloušťka svaru
a_{sv}	mm	Nejmenší rozměr svaru
$d_{sv \text{ min}}$	mm	Minimální průměr svaru
d_{sv}	mm	Zvolený průměr svaru
$l_{sv \text{ min}}$	mm	Minimální délka svaru
$f_{tř s}$	-	Třecí koeficient statický pro materiál B044
$f_{tř d}$	-	Třecí koeficient dynamický pro materiál B044
$p_d \text{ tř}$	N.mm^{-2}	Maximální dynamický tlak pro materiál B044
$v_{tř \text{ max}}$	m.s^{-1}	Maximální třecí rychlost
$d_{tř \text{ max1}}$	mm	Maximální dovolený průměr třecího disku
$d_{tř \text{ max2}}$	mm	Maximální průměr třecího disku z třecí rychlosti
$D_{tř}$	mm	Vnější průměr třecího disku



$d_{tř}$	mm	Vnitřní průměr třecího disku
$i_{tř}$	-	Počet třecích disků
$F_{tř}$	N	Obvodová síla na třecím disku
Q	N	Přítlačná síla
$p_{tř}$	$N \cdot mm^{-2}$	Tlak na třecí disk
D_2	mm	Velký průměr drážkování vnější lamely
d_2	mm	Malý průměr drážkování vnější lamely
h_{v2}	mm	Výška stykové plochy drážkování vnější lamely
τ_d	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené smykové napětí pro ocelové součást
z_2	-	Počet zubů drážkování vnější lamely
s_2'	mm^2	Účinná styková plocha drážkování vnější lamely
l_2	mm	Délka drážkování vnější lamely
b_2	mm	Šířka zubu drážkování vnější lamely
$F_{tl \max}$	N	Maximální zatížení talířové pružiny
D_{tl}	mm	Vnější průměr talířové pružiny
d_{tl}	mm	Vnitřní průměr talířové pružiny
t_{tl}	mm	Tloušťka talířové pružiny
H_{tl}	mm	Výška talířové pružiny
h_{tl}	mm	Maximální možný zdvih talířové pružiny
σ_{Pts}	$N \cdot mm^{-2}$	Pevnost v tahu šroubu
σ_{Kts}	$N \cdot mm^{-2}$	Mez kluzu šroubu
k_s	-	Bezpečnost šroubu
F_s	N	Síla ve šroubu
d_{3s}	mm	Vnitřní průměr závitu
d_s	mm	Vnější průměr závitu
d_{2s}	mm	Roztečný průměr závitu
P_s	mm	Stoupání závitu
γ_s	°	Úhel stoupání závitu
β_{ns}	°	Úhel boku profilu závitu
φ_s'	°	Třecí úhel závitu
M_{ks}	$N \cdot mm$	Krouticí moment šroubu
W_{ks}	mm^2	Průřezový modul šroubu
τ_s	$N \cdot mm^{-2}$	Napětí šroubu ve smyku
τ_{kds}	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené napětí šroubu ve smyku
k_τ	-	Bezpečnost šroubu od krutu
S_{3s}	mm^2	Plocha průřezu jádra šroubu
σ_s	$N \cdot mm^{-2}$	Tahové napětí šroubu

$\sigma_{s \text{ red}}$	N.mm^{-2}	Redukované napětí šroubu
k_{sc}	-	Výsledná celková bezpečnost šroubu
n_z	-	Počet závitů závrtné části šroubu
p_s	N.mm^{-2}	Tlak v závitech
F_{p8}	N	Pracovní zatížení přítlačné pružiny
f_m	-	Koeficient tření dosedací plochy matice
d_{pod}	mm	Vnitřní průměr podložky
D_{mat}	mm	Vnější průměr dosedací plochy matice
$M_{m \text{ max}}$	N.mm	Maximální moment utažení matice
M_m	N.mm	Moment utažení matice
M_{km}	N.mm	Přenášený krouticí moment
R_m	N.mm^{-2}	Mez pevnosti materiálu pružiny
G	N.mm^{-2}	Modul pružnosti ve smyku pro materiál pružiny
τ_{pD}	N.mm^{-2}	Dovolené napětí v krutu pro materiál pružiny
d_p	mm	Průměr drátu přítlačné pružiny
w	-	Index pružiny
K	-	Korekční součinitel pružiny
D_{p1}	mm	Vnější průměr přítlačné pružiny
D_{p2}	mm	Vnitřní průměr přítlačné pružiny
s_{p8}	mm	Pracovní stlačení přítlačné pružiny
R	N.mm^{-1}	Tuhost pružiny
n_p	-	Počet činných závitů přítlačné pružiny
n_{pz}	-	Počet nečinných závitů přítlačné pružiny
n_{pc}	-	Celkový počet závitů přítlačné pružiny
L_{p0}	mm	Volná délka přítlačné pružiny
L_{p8}	mm	Stlačená délka přítlačné pružiny
F_{r8}	N	Pracovní zatížení rychlospojky
d_r	mm	Průměr drátu pružiny rychlospojky
D_{r1}	mm	Vnější průměr pružiny rychlospojky
D_{r2}	mm	Vnitřní průměr pružiny rychlospojky
s_{r8}	mm	Pracovní stlačení pružiny rychlospojky
n_r	-	Počet činných závitů pružiny rychlospojky
n_{rz}	-	Počet nečinných závitů pružiny rychlospojky
n_{rc}	-	Celkový počet závitů pružiny rychlospojky
L_{r0}	mm	Volná délka pružiny rychlospojky
L_{r8}	mm	Stlačená délka pružiny rychlospojky

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KUBOTA LTD. Friction-type torque limiter. Vynálezci Masami Kawasaki, Hirofumi Sadakane. UK. IPC: A01B71/02, F16D69/02, F16D7/02. Patent GB2009885A. Přihl.: 1977-6-20. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/015456962/publication/GB2009885A?q=gb2009885>
- [2] WALTERSCHEID GMBH JEAN [DE]. Adjustable friction overload clutch. Vynálezce Hubert G. Entrup. US. IPC: F16D7/02. Patent US4445876A. Přihl.: 1984-05-01. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/006117916/publication/US4445876A?q=us4445876>
- [3] WALTERSCHEID GMBH JEAN [US]. Overload clutch. Vynálezce Hubert Geisthoff. US. IPC: A01B61/02, F16D7/04. Patent US4566570A. Přihl.: 1986-01-28. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/006171193/publication/US4566570A?q=us4566570>
- [4] GARDNER JOSEPH. Torque limiter. Vynálezce Joseph Gardner. UK. IPC: F16D7/02. Patent GB2220046B. Přihl.: 1989-12-28. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/010639247/publication/GB2220046A?q=gb2220046a>
- [5] Norma. ISO 500 „Agricultural tractors – Rear-mounted power take-off types 1, 2, 3 and 4–“
- [6] T-AGRO. Vývodová hřídel 1 3/8 6" 1 3/8 21". [Online]. [cit. 10.7.2023]. Dostupné z: https://www.t-agro.cz/catalog_item/82877
- [7] Ama Czech s.r.o. Katalog náhonové hřídele. [Online]. [cit. 28.6.2023]. Dostupné z: <https://www.ama-zahrada.cz/filemanager/download.php?id=211>
- [8] KARDANKA. Palcová spojka W2100, K 31 B, 1 3/8". [Online]. [cit. 10.7.2023]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/palcova-spojka-w2100-k-31-b-1-3/8>
- [9] KARDANKA. Prodloužení s přetěžovací spojkou [Online]. [cit. 10.7.2023]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/prodlouzeni-s-pretezovaci-spojku-20904>
- [10] Walterscheid GmbH. Walterscheid® Reibkupplung K 92 - 1053314. [Online]. [cit. 10.7.2023]. Dostupné z: <https://www.walterscheid.com/produkte/kupplungen/reibkupplungen/walterscheid-reibkupplung-k-92-1053314.html>
- [11] John Deere. Brožura produktu. [Online]. [cit. 10.7.2023]. Dostupné z: <https://www.deere.cz/assets/publications/index.html?id=544d0122#6>
- [12] KARDANKA. Drážkovaná tyč 1"3/8 Z6 délka 254 mm. [Online]. [cit. 24.6.2023]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/drazkovana-tyc-1-3-8-z6-21093>
- [13] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 1997.
- [14] T-PROM s.r.o. Mechanické vlastnosti ocelí. [Online]. [cit. 24.6.2023]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [15] E-konstruktor. Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel. [Online]. [cit. 24.6.2023]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezipevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [16] Prairie Bearing & Bolt. 1-1/8"-6 Spline x 10" Male Spline PTO Shaft PTO0332-00391. [Online]. [cit. 18.7.2023]. Dostupné z: <https://prairiebearingshop.com/1-1-8-6-spline-x-10-male-spline-pto-shaft-pto0332-00391/>
- [17] BOLEK Alfred; KOCHMAN Josef; kolektiv.: Části strojů 1. svazek. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1989
- [18] CHESTNEY, A. A. W.; CROLLA, D. A.: Overload clutch materials for agricultural p.t.o. driven machinery. Machine Division, National Institute of Agricultural Engineering, Wrest Park, Silsoe, Bedford, MK45 4HS, U.K. 1978. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0021863479900519>

- [19] Friction marketing. B044 Sintered friction materiál. [Online]. [cit. 14.6.2023]. Dostupné z: <https://www.frictionmarketing.co.uk/wp-content/uploads/2019/08/B044-Data0001-Dry.jpg>
- [20] LEINVEBER, Jan; VÁVRA Pavel. Strojnické tabulky. 6. vydání. Praha: ALBRA, spol. s.r.o., 2017. ISBN 978-80-7361-111-8
- [21] Manevr. Mubea Tellerfedern. [Online]. [cit. 29.6.2023]. Dostupné z: <https://www.manver.cz/media/cache/file/a5/Mubea-Tellerfedernhandbuch.pdf>
- [22] Norma. ČSN 41 4260 „Ocel 14 260 Si-Cr“

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.: Schéma lamelové spojky	2
Obr. 2.: Schéma lamelové spojky s talířovými pružinami	3
Obr. 3.: Schéma spojky nastavitelné tlakem kapaliny	4
Obr. 4.: Schéma západkové spojky	5
Obr. 5.: Oboustranná koncovka vývodového hřídele	6
Obr. 6.: Příklad rychlospojky s čepem.....	7
Obr. 7.: Příklad kuličkové rychlospojky.....	7
Obr. 8.: Příklad spojky s drážkovaným koncem hřídele	7
Obr. 9.: Drážkování typu 1 (rozměry v mm)	9
Obr. 11.: Rozměry drážkování	10
Obr. 10.: Vnitřní drážkování na vstupním členu	10
Obr. 12.: Umístění svaru	11
Obr. 13.: Rozměry svaru	11
Obr. 14.: Silové působení talířové pružiny.....	12
Obr. 15.: Schéma vnější lamely.....	14
Obr. 16.: Schéma talířové pružiny	15
Obr. 17.: Schéma závrtného šroubu s vinutou pružinou	16
Obr. 18.: Doporučené tlaky v závitech.....	18
Obr. 19.: Schéma matice s rozměry dosedací plochy	19
Obr. 20.: Velikost přenášeného krouticího momentu M_{km} v závislosti na momentu utažení matic M_m .	19
Obr. 21.: Schéma rychlospojky	22
Obr. 22.: Řez 3D modelem spojky	24
Obr. 23.: Pohled na spojku zepředu	25
Obr. 24.: Pohled na spojku zezadu	26

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.: Typy profilů drážkování.....	5
Tab. 2.: Síla talířové pružiny při různých hodnotách stlačení s.....	15

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1.: Výkres – Přetěžovací spojka – 00-2023-BP-00

Příloha 2.: Kusovník – Přetěžovací spojka – 00-2023-BP-00K