

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se především zabývá návrhem a konstrukcí pojistné kuličkové spojky pro ovládací mechanismus odpojovače vysokého napětí firmy IVEP. Obsahuje také krátkou rešerši pojednávající obecně o odpojovačích a o pojistných spojkách s malou ukázkou konkrétních odpojovačů firmy IVEP a s příklady konstrukce komerčně vyráběných pojistných spojek od několika náhodně vybraných výrobců. Součástí práce jsou výrobní výkresy nenormalizovaných součástí, výkres sestavení a trojrozměrný počítačový model celé spojky. Přiloženy jsou také výsledky kontrolních měření momentu prokluzu hotového prototypu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Odpojovač vysokého napětí, pojistná spojka, kuličková spojka

ABSTRACT

This Bachelor's thesis deals mainly with the design of a safety ball clutch for the control mechanism of a high voltage disconnector made by IVEP company. This work includes a short summary about disconnectors and safety couplings in general, with concrete examples of disconnectors by IVEP and construction examples of commercially used safety clutches from number of randomly selected producers. The thesis also contains component drawings, assembly drawing and a 3D model of the complete coupling. Attached are the control measurement results of the torque moment of the completed prototype.

KEY WORDS

High voltage disconnector, safety coupling, ball clutch

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

METELKA, J. *Řešení problematiky ovládacího mechanismu odpojovače vysokého napětí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 44 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. František Vlašic.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci *Řešení problematiky ovládacího mechanismu odpojovače vysokého napětí* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Vlašice a že jsem v seznamu literatury uvedl všechny použité zdroje.

V Brně dne 26. 5. 2010

Jiří Metelka

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Františku Vlašicovi za vedení této práce, poskytnutí odborné literatury a hlavně za cenné připomínky a rady při psaní průvodní zprávy. Dále chci poděkovat konstruktéru fy IVEP Ing. Janu Tůmovi za kolegiální přístup a za pomoc při řešení konstrukčních problémů. V neposlední řadě také děkuji svým nejbližším, zejména rodičům, za skvělou podporu nejen při tvorbě bakalářské práce, ale i během celého mého dosavadního studia.

OBSAH

ÚVOD	12
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	13
1.1 Odpojovače vysokého napětí	13
1.2 Pojistné spojky	15
1.2.1 Pojistné spojky obecně	15
1.2.2 Příklady konstrukce pojistných spojek některých výrobců	16
2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU, TECHNICKÁ A VÝVOJOVÁ ANALÝZA	19
2.1 Popis stávajícího řešení spojky	19
2.2 Charakteristika stávající spojky versus nové požadavky	20
3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE	21
4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ	22
5 NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ, VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY	23
5.1 Volba typu pojistné spojky	23
5.2 Předběžně navržená konstrukční řešení	23
5.3 Výběr optimální varianty	26
6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	28
6.1 Volba rozměrů	28
6.1.1 Předběžný rozbor zatížení	28
6.1.2 Pevnostní dimenzování	28
6.1.3 Volba ostatních rozměrů	36
6.1.4 Volba tolerancí rozměrů a jakosti povrchů	36
6.1.5 Povrchová úprava	37
6.2 Volba pružiny	37
6.3 Dodatečná úprava spojky	37
7 ZÁVĚR	39
Seznam použitých zdrojů	40
Seznam použitých veličin	41
Seznam obrázků	42
Seznam tabulek	42
Seznam příloh	43
Seznam samostatných příloh	44

ÚVOD

Odpojovače vysokého napětí jsou jedním z produktů Inženýrsko-výrobního elektrotechnického podniku, a.s. (dále jen IVEP). Jsou to zařízení, která slouží k odpojování (resp. připojování) částí elektrického rozvodu od (resp. k) zbytku sítě. Ovládány mohou být zpravidla dvojitým způsobem – primárně pomocí elektromotoru a například v případě poruchy ručně. Ruční ovládání (obr.2-2) je realizováno manipulační tyčí vyrobenou z izolačního materiálu, jejíž konec je opatřen nástrčným klíčem. Z důvodu ochrany mechanismu odpojovače proti možnému přetížení vlivem aplikace nadměrné ovládací síly je nutno kliku opatřit pojistnou spojkou.

Úkolem pojistných hřídelových spojek obecně je přenášet kroutící moment jen do určité předem nastavené mezní hodnoty. Při překročení mezního kroutícího momentu se spojka rozpojí, čímž se přenos momentu přeruší a nedojde tak k přetížení mechanismu. Firma již tyto spojky vyrábí, avšak stávající konstrukční řešení nevyhovuje nově vzniklým náročnějším požadavkům na funkci. Hlavním cílem této bakalářské práce je navrhnout spojkou, která vyhoví jak daným funkčním požadavkům, tak i možnostem výroby firmy IVEP. Spojka bude ve firmě vyrobena a následně uvedena do provozu.

Hlavním důvodem výběru tohoto tématu je autorova záliba v řešení různých konstrukčních problémů. Zájem o tuto práci navíc zvyšuje fakt, že její výsledek bude použit v praxi a k dobrému účelu.

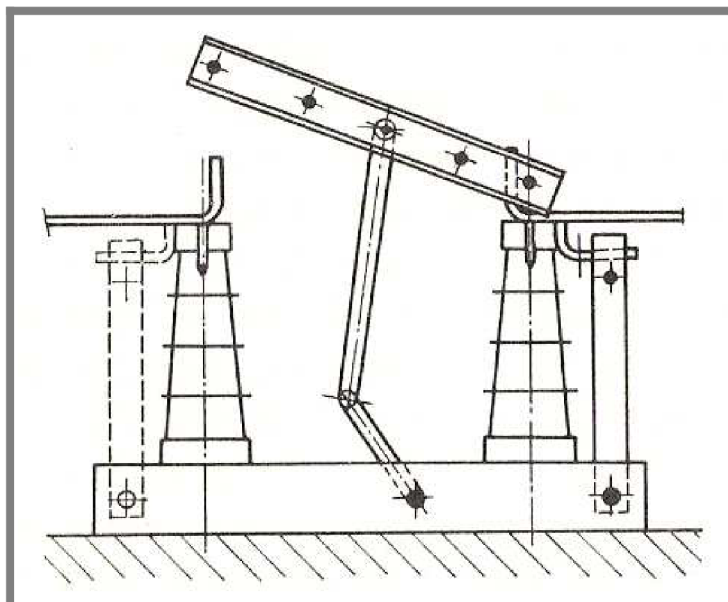
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

1

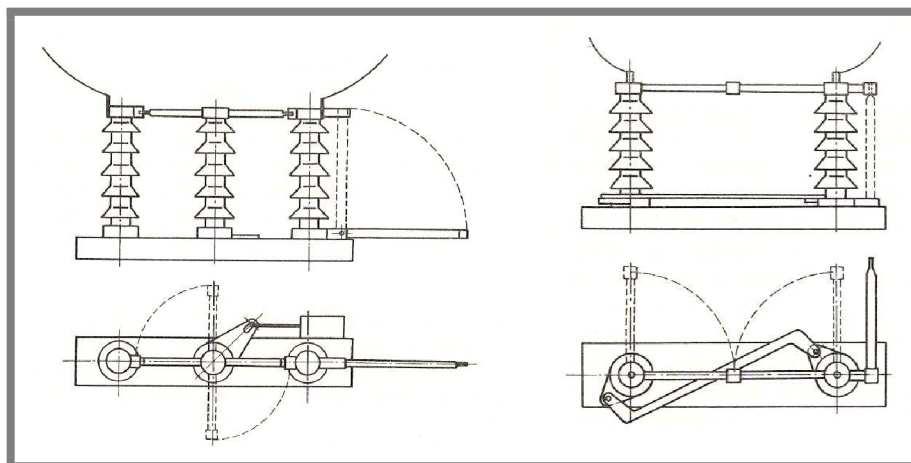
1.1 Odpojovače vysokého napětí

1.1

Vysoké napětí je, jak známo, životu nebezpečné. Pro účely revize či opravy části rozvodu elektrické energie je tedy zapotřebí její bezpečné odpojení od napětí. Samotný vypínač k tomuto účelu nestačí. Pro vyšší bezpečnost osob pracujících na elektrickém zařízení (zejména pak na zařízení vysokého a velmi vysokého napětí) je žádoucí, aby jeho odpojení bylo viditelné nebo spolehlivě signalizované. K takovému rozpojení elektrického obvodu slouží přístroj zvaný odpojovač. Toto zařízení nemá spínací schopnost, takže jím lze spojovat a rozpojovat pouze vedení bez elektrického proudu (bez zátěže), výjimečně s proudy velmi malými (o velikosti řádově jednotek ampéru). V elektrických rozvodech se proto zapojuje do série s vypínačem. Na odpojovače vysokého napětí jsou kladeny nejrůznější požadavky související s bezpečností, spolehlivostí a životností v závislosti na pracovním prostředí a jmenovitých parametrech. Podrobný rozbor jednotlivých požadavků není předmětem této práce a je k nalezení například v [3] a [4]. Podle prostředí, ve kterém mají být odpojovače provozovány, je lze v zásadě rozdělit na venkovní a vnitřní. Dále je pak členíme podle druhu pohyblivého kontaktu nebo podle jeho pohybu na nožové, pantografické, otáčivé, výsuvné, sklápěcí, atd. Mohou být navíc provedeny jako tzv. přípojnicové (obyčejné) nebo vývodové (uzemňovací), které jsou opatřeny uzemňovacím nožem pro ještě vyšší bezpečnost (vedení je uzemněno současně s jeho odpojením od napětí). Některá základní provedení odpojovačů jsou schematicky znázorněna na obrázcích 1-1 a 1-2.



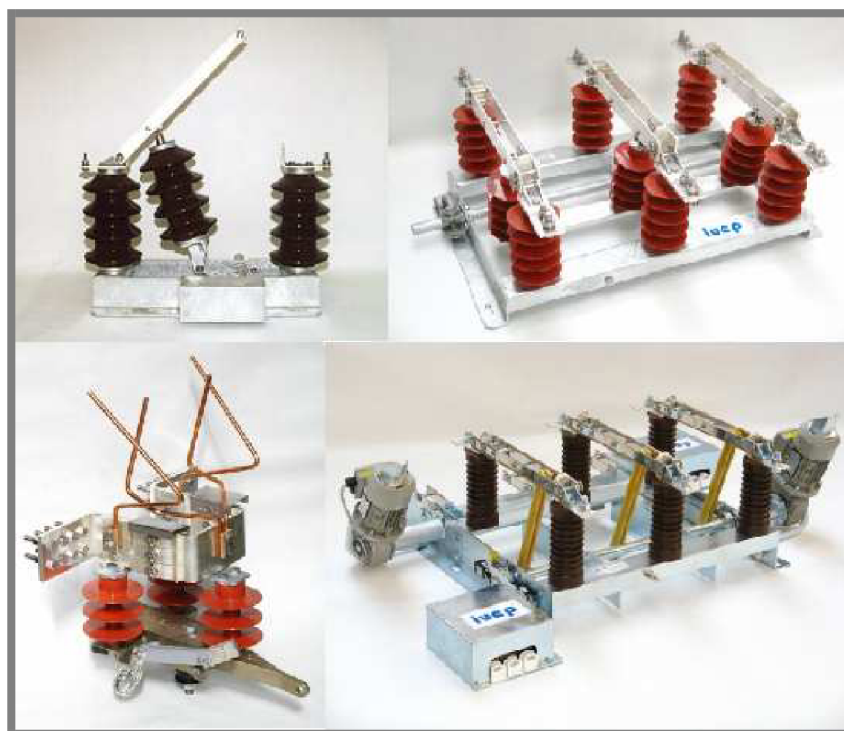
Obr. 1-1 Nožový odpojovač [3]



Obr. 1-2 Otočný odpojovač: trojizolátorový (vlevo) a dvouizolátorový (vpravo) [3]

Odpojovače vysokého napětí mohou být řízeny buďto ručně nebo motoricky. Ruční ovládání probíhá pomocí páky umístěné přímo na hřídeli přístroje nebo připojené přes táhla a umístěné mimo rám odpojovače (například na čele kobky nebo rozváděče). Přístroje firmy IVEP mohou být ovládány též pomocí manipulační tyče s vhodným zakončením. U motorického pohonu je motor s hřídelí spojen buď přímo nebo přes táhla, obdobně jako páka u řízení ručního.

Následující obrázek je ukázkou konkrétních konstrukcí odpojovačů vysokého napětí od firmy IVEP. Kompletní přehled jednotlivých typů odpojovačů (a dalších produktů fy IVEP) je na webu [6] v sekci *Výrobní program*.



Obr. 1-3 Ukázka odpojovačů vysokého napětí firmy IVEP: venkovní jednopólový (vlevo nahoře), venkovní trojitépólový (vpravo nahoře), venkovní trakční (vlevo dole), vnitřní trojitépólový (vpravo dole) [6]

1.2 Pojistné spojky

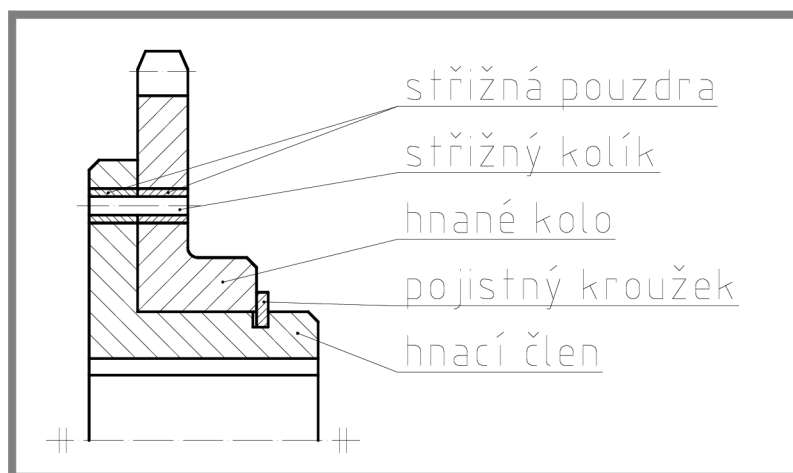
1.2

1.2.1 Pojistné spojky obecně

1.2.1

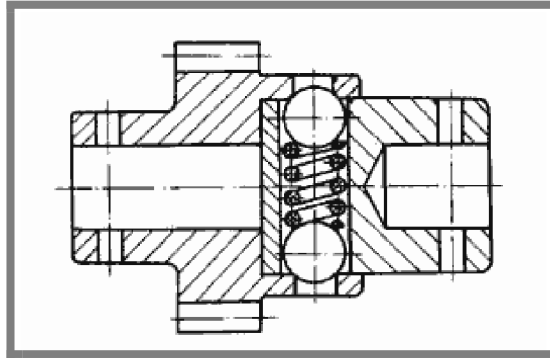
Pojistné spojky jsou strojní součásti, které zprostředkovávají přenos kroutícího momentu z hnacího členu na hnaný a zároveň slouží jako ochrana před přetížením hnací i hnané části stroje či zařízení. Mezi základní druhy pojistných spojek používaných v praxi patří spojky se střížným kolíkem, kuličkové a třecí. Dále se můžeme setkat například se spojkami magnetickými (elektromagnetickými), hydraulickými či pneumatickými.

Spojky se střížným kolíkem (obr. 1-4) jsou nejjednodušším typem pojistných spojek. Řadí se mezi spojky destruktivní a používají se zejména tam, kde se předpokládá, že k přetížení dojde spíše výjimečně. Kroutící moment je z hnací části na hnanou přenášen prostřednictvím kolíku, který je v hnací i hnané části spojky vsazen do střížných pouzder. Průřez kolíku je navržen tak, aby v něm při dosažení mezního zatížení spojky vzniklo smykové napětí přesahující smykovou mez pevnosti materiálu kolíku a došlo tak k jeho přestřihnutí. Přenos kroutícího momentu se tím přeruší. Nevýhodou této spojky je, že pro její opětovné použití je potřeba přestřížený kolík nahradit kolíkem novým.



Obr. 1-4 Pojistná spojka se střížným kolíkem

Kuličkové spojky mají oproti předchozím jednu nespornou výhodu – při přetížení nedochází k porušení hlavních funkčních elementů (kuliček), jež přenášejí kroutící moment. Princip jejich funkce spočívá ve vysunutí kuliček ze záběru, je-li velikost přenášeného momentu příliš velká (větší, než požadovaná). Díky tomu lze spojku opakovaně přetěžovat, aniž by byla nutná výměna některých ze součástí. Negativní vlastností této spojky je její hlučnost během prokluzu. Příklad jednoduché konstrukce takovéto spojky je na obrázku 1-5.

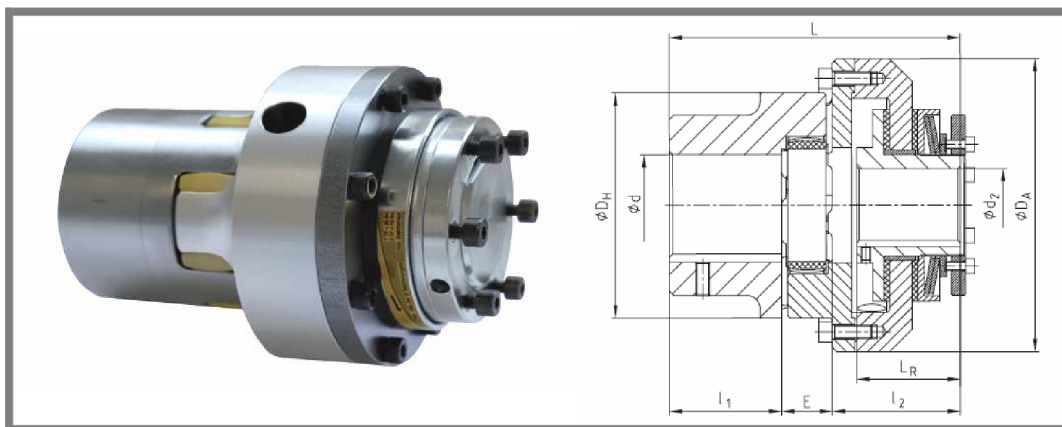


Obr. 1-5 Příklad konstrukce kuličkové spojky [2]

Dalším typem nedestruktivních pojistných spojek jsou **spojky třecí**. Jak sám název napovídá, kroučící moment je zde přenášen třením. Velikost třecí síly, která brání prokluzu, je dána součinitelem smykového tření mezi funkčními třecími plochami a velikostí síly, kterou jsou k sobě dané plochy přitlačovány. Ve srovnání se spojkou kuličkovou zde není prokluz tak hlučný a je plynulý.

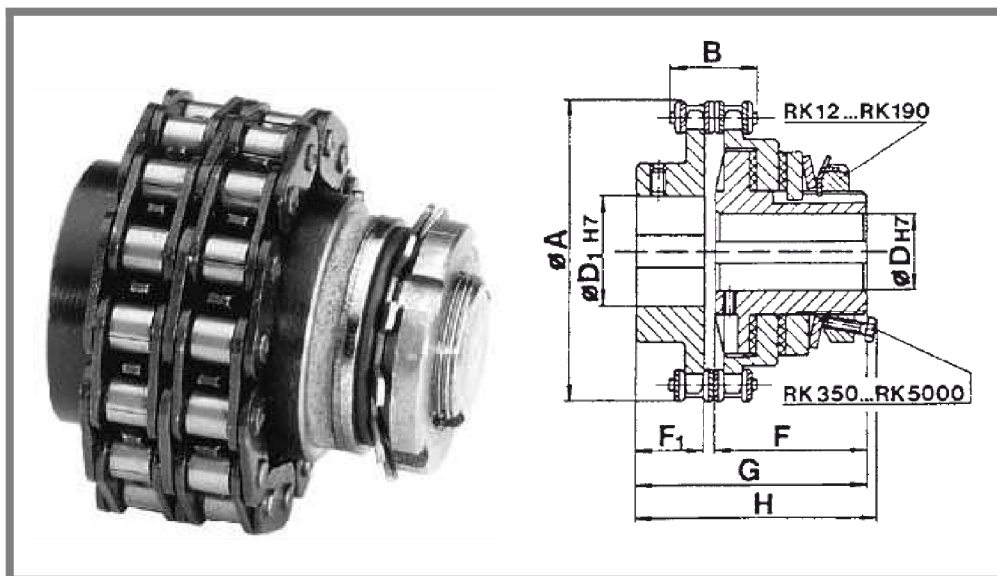
1.2.2 Příklady konstrukce pojistných spojek některých výrobců

Dnešní trh disponuje širokou nabídkou pojistných spojek různých typů a konstrukcí. Hlubší průzkum celosvětově dostupného sortimentu by byl velice obtížný a není ani cílem této práce. Přesto bych rád zmínil alespoň pár příkladů konstrukcí pojistných spojek z nabídky několika náhodně vybraných výrobců nalezených na internetu.



Obr. 1-6 Třecí spojka RK-WKE/G od fy UZIMEX PRAHA, spol. s r.o. [7]

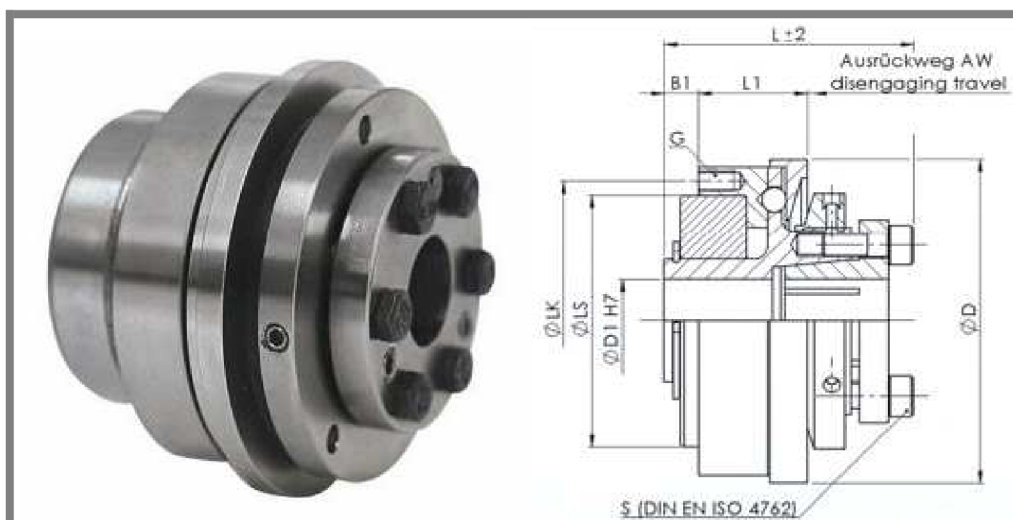
Obrázek 1-6 představuje jednu z třecích pojistných spojek od firmy UZIMEX PRAHA, spol. s r.o. Tato spojka je určena ke spojení dvou hřídelí (pružný polyuretanový člen je upgrade, který může do jisté míry kompenzovat nesouosost hřídelí) pomocí pera a drážek. Je schopna přenášet maximální momenty v rozsahu od 0,5 do 6800 Nm (v závislosti na velikosti spojky). Přítlačná síla, určující mezní velikost přenášeného momentu, je vyvozena předpětím v talířových pružinách. Spojka je určena jen pro krátkodobá přetížení.



Obr. 1-7 Třecí spojka typ RK od fy T.E.A. TECHNIK s.r.o. [8]

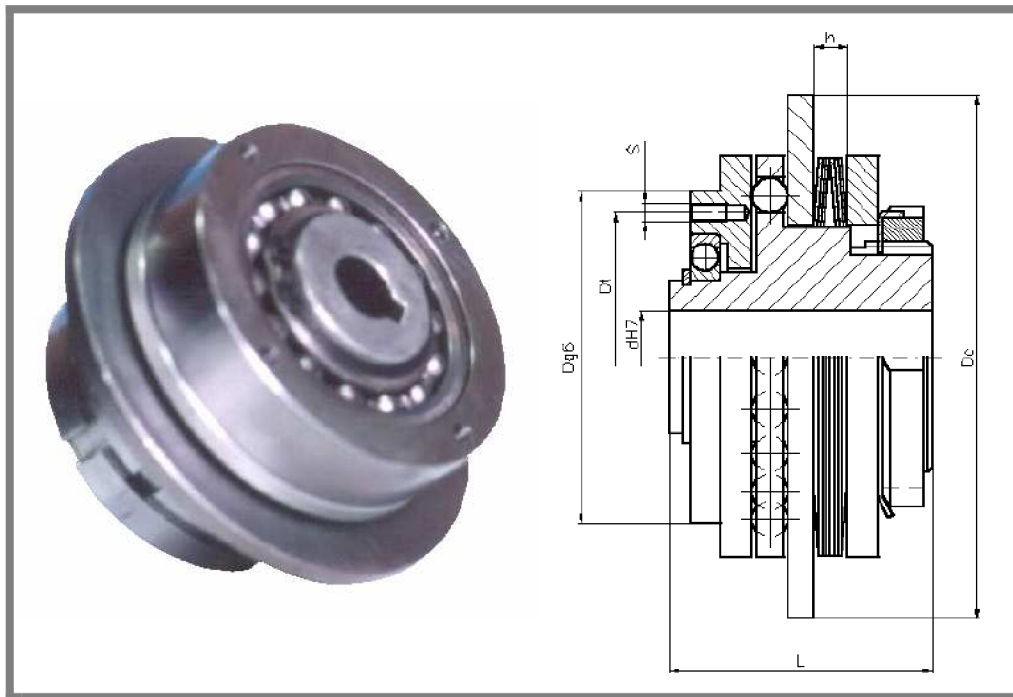
Konstrukce třecí spojky typu RK od firmy T.E.A. TECHNIK s.r.o. (obr. 1-7) se od předchozí zmiňované v zásadě liší pouze způsobem přenosu kroutícího momentu mezi pevným (levým) nábojem a třecím (pravým) nábojem, jak je vidět z příslušných obrázků. Dle slov výrobce je tato spojka nenáročná na údržbu. Její výhodou je snadná montáž a demontáž spoje (pouhým sejmutím řetězu je možno od sebe oddělit spojované hřídele). Vyrábí se v různých velikostech až do maximálního mezního kroutícího momentu 5000 Nm při úctyhodné hmotnosti spojky 55,8 kg.

V sortimentu první zmíněné společnosti UZIMEX PRAHA, spol. s r.o. nalezneme také spojky kuličkové. Na ukázkou zde byla vybrána spojka ze série SWK/B (viz obr. 1-8). Tato spojka opět využívá potenciálu talířových pružin. Upíná se pouze na jednu hřídel, a to pomocí vnitřního kuželového pouzdra. Kroutící moment je přes kuličky přenášen na přírubu, na kterou je možno upnout například řetězové kolo nebo řemenici. Rozsah jmenovitých kroutících momentů je od 2 do 1600 Nm.



Obr. 1-8 Kuličková spojka typ SWK/B od fy UZIMEX PRAHA, spol. s r.o. [9]

Dalším výrobcem kuličkových spojek, jež se svými webovými stránkami prezentuje na internetu, je firma PSP Pohony a.s. V její nabídce byl nalezen pouze jeden typ pojistných spojky (viz obr. 1-9 níže). I u této spojky je velikost mezního kroutícího momentu dána předpětím v talířových pružinách a moment je přenášen z náboje na přírubu, na které může být opět upnuto například řetězové nebo jiné kolo, popřípadě příruba s nábojem pro další hřídel. Mezní kroutící momenty se pohybují v rozmezí od 2 do 70 Nm.



Obr. 1-9 Kuličková spojka typ SKU od fy PSP Pohony a.s. [10]

Nutno konstatovat, že třecí a kuličkové spojky jsou dnes opravdu nejpoužívanější. Uvedené příklady jsou jen malou ukázkou jejich možných konstrukcí. Obecně však lze říci, že se konstrukční uspořádání komerčně vyráběných třecích pojistných spojek různých výrobců v zásadě neliší, zatímco u spojek kuličkových se setkáme s větší tvarovou rozmanitostí. I přesto však spočívají hlavní rozdíly spíše ve jmenovitých parametrech.

2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU, TECHNICKÁ A VÝVOJOVÁ ANALÝZA

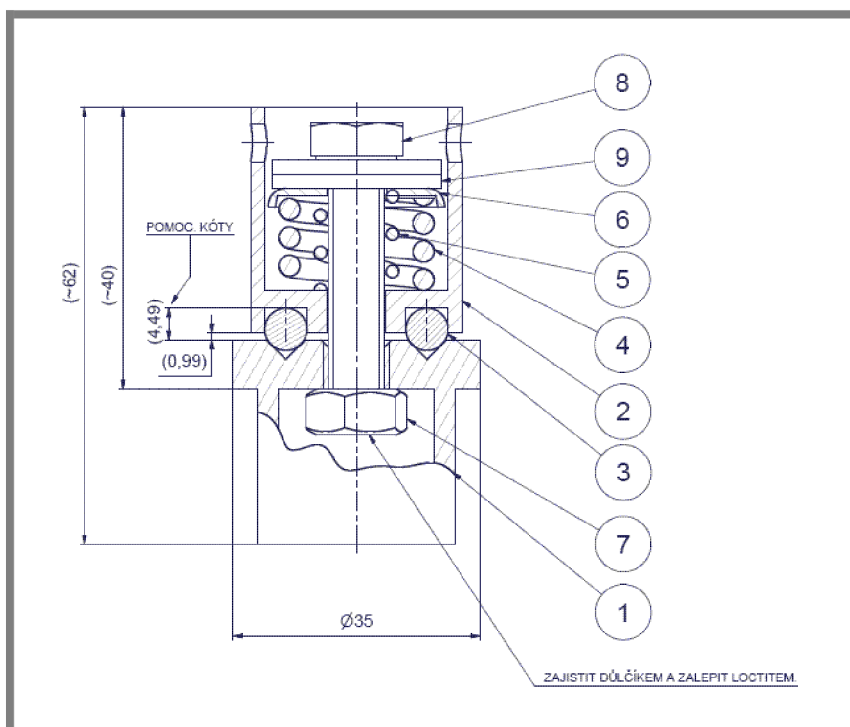
2

Jak již bylo zmíněno v úvodu, mým hlavním úkolem je vylepšit stávající konstrukční řešení pojistné kuličkové spojky tak, aby vyhovovala náročnějším požadavkům, zejména zvýšení potřebného přenášeného kroutícího momentu. Konkrétní problémy jsou rozebrány v následujících podkapitolách.

2.1 Popis stávajícího řešení spojky

2.1

Firma IVEP pro své odpojovače vysokého napětí doposud používala spojku dle obrázku níže (obr. 2-1).



Obr. 2-1 Nákres sestavy původní spojky [1]

Tato spojka funguje následovně: Požadovaný mezní kroutící moment se nastavuje pomocí matice (7). Dotažením této matice se v pružinách (4) a (5) vyvolá předpětí, díky kterému jsou kuličky (3) přes tělo spojky (2) zatlačovány do kuželových zahloubení ve spojkové přírubě (1). Kroutící moment je přes kuličky přenášen ze spojkové příruby na tělo spojky. Při překročení mezního kroutícího momentu (který je dán velikostí předpětí v pružinách (4) a (5)) se kuličky vytlačí ze zahloubení (pružiny se tím stlačí) a přestanou přenášet kroutící moment. Dojde tak k protočení těla spojky vůči spojkové přírubě a kuličky zapadnou do sousedních jamek. Je-li působící kroutící moment stále větší, než nastavený mezní moment, proces vytlačení kuliček a protočení vstupního konce spojky vzhledem k výstupnímu se opakuje. Tímto způsobem je ústrojí odpojovače chráněno proti mechanickému přetížení. Obrázek 2-2 znázorňuje použití spojky (pouze ilustračně, odpojovač není instalován),

kteřá je upevněna na konci manipulační tyče a pomocí nástrčného klíče přenáší kroutící moment z kliky na mechanismus odpojovače.



Obr. 2-2 Ukázka použití pojistné spojky

2.2 Charakteristika stávající spojky versus nové požadavky

Výhodou stávajícího řešení je malá velikost (největší průměr 35 mm a největší délka cca 62 mm, viz obr. 2-1) a jednoduchá konstrukce, s čímž souvisí i jednoduchost výroby. Maximální kroutící moment, který spojka přeneše, je přibližně 5 Nm. Nyní je však požadováno přenášet momenty v rozmezí (5 až 15) Nm, přičemž tento moment má být snadno nastavitelný, podobně jako u dosavadní verze. V souvislosti s nastavováním přenášeného momentu se u současného modelu spojky vyskytl problém – zejména při vyšších kroutících momentech dochází během prokluzu (který nastane při překročení nastaveného momentu) k povolování nastavovací matice (7) a to i přes její zajištění důlčkem a lepidlem. Toto povolování má za následek nežádoucí změnu (snížení) přenášeného momentu. Dalším negativním jevem, který se u spojky vyskytuje, je otláčování hran důlků pro kuličky během prokluzu (styk kuličky s ostrou hranou je takzvaným bodovým stykem, který vykazuje vysoké hodnoty napětí v povrchu a pod povrchem součásti a způsobuje tak plastickou deformaci). U nynější verze spojky to způsobuje změnu sklonu směrnice vektoru stykové síly mezi kuličkou a přírubou, což opět snižuje kroutící moment, který je spojka schopna přenést. Úkolem tedy bude vymyslet takovou konfiguraci, u které nebude docházet k samovolným změnám nastaveného momentu ani při jeho vyšších hodnotách.

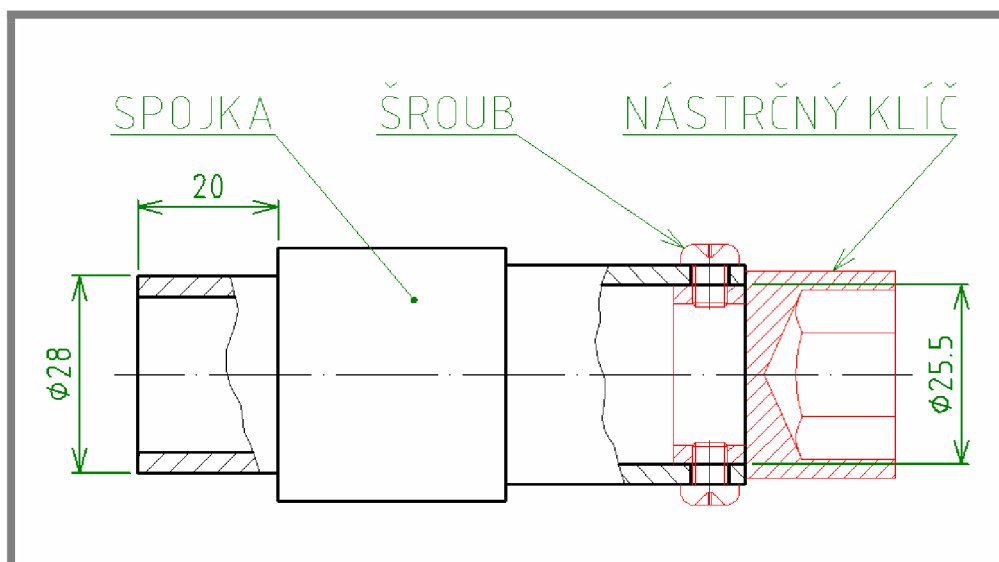
3 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Hlavním cílem této bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení pojistné spojky pro ovládací mechanismus odpojovače vysokého napětí z produkce firmy IVEP.

Předem zadanými parametry jsou:

- nastavitelnost mezního krouticího momentu v rozmezí (5 až 15) Nm,
- přípojovací rozměry (obr. 3-1), kterým má být spojka přizpůsobena.

Dále je úkolem vytvořit trojrozměrný model spojky pomocí aplikace Autodesk Inventor a zhotovit výkresovou dokumentaci pro výrobu jednotlivých nenormalizovaných součástí. Samozřejmostí jsou pevnostní výpočty pro správné dimenzování. Spojka musí splňovat předepsané funkční požadavky a měly by být odstraněny nebo alespoň minimalizovány problémy spojené s funkcí předešlé verze spojky popsané výše v kapitole 2.2.



Obr. 3-1 Přípojovací rozměry

4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

Nejprve je zapotřebí znát možnosti výroby a všechny požadavky na funkci spojky. Pak přichází na řadu volba principu, na kterém má být funkce spojky založena, a předběžný návrh několika variant realizace tohoto principu. Jedna z těchto variant bude po konzultaci s konstruktéry a technologi vybrána, případně i upravena. S ohledem na požadované připojovací rozměry a po provedení pevnostních výpočtů se navrhne tvar a konkrétní rozměry jednotlivých součástí. Přitom je stále nutno přihlížet k možnostem výroby. Dále je potřeba podle požadovaného rozmezí přenášených kroutících momentů a dle navržených rozměrů spojky vybrat nejvhodnější pružinu z katalogu výrobce a dodavatele pružin ALCOMEX. Pružina musí splňovat požadavky na tuhost a potřebný zdvih. S největší pravděpodobností nebudou rozměry zvolené pružiny korespondovat s navrženými rozměry spojky. V takovém případě je nutno tyto rozměry spojky upravit a přizpůsobit zvolené pružině. Následně se provede pevnostní kontrola pozměněných součástí spojky. Výsledné konstrukční řešení bude zpracováno ve formě výrobních výkresů a trojrozměrného počítačového modelu, podle kterých firma IVEP spojku vyrobí.

5 NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ, VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY**5****5.1 Volba typu pojistné spojky**

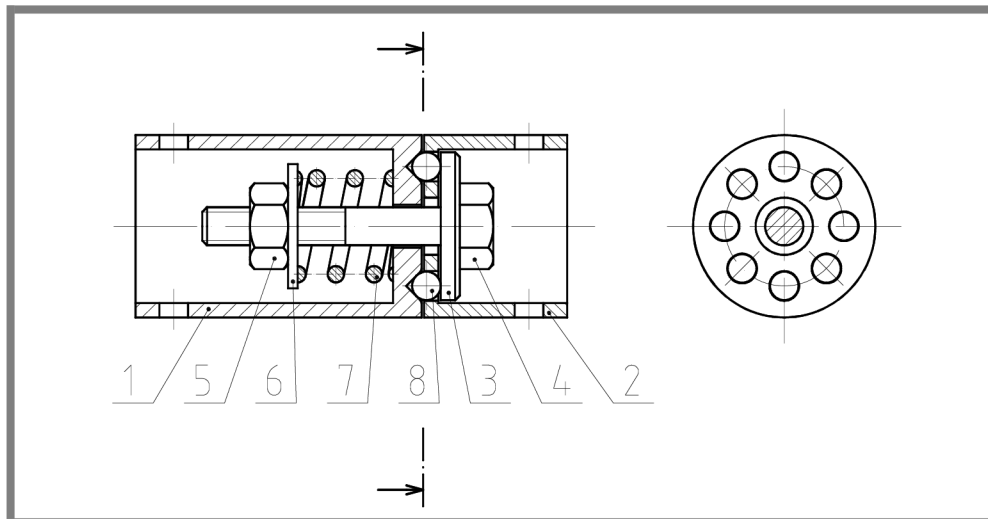
5.1

Vzhledem k účelu použití je krajně nevhodné volit spojku se střížným kolíkem (popis této spojky viz kapitola 1.2.1), protože se předpokládá její opakované přetěžování. Pomineme-li speciální typy spojek, jako jsou elektromagnetické, hydraulické či pneumatické (tyto se vyznačují vyššími nároky na výrobu), pak lze volit mezi spojkou kuličkovou nebo třecí. Negativní vlastností kuličkových spojek je jejich hlučnost, ta však v tomto případě není závadou. V případě volby třecí spojky by bylo zapotřebí buďto větších přitlačných sil, nebo použití speciálních třecích materiálů. Po zvážení výhod a nevýhod těchto dvou typů spojek byla zvolena spojka kuličková.

5.2 Předběžně navržená konstrukční řešení

5.2

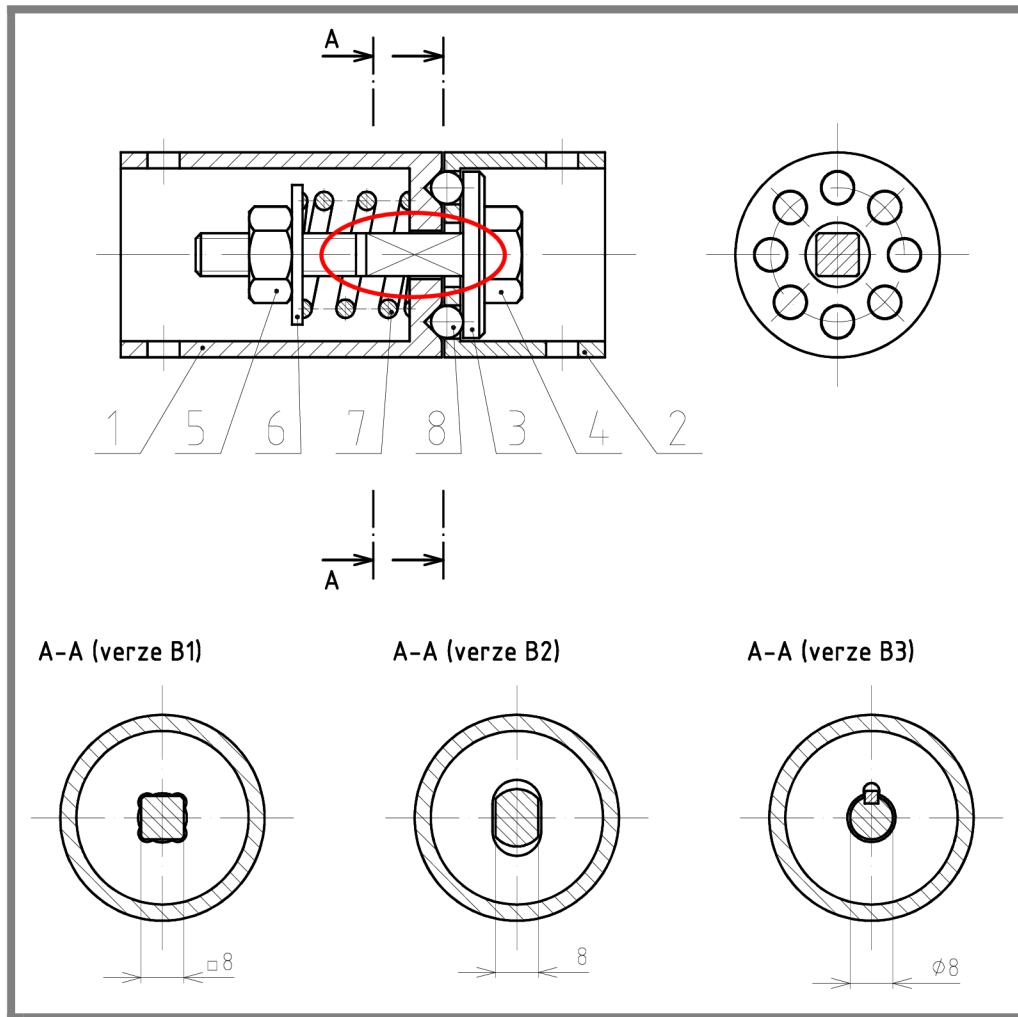
Po bližší specifikaci zadání a vyskytujících se problémů bylo s ohledem na možnosti výroby navrženo několik variant konstrukčního uspořádání spojky. Konkrétní rozměry v této fázi návrhu zatím nejsou směrodatné, proto nejsou uvedeny.

Varianta A:

Obr. 5-1 Návrh konstrukce spojky – varianta A: 1-příruba; 2-unašeč; 3-přítlačná podložka; 4-šroub; 5-nastavovací matice; 6-podložka pružiny; 7-pružina; 8-kulička

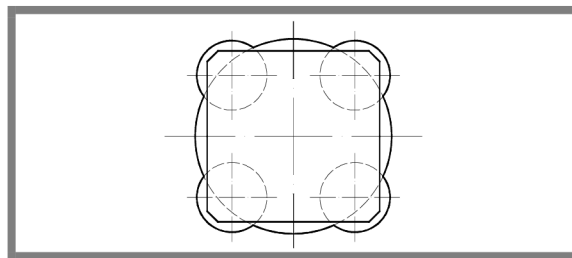
Varianta A se od původní verze spojky liší kromě zvýšení počtu kuliček z 6 na 8 (pro snížení stykového tlaku mezi kuličkou a dosedacími plochami) hlavně tím, že je tělo spojky rozděleno na unašeč a přítlačnou podložku. Tato úprava byla navržena s cílem eliminovat povolování matice během prokluzu. Důkladnějším rozбором však bylo zjištěno, že vlivem tření mezi kuličkou a přítlačnou podložkou a také mezi přítlačnou podložkou a hlavou šroubu může při protočení spojky dojít k pootočení šroubu a tím k povolování nastavovací matice. Tato varianta tedy problém neřeší.

Varianta B:



Obr. 5-2 Návrh konstrukce spojky – varianta B: 1-příruba; 2-unašeč; 3-přítlačná podložka; 4-šroub; 5-nastavovací matice; 6-podložka pružiny; 7-pružina; 8-kulička

Mezi touto a předchozí variantou je jen jediný rozdíl – dřík šroubu (v obrázku zakroužkováno červeně) je upraven tak, aby se vzhledem k přírubě nemohl otáčet, čímž má být zamezeno samovolnému pohybu nastavovací matice na šroubu. Nabízí se v zásadě 3 možnosti, jak šroub upravit. První z nich (B1) je ofrézování nezávitové části šroubu do tvaru čtyřhranu a vytvoření čtyřhranného otvoru v přírubě. K výrobě tohoto otvoru však nemá firma prostředky a vyrobit jej vyvrtáním čtyř děr v rozích a jedné větší uprostřed (viz obr. 5-3) by bylo relativně dost pracné.



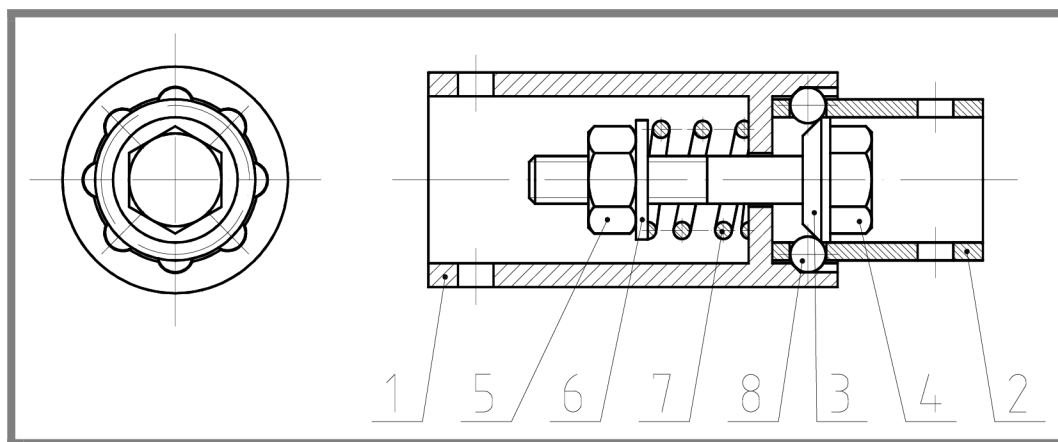
Obr. 5-3 Schéma vytvoření otvoru pro hranatý dřík

Verze B2 je na výrobu jednodušší. Jednalo by se pouze o vytvoření dvou protilehlých rovinných ploch na válcovém dřívku šroubu. Otvor pro šroub v přírubě by se jednoduše zhotovil frézováním například drážkovací stopkovou frézou. Potíž s úpravou podle verze B2 (a rovněž i verze B1) je v tom, že by bylo potřeba použít šroub, který má průměr nezávitové části větší, než vnější průměr závitu. Tuto vlastnost mají šrouby lícované, avšak rozdíl průměrů u nich není dostatečně velký. Ještě se nabízí možnost vyrobit vlastní šroub, ta je ale v porovnání s nákupem normalizovaného šroubu nákladnější.

Modifikace B3 oproti předchozím nevyžaduje větší průměr dřívku. Je navržena jako perový spoj, přičemž musí být šroubu umožněn volný axiální posuv (pro vysunutí kuliček ze zhloubení při protočení spojky). Z důvodu omezených možností výroby je hranatý profil drážky pro pero v náboji (tedy v přírubě) nahrazen profilem s půlválcovým dnem, jenž lze vyrobit stopkovou frézou. I přes toto zjednodušení by výroba této varianty byla díky malým rozměrům drážek obtížná.

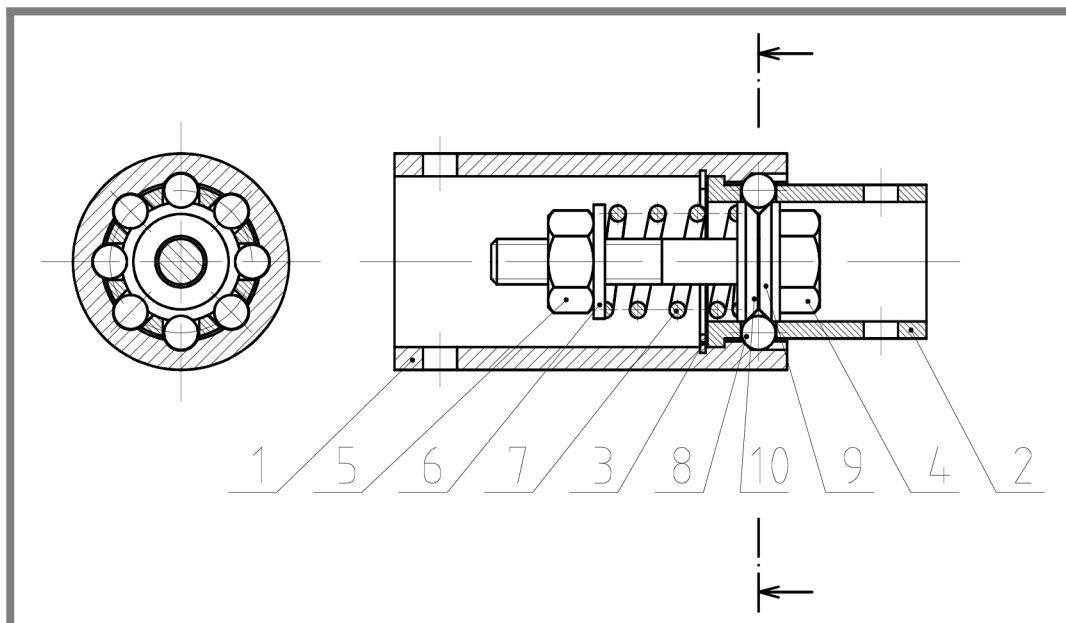
(Poznámka: Kvůli zjednodušení není vyobrazení spojky na obrázku 5-2 zcela korektní. Tvar šroubu a příruby ve verzích B2 a B3 řezu A-A neodpovídají tvarům v nárysu. Navíc by v řezech A-A měla být zobrazena i pružina, její zobrazení však v tuto chvíli není podstatné. Zakótovaný rozměr 8 není závazný, dává pouze orientační představu o velikosti.)

Varianta C:



Obr. 5-4 Návrh konstrukce spojky – varianta C: 1-příruba; 2-unašeč; 3-přítlačná podložka; 4-šroub; 5-nastavovací matice; 6-podložka pružiny; 7-pružina; 8-kulička

Hlavní odlišnost tohoto provedení od obou předchozích je v tom, že se kuličky ze záběru vysouvají radiálně, nikoliv axiálně. Jejich zatlačování do obvodových zhloubení v přírubě je realizováno pomocí kuželové přítlačné podložky. Ta přenáší axiální sílu vyvolanou předepjatou pružinou do směru radiálního. Nevýhodou tohoto uspořádání je komplikovanější montáž. Navíc, aby zde bylo zamezeno samovolnému otáčení šroubu vůči matici, museli bychom přistoupit k některé z úprav B1, B2 nebo B3 popsaných výše. Tyto úpravy s sebou však nesou své nedostatky.

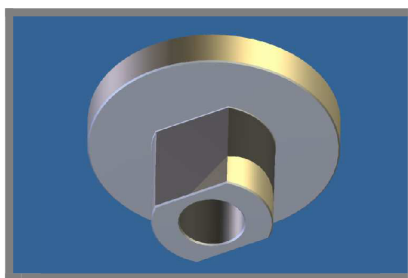
Varianta D:

Obr. 5-5 Návrh konstrukce spojky – varianta D: 1-příruba; 2-unašeč; 3-pojistný kroužek; 4-šroub; 5-nastavovací matice; 6-podložka pružiny; 7-pružina; 8-kulička; 9,10-přítlačné podložky

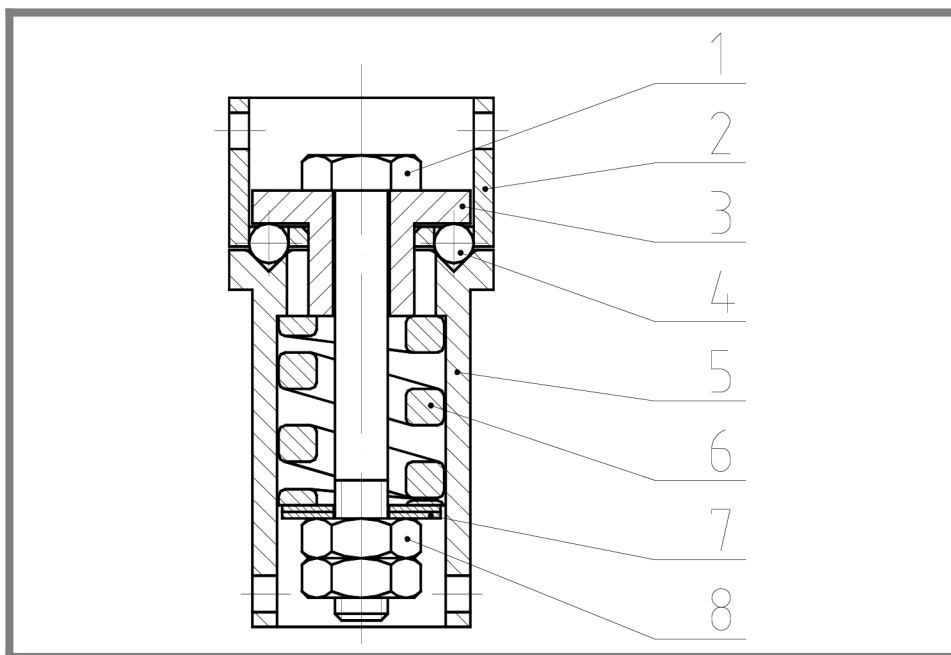
Podobně jako v předchozím případě, jsou zde kuličky vysouvány ze záběru v radiálním směru. Tentokrát ale s použitím dvou kuželových přítlačných podložek tlačných proti sobě. Toto uspořádání řeší problém s povolováním nastavovací matice bez použití její aretace. Výroba i montáž této sestavy by však byla složitější, mimo jiné i kvůli zajištění unašeče proti osovému posouvání pojistným kroužkem.

5.3 Výběr optimální varianty

Z předložených variant A až D nebyla žádná vybrána jako optimální. Během konzultace s konstruktéry firmy IVEP pak vznikl návrh, který byl posléze zvolen jako nejvhodnější řešení. Tento návrh vychází z koncepce B2. Proti otáčení během prokluzu spojky však není jištěn šroub, ale přítlačná podložka (přítlačník), která je pro tento účel opatřena osazením s dvěma ofrézovanými plochami (viz obr. 5-6). Díky této úpravě není kroutící moment přenášen z unašeče na šroub, takže problém s povolováním nastavovací matice při protočení spojky je vyřešen. Návrh celé sestavy znázorňuje obrázek 5-7.



Obr. 5-6 Úprava přítlačné podložky



Obr. 5-7 Návrh konstrukce spojky – výsledná varianta: 1-šroub; 2-unašeč; 3-přítlačník; 4-kulička; 5-příruba; 6-pružina; 7-podložky pružiny; 8-nastavovací matice

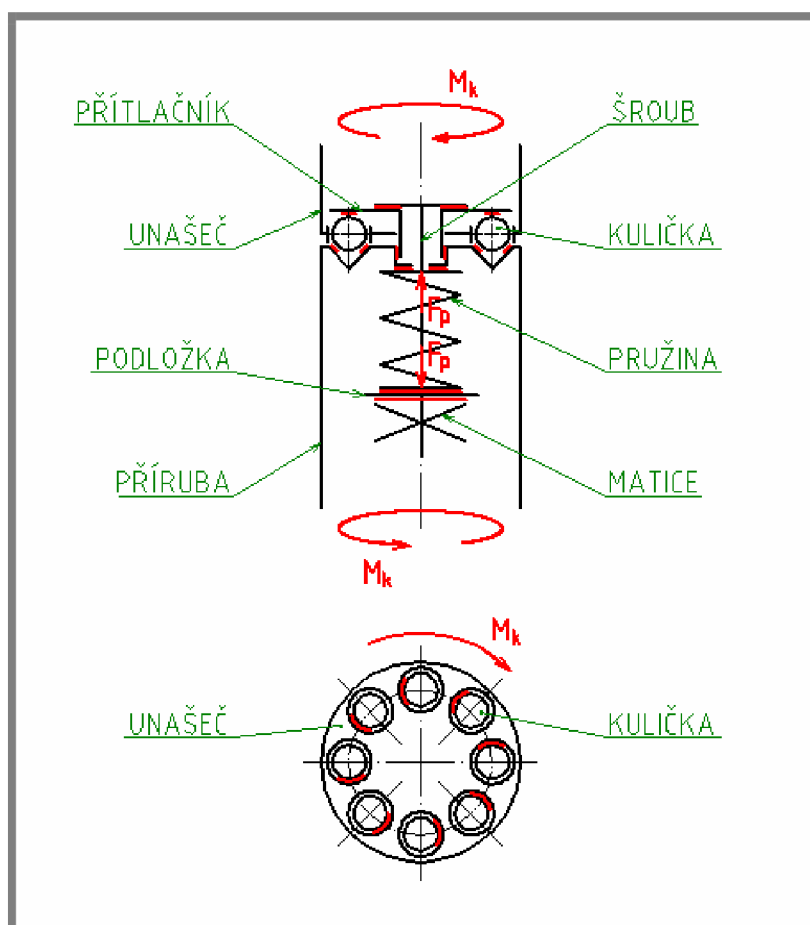
Volbu konkrétních rozměrů a tolerancí, stanovení jakosti povrchů a povrchovou úpravu jednotlivých součástí popisuje následující kapitola.

6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

6.1 Volba rozměrů

6.1.1 Předběžný rozbor zatížení

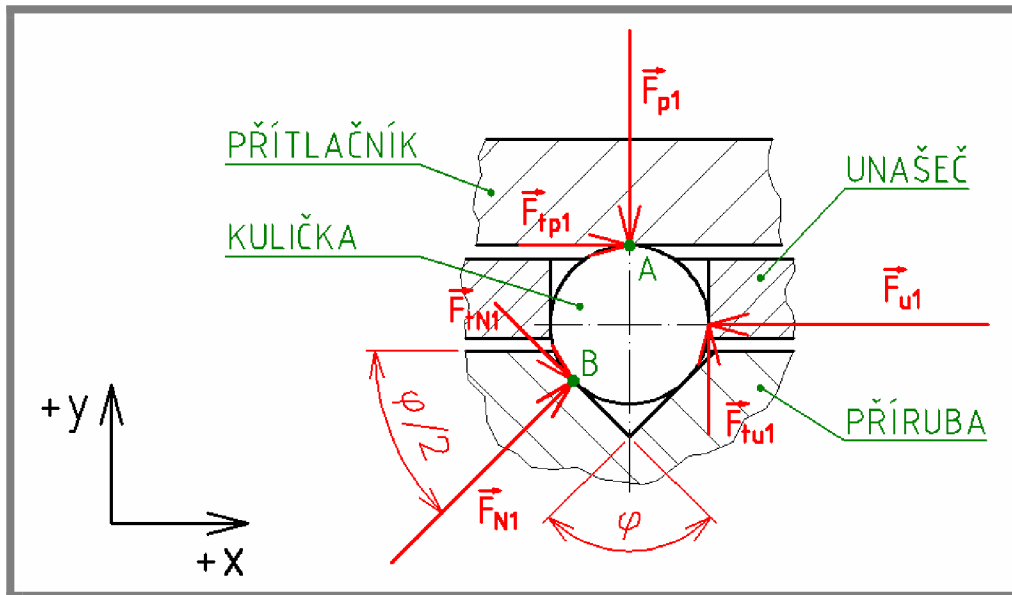
Následující obrázek schematicky znázorňuje, jakým způsobem budou jednotlivé součásti spojky při provozu mechanicky zatíženy. Naznačena jsou pouze vstupní silová působení (spojkou přenášený kroutící moment M_k a síla pružiny F_p) a místa přenosu sil mezi jednotlivými součástmi. Není zde naznačeno silové působení matice na závit šroubu.



Obr. 6-1 Předběžný rozbor mechanického zatížení spojky

6.1.2 Pevnostní dimenzování

Spojka má přenášet momenty v rozmezí od 5 do 15 Nm. Logicky je nutno součásti dimenzovat na zatížení nejvyšší, tedy na moment $M_{kmax} = 15$ Nm.

Rozbor sil působících na kuličku:


Obr. 6-2 Rozbor sil působících na kuličku bezprostředně před protočením spojky

- silová rovnováha ve směru osy x:

$$F_{p1} + F_{tN1} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) + F_{N1} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) - F_{u1} = 0 \quad (6-1)$$

$$F_{p1} \cdot f_p + F_{N1} \cdot f_N \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) + F_{N1} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) - F_{u1} = 0 \quad (6-2)$$

$$F_{p1} \cdot f_p + F_{N1} \cdot \left(f_N \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) + \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) \right) - F_{u1} = 0 \quad (6-3)$$

- silová rovnováha ve směru osy y:

$$F_{N1} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) - F_{tN1} \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) - F_{p1} + j \cdot F_{u1} = 0 \quad (6-4)$$

$$F_{N1} \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) - F_{N1} \cdot f_N \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) - F_{p1} + j \cdot F_{u1} \cdot f_u = 0 \quad (6-5)$$

$$\Rightarrow F_{N1} = \frac{F_{p1} - j \cdot F_{u1} \cdot f_u}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) - f_N \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)} \quad (6-6)$$

- dosazení (6-6) do (6-3):

$$F_{p1} \cdot f_p + \frac{F_{p1} - j \cdot F_{u1} \cdot f_u}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) - f_N \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)} \cdot \left(f_N \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) + \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) \right) - F_{u1} = 0 \quad (6-7)$$

$$\Rightarrow \frac{F_{p1}}{F_{u1}} = \frac{1 + j \cdot f_u \cdot \frac{f_N \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) + \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) - f_N \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)}}{f_p + \frac{f_N \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) + \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) - f_N \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)}} \quad (6-8)$$

kde:

- φ [°] je vrcholový úhel kuželového zahloubení
- F_{p1} [N] - síla od přítlačníku (předpětí pružiny) na jednu kuličku
- F_{tp1} [N] - třecí síla vyvolaná silou F_{p1}
- f_p - součinitel smykového tření mezi kuličkou a přítlačníkem
- F_{u1} [N] - síla od unašeče na jednu kuličku
- F_{tu1} [N] - třecí síla vyvolaná silou F_{u1}
- f_u - součinitel smykového tření mezi kuličkou a unašečem
- j - určuje smysl působení síly F_{tu1} (nabývá hodnot -1, 0, 1, viz dále)
- F_{N1} [N] - normálová síla mezi kuličkou a kuželovým zahloubením
- F_{tN1} [N] - třecí síla vyvolaná silou F_{N1}
- f_N - součinitel smykového tření mezi kuličkou a kuželovým zahloubením

Pro výpočet silových poměrů lze uvažovat tři různé způsoby pohybu kuličky:

- a) valení na přítlačníku (pólem pohybu je bod *A*, viz obr. 6-2), na ostatních plochách dochází ke smýkání
- b) valení na přírubě (pólem pohybu je bod *B*), na ostatních plochách smýkání (rotace kuličky je opačná, než v předchozím případě, a tedy i směr působení třecí síly F_{tu1} je opačný, proto $j = -1$)
- c) bez valení – kulička koná pouze translační pohyb ve směru působící síly F_{u1} (třecí síla F_{tu1} tím zaniká, proto $j = 0$)

Jednotlivé možnosti pohybu kuličky shrnuje tabulka 6-1. Hodnoty součinitelů smykového tření závisí na materiálu stýkajících se součástí a na jakosti jejich povrchu. Dle [12], strany 34, je součinitel smykového tření mezi ocelovými součástmi bez mazání v intervalu (0,15 až 0,20) za klidu a v rozmezí (0,10 až 0,20) za pohybu. V tabulce 6-1 jsou použity krajní hodnoty těchto intervalů, vždy nejprve dolní a pak horní. Poměr sil F_{p1}/F_{u1} byl pro jednotlivé možnosti pohybu vypočten ze vztahu 6-8 dosazením hodnot z příslušného řádku tabulky. Velikost vrcholového úhlu kuželového zahloubení byla předem zvolena a je rovna $\varphi = 90^\circ$.

Tab. 6-1 Silové poměry na kuličce

Způsob pohybu kuličky	f_p (1)	f_N (1)	f_u (1)	j (1)	F_{p1}/F_{u1} (1)
Valení na přítlačníku	0,15	0,10	0,10	1	0,818
	0,20	0,20	0,20	1	0,765
Valení na přírubě	0,10	0,15	0,10	-1	0,595
	0,20	0,20	0,20	-1	0,412
Bez valení	0,10	0,10	-	0	0,756
	0,20	0,20	-	0	0,588

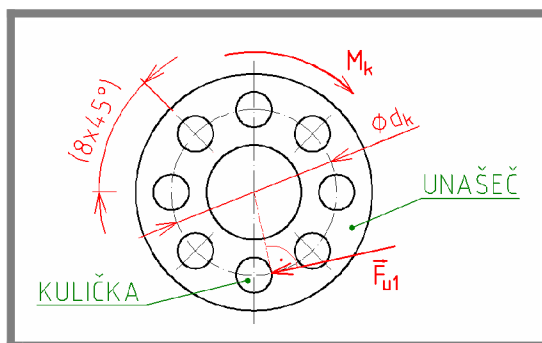
Velikost síly přítlačníku se tedy pohybuje v intervalu (0,412 až 0,818)násobku síly od unašeče (odvozené od kroutícího momentu přenášeného spojku), v závislosti na konkrétním pohybu kuličky. Obecně lze říci, že tření mezi kuličkou a sousedními plochami zvyšuje moment prokluzu spojky (při konstantní síle pružiny). Pro zjednodušení některých výpočtů budeme toto tření zanedbávat. Ze vztahu 6-8 pro nulové tření ($f_p = f_N = f_u = 0$) a pro $\varphi = 90^\circ$ tedy plyne:

$$F_{p1} = F_{u1} \quad (6-9)$$

Jestliže tento předpoklad použijeme při návrhu pružiny, bude ve skutečnosti pružina silnější, než je potřeba, čímž bude zaručena schopnost přenosu maximálního požadovaného momentu s dostatečnou rezervou. Tento moment bude nastavován při výrobě individuálně pro každou spojku, protože nelze zaručit stejnou jakost povrchů (a tím i stejné třecí součinitele) u všech vyrobených spojek. Při pevnostním dimenzování se díky předpokladu (6-9) rovněž posuneme směrem k vyšší skutečné bezpečnosti, takže na něj můžeme přistoupit.

Volba šroubu:

Šroub (obr. 5-7, pozice 1) je namáhán na otláčení na hlavě (od přítlačníku) a v závitech (od matice) a dále pak na tah, podle kterého bude dimenzován. Tahové napětí je v šroubu vyvoláno silou předepjaté pružiny. Tu lze vypočítat z kroutícího momentu za použití předpokladu (6-9). K jejímu určení však potřebujeme znát roztečný průměr, na němž jsou rozmístěny kuličky. Předběžně zvolme tento průměr $d_k = 25$ mm. Jak již bylo zmíněno, počítat budeme s maximálním zatížením, tedy kroutící moment $M_k = M_{kmax} = 15$ Nm = 15 000 Nmm.

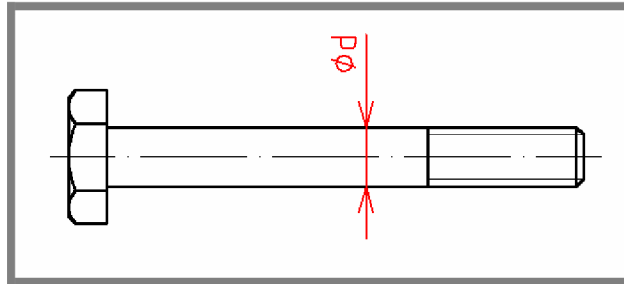


Obr. 6-3 Působení unašeče na kuličku

$$F_p = F_{p1} \cdot n = F_{u1} \cdot n = \frac{2M_k}{n \cdot d_k} \cdot n = \frac{2M_k}{d_k} \quad (6-10)$$

kde:

- F_p [N] je síla pružiny
 n - počet kuliček
 M_k [Nmm] - kroutící moment přenášený spojkou
 d_k [mm] - roztečný průměr kuliček



Obr. 6-4 Volba šroubu

Zvolen šroub se šestihrannou hlavou ČSN EN 24014, pevnostní třídy 5.6
 => mez kluzu v tahu je přibližně $R_e = 300$ MPa

Předpokládá se míjivé zatížení (při prokluzu spojky) – dle [12], strany 36, je součinitel pro dovolené napětí při míjivém zatížení pro legovanou ocel $c_{II} = 0,7$. Koeficient bezpečnosti volen $k_k = 2$. Dle [12], strany 49, je tvarový součinitel pro metrický závit namáhaný na tah $\alpha = 2,5$.

$$\sigma_{dov} = c_{II} \cdot \frac{R_e}{k_k} = 0,7 \cdot \frac{300 \text{ MPa}}{2} = \underline{105 \text{ MPa}} \quad (6-11)$$

$$S_{min} = \frac{\pi \cdot d_{min}^2}{4} \quad (6-12)$$

$$\sigma_t = \alpha \cdot \frac{F_p}{S_{min}} = \alpha \cdot \frac{2M_k}{S_{min} \cdot d_k} = \alpha \cdot \frac{8M_k}{\pi \cdot d_{min}^2 \cdot d_k} \leq \sigma_{dov} \quad (6-13)$$

$$\Rightarrow d_{min} = \sqrt{\frac{8M_k \cdot \alpha}{\pi \cdot d_k \cdot \sigma_{dov}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 15000 \text{ Nmm} \cdot 2,5}{\pi \cdot 25 \text{ mm} \cdot 105 \text{ MPa}}} = \underline{6,031 \text{ mm}} \quad (6-14)$$

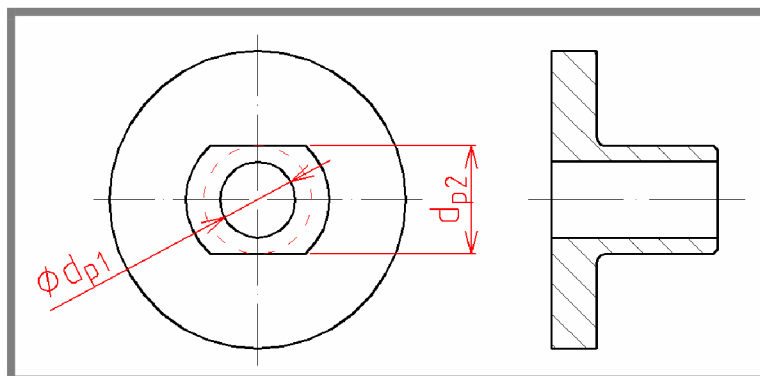
kde:

- σ_{dov} [MPa] je dovolené tahové napětí bez uvažování koeficientu bezpečnosti
 σ_t [MPa] - tahové napětí v nebezpečném průřezu šroubu
 S_{min} [mm²] - plocha nejmenšího průřezu šroubu
 d_{min} [mm] - nejmenší průměr na šroubu

Dle [12] volen šroub s vnitřním průměrem závitu $d_3 \geq d_{min}$, tedy šroub M8 (jmenovitý průměr závitu $d = 8$ mm, vnitřní průměr závitu $d_3 = 6,466$ mm).

Návrh přítlačníku:

Přítlačník bude namáhán na otláčení na hlavě a na ofrézovaných plochách osazení. Třecí moment způsobený třecími silami F_{fp1} mezi přítlačníkem a kuličkami vyvolá v součásti smykové napětí (krut). Pro zjednodušení výpočtu budeme uvažovat mezikruhový nebezpečný průřez o průměrech d_{p1} a d_{p2} , jak je naznačeno v obrázku 6-5. Průměr díry pro šroub M8 byl zvolen $d_{p1} = 8,5$ mm, rozměr $d_{p2} = 12$ mm. Materiál přítlačníku je ocel 14 240. Po obrobení bude přítlačník cementován a kalen na (50 ± 5) HRC.



Obr. 6-5 Návrh přítlačníku

- kontrolní výpočet:

$$M_t = n \cdot F_{fp1} \cdot \frac{d_k}{2} = n \cdot f_p \cdot F_{p1} \cdot \frac{d_k}{2} = n \cdot f_p \cdot F_{u1} \cdot \frac{d_k}{2} = f_p \cdot M_k \quad (6-15)$$

$$M_t = f_p \cdot M_k = 0,2 \cdot 15000 \text{ Nmm} = \underline{3000 \text{ Nmm}} \quad (6-16)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot (d_{p2}^4 - d_{p1}^4)}{16 \cdot d_{p2}} \quad (6-17)$$

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_k} = \frac{16 \cdot d_{p2} \cdot M_t}{\pi \cdot (d_{p2}^4 - d_{p1}^4)} = \frac{16 \cdot 12 \text{ mm} \cdot 3000 \text{ Nmm}}{\pi \cdot ((12 \text{ mm})^4 - (8,5 \text{ mm})^4)} = \underline{11,82 \text{ MPa}} \quad (6-18)$$

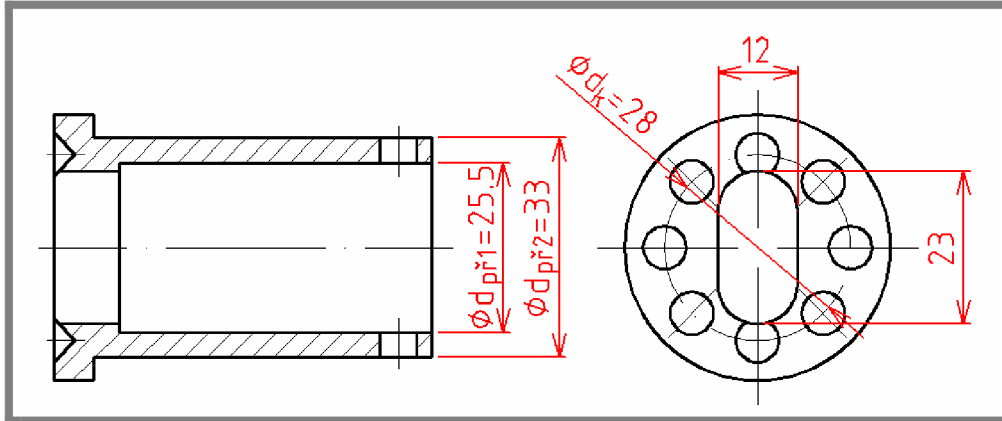
kde:

M_t [Nmm]	je třecí moment
W_k [mm ³]	- modul průřezu v krutu
τ_k [MPa]	- smykové napětí od krutu
d_{p1} [mm]	- průměr díry pro šroub v přítlačníku
d_{p2} [mm]	- viz obrázek 6-5

Z výpočtu je vidět, že namáhání přítlačníku na krut je velmi malé (dovolené hodnoty smykových napětí se u oceli 14 240 pohybují okolo 100 MPa). Navíc jsme brali v potaz pouze zmenšený průřez, takže ve skutečnosti bude smykové napětí ještě menší.

Nyní je možno zvolit rozměry dalších součástí – unašeče a příruby. Volba těchto rozměrů byla provedena graficky pomocí aplikace AutoCAD.

Návrh příruby:



Obr. 6-6 Volba rozměrů příruby

Roztečný průměr kuliček je zároveň roztečným průměrem kuželových zhloubení v přírubě a otvorů pro kuličky v unašeči. Z předběžně zvolené hodnoty $d_k = 25$ mm se změnil na $d_k = 28$ mm. Je zřejmé, že původně předpokládané namáhání šroubu na tah se tímto sníží, tudíž není potřeba provádět kontrolní pevnostní výpočet. Průměr $d_{př1}$ byl stanoven na základě požadovaných přípojovacích rozměrů. Příruba bude vyrobena z oceli 11 600.

- kontrola na krut:

$$W_k = \frac{\pi \cdot (d_{př2}^4 - d_{př1}^4)}{16 \cdot d_{př2}} \quad (6-19)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot d_{př2} \cdot M_k}{\pi \cdot (d_{př2}^4 - d_{př1}^4)} = \frac{16 \cdot 33 \text{ mm} \cdot 15000 \text{ Nmm}}{\pi \cdot ((33 \text{ mm})^4 - (25,5 \text{ mm})^4)} = \underline{\underline{3,30 \text{ MPa}}} \quad (6-20)$$

kde:

$d_{př1}$ [mm] je vnitřní průměr příruby

$d_{př2}$ [mm] - průměr příruby viz obrázek 6-6

Smykové napětí od přenášeného kroutícího momentu je téměř zanedbatelné. Je mnohonásobně nižší než dovolené smykové napětí zvoleného materiálu – oceli 11 600 (viz [12], strana 53), proto vyhovuje.

K přírubě bude pomocí dvou šroubů DIN 7985 – M5 x 8, pevnostní třídy 8.8, připevněn nástrčný klíč (viz obr. 3-1). Tyto šrouby je nutno zkontrolovat na stříh:

Nebezpečným průměrem šroubu je vnitřní průměr závitu $d_3 = 4,019$ mm (viz [12], strana 355).

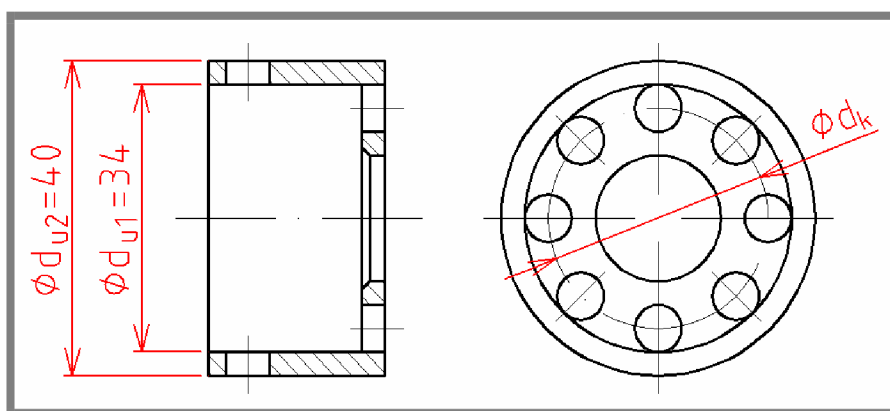
$$\tau_s = \frac{F_{dpř1}}{2S} = \frac{2M_k}{d_{př1} \cdot 2S} = \frac{4M_k}{d_{př1} \cdot \pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 15000 \text{ Nmm}}{25,5 \text{ mm} \cdot \pi \cdot (4,019 \text{ mm})^2} = 46,37 \text{ MPa} \quad (6-21)$$

kde:

$F_{dpř1}$ [N] je obvodová síla na průměru $d_{př1}$ vyvozená kroutícím momentem M_k
 S [mm²] - plocha nebezpečného průřezu jednoho šroubu

Šrouby vyhovují kontrole na stříh, protože smykové napětí v nebezpečných průřezích je zřetelně menší než dovolené (pro pevnostní třídu 8.8 se dovolená smyková napětí pohybují okolo 100 MPa).

Návrh unašeče:



Obr. 6-7 Volba rozměrů unašeče

Návrh průměrů zde vychází ze zvoleného roztečného průměru d_k a velikosti kuliček. V předchozí verzi spojky byly použity ložiskové kuličky o průměru 6 mm. Firma má tyto kuličky ještě v zásobě, proto budou použity i u této spojky. Jen pro úplnost zde provedeme pevnostní kontrolu na krut:

$$W_k = \frac{\pi \cdot (d_{u2}^4 - d_{u1}^4)}{16 \cdot d_{u2}} \quad (6-22)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot d_{u2} \cdot M_k}{\pi \cdot (d_{u2}^4 - d_{u1}^4)} = \frac{16 \cdot 40 \text{ mm} \cdot 15000 \text{ Nmm}}{\pi \cdot ((40 \text{ mm})^4 - (34 \text{ mm})^4)} = 2,50 \text{ MPa} \quad (6-23)$$

kde:

d_{u2} [mm] je vnější průměr unašeče

d_{u1} [mm] - průměr unašeče viz obrázek 6-7

Výsledek výpočtu říká, že namáhání na krut je opět zanedbatelné.

Rozměry unašeče nevyhovují potřebným připojovacím rozměrům. Je proto navržena další součást, která průměry vhodně redukuje. Ta bude vsunuta do unašeče a připevněna dvěma šrouby DIN 7985 – M5 x 8, pevnostní třídy 8.8 (vnitřní průměr závitů $d_3 = 4,019$ mm, viz [12], strana 355). Následuje kontrola šroubů na stříh:

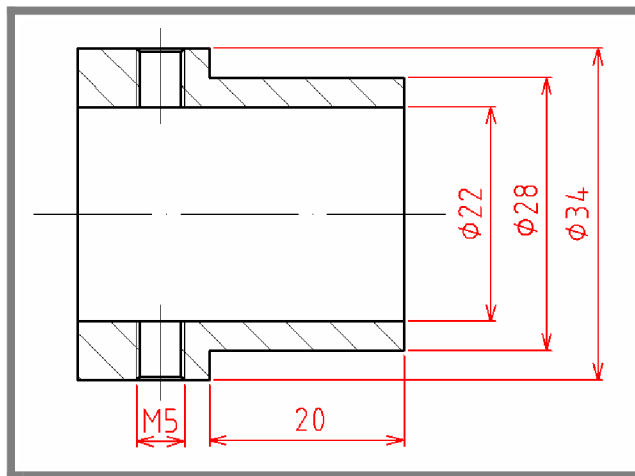
$$\tau_s = \frac{F_{du1}}{2S} = \frac{2M_k}{d_{u1} \cdot 2S} = \frac{4M_k}{d_{u1} \cdot \pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 15000 \text{ Nmm}}{34 \text{ mm} \cdot \pi \cdot (4,019 \text{ mm})^2} = 34,78 \text{ MPa} \quad (6-24)$$

kde:

F_{du1} [N] je obvodová síla na průměru d_{u1} vyvozená kroutícím momentem M_k
 S [mm²] - plocha nebezpečného průřezu jednoho šroubu
 τ_s [MPa] - napětí ve stříhu

I tentokrát šrouby na stříh vyhovují, protože smykové napětí je menší než dovolené.

Návrh redukce:



Obr. 6-8 Návrh redukce

Rozměry redukce jsou navrženy v souladu s potřebnými připojovacími rozměry. Volný konec součásti bude zasunut do otvoru v manipulační klice, s klikou svrtán a spojen pomocí pružného kolíku. Z porovnání jednotlivých průměrů redukce s průměry již zkontrolovaných součástí je zřejmé, že zde pevnostní kontrola už není potřeba – napětí v krutu je dostatečně malé.

6.1.3 Volba ostatních rozměrů

Všechny ostatní rozměry spojky byly vhodně navrženy v průběhu tvorby výkresu sestavení, mimo jiné i s ohledem na rozměry zvolené pružiny (volba pružiny viz níže v kapitole 6.2), a jsou k dispozici v samostatných přílohách.

6.1.4 Volba tolerancí rozměrů a jakosti povrchů

Tolerance rozměrů a jakost povrchů byly voleny podle [12] a [13], dle možností výroby a také s využitím zkušeností konstruktérů firmy IVEP. Konkrétní hodnoty viz samostatné přílohy.

6.1.5 Povrchová úprava

Z důvodu ochrany proti korozi a pro lepší vzhled budou všechny obrobene součásti galvanicky pozinkovány (Fe / Zn 8c), stejně jako u původní spojky.

6.2 Volba pružiny

Při výběru pružiny jsme omezeni maximálním průměrem, který odpovídá průměru dutiny příruby $d_{př1} = 25,5$ mm. Kromě toho musí být pružina schopna dosáhnout předpětí o síle $F_{pskut} \geq F_p$. Zároveň je potřeba, aby při minimálním zdvihu (odpovídajícím hloubce zasunutí kuliček do kuželových zahloubení) nepřesáhla svou silou hodnotu potřebnou k nastavení nejmenšího požadovaného momentu prokluzu $M_{kmin} = 5000$ Nmm.

$$\text{ze vztahu (6-10): } F_p = \frac{2M_k}{d_k} = \frac{2 \cdot 15000 \text{ Nmm}}{28 \text{ mm}} = \underline{1071,43 \text{ N}} \quad (6-25)$$

Hloubka zasunutí kuliček v kuželových zahloubeních: $s = 2$ mm

$$F_{pmin} = \frac{2M_{kmin}}{d_k} = k \cdot s \Rightarrow k = \frac{2M_{kmin}}{d_k \cdot s} = \frac{2 \cdot 5000 \text{ Nmm}}{28 \text{ mm} \cdot 2 \text{ mm}} = \underline{178,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}} \quad (6-26)$$

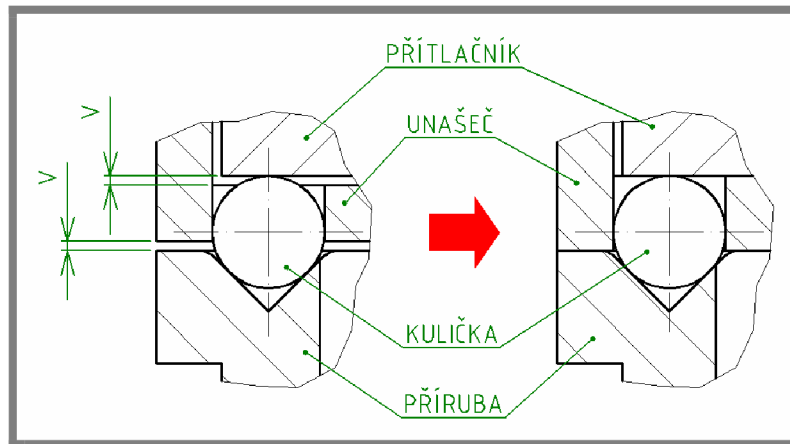
kde:

- F_{pmin} [N] je síla pružiny při minimálním stlačení
- F_{pskut} [N] - maximální síla vyvinutá pružinou
- k [N·mm⁻¹] - maximální požadovaná tuhost pružiny

Jako nejlépe vyhovující byla z katalogu [14] vybrána nástrojová pružina ST 11980 s těmito parametry: maximální síla 1 289 N, tuhost 109,3 N·mm⁻¹, minimální průměr objímky 25,5 mm, volná délka 31,8 mm.

6.3 Dodatečná úprava spojky

Prototyp vyrobený podle dokumentace vycházející z dosavadního návrhu je plně funkční a splňuje nároky na přenášený kroutící moment a relativní stálost jeho nastavení. Byl však vznesen požadavek na odstranění „štěrčání“ nezátížené spojky, které je způsobeno potřebnými vůlemi v uložení kuliček v unašech. Efektivním řešením tohoto problému je úprava některých jmenovitých rozměrů a tolerancí tak, aby zcela zanikla vůle mezi unašečem a přírubou (viz obr. 6-9).



Obr. 6-9 Dodatečná úprava

Kvůli této úpravě bude kroutící moment přenášen částečně třením mezi unašečem a přírubou a zároveň mezi unašečem a přítlačníkem. Velikost momentu prokluzu spojky tím však ovlivněna nebude, protože třecí moment zde bude vždy menší než moment přenášený kuličkami a ve chvíli, kdy se kuličky začnou vysouvat ze záběru, třecí moment zcela zanikne. Konečné řešení celé spojky viz přílohy.

7 ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout novou konstrukci pojistné kuličkové spojky, která má sloužit jako ochrana proti přetížení ovládacího mechanismu odpojovače vysokého napětí firmy IVEP. Potřeba nového konstrukčního řešení vyvstala ze zvýšení provozních nároků, kterým dosavadní konstrukce spojky již nevyhovuje. Hlavním požadavkem bylo zvýšení přenášených kroutících momentů, přičemž velikost tohoto momentu má být snadno nastavitelná v určitém rozmezí. Dále pak bylo zapotřebí odstranit nebo alespoň minimalizovat dva hlavní nedostatky spojené s funkcí předešlé verze spojky. Prvním z nich je samovolné povolování matice, která nastavuje moment prokluzu (dochází tak k nevyžádanému snížení momentu přenášeného spojkou). Druhým problémem je plastická deformace hran zahloubení, přes které při přetížení přeskakují kuličky – tento jev má rovněž za následek snížení momentu, který je spojka schopna přenést. Nelze opomenout požadavek na co nejmenší výrobní složitost a s tím spojené i výrobní náklady.

Nejprve byly konceptuálně navrženy různé varianty řešení a poté jedna z nich vybrána jako výchozí pro další úpravy a detailní rozpracování. Následoval návrh konkrétních rozměrů jednotlivých součástí současně s volbou materiálů a tepelného zpracování. To vše na základě zjednodušených pevnostních výpočtů a s ohledem na požadované připojovací rozměry. Pak přišlo na řadu stanovení tolerancí, jakosti povrchů a volba povrchové úpravy. Takto navržené konstrukční řešení bylo zpracováno ve formě výrobních výkresů, výkresu sestavení a trojrozměrného počítačového modelu.

Problém s nežádoucím povolováním nastavovací matice byl konstrukční úpravou odstraněn za cenu zvýšení počtu součástí a do jisté míry i zvýšení složitosti výroby. Otláčování hran u zahloubení pro kuličky odstraněno nebylo, avšak díky zvětšení hloubky těchto kuželových zahloubení se plastická deformace na hranách stala funkčně přípustnou. Po vyrobení prvního prototypu byl dodatečně vznesen požadavek na odstranění „štěrčání“ nezátížené spojky. Tomuto bylo vyhověno jednoduchou úpravou rozměrů vedoucí k vymezení některých vůlí.

Podle finální verze výrobní dokumentace byly vyrobeny další kusy pojistné spojky, u kterých již nenastal problém. Spojka je plně funkční, snadno smontovatelná a mezní kroutící moment lze jednoduše nastavovat v předepsaném rozmezí (výsledky měření momentové charakteristiky viz příloha III). Nyní tyto spojky plní svou funkci při ovládní odpojovačů vysokého napětí firmy IVEP instalovaných u nás i v zahraničí.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *Pojistná spojka*. Výkres sestavení spojky od firmy IVEP, č.v. 32-5046/a
- [2] VALOUCH, J. *Strojírenská technologie II. díl - SPOJKY* [online]
URL: <<http://kovotech.kvalitne.cz>>, [cit. 18.4.2010]
- [3] HAVELKA, O., a kol. *Elektrické přístroje*. SNTL/ALFA, Praha 1985, 440 s.
- [4] VÁVRA, Z. *Vysoké napětí a elektrické přístroje. Část II Elektrické přístroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2003, 83 s. [flash disc]
Název souboru: <Vys_napeti_el_pristroje_S2.pdf>
- [5] TŮMA, J. *Elektrické přístroje vysokého napětí*. Brno: IVEP a.s., 19 s. [flash disc]
Název souboru: <Elektrickepristroje VN.pdf>
- [6] *Venkovní přístroje VN, Vnitřní přístroje VN, rozvaděče, elektrické přístroje - IVEP* [online]
URL: <<http://www.ivep.cz> >, [cit. 14.5.2010]
- [7] *Pojistná spojka třecí RK-WKE/G*, UZIMEX PRAHA, spol. s r.o. [online]
URL: <<http://www.uzimex.cz/Sortiment/Spojky/StS-Coupling/Pojistne-spojky/Pojistna-spojka-treci-RK-WKE-G.html>>, [cit. 16.5.2010]
- [8] *Pojistné třecí spojky typ RK*, T.E.A. TECHNIK s.r.o. [online]
URL: <http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/RK_1.pdf> [cit. 16.5.2010]
- [9] *Pojistná přírubová spojka SWK/B (BB)*, UZIMEX PRAHA, spol. s r.o. [online]
URL: <http://www.uzimex.cz/download.php?file=./soubory/20100305_sicherheitskupplungen.pdf&file_name=Pojistn%E9%20spojky>, [cit. 16.5.2010]
- [10] *Převodovky, spojky a brzdy pro průmyslové aplikace*, PSP Pohony a.s. [online]
URL: <http://www.pohony.cz/get_file_product.php?id=61>, [cit. 16.5.2010]
- [11] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., PROKEŠ, F. *Základy konstruování*. Brno: CERM, 2006, 199 s., ISBN 80-7204-458-3
- [12] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Druhé přepracované vydání. Praha: Scientia, 1998, 911 s., ISBN 80-7183-123-9
- [13] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., PROKEŠ, F. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Brno: CERM, 2007, 223 s., ISBN 978-80-7204-534-1
- [14] Katalog pružin ALCOMEX, poslední aktualizace 10.5.2006 [online]
URL: <<http://www.alcomex.cz/Katalog/katalog.php>>, [cit. 20.11.2009]

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

M_k [Nm, Nmm]	je kroutící moment přenášený spojkou
M_{kmax} [Nmm]	- maximální nastavitelný kroutící moment přenášený spojkou
M_{kmin} [Nmm]	- minimální nastavitelný kroutící moment přenášený spojkou
φ [°]	- vrcholový úhel kuželového zahloubení
F_{p1} [N]	- síla od přítlačníku (předpětí pružiny) na jednu kuličku
F_{tp1} [N]	- třecí síla vyvolaná silou F_{p1}
f_p	- součinitel smykového tření mezi kuličkou a přítlačníkem
F_{u1} [N]	- síla od unašeče na jednu kuličku
F_{tu1} [N]	- třecí síla vyvolaná silou F_{u1}
f_u	- součinitel smykového tření mezi kuličkou a unašečem
j	- určuje smysl působení síly F_{tu1}
F_{N1} [N]	- normálová síla mezi kuličkou a kuželovým zahloubením
F_{tN1} [N]	- třecí síla vyvolaná silou F_{N1}
f_N	- součinitel smykového tření mezi kuličkou a zahloubením
F_p [N]	- síla pružiny
n	- počet kuliček
d_k [mm]	- roztečný průměr kuliček
R_e [MPa]	- mez kluzu v tahu
c_{II}	- součinitel dovoleného napětí při míjivém zatížení
k_k	- návrhový koeficient (koeficient bezpečnosti)
α	- tvarový součinitel
σ_{dov} [MPa]	- dovolené tahové napětí bez uvažování koeficientu bezpečnosti
σ_t [MPa]	- tahové napětí v nebezpečném průřezu šroubu
S_{min} [mm ²]	- plocha nejmenšího průřezu šroubu
d_{min} [mm]	- nejmenší průměr na šroubu
d [mm]	- jmenovitý průměr závitu
d_3 [mm]	- vnitřní průměr závitu
M_t [Nmm]	- třecí moment
W_k [mm ³]	- modul průřezu v krutu
τ_k [MPa]	- smykové napětí od krutu
d_{p1} [mm]	- průměr díry pro šroub v přítlačníku
d_{p2} [mm]	- rozměr na přítlačníku, viz obrázek 6-5
$d_{př1}$ [mm]	- vnitřní průměr příruby
$d_{př2}$ [mm]	- průměr příruby, viz obrázek 6-6
$F_{dpř1}$ [N]	- obvodová síla na průměru $d_{př1}$ vyvozená kroutícím momentem M_k
S [mm ²]	- plocha nebezpečného průřezu jednoho šroubu
d_{u2} [mm]	- vnější průměr unašeče
d_{u1} [mm]	- průměr unašeče, viz obrázek 6-7
τ_s [MPa]	- napětí ve stříhu
s [mm]	- hloubka zasunutí kuliček v kuželových zahloubeních
F_{pmin} [N]	- síla pružiny při minimálním stlačení
F_{pskut} [N]	- maximální síla vyvinutá pružinou
k [N·mm ⁻¹]	- maximální požadovaná tuhost pružiny

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1 Nožový odpojovač [3]	13
Obr. 1-2 Otočný odpojovač	14
Obr. 1-3 Ukázka odpojovačů vysokého napětí firmy IVEP	14
Obr. 1-4 Pojistná spojka se střížným kolíkem	15
Obr. 1-5 Příklad konstrukce kuličkové spojky [2]	16
Obr. 1-6 Třecí spojka RK-WKE/G od fy UZIMEX PRAHA, spol. s r.o. [7]	16
Obr. 1-7 Třecí spojka typ RK od fy T.E.A. TECHNIK s.r.o. [8]	17
Obr. 1-8 Kuličková spojka typ SWK/B od fy UZIMEX PRAHA, spol. s r.o. [9]	17
Obr. 1-9 Kuličková spojka typ SKU od fy PSP Pohony a.s. [10]	18
Obr. 2-1 Nákres sestavy původní spojky [1]	19
Obr. 2-2 Ukázka použití pojistné spojky	20
Obr. 3-1 Připojovací rozměry	21
Obr. 5-1 Návrh konstrukce spojky – varianta A	23
Obr. 5-2 Návrh konstrukce spojky – varianta B	24
Obr. 5-3 Schéma vytvoření otvoru pro hranatý dřík	24
Obr. 5-4 Návrh konstrukce spojky – varianta C	25
Obr. 5-5 Návrh konstrukce spojky – varianta D	26
Obr. 5-6 Úprava přitlačné podložky	26
Obr. 5-7 Návrh konstrukce spojky – výsledná varianta	27
Obr. 6-1 Předběžný rozbor mechanického zatížení spojky	28
Obr. 6-2 Rozbor sil působících na kuličku bezprostředně před protočením spojky	29
Obr. 6-3 Působení unašeče na kuličku	31
Obr. 6-4 Volba šroubu	32
Obr. 6-5 Návrh přitlačníku	33
Obr. 6-6 Volba rozměrů příruby	34
Obr. 6-7 Volba rozměrů unašeče	35
Obr. 6-8 Návrh redukce	36
Obr. 6-9 Dodatečná úprava	38

SEZNAM TABULEK

Tab. 6-1 Silové poměry na kuličce	31
--	----

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 3D model spojky	I
Příloha 2 Foto hotové spojky	II
Příloha 3 Výsledky měření momentové charakteristiky spojky	III

SEZNAM SAMOSTATNÝCH PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

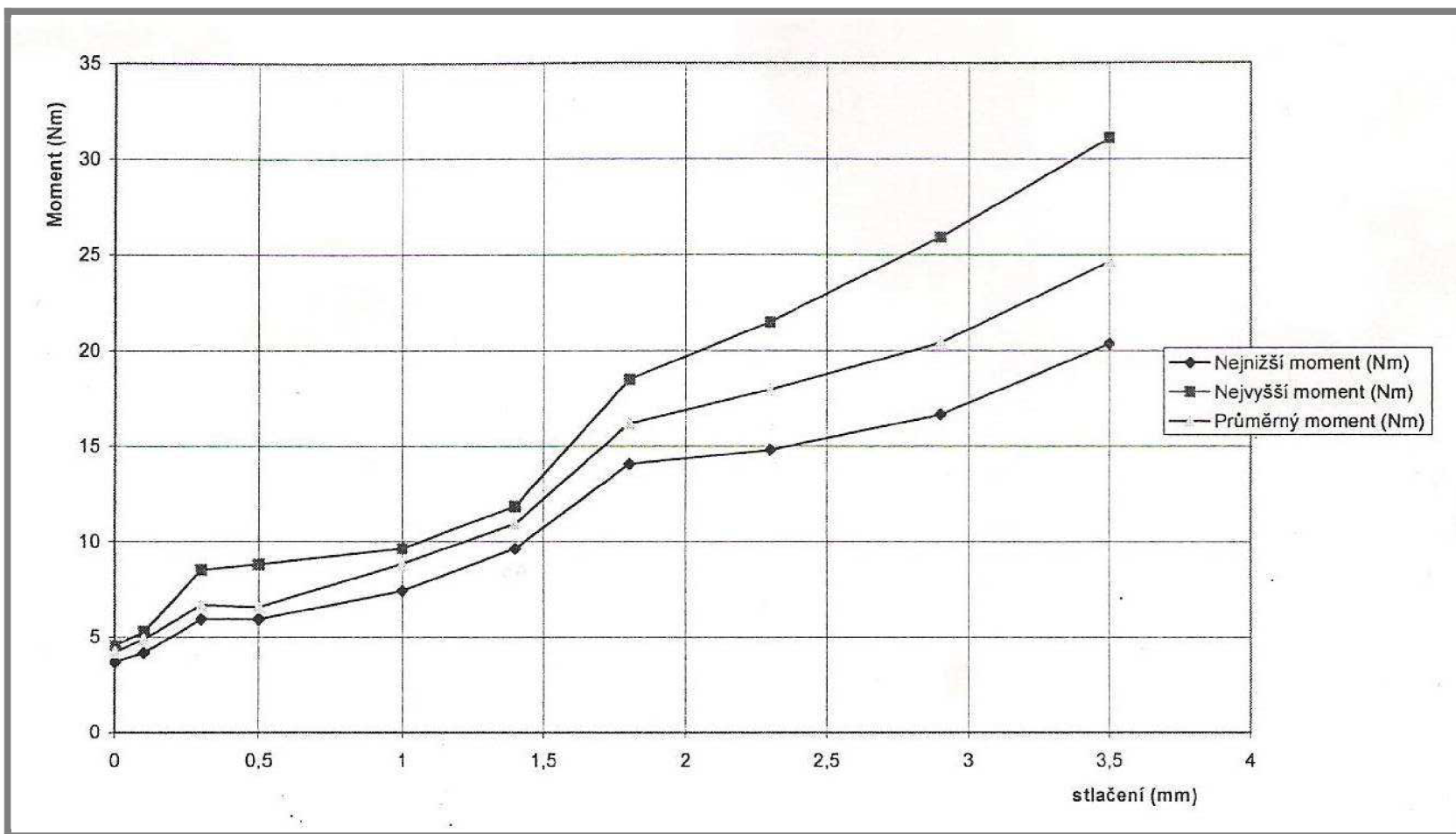
Výkres sestavení spojky	3-BP-72380/100
Výrobní výkres přítlačníku	4-BP-72380/101
Výrobní výkres unašeče	4-BP-72380/102
Výrobní výkres příruby	4-BP-72380/103
Výrobní výkres redukce	4-BP-72380/104



Příloha 1 3D model spojky



Příloha 2 Foto hotové spojky



Příloha 3 Výsledky měření momentové charakteristiky spojky