

KKS/CMS1

Obecné strojní části 1

teoretické základy, spoje,
přenosové části, otočná uložení,
akumulátory energie, hřídelové spojky

Stanislav Hosnedl



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



INVESTICE
DO ROZVOJE
VZDĚLÁVÁNÍ

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

verze - 1.0

Tento projekt je spolufinancován Evropským sociálním fondem
a státním rozpočtem České republiky

Hledáte kvalitní studium?

Nabízíme Vám jej na Katedře konstruování strojů

Katedra konstruování strojů je jednou ze šesti kateder Fakulty strojní na Západočeské univerzitě v Plzni a patří na fakultě k největším. Fakulta strojní je moderní otevřenou vzdělávací institucí uznávanou i v oblasti vědy a výzkumu uplatňované v praxi.

Katedra konstruování strojů disponuje moderně vybavenými laboratořemi s počítačovou technikou, na které jsou např. studentům pro studijní účely neomezeně k dispozici nové verze předních CAD (Pro/Engineer, Catia, NX) a CAE (MSC Marc, Ansys) systémů. Laboratoře katedry jsou ve všední dny studentům plně k dispozici např. pro práci na semestrálních, bakalářských či diplomových pracích, i na dalších projektech řešených v rámci univerzity apod.

Kvalita výuky na katedře je úzce propojena s celouniverzitním systémem hodnocení kvality výuky, na kterém se průběžně, zejména po absolvování jednotlivých semestrů, podílejí všichni studenti.

V současné době probíhá na katedře konstruování strojů významná komplexní inovace výuky, v rámci které mj. vznikají i nové kvalitní učební materiály, které budou v nadcházejících letech využívány pro podporu výuky. Jeden z výsledků této snahy máte nyní ve svých rukou.

V rámci výuky i mimo ni mají studenti možnost zapojit se na katedře také do spolupráce s předními strojírenskými podniky v plzeňském regionu i mimo něj. Řada studentů rovněž vyjíždí na studijní stáže a praxe do zahraničí.

Nabídka studia na katedře konstruování strojů:

Bakalářské studium (3roky, titul Bc.)		
Studijní program	B2301: strojírenství („zaměřený univerzitně“)	B2341: strojírenství (zaměřený „profesně“)
Zaměření	Stavba výrobních strojů a zařízení Dopravní a manipulační technika	Design průmyslové techniky Diagnostika a servis silničních vozidel Servis zdravotnické techniky
Magisterské studium (2roky, titul Ing.)		
Studijní program	N2301: Strojní inženýrství	
Zaměření	Stavba výrobních strojů a zařízení Dopravní a manipulační technika	

Více informací naleznete na webech www.kks.zcu.cz a www.fst.zcu.cz

ISBN 978-80-261-0125-3

Vydala Západočeská univerzita v Plzni, 2012

© prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc.

OBSAH

Předmluva	iv
Úvod	iv
A TEORETICKÉ ZÁKLADY	1
1 Části a mechanismy strojů (ČMS) jako strojní části technických systémů (TS)	2
1.1 Technické systémy (TS), vymezení oblasti ČMS	2
1.2 Technický systém (TS) a transformační procesy	4
1.3 Vlastnosti a chování technických systémů	6
1.4 Konstruování technických systémů se zaměřením na jeho vlastnosti	8
1.5 Konstrukční struktury technických systémů.....	11
1.6 Systematické uspořádání poznatků o strojních částech TS	13
2 Fyzikální základy pro strojní části TS	16
2.1 Doporučené značky a rozměry pro nejběžnější fyzikální veličiny v oboru strojních částí TS	16
2.2 Zatěžování strojních částí TS jako zatěžování těles a jejich soustav	25
2.3 Posunutí a natočení od deformace strojních částí TS	27
3 Statické (ustálené) zatěžování a namáhání strojních částí TS	
- statická pevnost a deformace	36
3.1 Základní konstrukční charakteristiky materiálu	36
3.2 Pevnostní podmínky při statickém namáhání	37
3.3 Vybrané pevnostní hypotézy pro víceosé statické namáhání stroj. části TS	39
3.4 Napětí a posunutí a natočení od deformace při základních způsobech statického namáhání	43
3.5 Napětí a posunutí a natočení od deformace při zvláštních způsobech statického namáhání	52
3.5.1 Napětí a posunutí od deformace při namáhání styku povrchů	52
3.5.2 Napětí a posunutí od deformace při namáhání na vzpěr	61
4 Dynamické (proměnlivé) zatěžování a namáhání strojních částí TS	
- dynamická (únavová) pevnost	66
4.1 Základní poznatky	66
4.2 Mez únavy materiálu (Wöhlerův diagram)	68
4.3 Mez únavy materiálu při obecném harmonicky proměnlivém napětí	69
4.4 Faktory ovlivňující mez únavy materiálu	72
4.4.1 Vliv vrubu - součinitel vrubu β	72
4.4.2 Vliv velikosti součásti - součinitel velikosti součásti v	76
4.4.3 Vliv jakosti povrchu - součinitel jakosti povrchu η_P	77
4.4.4 Vliv zpevnění povrchu - součinitel zpevnění povrchu κ	78

4.5 Pevnostní podmínky při dynamickém namáhání	78
4.5.1 Snížená mez únavy pro vrub v místě strojní části	
při obecném harmonickém napětí (úprava Haighova a Smithova diagramu)	78
4.5.2 Bezpečnost při jednoduchém harmonickém napětí v místě vrubu	80
4.5.3 Bezpečnost při kombinovaném harmonickém napětí v místě vrubu	83
B SPOJE	84
1 Spoje - základní poznatky	85
1.1 Charakteristika (znakové konstrukční vlastnosti)	85
1.2 Vnější zatížení spoje	86
1.3 Principy přenosu zatížení ve spoji	87
2 Spoje s využitím tvaru	89
2.1 Spoje čepy (čepové spoje)	89
2.2 Spoje kolíky (kolíkové spoje)	94
2.3 Spoje pery a klíny (spoje na pera a klíny)	109
2.4 Spoje drážkami (drážkové spoje)	117
2.5 Spoje polygony (polygonové spoje)	124
3 Spoje s využitím tření	131
3.1 Spoje nalisováním (nalisované spoje)	131
3.2 Spoje sevřením (svěrné spoje)	141
3.3 Spoje upínacími (rozpěrnými) kroužky	151
4 Spoje s využitím materiálu	156
4.1 Spoje materiálovými přechody	156
4.2 Spoje svary (svarové spoje)	157
4.3 Spoje pájkou (pájené spoje)	173
4.4 Spoje lepidlem (lepené spoje)	178
5 Spoje s využitím předepjatých elementů	182
5.1 Spoje šrouby a závity (šroubové a závitové spoje)	182
5.2 Spoje zděřemi (zděřové spoje)	217
C PŘENOSOVÉ ČÁSTI	223
1 Přenosové části - základní poznatky	224
1.1 Charakteristika (znakové konstrukční vlastnosti)	224
1.2 Vnější účinky na přenosové části	224
1.3 Vnitřní zatížení a namáhání přenosové části	225
2 Tuhé přenosové části	226
2.1 Rotační přenosové části (hřídele, osy apod.)	226

D OTOČNÁ ULOŽENÍ	251
1 Otočná uložení - základní poznatky	251
1.1 Charakteristika (znakové konstrukční vlastnosti)	251
1.2 Mazání uložení (ložisek)	252
2 Otočná uložení s valivým dotykem (valivá uložení)	256
2.1 Uložení s valivými ložisky	256
3 Otočná uložení s plošným dotykem (kluzná uložení)	278
3.1 Uložení s hydrodynamickými ložisky	278
3.2 Uložení s hydrostatickými a aerostatickými ložisky	294
3.3 Uložení s málomaznými a bezmaznými ložisky	298
E AKUMULÁTORY ENERGIE	301
1 Akumulátory energie - základní poznatky	302
1.1 Základní poznatky	302
2 Akumulátory mechanické energie s využitím deformace materiálu	303
2.1 Základní poznatky	303
2.2 Pružiny na principu poddajných tvarů	312
2.3 Pružiny na principu poddajných materiálů	328
F HŘÍDELOVÉ SPOJKY	330
1 Hřídelové spojky - základní poznatky	331
1.1 Charakteristika (znakové konstrukční vlastnosti)	331
1.2 Vnější zatížení spojky	332
1.3 Obecné poznatky pro návrh a hodnocení	334
2 Mechanické spojky nerozpojované	336
2.1 Spojky (nepružné) pevné	336
2.2 Spojky (nepružné) vyrovnávací	344
2.3 Spojky pružné	352
3 Mechanické spojky ovládané	362
3.1 Ovládací zařízení	362
3.2 Spojky výsuvné zubové	365
3.3 Spojky výsuvné třecí	370
4 Mechanické spojky automatické	382
4.1 Spojky pojistné	382
4.2 Spojky rozběhové	389
4.3 Spojky volnoběžné	391
Literatura	394

Předmluva

Předložené podklady k předmětu „Části a mechanismy strojů 1“ byly významně ovlivněny zejména bohatými odbornými diskusemi a společnými pracemi s Prof. Dr. V. Hubkou. Dr.h.c. vv. z Eidgenössische Technische Hochschule, Zürich ve Švýcarsku a s Prof. W. E. Ederem, Dr.h.c. z Royal Military College, Kingston v Kanadě. Cennými podněty a myšlenkami též přispěli moji kolegové Doc. J. Krátký, Doc. V. Vaněk a Dr. E. Krónerová z Katedry konstruování strojů (KKS). Dr. E. Krónerová se kromě toho zasloužila o vypracování všech 3D CAD modelů strojních částí a jejich zobrazení.

V současné době jsou předložené texty obsahově i formou inovovány v rámci projektu Operačního programu Vzdělávání pro konkurenceschopnost (OPVK) č. CZ.1.07/2.2.00/07.0235 „**Inovace výuky v oboru konstruování strojů včetně jeho znalostní teoretické, metodické a počítačové podpory**“ (IVK) financovaného z Evropského sociálního fondu a státního rozpočtu České republiky [Hosnedl 2009-2012]. Vzhledem k velkému množství vazeb, vývojových změn a doplňků nebylo zřejmě možné vyvarovat se zcela chybám. Proto se za ně předem omlouvám a prosím o jejich sdělení, aby je bylo možné co nejdříve opravit. Velmi rád přijmu i Vaše další připomínky a náměty. Přeji Vám, aby Vám byly tyto podklady co nejvíce nápomocny v dalším rozšiřování Vašich vědomostí a při řešení konstrukčních projektů.

Všem jmenovaným i všem citovaným autorům, z jejichž publikací byly čerpány cenné poznatky, bez kterých by tyto výukové podklady nemohly vzniknout, i touto cestou upřímně děkuji:

Plzeň, květen 2012

Prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc.

Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, Katedra konstruování strojů

Úvod

Výzkumy a vědecké práce v oblasti konstruování publikované v citované literatuře a mnoho dalších prokázaly, že pro všechny technické objekty i jejich navrhování, včetně počítačové podpory, platí řada shodných poznatků a zákonitostí tak jako v jiných technických, přírodních a dalších vědách. Je proto neefektivní zatěžovat paměť a využívat tvořivost konstruktérů pro osvojování a navazující pracné objevování specifických a přitom obtížně přenositelných poznatků a zkušeností, pokud platí obecně.

Zásadní vliv na tyto faktory má obor částí a mechanismy strojů, který je významnou společnou oblastí všech navazujících konstrukčních oborů. Optimální společnou základnu pro efektivní zpracování všech těchto poznatků, jejich využívání i další rozvoj tvoří v posledních desetiletích intenzivně rozvíjená konstrukční věda (anglicky: Engineering Design Science (EDS), německy: Konstruktionswissenschaft).

Zavádění vědeckých přístupů do konstrukčních oborů není samoúčelné. Cenné znalosti a zkušenosti, ke kterým dospívají zkušení odborníci po mnoha letech studia a praxe jsou bez uplatnění obecně platného, teoreticky podloženého systému dále jen velmi obtížně sdělitelné, přičemž není zaručená ani jejich konzistentnost ani úplnost. Je to dáno tím, že byly získány převážně jen v určité vymezené oblasti dané konkrétní profesní kariérou každého jednotlivce. Jejich typickým rysem je proto specifické podání pro každý konkrétní případ, nejčastěji ve formě individuálně uspořádaných pojednání a výčtů .

Využívání takovýchto poznatků a zkušeností při výuce i v praxi je tudíž závislé především na zapamatování, individuálním hledání souvislostí a na reprodukci bez cílevědomé podpory přenosu obsaženého "know-how" a podpory konstrukční tvořivosti. Nové poznatky a zkušenosti je nutné doplňovat opět jen individuálním rozšiřováním a jakýkoli jejich celek lze jen obtížně hodnotit z hledisek úplnosti, kompatibility i konsistentnosti. Klíčovým problémem tohoto tradičního přístupu je však netransparentnost velkého množství vnitřních i vnějších souvislostí. To prakticky znemožňuje potřebné multikriteriální optimalizace konstrukčních návrhů v minimálním čase a s docílením minimálních nákladů.

Zavedení a využívání systému pojmů a poznatků konstrukční vědy umožňuje tyto problémy podstatně zjednodušit při současném zvětšení prostoru pro tvůrčí konstrukční činnosti i jejich zkvalitnění. Důležité přitom je, že tím vůbec není omezeno řešení kteréhokoli konstrukčního kroku tradičním způsobem.

V předložených výukových podkladech jsou již zpracovány uvedeným systematickým způsobem poznatky o následujících strojních částech (stavebních orgánech), které jsou uspořádány podle svých hlavních pracovních účinků/funkcí takto:

- A. Spoje (spojovací stavební orgány)
- B. Přenosové části (přenosové stavební orgány)
- C. Otočná uložení (stavební orgány pro otočná spojení)
- E. Akumulátory energie (stavební orgány pro akumulaci mechanické energie)
- F. Hřídelové spojky (stavební orgány pro spojení otočných přenosových částí)

Na něž v dalších výukových podkladech navazují:

- G. Převodové mechanismy (převodové stavební orgány)

Tyto oddíly jsou pak dále hierarchicky členěny na příbuzné třídy a typy příslušných stavební orgánů podle specifických:

- dominantních uživatelských hledisek
- pracovních" principů
- pracovních" způsobů

Poznatky o každém konkrétním typu strojní části (stavebního orgánu) jsou uspořádány ve shodné structure odvozené od obecné struktury poznatků EDS takto:

1 Charakteristika:

Základní deskriptivní (dříve "vnitřní") znakové konstrukční vlastnosti (zejména hlavní pracovní funkce, pracovní princip a konkrétní pracovní způsob).

.2 Stavební struktura:

Základní deskriptivní (dříve "vnitřní") elementární konstrukční vlastnosti (typická příp. i standardizovaná provedení a hodnoty pro daný typ orgánové struktury):

- = Struktura a její prvky
- a pro každý prvek:
 - = Tvary
 - = Rozměry
 - = Materiály
 - = Způsoby výroby
 - = Stavby povrchu
 - = Odchytky od jmenovitých hodnot

.3 Vlastnosti:

Základní reflektivní (dříve „vnější“) a reaktivní (dříve „vnitřní“ obecné konstrukční) vlastnosti dané třídy strojních částí, příp. jejich dalších podtříd pro celý životní cyklus zjednodušeně roztríděné do svých tří oblastí, které jsou klíčové pro konkurenceschopnost technických produktů:

Komplexní („celoživotní“) kvalita, zejména:

- Vlastnosti pro provoz, údržbu, opravy
- Vlastnosti pro výrobu, montáž, demontáž
- Ostatní specifické užité vlastnosti

Časová („termínová“) náročnost, zejména:

- Relativní trvání procesů životního cyklu (vznik, existence a likvidace)

Ekonomická („nákladová“) náročnost, zejména:

- Relativní náklady na procesy životního cyklu (vznik, existence a likvidace)

4 Poznatky pro návrh (stavební struktury) a hodnocení (jejích predikovaných vlastností):

Poznatky pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních konstrukčních vlastností

- = únosnost a pevnost, příp. deformace
- = montáž, provoz a demontáž
- = ostatní specifická hlediska

Dlouholeté zkušenosti s tímto systematickým přístupem lze hodnotit velmi pozitivně. Konstrukteři i studenti se v průměru lépe orientují ve velkém množství náročných poznatků, lépe si uvědomují potřebné souvislosti a jsou více motivováni k samostatné tvůrčí konstrukční práci. Vyskytly se samozřejmě i problémy. Vznikly zejména jednak při relativně rychlé transformaci tak velkého množství poznatků, jednak setrvačností myšlení a nedůvěrou některých pracovníků ke změnám desítky let zavedeného pojetí výuky. Věřím, že budete patřit mezi ty, kterým bude uvedené progresivní pojetí vyhovovat.

Závěrem bych chtěl zdůraznit, že se jedná o změny, které lze přirovnat k pohybu po vývojové spirále. Bez citovaných [Boháček 1981 a 1983], [Bolek 1989 a 1990], [Bureš 1988 a 1990] i mnoha dalších prací z vědního oboru "Části a mechanismy strojů" by tyto změny nebyly možné. Obsahově byly doplňovány především dílčí dostupné poznatky vyžadované zvyšujícími se požadavky na kvalitu a tržní úspěšnost technických produktů v souvislosti s účinností a efektivností procesů ve všech etapách jejich životního cyklu.

A TEORETICKÉ ZÁKLADY

1 Části a mechanismy strojů (ČMS) jako strojní části tech. systémů (TS)

1.1 Tech. systémy (TS), vymezení oblasti ČMS

Produkt:

(technický, umělecký, potravinářský apod.) je **výstupem procesu**, tj. souboru vzájemně působících činností, které přeměňují vstupy na výstupy [ČSN-EN-ISO-9000 2006]. Produkt tudíž nemusí nutně být jen ve svém finálním stavu pro konečného uživatele.

Technický produkt:

je výstupem (technického) procesu. Má výrazný inženýrský obsah a ve strojírenství má obvykle dominantní hmotnou objektovou složku (označovanou souhrnně jako HW), obecně však ještě zahrnuje zpracované materiály (označované též jako náplně apod.), informace (označované souhrnně jako SW) a služby (označované též jako servis) [ČSN-EN-ISO-9000 2006].

Pod pojmem technický produkt se běžně rozumí jak jeho realizace, tak i model/ zobrazení. Zde uváděné poznatky a metody jsou zaměřeny na **technické produkty s dominantní hmotnou objektovou složkou**, které se tradičně člení na:

- **technické výrobky:** přemístitelné technické objekty (stroje, nástroje, přístroje, technické zařízení ...) a jeho části (i v rozpracovaném stavu), (komplexy, montážní jednotky, součásti, polotovary, suroviny)
- **technická zařízení:** nepřemístitelné technické objekty (továrna, elektrárna, dopravní síť, budova) a jejich části (i v rozpracovaném stavu), (základy, hrubá stavby ...)

Technický systém (TS) [Eder&Hosnedl 2008]:

TS je v těchto textech chápán jako **technický produkt s dominantní hmotnou objektovou složkou** s důrazem na jeho **systémové pojetí**.

Poznámky:

- **Stroj:** „*hmotný objektový technický produkt na bázi mechanismů, který ulehčuje a nahrazuje fyzickou, příp. zčásti i duševní práci člověka*“
- **Nástroj:** „*hmotný objektový technický produkt, který (pouze) ulehčuje práci člověka*“
- **Systém:** „*uspořádaná množina reálných nebo abstraktních prvků a jejich vazeb sestavená/vytvořená k nějakému účelu*“.

Stupně komplexnosti TS a strojních částí:

Technické produkty (TS) lze rozřadit do **čtyř stupňů komplexnosti** (I. – IV.) podle počtu jejich hierarchických úrovní (obr. 1.1 – 1). Strojní části TS se vyskytují na úrovních komplexnosti I. a II.

Stupeň komplexnosti TS	Technický systém (TS)	Charakteristika TS	Příklady TS	Oblast strojních částí TS
I.	Díl, součást,	Element (stavební struktury) TS (odst. 1.5) bez montážních operací	čep, ložiskové pouzdro, pružina, podložka	ano
II.	Stavební skupina, mechanismus, podskupina	Jednoduchý TS, který se skládá z dílů a může vykonávat jednoduché dílčí funkce	převodovka, hydraulický válec, vřeteník	
III.	Stroj, přístroj, aparát	TS, který se skládá ze skupin a dílů a vykonává určité finalizující ucelené funkce	soustruh, automobil, elektromotor	ne
IV.	Strojní zařízení, strojní komplex	Komplexní TS složený ze strojů, skupin a dílů s rozdílnými úkoly, které však mají komplexní funkční a prostorovou jednotu	kalicí linka, obráběcí linka, továrna na výrobu cementu, elektrická rozvodná síť	

Obr. 1.1 – 1, Stupně komplexnosti TS s vymezením oblasti strojních částí TS (nižší stupně komplexnosti jsou obecně obsaženy ve vyšších)

Vymezení pojmu a obsahu ČMS jako strojních částí TS:

Pojmy „**Části a mechanismy strojů - ČMS**“, příp. zkráceně (a přitom obecněji) „**Strojní části**“, označují opakovaně se vyskytující „**funkčně ucelené**“ části (**širší pojem než pouze součásti !!!**) finální „montážní“, tj. **stavební struktury** (odst. 1.5) TS (tj. nejen strojů !!!):

- v případě, že se určité strojní části vyskytují obecně u všech TS, budeme je označovat jako **obecné**

strojní části (např. obecná šroubová spojení apod.).

- v případě, že se některé strojní části opakovaně vyskytují jen u určité speciální třídy TS, budeme je označovat jako **speciální strojní části** (např. potrubních systémů, pístových motorů, apod.)

Pojem „**Části a mechanismy strojů - ČMS**“ a další příbuzné modifikace (např. „Části strojů“, „Části strojů a převody“, „Strojní součásti“ apod.) nejsou tudíž přesné nebo jsou i nesprávné. Vznikly totiž zřejmě historickým vývojem, příp. i nepřesnými překlady z němčiny „Machinenelemente“, příp. z angličtiny „Machine Elements“, jejichž přesný překlad zní v obou případech: „Strojové, tj. strojní části“ (což byl i jeden z historicky prvních názvů pro tuto oblast v českém jazyce: „Části strojové“). Podle obr. 1.1 - 1. z toho vyplývá, že teoreticky správné označení by mělo být:

„**Strojní části technických produktů/systémů**“, které proto budeme používat i nadále.

Obecné i speciální strojní části (jako funkčně ucelené části TS) však nezahrnují pouze (opakovaně se vyskytující) montážní díly a skupiny TS I. a II. st. komplexnosti (obr. 1.1 - 1) s fyzickými hranicemi, jak se často chybně interpretuje, ale i další „funkčně ucelené“ „překryvné oblasti“ TS v okolí styků mezi jednotlivými díly a skupinami TS. Na rozdíl od SČ I. a II. st. komplexnosti je však část ohraničení těchto „překryvných“ SČ vymezena pouze „umělou“ hranicí (danou „myšleným“ ohraničením oblasti „funkčnosti“ příslušné strojní části)!!!

Poznámky:

- „**Překryvné**“ **strojní části** nemohu existovat jako reálné fyzické celky (skládají se z uměle ohraničených částí ostatních součástí TS), při konstruování je však s nimi nutné pracovat, protože uskutečňují požadované „vnitřní“ transformační funkce, jimž pak odpovídají zvolené orgány (nositele těchto funkcí) TS.
- Reálné „**fyzické**“ i myšlené „**překryvné**“ **strojní části** TS tudíž představují konstrukční realizaci funkcí a orgánů TS. Pro rozlišení od abstraktních funkcí a orgánů TS lze **strojní části** v tomto smyslu nazývat jako **stavební orgány** TS.
- Pokud jsou **strojní části** TS **montážním (fyzickým) celkem** (ložisko, spojka) jsou často označovány jako **komponenty** (obvykle konstruované a vyráběné na prodej)
- „**Strojní části (TS)**“ mohou mít **různou hierarchickou úroveň**, tzn. určitá strojní část (tj. funkčně ucelená fyzická nebo myšlená část vyskytující se u TS opakovaně) může obsahovat další (opakovaně se vyskytující hierarchicky nižší) strojní části TS a naopak může být obsažena v dalších (opakovaně se vyskytující hierarchicky vyšších) strojních částech TS. V literatuře i v praxi došlo přirozeným vývojem k soustředění na určité „funkčně významné strojní části“, což je promítnuto i do těchto textů.

1.2 Technický systém a transformační procesy

Účel TS:

Poskytování potřebných účinků (mechanických, tepelných apod.) k docilení požadované transformace (přeměny) nějaké (M , E , I) „objektu“ v tzv. „vnějším“ transformačním procesu (TrfP).

Cíl TS:

Jednoznačná (statisticky kauzální) přeměna (na základě fyzikálních, chemických nebo biologických zákonitostí!) vstupních stavů veličin (obr. 1.2 – 1):

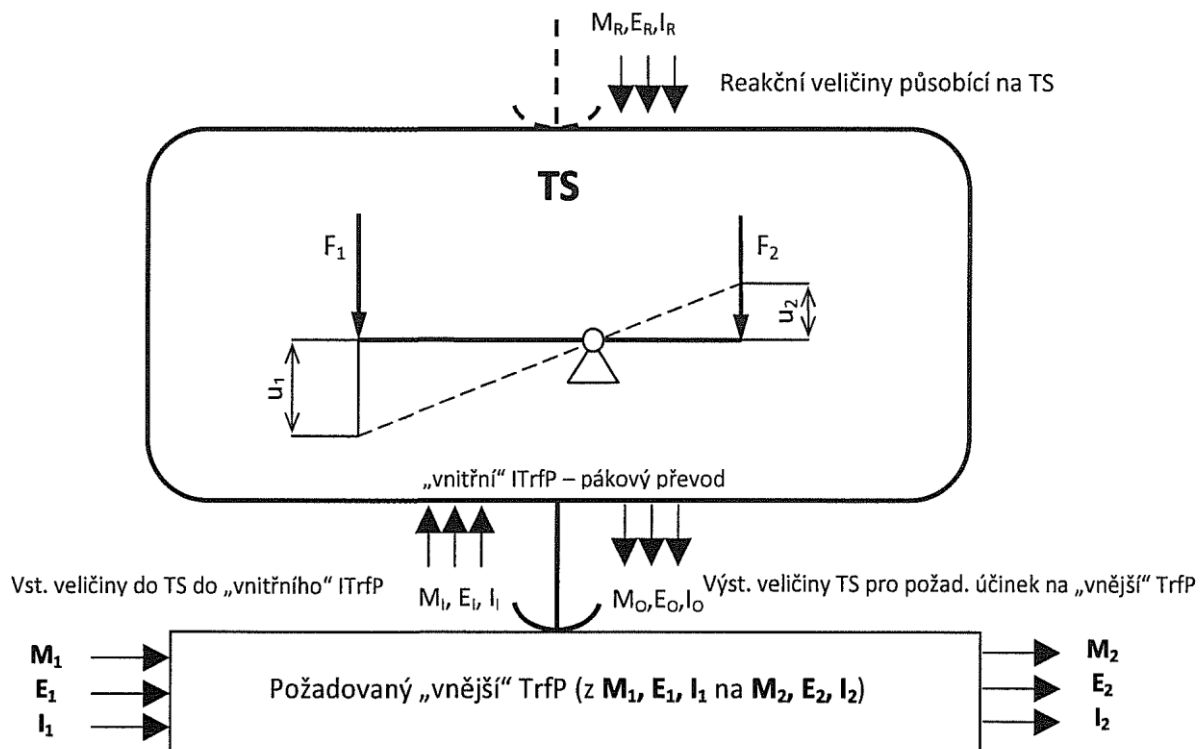
- materiálu (M_i)
- energie (E_i)
- informací (I_i)

na požadované fyzikální účinky (spojení, držení, přeměnění, apod.) výstupních stavů veličin:

- materiálu (M_o)
- energie (E_o)
- informací (I_o)

v tzv. „vnitřním“ transformačním procesu (ITrfP).

Schopnost TS poskytovat požadované účinky jeho výstupních veličin (M_o , E_o , I_o) pro nějaký další „vnější“ transformační proces (TrfP) je základní vlastností TS, kterou budeme označovat jako **transformační funkci**.



Obr. 1.2 - 1 Příklad „vnitřního“ transformačního procesu (ITrFP) ve strojní části technického systému (TS) poskytujícího účinky pro požadovanou přeměnu (M, E, I) ve „vnějším“ transformačním procesu (TrfP)

Poznámky:

- Jako **vstupní a výstupní veličiny TS** se ve většině případů zobrazují všechny tři existující „kategorie“ veličin, tj. hmota (M), energie (E) a informace (I), i když v daném konkrétním případě nemusí být některá z nich významná, nebo „neexistuje“ vůbec.
- Požadované **výstupní účinky TS** (znázorněné svíslou úsečkou s obloučkem) pro „vnější“ transformační proces jsou docilovány výstupními veličinami z TS (M_o, E_o, I_o). Ty jsou získávány ze vstupních veličin (M_i, E_i, I_i) množinou dílčích (elementárních) transformací v tzv. „kauzálních řetězcích“ pracujících („fungujících“) na určitém pracovním (funkčním) principu (mechanickém, hydraulickém, pneumatickém ...), konkretizovaném na určitý pracovní (funkční) způsob (pastorek a hřeben, příp. šnek a šnekový hřeben, atd.). - Obvykle se výstupní veličiny TS (M_o, E_o, I_o) a tím i **požadované účinky** získávají transformací z vnějšku přivedených vstupních veličin (M_i, E_i, I_i) přiváděných přímo do TS (obr. 1.2 – 1), např. v místě znázorněných (M_R, E_R, I_R). V řadě případů (u tzv. „reakčních“ TS jako jsou např. páka, nosník, židle, turbina, apod.) však mohou výstupní veličiny (M_o, E_o, I_o) vzniknout jen jako reakce na veličiny získávané z „vnějšího“ transformačního procesu (TrfP), jako je na obrázku znázorněno. - Transformace (ITrFP i TrfP) probíhají v čase, ale nemusejí být doprovázeny pohybem!!!

1.3 Vlastnosti a chování technických systémů (TS)

Vlastnosti TS:

Základní vlastnost každého TS, tj. schopnost poskytovat (pomocí „vnitřních“ kauzálních transformací zvolených akčních nebo reakčních vstupních veličin) účinky pro požadovaný „vnější“ transformační proces (tj. pro přeměnu zvolené množiny M_1, E_1, I_1 na požadovanou množinu M_2, E_2, I_2), není jedinou vlastností TS.

TS by však také měl:

- mít schopnost pracovat v předpokládaném prostředí
- být dobře obsluhovatelný
- být jednoduše vyrobitelný
 - mít uspokojivý vzhled
 - být ekonomicky vyrobitelný
- atd., atd.

Základní kategorie (domény) vlastností TS:

Naznačené množství vlastností TS lze uspořádat do konečného počtu tříd vlastností shodných pro všechny TS které lze uspořádat do tří shodných domén: **deskriptivní, reaktivní a reflektivní** (obr. 1.3 – 1),

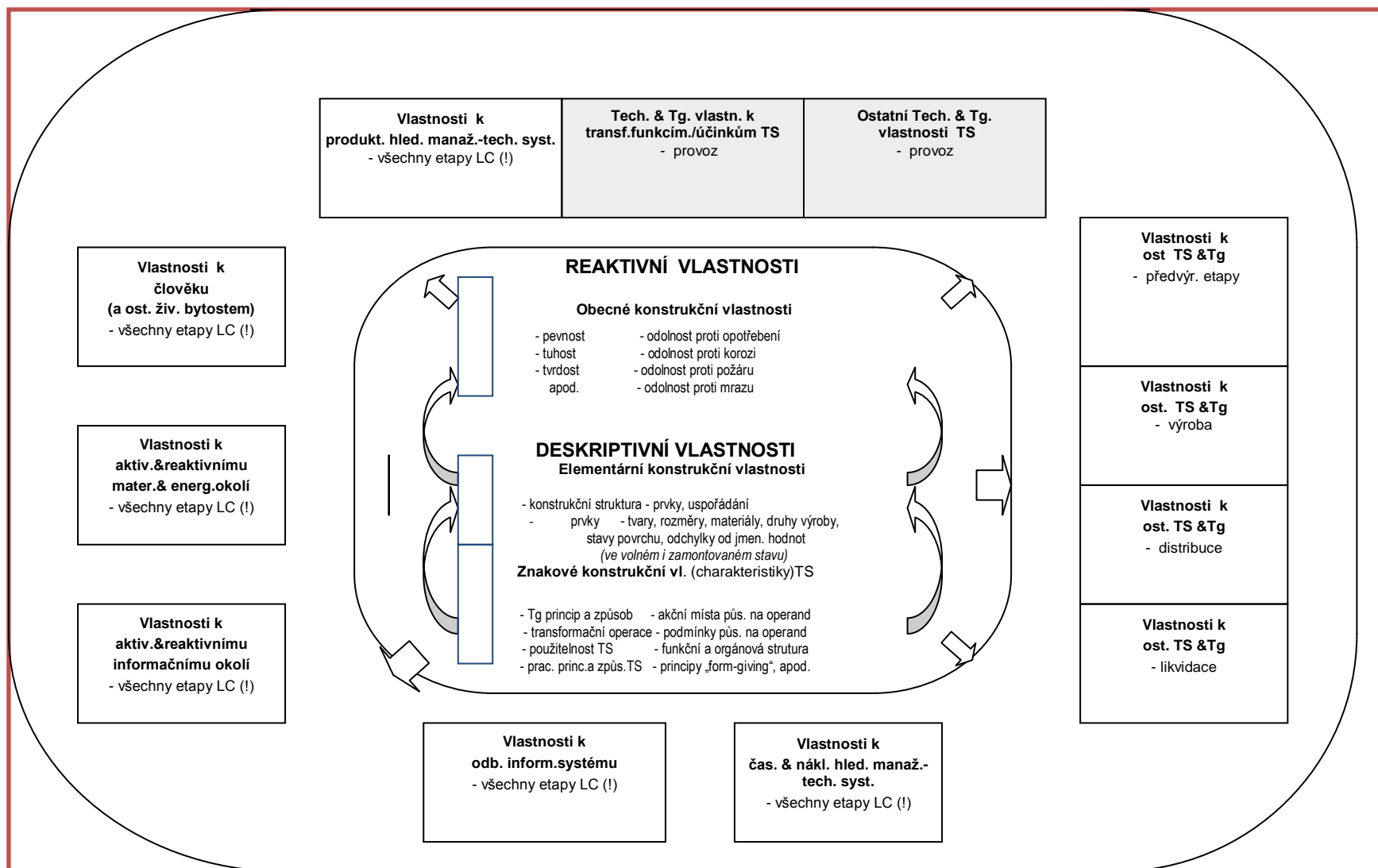
Poznámka:

- *V předchozích souvisejících příbuzných publikacích [Hubka&Eder 1996, Hosnedl&Krátký 1999 a 2000, Eder&Hosnedl 2008 a mnoha dalších] byly vlastnosti náležející do **Deskriptivní a Reaktivní domény** společně označovány jako „**Vnitřní vlastnosti TS**“ a vlastnosti náležející do **Reflektivní domény** jako „**Vnější vlastnosti TS**“. Nová terminologie byla zavedena po ověření, že je výstižnější a srozumitelnější.*

Hodnocení vlastností TS:

Jednotlivé TS, příp. jejich třídy, se obecně liší pouze konkrétními vlastnostmi (v jednotlivých třídách vlastností), charakteristikami těchto vlastností (umožňujících danou vlastnost definovat) a hodnotami charakteristik těchto vlastností (umožňujících jednotlivé charakteristiky, a tím i odpovídající vlastnosti měřit, vzájemně porovnávat a hodnotit).

Všechny vlastnosti TS existují nezávisle na tvůrci TS, mohou však být docíleny (vědomě nebo nevědomě) **různě uspokojivě**. To se **po jejich „zjištění“** (tj. po včasném predikování hodnot jejich stanovených charakteristik) určuje jejich **porovnáním s požadavky** (stanovenými, obecně předpokládanými nebo závaznými [ČSN-EN-ISO-9000 2006]) a **hodnocením**. Výsledkem je stanovení stupně **kvality (jakosti) TS**, příp. **konstrukční konkurenceschopnosti vůči srovnatelným TS**.



Obr. 1.3 – 1 Třídy vlastností technického systému (TS) (tzn. i strojních částí) a princip závislosti mezi příslušnými vlastnostmi (tzn. hodnotami charakteristik jednotlivých vlastností) při konstruování TS [Eder&Hosnedl 2008]

Poznámka: LC – Life Cycle (životní cyklus)

Chování TS:

Chování TS je **odezva (stavební struktury) TS** na nějaký (vnější nebo vnitřní) podnět. **Chování** (tj. odezva stavební struktury) **TS** je tudíž popsáno **průběhem změn hodnot** identifikátorů **elementárních konstrukčních vlastností TS** (obr. 1.3 – 1) vyvolaných vlivem působícího (vnějšího a/nebo vnitřního) podnětu/buzení.

Poznámky:

- **Chování je odezva organismu na nějaký podnět [Collins 1992]. Chování TS tudíž závisí při daném podnětu/buzení (shodně jako u reaktivních vlastností TS), výhradně na deskriptivních vlastnostech TS. Z toho tudíž zpětně vyplývá, že vlastně i všechny reaktivní vlastnosti TS (posuzované podle statické reakce/odezvy na příslušný ustálený/statický podnět) mají charakter chování TS (obr. 1.3 – 1). Protože jsou však tyto odezvy ustálené, není obvyklé je nazývat jako chování (jejich zjišťování/predikce jsou obvykle označovány jako analýza).**
- **Chování TS má tudíž shodný význam jako reaktivní vlastnosti TS, liší se od nich pouze svojí neustáleností/dynamičností, tj. změnami hodnot charakteristik příslušných vlastností TS v čase (jejich zjišťování/predikce jsou obvykle označovány jako simulace). V dalším textu se proto nemusíme pro zjednodušení chováním TS explicitně zabývat a budeme je považovat za implicitně zahrnuté mezi příslušné reaktivní vlastnosti (v širším slova smyslu) TS.**

1.4 Konstruování TS se zaměř. na jeho vlastnosti

Účel:

Racionální docílení jednotlivých požadovaných vlastností TS jeho stavební strukturou (odst. 1.5)

Poznámka:

- **Docílení optimálního komplexu všech výsledných vlastností konstruovaného TS (obr. 1.3 – 1) s kladenými (co nejkvalitněji explicitně specifikovanými) požadavky na TS (odst. 1.3) je klíčovým úkolem konstruktéra.**

Cíl:

Metody a poznatky, jak deskriptivními vlastnostmi a postupně konkretizovanými reaktivními vlastnostmi docílit konstrukčním návrhem stavební struktury TS požadované reflektivní vlastnosti (obr.1.3 - 1), např.:

- únosnost
- spolehlivost
- vhodnost pro výrobu
- výrobní náklady
- bezpečnost obsluhy, ...

a jak potom včas (dříve, než se příslušná vlastnost v životním cyklu TS projeví) docílené vlastnosti (pomocí hodnot jejich indikátorů vlastností) zjistit (predikovat), vyhodnotit porovnáním s hodnotami požadovanými a rozhodnout o dalším postupu.

Poznatky a metody pro návrhovou fázi konstruování:

V češtině se pro tyto poznatky používá označení „Konstruování z hlediska vlastností (příp. s ohledem na vlastnosti) TS“, mezinárodně je však rozšířeno označení z angličtiny:

„Design for Properties“ - DfX
D f X

Poznatky a metody pro predikci (včasné zjišťování) vlastností navrženého TS :

Pro tyto poznatky lze v češtině použít výstižné označení „Predikce vlastností TS“, což lze analogicky jako u DfX vyjádřit v angličtině:

„Prediction of Properties“ - PoX
P o X

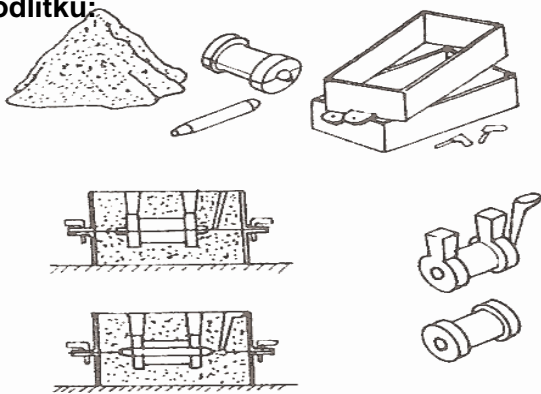
Teprve po predikci vlastností navrženého TS může následovat jeho hodnocení a rozhodování!!!

Poznámky:

- Ve **zkratkách DfX a PoX** znamená X určitou vlastnost, příp. třídu vlastností TS, např.: DfC – Design for Cost (Konstruování z hlediska nákladů), DfA – Design for Assembly (Konstruování z hlediska montáže), apod.
- Konkrétní poznatky a metody DfX a PoX se mohou vztahovat **na obecný TS** (když platí pro všechny TS obecně) nebo jen **na speciální TS** (když se vztahují pouze na určitou speciální třídu, oblast, příp. obor TS).
- Poznatky a metody DfX a PoX vznikly přirozeným vývojem na základě potřeb, takže v jejich označování ani uspořádání obecně **neexistuje žádný systém**. Jako výhodné se proto jeví si je shromažďovat a strukturovat do shodných tříd odpovídajících příslušným třídám vlastností TS (obr. 1.3 – 1).
- Predikovací (zjišťovací), hodnotící a rozhodovací konstrukční fáze/operace se v technické, a často i v univerzitní praxi, nepřesně nazývá jako „**kontroly**“ (pevnosti, tuhosti, apod.), což se však vztahuje jen k jedné dílčí části této fáze/operace (nesmí jednat pouze o kontrolu, ale o skutečné **hodnocení a závěrečné rozhodnutí**)! Zcela **zavádějící a nesprávné** je pak označování této nezastupitelné konstrukční fáze/operace jako „**výpočty**“ (přestože jsou výpočty obvykle nejobsáhlejší a nejnáročnější činností této fáze/operace. Důvodem je to, že zdaleka ne všechny vlastnosti (tj. hodnoty jejich charakteristik) TS lze „exaktně“ zjistit pomocí výpočtových metod (např. výrobitelnost, dopravitelnost, vzhled, bezpečnost k člověku atd., atd.). Označení „výpočty“ však „vede“ k opomíjení těchto, často zcela klíčových vlastností TS (např. navržený TS je sice z hlediska pevnosti „bezpečný“, ale pro člověka a své okolí je přesto nebezpečný, příp. i naopak).

A. Poznatky o technologickém postupu a příčinách vzniku vad, např.:

A) Schéma postupu výroby odlitku:



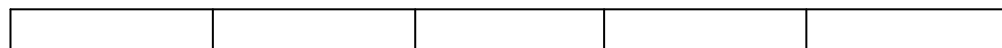
b) Příčiny vad odlitku:

Strupy: vznikají slabým upěchováním formy následkem čehož se při skládání nebo odlévání se uvolní z formy písek, který se pak v odlitku rozptýlí.

Zálupy: tvoří se při malé prodyšnosti formovaného písku. Tlakem plynů, které se nemohou uvolnit, se odchlípne část formy a do této štěrbině vnikne kov. Zálupy mohou vznikat také při malé rychlosti odlévání nebo při přerušovaném odlévání.

Zadrobený písek: vzniká nerovným povrchem formy, poškozenou nebo znečištěnou formou (při jejím skládání), málo pevným pískem nebo barvivem, ostrými hranami nebo nevyztuženými výstupky a nedostatečně upěchovanou nebo přepálenou formou (při sušení).

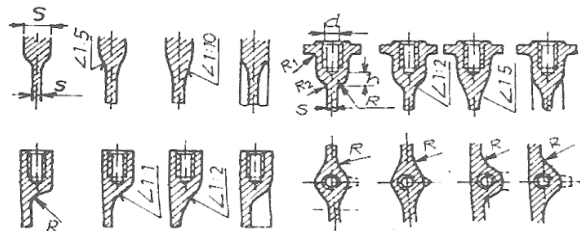
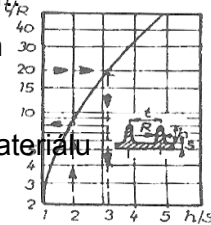
B. Poznatky pro formulaci požadavků na odlitku (na jejich strukturu, tvary, rozměry, materiály, stavy povrchu a odchylky od jmenovitých rozměrů), které musí brát ohled na daný způsob/ technologii výroby – slévání



REFLEKTIVNÍ

C. Poznatky pro formulaci pokynů pro konstruktéry (na tvarování, dimenzování, volbu materiálu odlitku apod.), tj. např.:

- dodržovat stálou tloušťku stěn
 - nedělat ostré křivky
 - vyhýbat se nashromáždění materiálu
 - dělat pozvolné přechody
 - členit velké obráběné plochy
 - dbát na úkosy pro vyjímání modelu z formy
- atd.



Obr. 1.4 - 1 Příklad poznatků a metodických pokynů DfX pro konstruování odlitků, tj. pro „Konstruování z hlediska výroby“ (Design for Manufacturing)

1.5 Konstrukční struktury TS

Účel:

Konstrukční struktury TS jsou modely TS o různém stupni konkrétnosti/abstrakce, které jsou důležité pro konstruování TS na různé úrovni abstraktnosti/konkrétnosti, a tím i obecnosti.

Cíl:

Systematické definování a uspořádání konstrukčních struktur TS významných pro konstruování.

Základní konstrukční struktury TS:

- Stavební struktura TS
- Orgánová struktura TS
- Funkční (⇔ Procesní) struktura TS
- Černá skříňka („Prázdná“ struktura TS)

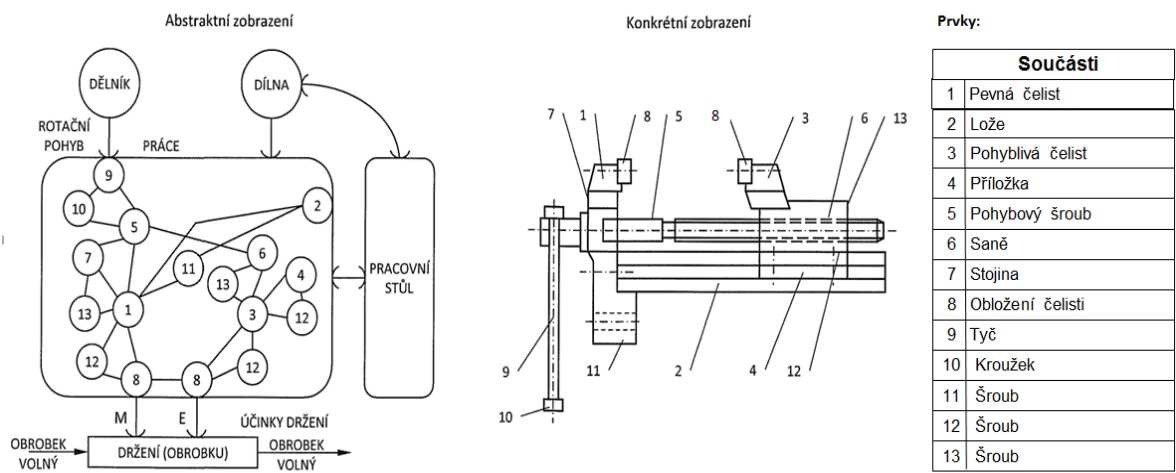
Popis a znázornění uvedených struktur je uvedeno v následujícím textu

Stavební struktura TS:

Prvky: díly/součásti, příp. jejich skupiny

Relace: prostorové (geometrické) a toky materiálu, energií (síly a momenty, pohyb) a informací

Účel: struktura stavebních prvků (tj. součástí/dílů, příp. jejich skupin, navrženého nebo realizovaného) (obr. 1.5 - 1a), která má (predikovanou, příp. již realizovanou) schopnost poskytovat požadované účinky získané transformací (v ITrfP) jeho vstupů (získaných aktivním působením člověka, ostatních TS a/nebo aktivního okolí, nebo i reaktivně působením transformovaných M, E, I).



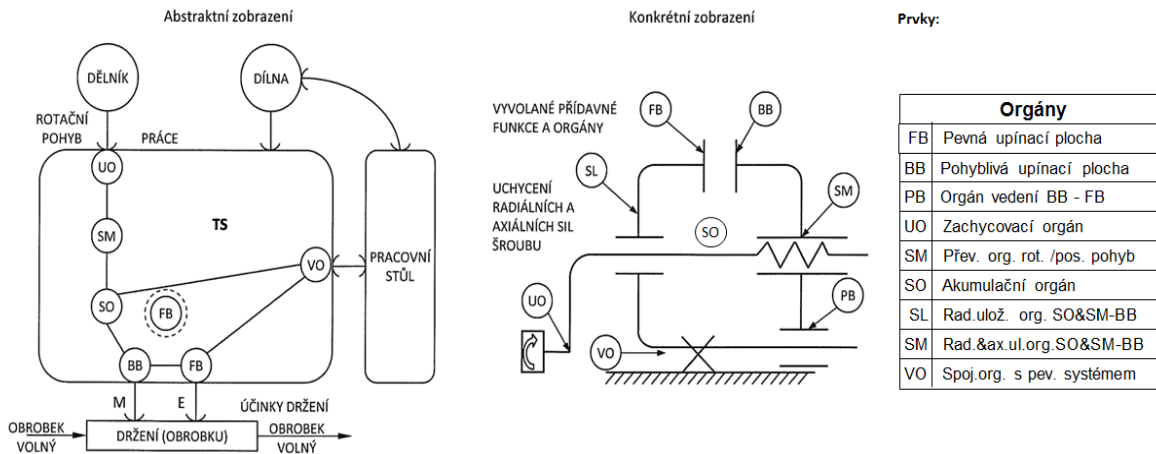
Obr. 1.5 - 1a Stavební struktura TS a mezní formy abstraktnosti a konkrétnosti jejího zobrazení na příkladu svěráku

Orgánová struktura TS:

Prvky: orgány (abstraktní nositele funkcí), příp. skupiny orgánů

Relace: toky materiálu, energií (síly a momenty, pohyb) a informací

Účel: struktura orgánových prvků TS (tj. orgánů, příp. skupin orgánů navrženého nebo realizovaného TS) (obr. 1.5 – 1b), která má schopnost poskytovat požadované účinky získané transformací (v ITrfP) jeho vstupů (získaných aktivním působením člověka, ostatních TS a/nebo aktivního okolí, nebo i reaktivně působením transformovaných M, E, I).



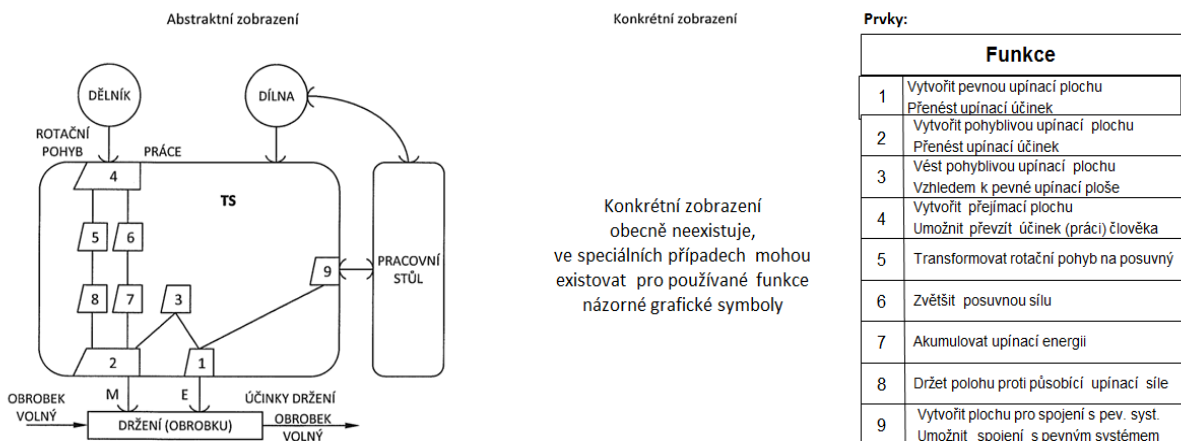
Obr. 1.5 - 1b Orgánová struktura TS a mezní formy abstraktnosti a konkrétnosti jejího zobrazení na příkladu svěráku

Funkční struktura TS:

Prvky: funkce, příp. seskupení funkcí

Relace: toky materiálu, energií a informací

Účel: struktura funkčních prvků TS (tj. funkcí, příp. seskupení funkcí navrženého nebo realizovaného TS) (obr. 1.5 – 1c), která má schopnost poskytovat požadované účinky získané transformací (v ITrfP) jeho vstupů (získaných aktivním působením člověka, ostatních TS a/nebo aktivního okolí, nebo i reaktivně působením transformovaných M, E, I).



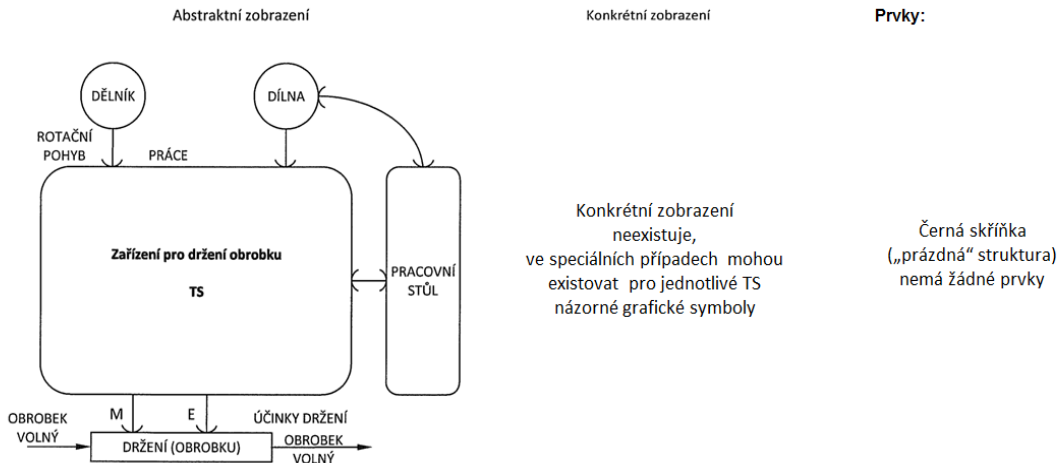
Obr. 1.5 – 1c Funkční struktura TS a mezní formy abstraktnosti a konkrétnosti jejího zobrazení na příkladu svěráku

Černá skříňka TS („prázdná struktura“):

Prvky: neexistují, je to „prázdná“ struktura

Relace: neznámé toky materiálu, energie (síla, pohyb) a informací

Účel: TS (navrhovaný nebo realizovaný) s „neznámou prázdnou“ strukturou TS (obr. 1.5 – 1d), která má schopnost poskytovat požadované účinky získané transformací (v ITrfP) jeho vstupů získaných aktivním působením člověka, ostatních TS a/nebo aktivního okolí, nebo i reaktivně působením transformovaných M, E, I).



Obr. 1.5 – 1d Černá skříňka – „prázdná“ struktura TS a mezní formy abstraktnosti a konkrétnosti jejího zobrazení na příkladu svěráku

1.6 Systematické uspořádání poznatků o strojních částech TS

Základní kritérium pro roztřídění strojních částí:

Pro základní rozčlenění strojních částí TS (části B., C., D., ...) je použito jako kritérium shoda, příp. příbuznost podle hlavní „transformační funkce“ příslušné třídy strojních částí TS zabezpečovaná „navenek“ (pro vnější TrfP) při provozu TS.

Poznámky:

- Pro uspořádání poznatků byla v těchto textech využita Teorie technických systémů, jejíž vybrané základní poznatky byly uvedeny v předchozích odstavcích (odst. 1.1 – 1.5). Teorie technických systémů je základem pro Engineering Design Science [Hubka&Eder 1996, Eder&Hosnedl 2008 a mnoho dalších].
- Přínos je v **jasném a jednoznačném přehledu o úloze** (tj. transformační funkci) jednotlivých významných, funkčně ucelených a v praxi „zavedených“ **strojních částí TS** jako stavebních orgánů pro TS vyšší komplexnosti (odst. 1.1.2).
- **Dílicí nevýhodou je začleňování strojních částí TS** (obvykle elementárních stavebních dílů/součástí), které mají z hlediska TS jen **elementární transformační funkci** (např. šrouby – přenést zatížení ze závitu do dosedací plochy hlavy šroubu; podložky - přenést zatížení z jedné její dosedací plochy na opačnou; apod.). To lze vyřešit buď jejich teoreticky důsledným (avšak nepřehledným a nepraktickým) zařazením do samostatných „odstavců“ v příslušných funkčně orientovaných „části B, C, D ...“ (např. zmíněných šroubů a podložek do „Přenosových částí“, což je však pro praktické využití nevhodné. Praktičtější (i když teoreticky nesprávné) je jejich přičlenění k těm prakticky významným, funkčně uceleným a „zavedeným“ strojním částem, u nichž se převážně používají (např. šrouby, matice, podložky a závlačky ke „šroubovým spojům“, „hřídelovém KM matice“ k „valivým uložením“, apod.), což bylo použito i v předložených textech.

Kritéria třídění pro hierarchicky nižší stupně členění stroj. částí TS:

Pro strojní části se shodnou hlavní transformační funkcí byl v rámci jednotlivých oddílů B, C, D, ... (na kap. 1, 2, 3, ..., jejich odst., atd....) jako kritériem použit hlavní (technický/fyzikální) pracovní princip a (konkretizovaný) pracovní způsob (které odpovídají na otázku „jak to funguje?“). To charakterizuje, jak je realizována transformace na její výstupů strojní části z jejích aktivních nebo reaktivních vstupů v jejím „vnitřním“ transformačním procesu (ITrFP). Takto příbuzné skupiny a podskupiny strojních částí mají analogické vlastnosti, analogicky se navrhují a hodnotí, což přináší řadu výhod při zpracování poznatků a metod pro jejich konstruování i výhod při jejich vlastním konstruování.

Charakteristika (= znakové konstrukční vlastnosti) (odst. 1.3):

Základní znakové konstrukční vlastnosti dané třídy strojních částí, příp. jejich dalších podtříd:

- Hlavní (transformační) funkce pro „vnější“ transformační proces (TrFP) (odst. 1.2.)
- Základní funkční/pracovní princip „vnitřního“ transformačního procesu (ITrFP) v TS (odst. 1.2.) a způsob jeho realizace

Stavební struktura (= elementární konstrukční vlastnosti) (odst. 1.5) :

Typická provedení dané třídy strojních částí, příp. jejich dalších podtříd zobrazená a popsána pomocí **elementárních konstrukčních vlastností**, což jsou:

Pro stavební strukturu:

- stavební prvky
- uspořádání stavebních prvků

Pro její stavební prvky:

- tvary
- rozměry
- druhy materiálu
- způsoby výroby
- stavy povrchu
- odchylky od jmenovitých hodnot (tj. ve fázi konstruování - tolerance)

Všechny uvedené elementární konstrukční vlastnosti je nutné definovat/popsat ve všech **uvažovaných provozních polohách/stavech uspořádání a ve volném i zamont. stavu.**

Vlastnosti (= reflektivní vlastnosti) (odst. 1.3):

Základní reflektivní (dříve „vnější“) vlastnosti dané třídy strojních částí, příp. jejich dalších podtříd pro celý životní cyklus zjednodušeně rozříděné do svých tří kritických oblastí:

KOMPLEXNÍ („CELOŽIVOTNÍ“) KVALITA, zejména:

- Vlastnosti pro provoz, údržbu, opravy
- Vlastnosti pro výrobu, montáž, demontáž
- Ostatní specifické užité vlastnosti

ČASOVÁ („TERMÍNOVÁ“) NÁROČNOST, zejména:

- Relativní trvání procesů životního cyklu (vznik, existence a likvidace)

EKONOMICKÁ („NÁKLADOVÁ“) NÁROČNOST, zejména:

- Relativní náklady na procesy životního cyklu (vznik, existence a likvidace)

Poznámka:

- **Pozor, uvedené rozřídění vlastností TS na komplexní (celoživotní) kvalitu, časovou („termínovou“) náročnost a ekonomickou („nákladovou“) náročnost neodpovídá a ani nemůže odpovídat rozřídění vlastností TS při hodnocení konstrukční konkurenceschopnosti TS. Při hodnocení (predikované, příp. reálné) konstrukční konkurenceschopnosti TS je totiž nutné konkurenceschopnost obecně vztáhnout k určitému konkrétnímu místu v životním cyklu TS a rozlišit na vlastnosti TS vynaložené a docílené „před“ (které se promítnou do „vynaložených nákladů“ a „docíleného termínu“) a vlastností TS „po“ (které se promítnou do docílené „komplexní užité kvality“, a to i včetně ekonomických a časových vlastností, které také významně ovlivňují komplexní užitou kvalitu, kterou získává(zá) zákazník), což zde v obecném případě není možné.**

Poznatky pro návrh a hodnocení (odst. 1.4.) :

Poznatky pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních (dříve „vnějších“) a příp. reaktivních (obecných konstrukčních) vlastností (odst. 1.3.), zejména pro:

- únosnost a pevnost, příp. posunutí a natočení od deformací při provozu
- montáž, provoz a demontáž
- ostatní specifická hlediska životního cyklu TS zejména se zaměřením na vztah k člověku a okolí

2 Fyzikální základy pro strojní části TS

2.1 Doporučené značky a rozměry pro nejběžnější fyzikální veličiny v oboru strojních částí TS

ÚČEL A CÍL:

V následujících tabulkách jsou uvedeny doporučené normalizované a konvenční značky a rozměry jednotek vybraných nejběžnějších fyzikálních veličin pro strojních částí TS i pro konstruování obecně (výběr z ČSN ISO 31-0 01 1300 až ČSN ISO 31-4 01 1300 [ČSN-ISO-31-0-4-300 1994] a dalších zdrojů včetně konvencí) pro racionalizaci jejich používání.

Tento výběr byl přijat i jako standard FST ZČU pro bakalářské a diplomové práce (<http://www.fst.zcu.cz/pro-studenty/jak-na-to-FST/diplomova-bakalarska-prace-FST/vypracovani-prace-FST.html>) a tím „de facto“ i jako standard pro všechny další výukové a studijní podklady i školní a kvalifikační práce studentů FST ve všech formách studia.

Část 1: Prostor a čas - ČSN ISO 31-1 01 1300 (výběr)		
Veličina		Jednotky
název	značky	rozměry
úhel	$\alpha, \beta, \gamma,$	rad
	$\vartheta, \varphi, \dots$	° (na desetiny)
délka	$l, L,$ a, b, c, \dots	mm, m, μm , km
šířka	b, B, \dots	
výška	h, H, \dots	
tloušťka	t, \dots	
poloměr	r, R	
průměr	d, D	
délka dráhy	s, \dots	
vzdálenost	$l, L,$ a, b, c, \dots	
kartézské souřadnice	x, y, z	
poloměr křivosti	ρ	
plocha	S	mm^2, m^2
objem	V	mm^3, m^3
čas, časový interval, trvání	t	s, min, h, d, rok
úhlová rychlost	ω	rad/s
úhlové zrychlení	α	rad/s^2
rychlost, složky rychlosti	v	m/s, m/min, mm/min, km/h
zrychlení	a	m/s^2
gravitační zrychlení (zrychlení volného pádu)	g	

Tab. 2.1 – 1a Doporučené značky a rozměry vybraných fyzikálních veličin pro prostor a čas

Část 2: Periodické a příbuzné jevy - ČSN ISO 31-2 01 1300 (výběr)		
Veličina		Jednotky
název	značky	rozměry
otáčky za min., otáčky za sek., (frekvence otáčení)	n	s^{-1} , ot/min, ot/s (<i>konvence</i>)
úhlový kmitočet	ω	rad/s, s ⁻¹

Tab. 2.1 – 1b Doporučené značky a rozměry vybraných fyzikálních veličin pro periodické a příbuzné jevy

Část 3: Mechanika - ČSN ISO 31-3 01 1300 (výběr)		
Veličina		Jednotky
název	značky	rozměry
hmotnost	m	kg
hustota (hmotnosti), (objemová hmotnost)	ρ	kg/m ³
moment setrvačnosti	J	kg · m ²
síla	F	N
moment síly, moment dvojice	M	N · m
točivý moment	M_t	
tlak	p	MPa
normálové napětí	σ	
smykové napětí, tečné napětí (<i>konvence</i>)	τ	
poměrné prodloužení	ε	1
zkos	γ	
Poissonovo číslo, (<i>Poissonův poměr</i>)	μ	1
modul pružnosti v tahu	E	MPa
modul pružnosti ve smyku	G	
(osový) kvadratický moment průřezu	I	mm ⁴
polární (kvadratický) moment průřezu	I_p	
průřezový modul	W	mm ³
dynam. součinitel tření	f	1
statický součinitel tření	f_s	
(dynamická) viskozita	η	Pa · s
kinematická viskozita	ν	m ² /s
energie	E	J
práce	A	
potenciální energie	E_p	
kinetická energie	E_k	
výkon	P	W, kW, MW
účinnost	η	1

Tab. 2.1 – 1c Doporučené značky a rozměry vybraných fyzikálních veličin pro mechaniku

Část 4: Teplo - ČSN ISO 31-4 01 1300 (výběr)		
Veličina		Jednotky
název	značky	rozměry
Celsiova teplota	t	K
teplotní součinitel délkové roztažnosti	α_l	°C
teplo, množství tepla	Q	K ⁻¹

Tab. 2.1 – 1d Doporučené značky a rozměry vybraných fyzikálních veličin pro teplo

Část 5: Různé (a) - Další zdroje a konvence (výběr)		
Veličina		Jednotky
název	značky	rozměry
posunutí od deformace	u	mm
natočení od deformace	φ	rad
tuhost	k	N/mm, N/m, N/ μ m
poddajnost	p	mm/N, m/N, μ m/N
torzní tuhost	k_φ	N · mm/rad, N · m/rad
torzní poddajnost	p_φ	rad/(N · mm), rad/(N · m)
dovolená hodnota pro tlak	p_D	MPa
mez pevnosti pro normálová napětí	σ_p	
- mez pevnosti v tahu	$\sigma_{pt}, (R_m)$	
mez kluzu pro normálová napětí	σ_k	
- mez kluzu v tahu	$\sigma_{kt}, (R_e)$	
mez úměrnosti pro normálová napětí	σ_u	
dovolená hodnota pro statické normálové napětí	σ_D	
(základní) mez únavy pro normálová napětí	σ_C	
mez únavy pro vrub pro normálová napětí	σ_C^*	
mez pevnosti pro tečná napětí	τ_p	
mez kluzu pro tečná napětí	τ_k	
dovolená hodnota pro statická tečná napětí	τ_D	
(základní) mez únavy pro tečná napětí	τ_C	
mez únavy pro vrub pro tečná napětí	τ_C^*	

Tab. 2.1 – 1e Doporučené značky a rozměry vybraných fyzikálních veličin pro deformace a napětí

Část 5: Různé (b)		- Další zdroje a konvence (výběr)
Veličina		Jednotky
název	značky	rozměry
bezpečnost	s	1
bezpečnost vůči mezi pevnosti	s_p	
bezpečnost vůči mezi kluzu	s_k	
bezpečnost vůči mezi únavy	s_C	
bezpečnost výsledná	s_v	
bezpečnost val. ložisek vůči trvanlivosti	s_d	
bezpečnost val. ložisek vůči statické únosnosti	s_o	
bezpečnost val. ložisek vůči mezním otáčkám	s_n	

Tab. 2.1 – 1f Doporučené značky a rozměry vybraných fyzikálních veličin pro bezpečnost vůči jejich mezním hodnotám

Část 5: Různé (c)		- Další zdroje a konvence (výběr)
Veličina		Jednotky
název	značky	rozměry
index značek veličin pro směr souřadnice x	x	-
index značek veličin pro směr souřadnice y	y	
index značek veličin pro směr souřadnice z	z	
index značek veličin pro obvodový směr	o	-
index značek veličin pro radiální směr	r	
index značek veličin pro axiální směr	a	
index značek veličin pro tečný směr (obecně)	t	-
index značek veličin pro normálový směr (ob.)	n	
index značek veličin pro osový směr (obecně)	x, o	
index značek veličin pro otáč. pohyb (obecně)	φ	-
index značek veličin při tření	f	-
index značek veličin pro tah	t	-
index značek veličin pro tlak	d	
index značek veličin pro ohyb	o	
index značek veličin pro smyk	s	
index značek veličin pro krut	k	
index značek veličin pro dolní hodnotu kmitu	d, D	
index značek veličin pro horní hodnotu kmitu	h, H	-
index značek veličin pro střední složku kmitu	m, M	
index značek veličin pro amplit. složku kmitu	a, A	

Tab. 2.1 – 1g Doporučené značky vybraných indexů pro fyzikální veličiny

Poznámky:

- Na rozdíl od mechaniky a dalších přírodních věd, kde je striktně dodržováno a je výhodné používat téměř výhradně jen základní jednotky ISO (např. pro rozměry [m], síly [N], momenty [Nm], tlaky a napětí [Pa], atd.), jsou v **oblasti strojních částí a konstruování** obecně z praktických důvodů zavedeny a používány jako „standardní jednotky“ pro vybrané veličiny i jednotky odvozené (např. pro rozměry [mm], síly [N], momenty [Nmm], tlaky a napětí [MPa], atd.). Pokud jsou zavedené konvence dodržovány, nevyvolává to žádné komplikace (např. pro rozměry [mm] a tudíž plochy v [mm²], a síly [N], vycházejí tlaky a napětí v [N/mm²], které jsou číselně shodné s tlaky a napětími v [MPa], atd.).
- V oblastech, v nichž se ve strojních částech TS a konstruování obecně využívají relativně autonomně poznatky z přírodních věd, je samozřejmě výhodné používat pouze základní jednotky, a teprve po výpočtu příslušných hodnot je převedeme do jednotek pro oblast strojních částí a konstruování a naopak:

např. při výpočtu točivého momentu z výkonu a rychlosti otáčení:

$$M[N \cdot m] = \frac{P[W]}{\omega \left[\frac{rad}{s} \right]} = M \cdot 10^3 [N \cdot mm] \quad (2.1-1)$$

kdy jsme např. již předem naopak převedli, že:

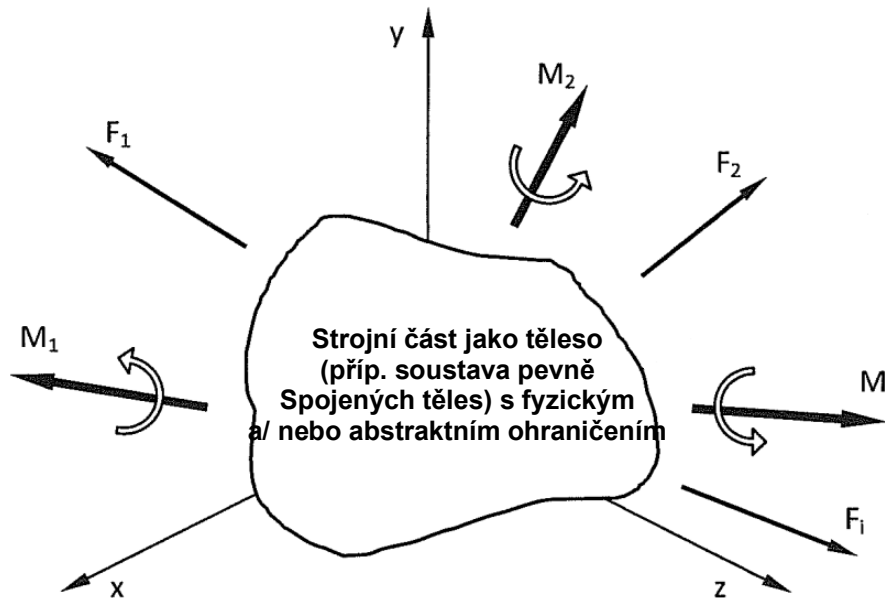
$$\begin{aligned} P[W] &= P[kW] \cdot 10^3 \\ \omega &= \left[\frac{rad}{s} \right] = \frac{2 \cdot \pi \cdot n[ot/min]}{60} = \frac{\pi \cdot n[ot/min]}{30} \end{aligned} \quad \left. \vphantom{\begin{aligned} P[W] &= P[kW] \cdot 10^3 \\ \omega &= \left[\frac{rad}{s} \right] = \frac{2 \cdot \pi \cdot n[ot/min]}{60} = \frac{\pi \cdot n[ot/min]}{30} \end{aligned}} \right\} (2.1-2)$$

- Výše uvedené strukturování (tj. členění výpočtu do logicky oddělených) vztahů pro zjišťování relativně samostatných dílčích veličin je autory těchto textů doporučováno a používáno i ve všech ostatních případech. Tolik „oblíbené“ mnohonásobné vnořování jednotlivých vztahů do sebe vede k získávání „vědecky složitých“ nesrozumitelných „supervýrazů“ s prakticky nekontrolovatelnými „konstantami“ (viz příklady výše). Tyto vztahy (včetně rozměrů jednotlivých veličin, které je nutné do nich dosazovat) je pak možné se naučit buď pouze zpaměti, a protože to většinou není možné, tak k jejich mechanickému přepisování. To pak vede při jejich používání k „bezduchému“ dosazování čísel do „vzorečků“, čímž se ztrácí možnost nezbytné průběžné logické hodnocení velikosti řešených dílčích veličin, což je mj. příčinou i velmi obtížně zjistitelných nebo i nezjistitelných chyb v řešení.

2.2 Zatěžování strojních částí TS jako zatěžování těles a jejich soustav

Obecný princip řešení:

Strojní část (se vzájemně nepohyblivými částmi) se uvažuje jako těleso (příp. soustava pevně spojených těles) s fyzickým a/nebo abstraktním ("myšleným" funkčně vymezeným) ohraničením::



Obr. 2.2 - 1 Obecné znázornění sil a momentů působících v prostoru na strojní část

Rovnováha sil:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F_{i,x} &= 0 \\ \Sigma F_{i,y} &= 0 \\ \Sigma F_{i,z} &= 0 \end{aligned} \right\} (2.2-1)$$

Rovnováha momentů:

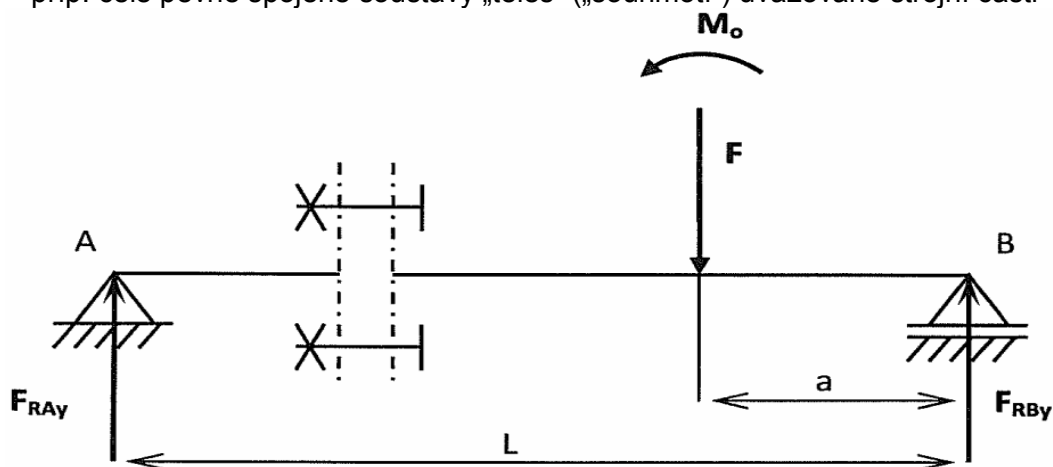
$$\left. \begin{aligned} \Sigma M_{j,x} &= 0 \\ \Sigma M_{j,y} &= 0 \\ \Sigma M_{j,z} &= 0 \end{aligned} \right\} (2.2-2)$$

Poznámka:

- Pojem „**pevně**“ se v oboru strojních částí a při konstruování TS obecně používá ve významu „**vzájemně nepohyblivě**“ (při provozu).

A) Vyřešení vnější rovnováhy:

- reálného nebo „myšleného“ (funkčně vymezeného) „tělesa“ uvažované strojní části
- příp. celé pevně spojené soustavy „těles“ („souhmotí“) uvažované strojní části



Obr. 2.2 -2 Příklad řešení vnější rovnováhy strojní části (při zobrazeném zatížení v rovině nákresny a staticky určeném uložení v okolním „rámu“ v podporách A a B)

Zatížení uložení (otáčivých i neotáčivých podpor A a B) :

Reakční síla („reakce“) v podpoře A (zde jen ve směru osy y):

$$F_{RAy} \cdot L - M_o - F \cdot a = 0 \quad (2.2-3)$$

$$\Rightarrow F_{RAy} = \frac{M_o + F \cdot a}{L} \quad (2.2-4)$$

Reakční síla („reakce“) v podpoře B (zde jen ve směru osy y):

$$F_{RBy} \cdot L + M_o - F \cdot (L - a) = 0 \quad (2.2-5)$$

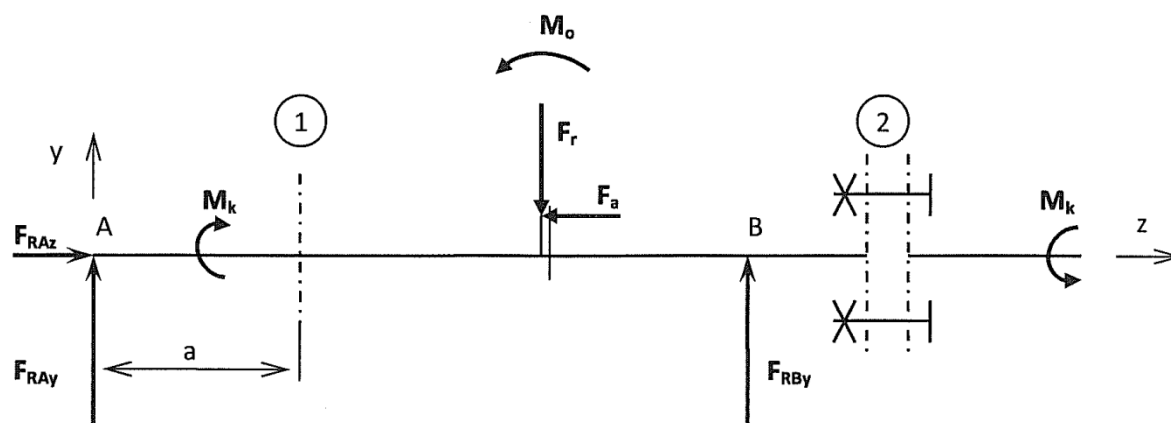
$$\Rightarrow F_{RBy} = \frac{M_o + F \cdot (L - a)}{L} \quad (2.2-6)$$

Poznámka:

- Při **staticky neurčitém uložení** strojní části je nutné doplnit tolik **deformačních podmínek**, kolik je **neznámých veličin** (tj. reakčních sil a momentů v uloženích).

B) Vyřešení vnitřní rovnováhy:

- v „tělese“ uvažované strojní části
- příp. v pevně spojené soustavě „těles“ („souhmotí“) uvažované strojní části



Obr. 2.2 – 3 Příklad řešení vnitřní rovnováhy řezů a spojů ve strojní části (velikosti reakcí F_{RAy} , F_{RAz} a F_{RBy} byly vyřešeny z podmínek vnější rovnováhy)

Zatížení vnitřních řezů a spojů:

- řeší se jako vektorové součty všech sil a momentů po jedné straně příslušného řezu, příp. spoje:

Řez/spoj (1):	Řez/spoj (2):	(pro příklad na Obr. 2.2 – 3)	
$F_{z(1)} = F_{RAz}$	$F_{z(2)} = 0$... osové síly (ve směru osy z)	} (2.2-7)
$F_{y(1)} = F_{RAy}$	$F_{y(2)} = 0$... příčné síly (ve směru osy y)	
$M_{oyz(1)} = F_{RAy} \cdot a$	$M_{oyz(2)} = 0$... ohybové momenty („v rovině“ yz)	
$M_{k(1)} = M_k$	$M_{k(2)} = M_k$... točivé („kroticí“) momenty (okolo osy z)	

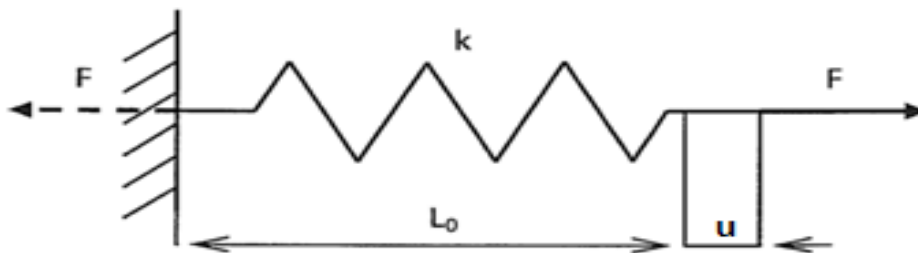
Princip řešení:

- Vyřešení zatížení jednotlivých „těles“ mechanismu:
 - uvolňováním
 - graficky
 - Lagrangeovými rovnicemi
 - apod.
- Vyřešení vnějšího a vnitřního zatížení jednotlivých částí mechanismu (odst.2.2.1).

2.3 Zatěžování strojních částí TS jako zatěžování těles a jejich soustav

Princip řešení:

Strojní část TS se modeluje (obr. 2.3 – 1) jako pružina (příp. pružiny), pro kterou platí při deformacích v mezích platnosti Hookeova zákona (např. při zatížení tahem/tlakem):



Obr. 2.3 – 1 Posunutí od deformace pružiny zatížené tahem (příp. tlakem)

$$F = k \cdot u = \frac{1}{p} \cdot u \quad (2.3-1)$$

kde:

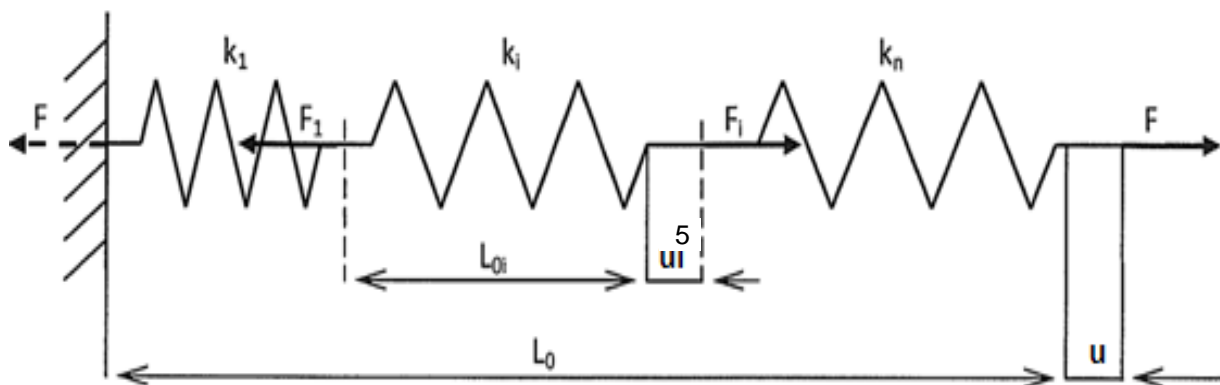
- L_0 délka v nezatíženém stavu
- F zatěžující síla
- k tuhost v tahu/tlaku
- p poddajnost v tahu/tlaku
- u posunutí od deformace (v místě zatížení silou F)

Poznámky:

- Tento princip platí obecně pro všechny základní druhy zatížení (odst. 3.4) a lze jej tudíž využívat pro zjišťování posunutí, příp. natočení při všech druzích jednoduchých deformací strojních částí TS. V případě, že se posuvy a/nebo natočení od deformací zjišťují i mimo působiště zatížení strojní části (tj. odpovídající jednoduché „modelové“ pružiny), transformují se do těchto míst běžným kinematickým způsobem.

Základní principy řazení (tj. uspořádání, spojování) pružin :

a) sériově řazené pružiny (obr. 2.3-2):



Obr. 2.3 – 2 Posunutí od deformace sériově řazených pružin zatížených tahem (příp. tlakem)

ze silové podmínky:

$$F = F_i \quad (2.3-2)$$

z deformační podmínky:

$$u = \sum u_i \quad (2.3-3)$$

po dosazení upravené levé části vzt. (2.3-1) do (2.3-3):

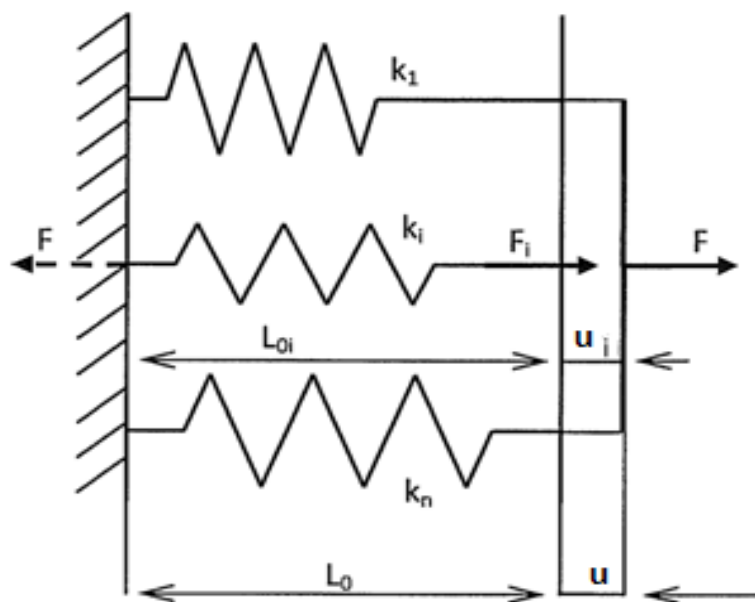
$$\frac{F}{k} = \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{k_i} \quad (2.3-4)$$

s využitím vzt. (2.3-2) vyplývá, že:

$$\frac{1}{k} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} \quad (2.3-5)$$

kde: k je tuhost výsledné „náhradní“ pružiny

b) paralelně řazené pružiny (obr. 2.3-3):



Obr. 2.3 – 3 Model deformace paralelně řazených pružin zatížených tahem (příp. tlakem)

ze silové podmínky:

$$F = \sum F_i \quad (2.3-6)$$

z deformační podmínky:

$$u = u_i \quad (2.3-7)$$

po dosazení levé části vzt. (2.3-1) do (2.3-6):

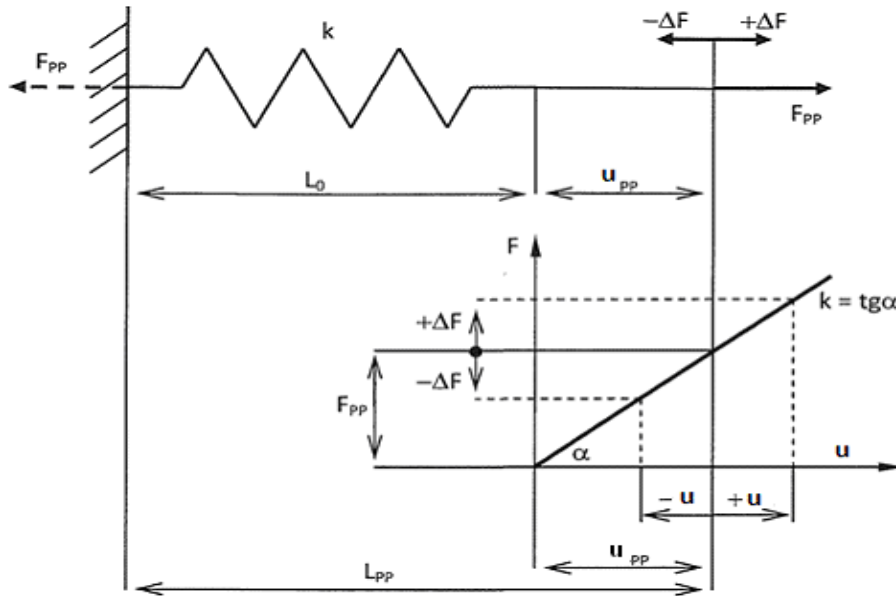
$$k \cdot u = \sum_{i=1}^n k_i \cdot u_i \quad (2.3-8)$$

s využitím vzt. (2.3-7) vyplývá, že:

$$k = \sum_{i=1}^n k_i \quad (2.3-9)$$

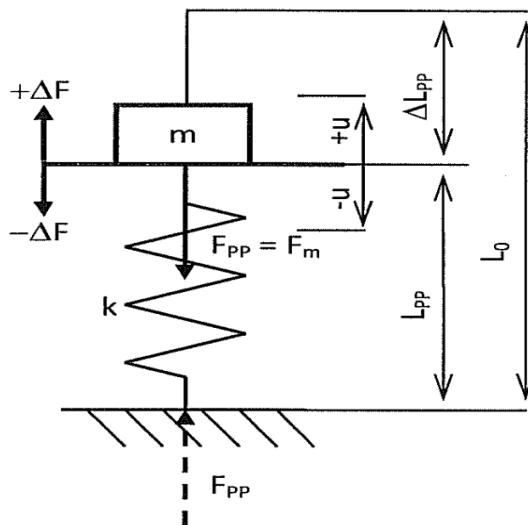
kde: k je tuhost výsledné „náhradní“ pružiny

Posunutí od deformace při superpozici zatížení u lineárních pružin ($k = konst$)
(obr. 2.3-4):



Obr. 2.3 – 4 Posunutí od deformace lineární pružiny ($k = konst.$) zatížené stálou „předepínací“ silou F_{PP} při superponovaném zatížení silou $\pm \Delta F$

Varianta předpětí F_{PP} vlivem hmotnosti m , tj. od F_m (je jednodušší pro představu)
(obr. 2.3-5):



Obr. 2.3 – 5 Posunutí od deformace lineární pružiny zatížené stálou tíhovou „předepínací“ silou $F_{PP} = F_m$ při superponovaném zatížení silou $\pm \Delta F$

Kde na obr. 2.3 – 4 i na obr. 2.3 – 5:

$$u = \frac{\pm \Delta F}{k} \quad (2.3-10)$$

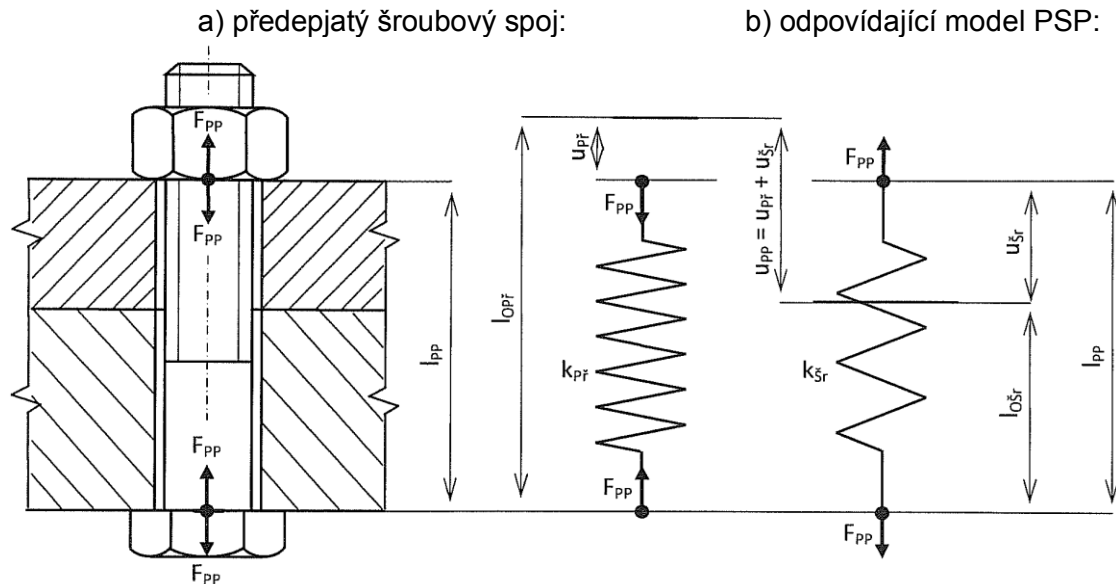
Posunutí u vlivem deformace pružiny od superponované síly ΔF je nezávislé na velikosti předpětí F_{PP} a jeho absolutní hodnota je shodná v obou směrech (tj. i při odlehčování pružiny, kdy se pružina z hlediska deformací chová shodně jako by byla zatěžována !!!).
Pozor však, toto platí jen pro lineární pružiny!!!

Předejraté soustavy pružin (PSP)

(s lineárními charakteristikami, tj. všechna $k_i = \text{konst.}$):

A) Předejnutí PSP vnitřní silou F_{PP} :

Příklad:



Obr. 2.3 – 6 Model předejratého šroubového spoje jako předejraté soustavy pružin (PSP) při předejínání

kde: Šr ...šroub; Př ...příruba; 0 ...nezatížený stav; PP ...předejratý stav

Ve speciálním („idealizovaném“) případě při předejínání spoje „vnitřní“ silou F_{pp} mezi dosedací plochou hlavy šroubu a dosedací plochou matice platí tyto silové a deformační podmínky:

$$F_{pp} = F_{\text{Šr}} = F_{\text{Př}} \quad (2.3-11)$$

⇒ PRUŽINY SÉRIOVĚ !!!

$$u_{pp} = u_{\text{Šr}} + u_{\text{Př}} = \frac{F_{pp}}{k_{\text{Šr}}} + \frac{F_{pp}}{k_{\text{Př}}} = F_{pp} \left(\frac{1}{k_{\text{Šr}}} + \frac{1}{k_{\text{Př}}} \right) = F_{pp} \cdot \frac{1}{k_{pp}} \quad (2.3-12)$$

V obecném („reálném“) případě při předejínání (s výhodou) mezi „budoucím“ reálnými zátěžnými místy PSP (předpokládáme, že kladné zvyšování vnějšího zatížení bude zvyšovat zatížení ve větvi se šroubem): Šr → A ... zatěžovaná větev/část PSP, Př → B ... odlehčovaná větev/část PSP, význam indexů 0 a PP zůstává:

$$F_{pp} = F_A = F_B \quad (2.3-13)$$

⇒ PRUŽINY SÉRIOVĚ – SHODNÝ ŘETĚZEC, ALE JINAK ROZČLENĚNÝ!!!

$$u_{pp} = u_A + u_B = \frac{F_{pp}}{k_A} + \frac{F_{pp}}{k_B} = F_{pp} \left(\frac{1}{k_A} + \frac{1}{k_B} \right) = F_{pp} \cdot \frac{1}{k_{pp}} \quad (2.3-14)$$

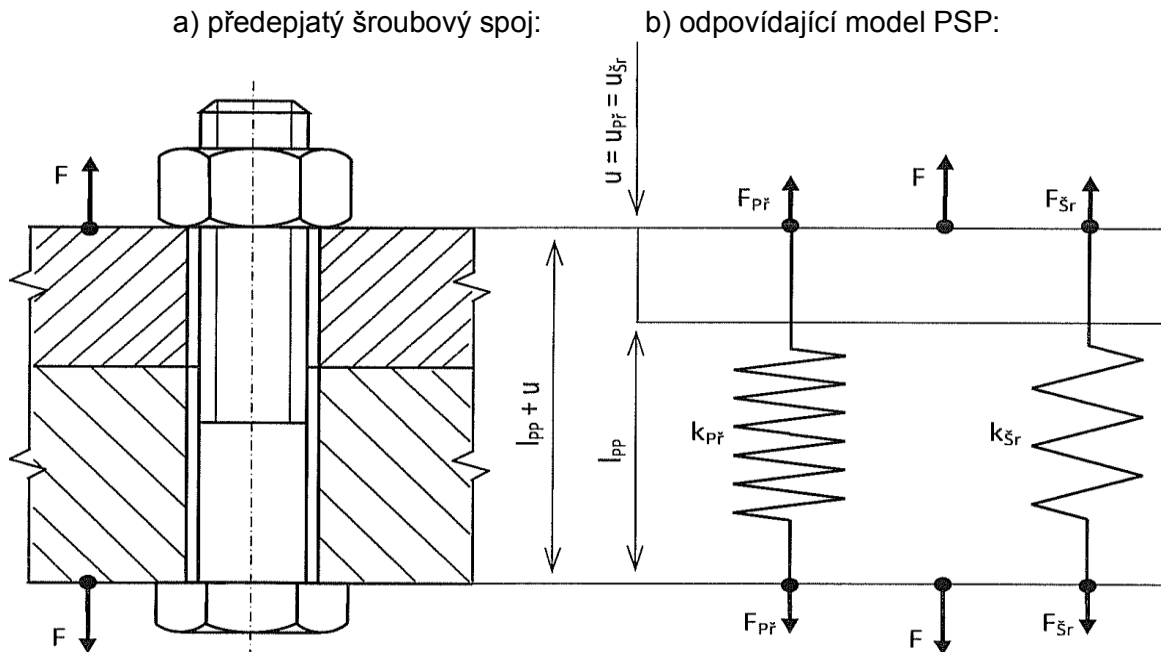
Poznámka:

- Předejratá soustava pružin může být obecně sestavena z libovolného počtu a z různých typů dílčích pružin i jejich kombinací!

B) Zatěžování PSP vnější silou F :

„Idealizovaný“ model PSP zatížení silou F (pod hlavou šroubu a pod maticí):

Příklad:



Obr. 2.3 – 7 Model předepjatého šroub. spoje jako předepj. soustavy pružin (PSP) při idealizovaném vnějším zatížení mezi dosedací hlavou šrouby a dosedací plochou matice
kde: Šr ...šroub; PŘ ...příruha; PP ...předepjatý stav

Ve speciálním (modelovém) případě při zatěžování spoje vnější silou F mezi dosedací plochou hlavy šroubu a dosedací plochou matice platí s využitím vzt. (2.3-1) tyto deformační a silové podmínky:

$$u = u_{\text{Šr}} = u_{\text{PŘ}} = \frac{\Delta F_{\text{Šr}}}{k_{\text{Šr}}} = \frac{\Delta F_{\text{PŘ}}}{k_{\text{PŘ}}} \quad (2.3-15)$$

⇒ PRUŽINY PARALELNĚ !!!

$$F = \Delta F_{\text{Šr}} + \Delta F_{\text{PŘ}} = k_{\text{Šr}} \cdot u + k_{\text{PŘ}} \cdot u = (k_{\text{Šr}} + k_{\text{PŘ}}) \cdot u \quad (2.3-16)$$

Dalšími úpravami získáme ze vzt. (2.3-15) a (2.3-16), že:

$$u = \frac{F}{k_{\text{Šr}} + k_{\text{PŘ}}} \quad (2.3-17)$$

$$\Delta F_{\text{Šr}} = k_{\text{Šr}} \cdot u = k_{\text{Šr}} \cdot \frac{F}{k_{\text{Šr}} + k_{\text{PŘ}}} = F \cdot \frac{k_{\text{Šr}}}{k_{\text{Šr}} + k_{\text{PŘ}}} \quad (2.3-18)$$

$$\Delta F_{\text{PŘ}} = k_{\text{PŘ}} \cdot u = k_{\text{PŘ}} \cdot \frac{F}{k_{\text{Šr}} + k_{\text{PŘ}}} = F \cdot \frac{k_{\text{PŘ}}}{k_{\text{Šr}} + k_{\text{PŘ}}} \quad (2.3-19)$$

$$F_{\text{Šr}} = F_{\text{PP}} + \Delta F_{\text{Šr}} \quad (2.3-20)$$

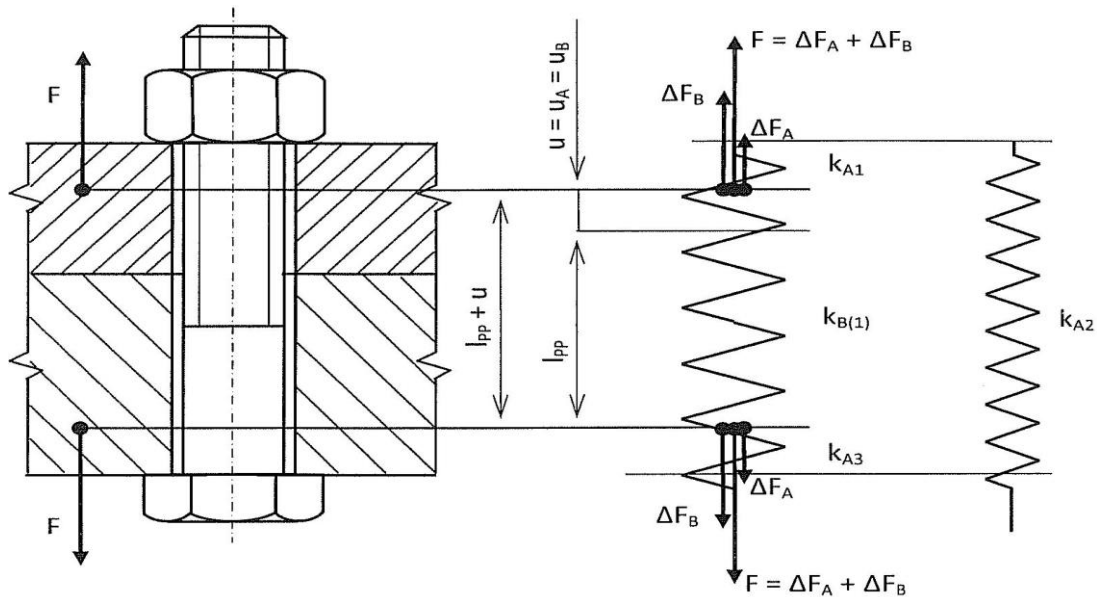
$$F_{\text{PŘ}} = F_{\text{PP}} + \Delta F_{\text{PŘ}} \geq 0 \quad - \text{podmínka neodlehnutí PSP!!} \quad (2.3-21)$$

„Reálný“ model zatížení silou F (v „obecných“ místech PSP):

Příklad:

a) předepjatý šroubový spoj:

b) odpovídající model PSP:



Obr. 2.3 – 8 Model předepjatého šroubového spoje jako předepjaté soustavy pružin (PSP) při reálném vnějším zatížení přes části jeho přírub
kde: Šr ...šroub; Př ...příruba; PP ...předepjatý stav

V obecném („reálném“) případě při zatěžování spoje vnější silou F mimo dosedací plochu hlavy šroubu a dosedací plochu matice platí s využitím vzt. (2.3-1) tyto deformační a silové podmínky:

$$u = u_A = u_B = \frac{\Delta F_A}{k_A} = \frac{\Delta F_B}{k_B} \quad (2.3-22)$$

⇒ PRUŽINY PARALELNĚ !!!

$$F = \Delta F_A + \Delta F_B = k_A \cdot u + k_B \cdot u = (k_A + k_B) \cdot u \quad (2.3-23)$$

Dalšími úpravami získáme ze vzt. (2.3-22) a (2.3-23), že:

$$u = \frac{F}{k_A + k_B} \quad (2.3-24)$$

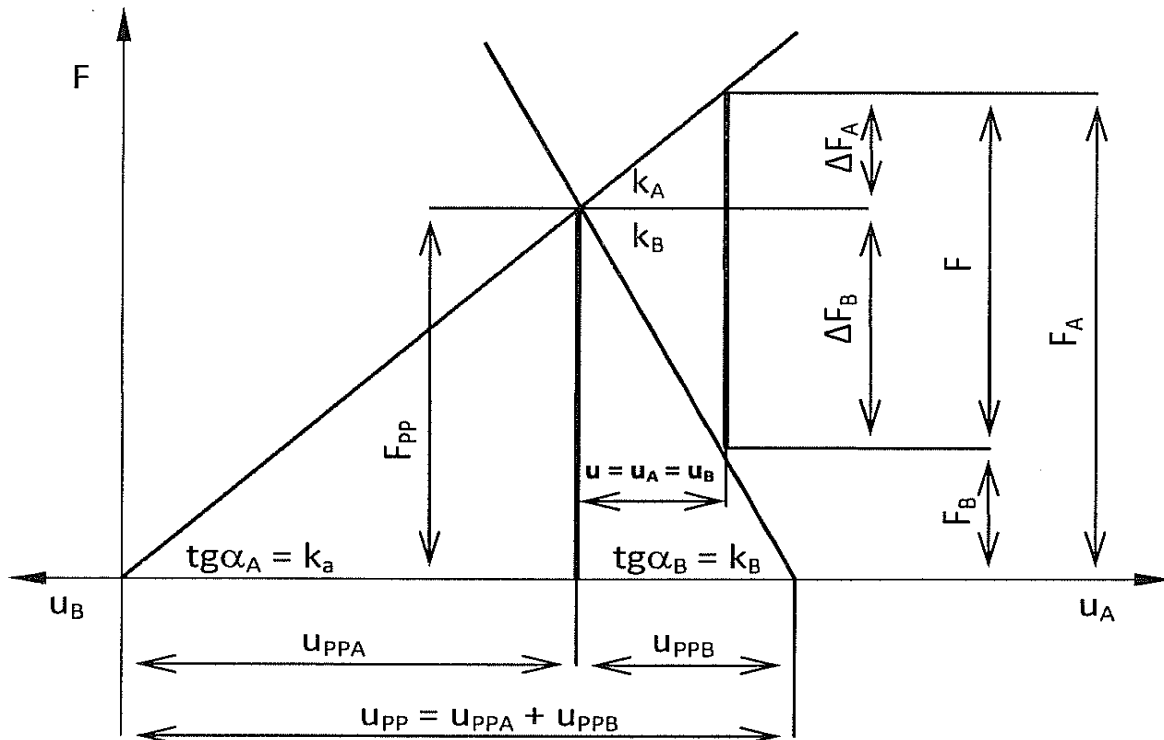
$$\Delta F_A = k_A \cdot u = k_A \cdot \frac{F}{k_A + k_B} = F \cdot \frac{k_A}{k_A + k_B} \quad (2.3-25)$$

$$\Delta F_B = k_B \cdot u = k_B \cdot \frac{F}{k_A + k_B} = F \cdot \frac{k_B}{k_A + k_B} \quad (2.3-26)$$

$$F_A = F_{PP} + \Delta F_A \quad (2.3-27)$$

$$F_B = F_{PP} + \Delta F_B \geq 0 \quad - \text{podmínka neodlehnutí PSP!!} \quad (2.3-28)$$

Deformační diagram PSP (s lineárními charakteristikami pružin!):



Obr. 2.3 – 9 Grafické znázornění chování předepjaté soustavy pružin PSP při jejich předepírání „vnitřní“ silou F_{PP} (kdekoli!) a následném zatěžování silou „vnější“ silou F (v daných místech $\Rightarrow k_A$ a k_B !)

Poznámka:

- Znázorněné rozdílné síly F_A a F_B jsou již výsledné síly na větve A a B při zatěžování PSP, kdy platí vzt. (2.3-36 a 2.3-37), nikoli síly na tyto větve při předepírání PSP, kdy musí platit $F_A = F_B = F_{PP}$ v souladu se vzt. (2.3-29)!

Při předepírání PSP:

$$F_{PP} = F_A = F_B \quad (2.3-29)$$

\Rightarrow PRUŽINY SÉRIOVĚ !!!

$$u_{PP} = u_{PPA} + u_{PPB} = \frac{F_{PP}}{k_A} + \frac{F_{PP}}{k_B} = F_{PP} \left(\frac{1}{k_A} + \frac{1}{k_B} \right) = F_{PP} \cdot \frac{1}{k_{PP}} \quad (2.3-30)$$

Při zatěžování PSP:

$$u = u_A = u_B = \frac{\Delta F_A}{k_A} = \frac{\Delta F_B}{k_B} \quad (2.3 - 31)$$

\Rightarrow PRUŽINY PARALELNĚ !!!

$$F = \Delta F_A + \Delta F_B = k_A \cdot u + k_B \cdot u = (k_A + k_B) \cdot u \quad (2.3 - 32)$$

Dalšími úpravami získáme z těchto rovnic shodné vztahy jako při odvození pomocí modelu PSP:

$$u = \frac{F}{k_A + k_B} \quad (2.3-33)$$

$$\Delta F_A = k_A \cdot u = k_A \cdot \frac{F}{k_A + k_B} = F \cdot \frac{k_A}{k_A + k_B} \quad (2.3-34)$$

$$\Delta F_B = k_B \cdot u = k_B \cdot \frac{F}{k_A + k_B} = F \cdot \frac{k_B}{k_A + k_B} \quad (2.3-35)$$

$$F_A = F_{PP} + \Delta F_A \quad (2.3-36)$$

$$F_B = F_{PP} + \Delta F_B \geq 0 \quad - \text{ podmínka neodlehnutí PSP!!} \quad (2.3-37)$$

Poznámka:

- Rovnice odvozené s použitím diagramu PSP plně odpovídají rovnicím odvozeným pro modely PSP

$$\frac{k_B}{k_A} = \frac{\Delta F_B}{\Delta F_A} = \varphi \quad (2.3-38)$$

kde pro šroubové spoje orientačně: $\varphi \cong 10$ při délce šroubu $l \cong 3d$,
kde: d je průměr dřívku šroubu

Princip řešení:

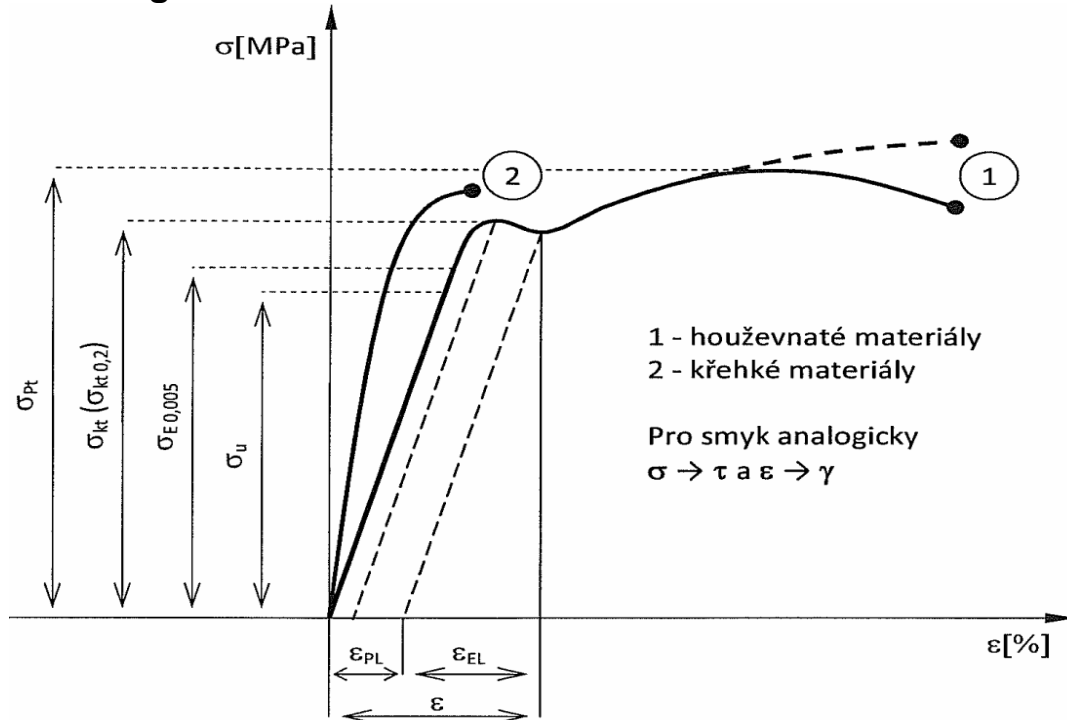
- Vyřešení zatížení všech částí mechanismu (odst. 2.2.2).
- Vyřešení (absolutních i vzájemných) posunutí a natočení od deformací všech částí v místech jejich spojení (odst. 2.3.1).
- Přepočtení (kinematická transformace) posunutí a natočení od deformací jednotlivých částí v jejich spojení do míst vnějšího zatížení mechanismu.

3 Statické (ustálené) zatěžování a namáhání strojních částí TS

- statická pevnost a deformace

3.1 Základní konstrukční charakteristiky materiálu

Smluvní diagram materiálu:



Obr. 3.1 – 1 Smluvní diagram materiálu pro tah – tlak

kde v obr. 3.1 - 1 :

σ	... normálové („normální“) napětí (odst. 3.4)	}	(3.1-1)
$\sigma_{Pt} = R_m$... smluvní mez pevnosti		
$\sigma_{kt} (\sigma_{kt0,2}) = R_e$... mez kluzu (smluvní mez kluzu)		
$\sigma_{E0,005}$... smluvní mez pevnosti		
σ_u	... mez úměrnosti		
ϵ	... poměrné prodloužení (odst. 3.4)		
ϵ_{PL}	... plastické (trvalé) poměrné prodloužení		
ϵ_{EL}	... elastické (pružné) poměrné prodloužení		
τ	... smykové („tečné“) napětí (odst. 3.4)		
γ	... zkos (analogie e pro tečné napětí) (odst. 3.4)		

Orientačně lze pro oceli při konstruování při standardních podmínkách uvažovat:

$\sigma_{kt} \approx (0,6 \div 0,8) \cdot \sigma_{kt}$	}	(3.1-2)
kde:		
0,6 ... pro nižší σ_{Pt}		
0,8 ... pro vyšší σ_{Pt}		

Hookeův zákon:

- pro tah

(rovnice pro přímkovou část charakteristiky $\sigma - \varepsilon$ v diagramu na obr. 3.1.1):
kde:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.1-3)$$

E ... modul pružnosti v tahu/tlaku

- pro smyk

(rovnice pro přímkovou část charakteristiky $\tau - \gamma$ v modifikovaném diagr. na obr. 3.1.1):

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (3.1-4)$$

kde:

G ... modul pružnosti ve smyku

Poměr modulů pružnosti v tahu a smyku:

$$\frac{E}{G} = 2 \cdot (1 + \mu), \quad \text{kde: } \mu = \frac{\varepsilon_{\text{příčné}}}{\varepsilon_{\text{podélné}}} \quad (3.1-5)$$

Moduly pružnosti pro ocel a šedou litinu

orientačně lze uvažovat hodnoty podle tab. 3.1 - 1

Materiál	E [MPa]	G [MPa]	μ [1]
Ocel	$2,1 \cdot 10^5$	$0,8 \cdot 10^5$	0,3
Šedá litina	$1 \cdot 10^5$	$0,4 \cdot 10^5$	0,25

Tab. 3.1 - 2 Orientační hodnoty modulů pružnosti a Poissonovy konstanty pro ocel a šedou litinu

3.2 Pevnostní podmínky při statickém namáhání

a) pro houževnaté materiály (mají mez kluzu):

$$\frac{\sigma_{kt}}{s_{kmax}} = \sigma_{Dmin} \leq \sigma_{max} \leq \sigma_{Dmax} = \frac{\sigma_{kt}}{s_{kmin}} \quad (3.2-1)$$

kde lze orientačně při „standardních“ podmínkách uvažovat:

$$\text{- bezpečnost k mezi kluzu pro ocel: } s_k \approx 1,5 \div 2,5 \quad (3.2-2)$$

b) pro křehké materiály (nemají mez kluzu):

$$\frac{\sigma_{pt}}{s_{pmax}} = \sigma_{Dmin} \leq \sigma_{max} \leq \sigma_{Dmax} = \frac{\sigma_{pt}}{s_{pmin}} \quad (3.2-3)$$

kde lze orientačně při „standardních“ podmínkách uvažovat:

$$\text{- bezpečnost k mezi pevnosti pro ocel: } s_k \approx 2,5 \div 3,5 \quad (3.2-4)$$

$$\text{- bezpečnost k mezi pevnosti pro šedou litinu: } s_k \approx 4,0 \div 5,0$$

Poznámky:

- Všechny uvedené i další základní poznatky prezentované u jednoosé napjatosti **pro tah/tlak** ($\sigma = \sigma_{t,d}$) platí analogicky (pokud není vedeno jinak) **též pro smyk** (τ_s), **krut** (τ_k) i **ohyb** (σ_o).
 - Pozor však, v případě **namáhání na tlak** může dojít ke **dvěma zvláštním případům**, kdy standardní kritéria napjatosti pro tlak nelze použít:
 - = Ve **styku dvou povrchů strojních částí**: v tomto případě obecně dochází k otláčení ještě před dosažením dovoleného napětí dotýkajících se materiálů v tlaku, protože není obecně (z řady důvodů) zaručen rovnoměrný přenos tlakového zatížení tak, jako „uvnitř“ materiálu (nehledě na možnost vzájemného tečného pohybu stykových ploch apod.). Tento způsob namáhání je označován jako namáhání na „**měrné tlaky**“.
 - = Při **zatěžování dlouhých štíhlých strojních částí** (např. tyčí, nosníků, ale i štíhlých stěn apod.) - může ještě před dosažením dovoleného napětí v tlaku dojít k jejich „vybočení“ do stran. Tento způsob namáhání je označován jako „**vzpěr**“.
- Oběma uvedeným zvláštním případům **zatěžování a namáhání je věnován samostatný Odst. 3.5.**

Základní princip:

Víceosá napjatost (složená v daném místě materiálu z více druhů napětí) se na základě pevnostních hypotéz přepočítává na **ekvivalentní napětí v tahu**, které je (velmi nevhodně) označované jako

reduované napětí σ_{red} , které se dále posuzuje zcela analogicky jako napětí v tahu/tlaku ($\sigma = \sigma_{t,d}$) při jednoosé napjatosti:

a) pro houževnaté materiály (mají mez kluzu):

$$\frac{\sigma_{kt}}{s_{kmax}} = \sigma_{Dmin} \leq \sigma_{red_{max}} \leq \sigma_{Dmax} = \frac{\sigma_{kt}}{s_{kmin}} \quad (3.2 - 5)$$

kde lze orientačně při „standardních“ podmínkách uvažovat (jako u jednoosé napjatosti):

- bezpečnost k mezi kluzu pro ocel: $s_k \approx (1.5 \div 2.5)$ (3.2 - 6)

b) pro křehké materiály (nemají mez kluzu):

$$\frac{\sigma_{pt}}{s_{pmax}} = \sigma_{Dmin} \leq \sigma_{red_{max}} \leq \sigma_{Dmax} = \frac{\sigma_{pt}}{s_{pmin}} \quad (3.2 - 7)$$

kde lze orientačně při „standardních“ podmínkách uvažovat (jako u jednoosé napjatosti):

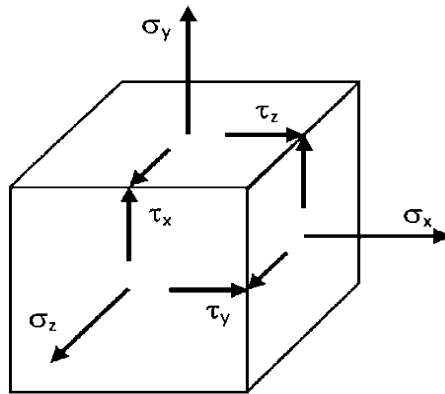
- bezpečnost k mezi pevnosti pro ocel: $s_k \approx (2.5 \div 3.5)$ (3.2 - 8)

- bezpečnost k mezi pevnosti pro šedou litinu: $s_k \approx (4.0 \div 5,0)$ }

3.3 Vybrané pevnostní hypotézy pro víceosé statické namáhání

Obecná prostorová napjatost materiálu

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ a smykovými napětími τ_x, τ_y, τ_z



Obr. 3.3 – 1 Model obecné prostorové napjatosti materiálu

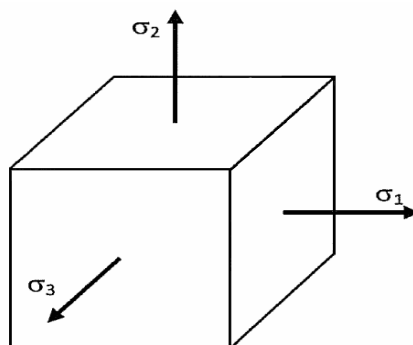
Vztah pro výpočet redukovaného napětí, který je obecně vyjádřen funkcí:

$$\sigma_{red} = f(\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_x, \tau_y, \tau_z) \quad (3.3 - 1)$$

je v tomto případě obecně velmi složitou a prakticky neřešitelnou funkcí.

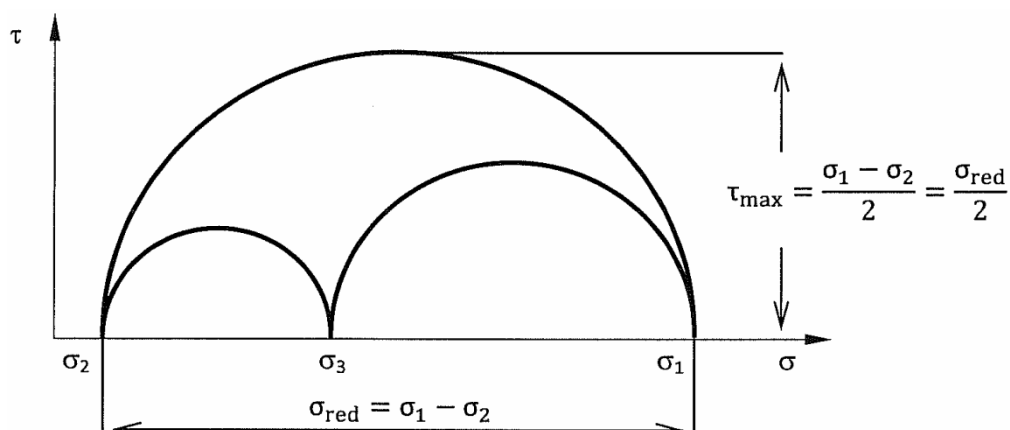
Tato složitá úplná trojosá napjatost se však v praxi vyskytuje jen velmi zřídka, případně ji lze vhodnou orientací (natočením) souřadného systému převést/vyjádřit jako jeden ze dvou následujících speciálních jednodušších příkladů víceosé napjatosti (odst. 3.3.2 a 3.3.3). V mezním případě lze při orientačních inženýrskotechnických výpočtech uvažovat jen (velikostí) významná napětí a ostatní napětí zanedbat, čímž se napjatost převede na některý z následujících jednodušších případů.

Prostorová napjatost materiálu určená hlavními napětími $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$



Obr. 3.3 – 2 Model prostorové napjatosti materiálu určené hlavními napětími $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$

- a) **Hypotéza maximálního smykového napětí τ_{\max} (Guest, Mohr) :**
(pro houževnaté materiály)



Obr. 3.3 – 3 Mohrova kružnice pro prostorovou napjatost určenou hlavními napětími $\sigma_1 \geq \sigma_3 \geq \sigma_2$

Odpovídající pevnostní podmínka:

$$\sigma_{Dmin} \leq \sigma_{red} = \sigma_2 - \sigma_1 \leq \sigma_{Dmax} \quad (3.3-2)$$

- b) **Hypotéza def. energie změny tvaru λ_F (HMH: Huber - Mises – Henky):**
(pro houževnaté materiály)

Odpovídající pevnostní podmínka (bez odvozování σ_{red}):

$$\sigma_{Dmin} \leq \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2 \cdot \sigma_3 + \sigma_1 \cdot \sigma_3)} \leq \sigma_{Dmax} \quad (3.3-3)$$

- c) **Hypotéza celkové deformační energie λ_{\max} (Beltrami):**
(pro houževnaté i křehké materiály)

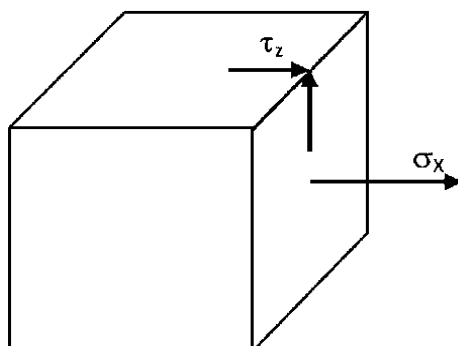
Odpovídající pevnostní podmínka (bez odvozování σ_{red}):

$$\sigma_{Dmin} \leq \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2 \cdot \mu \cdot (\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2 \cdot \sigma_3 + \sigma_1 \cdot \sigma_3)} \leq \sigma_{Dmax} \quad (3.3-4)$$

takže např. pro ocel ($\mu = 0,3$):

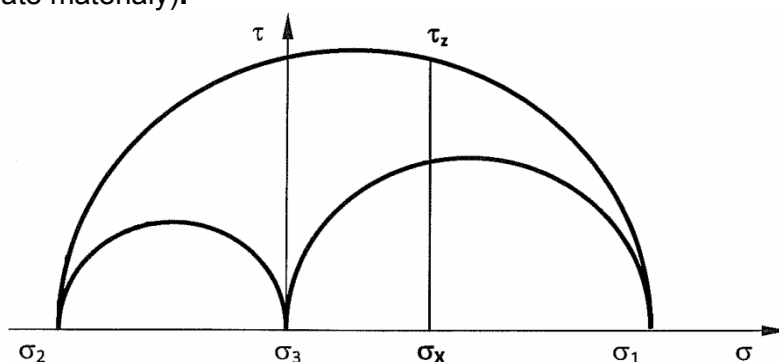
$$\sigma_{Dmin} \leq \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 0,6 \cdot (\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2 \cdot \sigma_3 + \sigma_1 \cdot \sigma_3)} \leq \sigma_{Dmax} \quad (3.3-5)$$

Prostorová napjatost materiálu určená normálovým napětím σ_x a smykovým napětím τ_z



Obr. 3.3 – 4 Model rovinné napjatosti materiálu určené normálovým napětím σ_x a smykovým napětím τ_z

a) Hypotéza τ_{max} (Guest) (pro houževnaté materiály):



Obr. 3.3 – 5 Mohrova kružnice pro rovinnou napjatost určenou normálovým napětím σ_x a smykovým napětím τ_z

Odpovídající pevnostní podmínka (bez odvozování σ_{red}):

$$\sigma_{Dmin} \leq \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{(x)}^2 + 4 \cdot \tau_{(z)}^2} \leq \sigma_{Dmax} \quad (3.3-6)$$

Pro čistý smyk: dostaneme:

$$\sigma_{(x)} = 0 \quad \Rightarrow \quad \sigma_{red} = 2 \cdot \tau_{(z)} \leq \sigma_{Dmax} \quad (3.3-7)$$

z (3.3-7) vyplývá: takže lze uvažovat, že :

$$\tau_{(z)} \leq \frac{\sigma_{Dmax}}{2} \quad \Rightarrow \quad \tau_{Dmax} \approx \frac{\sigma_{Dmax}}{2} = 0,5 \cdot \sigma_D \quad (3.3-8)$$

b) Hypotéza λ_F (HMH)

(pro houževnaté materiály)

Odpovídající pevnostní podmínka (bez odvozování σ_{red}):

$$\sigma_{Dmin} \leq \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{(x)}^2 + 3 \cdot \tau_{(z)}^2} \leq \sigma_{Dmax} \frac{\sigma_{Dmax}}{2} \quad (3.3-9)$$

Pro čistý smyk: dostaneme:

$$\sigma_{(x)} = 0 \quad \Rightarrow \quad \sigma_{red} = \sqrt{3} \cdot \tau_{(z)} \leq \sigma_{Dmax} \quad (3.3-10)$$

z (3.3-10) vyplývá: takže lze uvažovat, že :

$$\tau_{(z)} \leq \frac{\sigma_{Dmax}}{\sqrt{3}} \quad \Rightarrow \quad \tau_{Dmax} \approx \frac{\sigma_D}{\sqrt{3}} \cong 0,6 \cdot \sigma_D \quad (3.3-11)$$

c) Hypotéza λ_{max} (Beltrami)

(pro houževnaté i křehké materiály):

Odpovídající pevnostní podmínka (bez odvozování σ_{red}):

$$\sigma_{Dmin} \leq \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{(x)}^2 + \frac{E}{G} \cdot \tau_{(z)}^2} \leq \sigma_{Dmax} \quad (3.3-12)$$

Pro čistý smyk: dostaneme:

$$\sigma_{(x)} = 0 \quad \Rightarrow \quad \sigma_{red} = \sqrt{\frac{E}{G}} \cdot \tau_{(z)} \leq \sigma_{Dmax} \quad (3.3-13)$$

z (3.3-13) vyplývá: takže lze uvažovat, že :

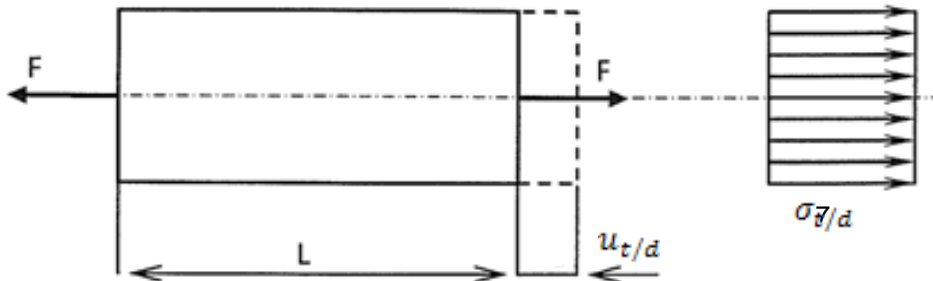
$$\tau_{(z)} \leq \frac{\sigma_{Dmax}}{\frac{\sqrt{\frac{E}{G}}}{\sqrt{2 \cdot (1 + \mu)}}} \quad \Rightarrow \quad \tau_{Dmax} \approx \frac{\sigma_D}{\sqrt{\frac{E}{G}}} \quad (3.3-14)$$

kdy např. pro ocel ($\mu = 0,3$):

$$\tau_{Dmax} \approx \frac{\sigma_D}{\sqrt{2,6}} \cong 0,6 \cdot \sigma_D \quad (3.3-15)$$

3.4 Napětí a posunutí a natočení od deformace při základních způsobech statického namáhání

Nosník konstantního průřezu namáhaný na tah



Obr. 3.4 – 1 Nosník konstantního průřezu o ploše S namáhaný na tah od síly F , příp. tlak (při opačném smyslu F)

a) Napětí $\sigma_{t/d}$:

$$\sigma_{t/d} = \frac{F}{S} \quad (3.4-1)$$

b) Posunutí od deformace $u_{t/d}$:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.4-2)$$

Hookeův zákon pro tah/tlak (viz odst. 3.1)

kde:

$$\varepsilon = \frac{u_{t/d}}{L} \quad \dots \text{poměrné prodloužení, viz (obr. 3.4-1)} \quad (3.4-3)$$

po dosazení vzt. (3.4-1) za σ a vzt. (3.4-3) do vzt. (3.4-2):

$$\Rightarrow \frac{F}{S} = E \cdot \frac{u_{t/d}}{L} \quad (3.4-4)$$

$$\Rightarrow u_{t/d} = \frac{F \cdot L}{E \cdot S} \quad (3.4-5)$$

Posunutí od deformace $u_{t/d}$ pro n úseků konstantního průřezu (pružiny v serii):

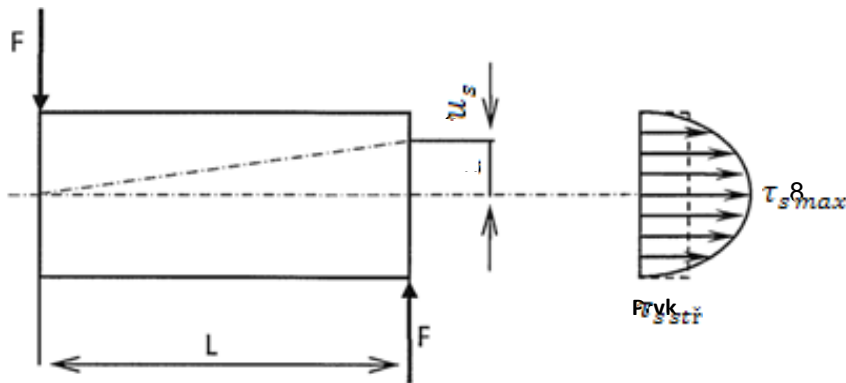
$$u_{t/d} = \sum_{i=1}^n u_{t/di} = \frac{F}{E} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{S_i} \quad (3.4-6)$$

c) Tuhost $k_{t/d}$ a poddajnost $p_{t/d}$:

$$k_{t/d} = \frac{F}{u} = \frac{E \cdot S}{L} \quad (3.4-7)$$

$$p_{t/d} = \frac{u}{F} = \frac{L}{E \cdot S} \quad (3.4-8)$$

Nosník konstantního průřezu namáhaný na smyk



Obr. 3.4 – 2 Nosník konstantního průřezu o ploše S namáhaný na smyk od síly F

a) Napětí τ_s :

$$\tau_{max} = \alpha \cdot \frac{F}{S} \quad (3.4-9)$$

kde:

- pro čistý smyk:

$\alpha = 1$... pro všechny typy průřezů

- pro smyk za ohybu (vlivem sdružených smykových napětí):

$\alpha = 4/3$... pro kruhový průřez

$\alpha = 3/2$... pro obdélníkový průřez

(3.4-10)

Pro výpočet posunutí od deformace lze obecně vyjádřit ekvivalentní napětí τ :

$$\tau_{s\text{ ekv}} = \beta \cdot \tau_{s\text{ stř}} = \beta \cdot \frac{F}{S} \quad (3.4-11)$$

kde:

- pro čistý smyk:

$\beta = 1$... pro všechny typy průřezů

- pro smyk za ohybu (vlivem sdružených smykových napětí):

$\beta = 10/9$... pro kruhový průřez

$\beta = 6/5$... pro obdélníkový průřez

(3.4-11)

b) Posunutí od deformace u_s :

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (3.4-13)$$

Hookeův zákon pro smyk (viz odst. 3.1)

kde:

$$\gamma = \frac{u_s}{L} \quad \dots \text{skos (úhel!)} \text{ (viz obr. 3.4.-2)} \quad (3.4-14)$$

po dosazení vzt. (3.4-11) za τ a vzt. (3.4-14) do vzt. (3.4-13):

$$\Rightarrow \beta \cdot \frac{F}{S} = G \cdot \frac{u_s}{L} \quad (3.4-15)$$

$$\Rightarrow u_s = \beta \cdot \frac{F \cdot L}{G \cdot S} \quad (3.4-16)$$

Posunutí od deformace u_s pro n úseků konstantního průřezu (pružiny v serii):

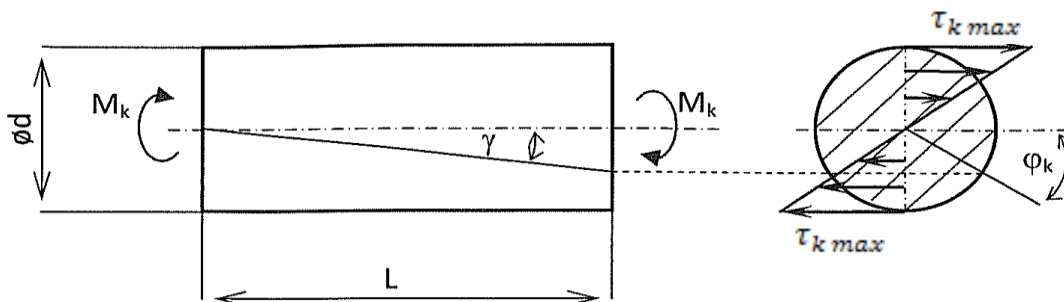
$$u_s = \sum_{i=1}^n u_{si} = \beta \cdot \frac{F}{G} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{S_i} \quad (3.4-17)$$

c) Tuhost k_s a poddajnost p_s :

$$k_s = \frac{F}{u_s} = \frac{G \cdot S}{\beta \cdot L} \quad (3.4-18)$$

$$p_s = \frac{u_s}{F} = \frac{\beta \cdot L}{G \cdot S} \quad (3.4-19)$$

Nosník konstantního průřezu namáhaný na krut



Obr. 3.4 – 3 Nosník konstantního (na obr. kruhového) průřezu zatížený krutem od točivého momentu M_k

a) Napětí τ_k :

$$\tau = \tau_{max} = \frac{M_k}{W_k} \quad (3.4-20)$$

kde: W_k ... průřezový modul pro krut (viz tab. 3.4.-1)

b) Natočení od deformace φ_k :

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (3.4-21)$$

Hookeův zákon pro smyk (viz odst. 3.1)

$$\gamma \cdot L = \varphi_k \cdot \frac{d}{2} \quad \text{viz (obr. 3.4-3)} \quad (3.4-22)$$

po dosazení vzt. (3.4-20) za $r_{k \max}$ a vzt. (3.4-22) do vzt. (3.4-21):

$$\Rightarrow \frac{M_k}{W_k} = G \cdot \frac{\varphi_k}{L} \cdot \frac{d}{2} \quad (3.4-23)$$

$$\Rightarrow \varphi_k = \frac{M_k \cdot L}{G \cdot W_k \cdot \frac{d}{2}} = \frac{M_k \cdot L}{G \cdot I_k} \quad (3.4-24)$$

kde (pozor, platí jen pro kruhový a mezikruhový průřez, viz poznámky!):

$$\left. \begin{aligned} I_k &= W_k \cdot e = W_k \cdot \frac{d}{2} \quad \dots \text{kvadratický moment průřezu pro krut (tab. 3.4 – 1)} \\ e &= \frac{d}{2} \quad \dots \text{vzdálenost krajního vlákna průřezu od neutrálné osy} \end{aligned} \right\} (3.4-25)$$

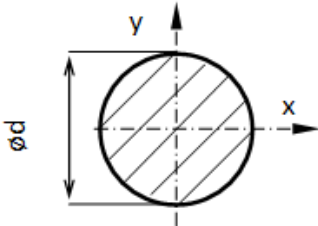
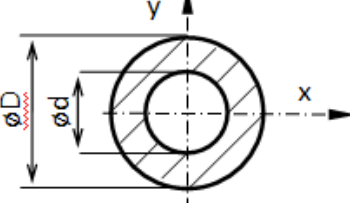
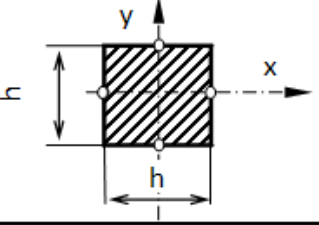
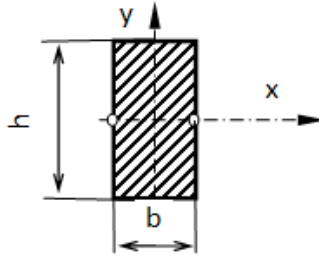
Natočení od deformace φ_k pro n úseků konstantního průřezu (pružiny v serii):

$$\varphi_k = \sum_{i=1}^n \varphi_{ki} = \frac{M_k}{G} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{I_{ki}} \quad (3.4-26)$$

c) Torzní tuhost k_φ a poddajnost p_φ :

$$k_{\varphi k} = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{G \cdot I_k}{L} \quad (3.4-27)$$

$$p_{\varphi k} = \frac{1}{k_\varphi} = \frac{\varphi}{M_k} = \frac{L}{G \cdot I_k} \quad (3.4-28)$$

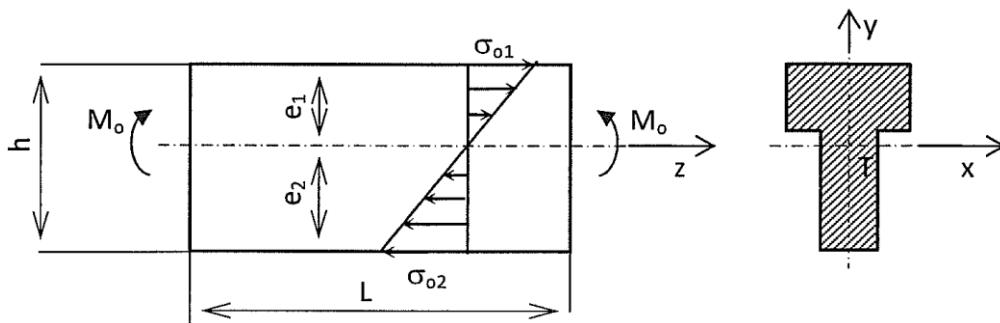
Tvar průřezu	Kvadratický moment průřezu pro krut I_k	Průřezový modul pro krut W_k
	$\frac{\pi \cdot d^4}{32}$	$\frac{\pi \cdot d^3}{16}$
	$\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32}$	$\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D}$
	$0,14 h^4$ (Pozor, viz poznámky!!!)	$0,22 h^3$ (Pozor, viz poznámky!!!)
	$0,28 \frac{b^3 \cdot h^3}{b^2 + h^2}$ (Pozor, viz poznámky!!!)	$0,22 b^2 \cdot h$ (Pozor, viz poznámky!!!)

Tab. 3.4.- 1: Průřezové charakteristiky I_k a W_k pro krut pro vybrané průřezy

Poznámky:

- **Průřezové charakteristiky I_k a W_k** lze teoreticky odvodit pouze pro **kruhový a mezikruhový průřez**. Z publikovaných vztahů pro max. napětí v krutu a pro natočení od deformace nosníku s konstantním čtvercovým a obdélníkovým průřezem v krutu (viz např. [Černoch 1959]) lze však odvodit uvedené „ekvivalentní“ průřezové charakteristiky, které lze s výhodou používat i ve vztazích, které jsou formálně shodné jako výrazy pro kruhový, příp. mezikruhový průřez ve vzt. (3.4-20), (3.4-24), (3.4-25)
- **Pozor** však, **vypočtená max. napětí** jsou u **čtvercového průřezu** uprostřed (shodných) stran h a u **obdélníkového průřezu** uprostřed delších stran (v rozích obou průřezů jsou napětí od krutu nulová!).

Nosník konstantního průřezu namáhaný na ohyb



Obr. 3.4 – 4 Nosník konstantního (obecně nesymetrického) průřezu namáhaný na ohyb od momentu M_o

Poznámka:

- Neutrální přímka každého průřezu (v místech nulového napětí) je totožná s příslušnou hlavní centrální osou (procházející těžištěm) tohoto průřezu (pokud lze uvažovat jako dlouhý štíhlý nosník).

a) Napětí σ_o :

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_o}{W_{ox_{min}}} \quad (3.4-29)$$

kde:

$$W_{ox_{min}} = \frac{I_{ox}}{e_{max}} \quad \dots \text{ min. průřezový modul pro ohyb (tab. 3.4.-2)} \quad \left. \vphantom{W_{ox_{min}}} \right\} \quad (3.4-30)$$

$e_{max} = e_2 \quad \dots \text{ max. vzdálenost krajního vlákna}$

b) Posunutí u_o a natočení φ_o od deformace:

Vztah pro posunutí a natočení od ohybových deformací je pro dlouhé štíhlé nosníky konstantního průřezu vyjádřen diferenciální rovnicí průhybové čáry (procházející u dlouhého štíhlého nosníku těžišti jednotlivých průřezů):

$$\left(\frac{1}{\rho} =\right) u_o(z)'' = -\frac{M_o(z)}{E \cdot I_o} \quad (3.4-31)$$

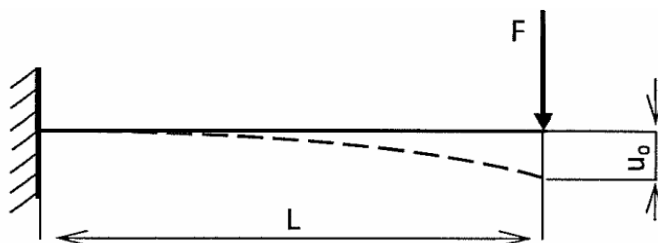
kde:

$I_o \dots$ kvadratický moment průřezu pro ohyb (tab. 3.4 – 2)

Po prvé integraci diferenciální rovnice (3.4-31) se pro daný průběh ohybového momentu získají obecné rovnice pro výpočet natočení φ_o a po druhé integraci vztahy pro výpočet posuvů u_o se dvěma integračními konstantami, které se konkretizují pro dané okrajové podmínky, tj. pro způsob uložení nosníku.

Příklady výsledných vztahů pro dva nejobvyklejší případy uložení a zatížení jsou uvedeny v dalším textu. Vztahy pro další běžné případy lze najít v odborných příručkách a publikacích, případně je možné si je odvodit viz (Odd. C, odst. 2.1.4).

α) Vetknutý nosník namáhaný ohybem od osamělé síly na volném konci:



Obr. 3.4 – 5 Vetknutý nosník namáhaný ohybem od osamělé síly na volném konci (posunutí od deformací smykem není uvažováno)

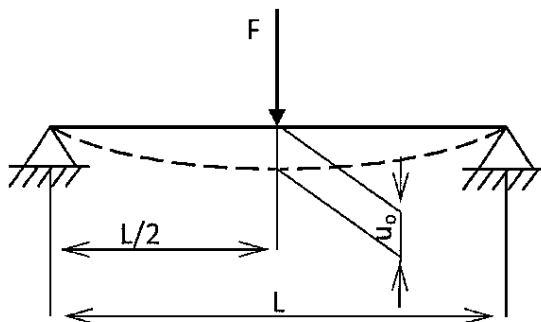
Posunutí u_0 od ohybové deformace v místě síly F :

$$u_0 = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_0} \quad (3.4-32)$$

Natočení φ_0 od ohybové deformace v místě síly F :

$$\varphi_0 = \frac{F \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I_0} \quad (3.4-33)$$

β) Nosník na dvou podporách namáhaný ohybem od osamělé síly uprostřed (obr. 3.4–6):



Obr. 3.4 - 6 Nosník na dvou podporách namáhaný ohybem od osamělé síly uprostřed (posunutí od deformací smykem není uvažováno)

Posunutí u_0 od ohybové deformace v místě síly F :

$$u_0 = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_0}, \quad (3.4-34)$$

Natočení φ_0 od ohybové deformace v místě síly F :

$$\varphi_0 = 0 \quad (3.4-35)$$

Posunutí u_0 a natočení φ_0 od deformací pro n úseků konstantního průřezu:

Tato úloha nelze řešit pro ohyb obecně – postup řešení je proto uveden až v Oddílu C specializovaném na dlouhé štíhlé přenosové části (hřídele, osy, apod.)

b) Tuhost k_0 a poddajnost p_0 :

α) Vetknutý nosník namáhaný ohybem od osamělé síly na volném konci (obr. 3.4 – 5) :

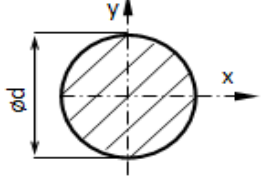
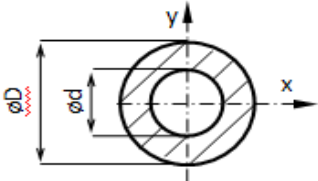
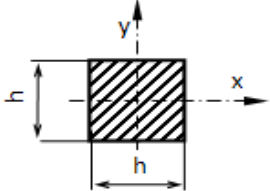
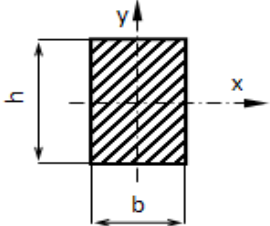
$$k = \frac{F}{u_0} = \frac{3 \cdot E \cdot I_0}{L^3} \quad (3.4-46)$$

$$p = \frac{1}{k} = \frac{u_0}{F} = \frac{L^3}{3 \cdot E \cdot I_0} \quad (3.4-47)$$

β) Nosník na dvou podporách namáh. ohybem od osamělé síly uprostřed (obr. 3.4–6) :

$$k = \frac{F}{u_0} = \frac{48 \cdot E \cdot I_0}{L^3} \quad (3.4-48)$$

$$p = \frac{1}{k} = \frac{u_0}{F} = \frac{L^3}{48 \cdot E \cdot I_0} \quad (3.4-49)$$

Tvar průřezu	Kvadratický moment průřezu pro ohyb		Průřezový modul pro ohyb	
	I_{ox}	I_{oy}	W_{ox}	W_{oy}
	$\frac{\pi \cdot d^4}{64}$		$\frac{\pi \cdot d^3}{32}$	
	$\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64}$		$\frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}$	
	$\frac{h^4}{12}$		$\frac{h^3}{6}$	
	$\frac{b \cdot h^3}{12}$	$\frac{b^3 \cdot h}{12}$	$\frac{b \cdot h^2}{6}$	$\frac{b^2 \cdot h}{6}$

Tab. 3.4.-2 Průřezové charakteristiky I_o a W_o pro ohyb pro vybrané průřezy

3.5 Napětí a posunutí a natočení při zvláštních způsobech statického namáhání

3.5.1 Napětí a posunutí od deformace při namáhání styku povrchů

Základní poznatky:

Mezi zatíženými stykovými plochami strojních částí obecně vznikají normálová napětí (často též označovaná jako „měrné tlaky“ a smyková („tečná“) napětí označovaná značkou ρ pro odlišení od normálových napětí σ a smykových napětí τ „uvnitř“ materiálu (v jeho řešených myšlených řezech).

Tato styková napětí sice mají charakter tlakových (normálových) a tečných (smykových) napětí, avšak při nepříznivějším způsobu namáhání „na otláčení, příp. skluz“, neboť:

a) dotyk není ve styku strojních částí/TS dokonale vlivem:

- mikronerovností stykových povrchů
- výrobních a montážních odchylek vzájemné polohy stykových ploch
- rozdílného zakřivení stykových ploch (proložených stykovými povrchy) vlivem výrobních odchylek apod.

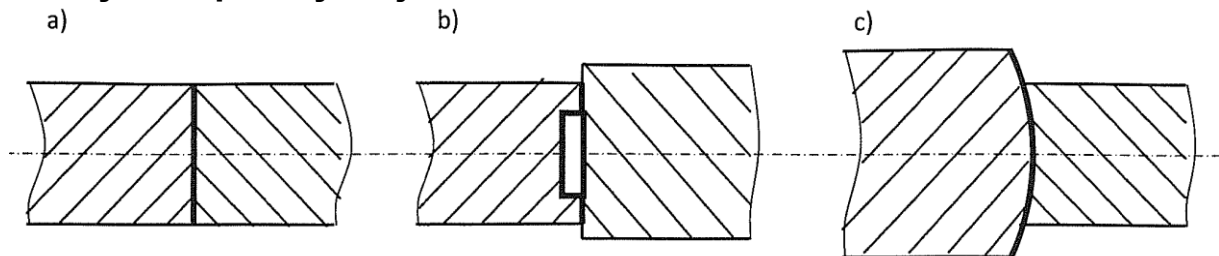
b) někdy při něm navíc dochází i k vzájemnému pohybu/posuvu stykových povrchů:

- po odlehčení zatížení nebo i při plném zatížení

To vše má vliv i na nižší hodnoty dovolených měrných tlaků ρ_D , příp. vyšší bezpečnosti s vůči mezi kluzu σ_{kd} , příp. mezi pevnosti σ_{pd} , než pro tlak. Navíc je nutné vždy uvažovat méně kvalitní z dvojice stýkajících se materiálů!

U strojních částí TS se vyskytují dva typické případy styku povrchů, odlišující se podle (ne)shodnosti a velikosti křivosti stykových ploch (proložených skutečnými stykovými povrchy).

I. Stykové plochy mají shodné křivosti:



Obr. 3.5 - 1 Příklady styku strojních částí rotačního průřezu se shodnou (a nulovou, příp. velmi malou) křivostí povrchů

kde: a) plný kruhový profil, b) mezikruhový profil, c) plný „kulový“ profil

Optimální inženýrský způsob zjištění napjatosti ve styku povrchů spočívá ve výpočtu „fiktivních“ **normálových napětí** (kolmých ke styku povrchů) a **smykových napětí** (tečných ke styku povrchů) („fiktivnost“ těchto napětí je vyznačena pruhem nad značkou p pro „měrný tlak“), která by namáhala stykovou plochu, kdyby byla nahrazena myšleným „fiktivním“ řezem v materiálu shodně zatíženého tělesa vzniklého z obou dotýkajících se částí TS.

Další postup závisí na velikosti "fiktivních" napětí, jak je popsáno v dalším textu kde:

\bar{p} ... tenzor výsledného fiktivního normálového napětí

\bar{p}_τ ... tenzor výsledného fiktivního smykového napětí

Poznámka:

- *Tenzor je pro napětí analogií vektoru pro síly, má tedy velikost i směr.*

Pevnostní podmínky pro styk povrchů:

- pro „měrné“ tlakové (normálové) napětí:

$$p \leq p_{D(max)} \tag{3.5-1}$$

- pro „měrné“ smykové (tečné) napětí:

$$p_\tau \leq \frac{1}{s_f} \cdot p \cdot f \leq p_{\tau D(max)} \tag{3.5-2}$$

kde:

$p_{D(max)}$... (nejvyšší) dovolený (normálový) měrný tlak mezi stýkajícími se povrchy

$p_{\tau D(max)}$... (nejvyšší) dovolený (tečný) smykový měrný tlak mezi stýkajícími se povrchy

f ... součinitel tření ve stykové ploše

s_f ... součinitel bezpečnosti proti prokluzu

Poznámka:

- *Tak jako při posuzování standardních případů napjatosti, i zde platí, že by měrné tlaky měly být omezeny jak shora, tak zdola, aby příslušné strojní části nebyly předimenzované ani z tohoto hlediska. Pro zjednodušení však není toto zde ani dalším textu již zdůrazňováno.*

Posunutí od normálových a tečných deformací ve styku povrchů:

- normálové posunutí u_{st} od stykové deformace

$$u_{st} = k_{st}^a \cdot p \text{ [mm]} \tag{3.5-3}$$

kde:

k_{st} [MPa/mm] ... normálová styková tuhost

a [1] ... exponenciální součinitel pro normálovou stykovou tuhost

- tečné (smykové) posunutí $u_{\tau st}$ od stykové deformace:

$$u_{\tau st} = k_{\tau st}^{\alpha_\tau} \cdot p_\tau \text{ [mm]} \tag{3.5-4}$$

kde:

$k_{\tau st}$ [MPa/mm] ... tečná („smyková“) styková tuhost

α_τ [1] ... exponenciální součinitel pro smykovou (tečnou) tuhost

Poznámky:

- **Stykové deformace** tudíž mají v závislosti na zatížení (normálovým a smykovým napětím ve styku) **nelineární průběh**. Kromě toho se liší při prvním a při opakovaném zatížení (příp. zatěžování).
- Větší posunutí od deformací jsou zejména při prvním zatížení a menších napětích ve styku. Při **opakovaném zatěžování a velkých napětích** ve styku je **lze linearizovat** v závislosti na napětích ve styku tzn., že je můžeme považovat za lineární „pružiny“.
- Uvedené normálové i tečné (smykové) tuhosti styku (stykové tuhosti) i příslušné exponenciální součinitele a (pro prvé a další zatěžování) závisejí zejména na druhu a stavu stýkajících se materiálů, stavu povrchů i podpovrchových vrstev a příp. i na dalších faktorech. Lze je proto zjišťovat prakticky výhradně pouze experimentálně, takže příslušné hodnoty jsou k dispozici prakticky výhradně jen ve speciální odborné literatuře.
- U běžných plochých styků uvažovaného typu lze uvažovat pro (maximální) dovolené hodnoty měrných tlaků („namáhání na otlacení“) pro méně kvalitní z dvojice stýkajících se materiálů:

$$p_{D(\max)} = \frac{\sigma_D}{c_{pPZ} \cdot c_{pRZ}} \quad (3.5-5)$$

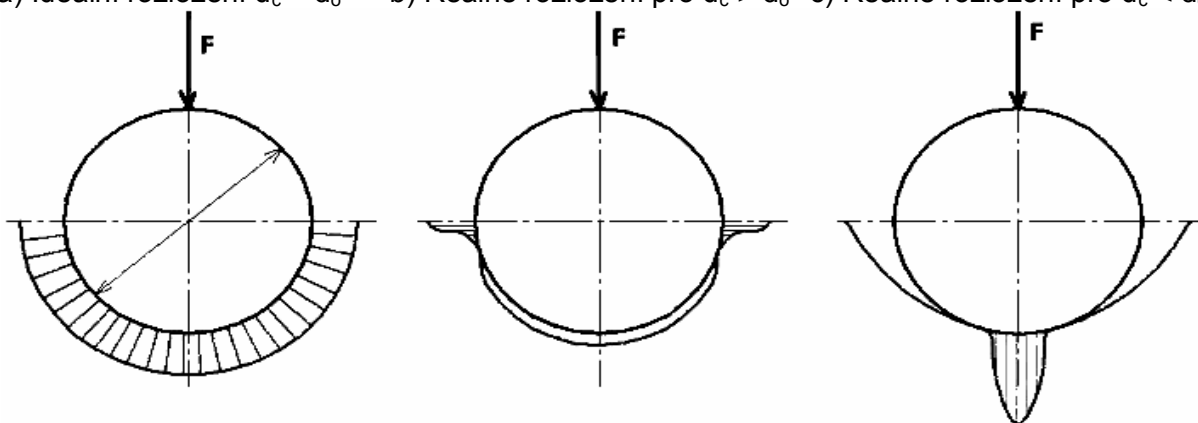
kde součinitele pohybu při zatížení c_{pPZ} a rovnoměrnosti zatížení c_{pRZ} lze orientačně volit podle tab. 3.5.-1.

c_{pPZ}	1	- bez pohybu
	3	- při pohybu bez zatížení („po odlehčení“)
	5 až 10	- při pohybu se zatížením („pod zatížením“)
c_{pRZ}	1	- pro staticky určité ploché styky
	2	- pro styky v drážkovaných spojích
	5	- pro styky v závitech

Tab. 3.5.-2: Součinitele měrného tlaku c_{pPZ} pro pohyb při zatížení a c_{pRZ} pro rovnoměrnost zatížení

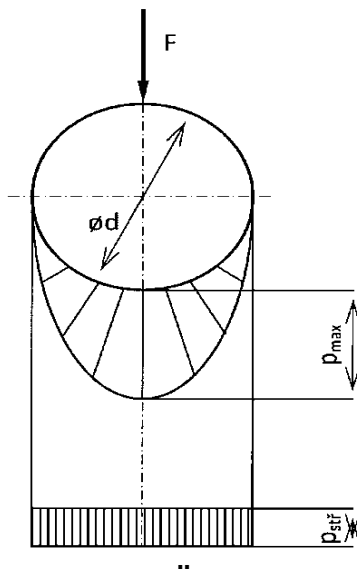
- Při **dynamickém zatížení** styku lze orientačně uvažovat zvýšení statického (středního) zatížení součinitelem $c_{dyn} \sim 2x$. Toto je přirozenější způsob než „fiktivní“ snižování dovolených hodnot, jak je často v odborné literatuře, a někdy i v normách doporučováno. Nesmí se ovšem jednat o dynamická zatížení vedoucí k únavě (např. k „vydrolování“) povrchů, která se musí řešit jinými metodami, protože v těchto případech opravdu ke snižování dovolených hodnot měrných tlaků dochází (podobně jako u standardního namáhání materiálu na únavu)!
- **Pozor**, pokud mají povrchy ve styku **shodnou, ale větší křivost** (např. válcový čep ve válcovém uložení/otvoru, kulička v kruhové dráze, příp. v kulovém uložení), může již malá změna jednoho z průměrů (i v mezích tolerancí!) způsobit značné rozdíly ve vzájemném tyku (obr. 3.5 – 2).

a) Ideální rozložení $d_{\xi} = d_0$ b) Reálné rozložení pro $d_{\xi} > d_0$ c) Reálné rozložení pro $d_{\xi} < d_0$



Obr. 3.5 - 3 Charakteristické případy rozložení měrného tlaku p v uložení válcového čepu (příp. kuličky v kulovém lůžku)

- Pro **přechodná a jim blízká uložení** lze orientačně uvažovat rozložení dle sinusovky (obr. 3.5 – 3):
kde:



Obr. 3.5 - 4 Teoretický předpoklad reálného rozložení měrného tlaku v uložení válcového čepu

$$p_{stř} = \frac{F}{d \cdot l_{stř}} \quad (3.5-6)$$

$$p_{max} = c_{NP} \cdot p_{stř} \quad (3.5-7)$$

$l_{stř}$... délka (šířka) stykové plochy čepu

c_{NP} ... součinitel nerovnoměrnosti rozložení měrného tlaku, orientačně lze uvažovat:

$c_{NP} = 1$ - při předpokladu rovnoměrného rozložení tlaku

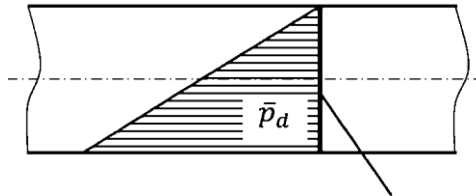
$c_{NP} = 2$ - při předpokladu rozložení tlaku podle sinusovky
- pro tzv. „zaběhané“ styky/uložení

Stanovení podmínek pro zachování styku povrchů:

A) V celé stykové ploše není žádné smykové napětí, tj. :

a) v celé stykové ploše je tlak, tj. (obr. 3.5 – 4):

⇒ styk je schopen přenášet takové zatížení bez dalších opatření.



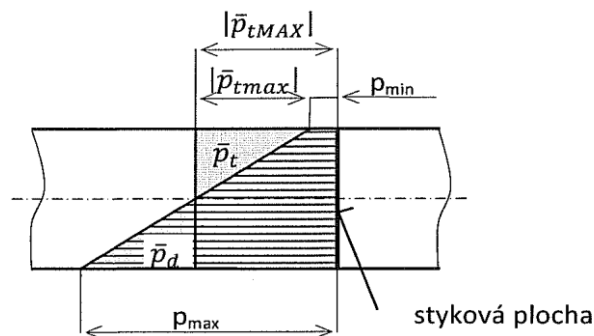
Obr. 3.5 - 5 Příklad styku povrchů, kdy je v celé stykové ploše (v příčném směru je předpokládáno shodné rozložení tlaku)

b) někde ve stykové ploše je „tah“, tj. (obr. 3.5 – 5):

⇒ styková plocha není schopna přenášet takové zatížení, a je nutné:

a) buď zachytit odpovídající záporný „měrný tlak“ reálným (tj. kladným) měrným tlakem na další protiploše“, čímž však vznikne statická neurčitost.

b) nebo vyvodit takové tlakové předpětí p_{PP} ve stykové ploše (obr. 3.5 - 5), aby při max. vnějším zatížení (tj. při superpozici s) byl i v místě největšího „záporného měrného tlaku“ zaručen min. měrný tlak p_{min} odpovídající požadovanému součiniteli neodlehnutí (někdy nevhodně označovaném jako součinitel „těsnosti“) spoje c_ψ (obr. 3.5 - 5):



Obr. 3.5 - 6 Příklad styku, kdy $\bar{p}_t < 0$ (min. v části stykové plochy)

$$p_{min} = c_\psi \cdot |\bar{p}_{tmax}| \quad (3.5-9)$$

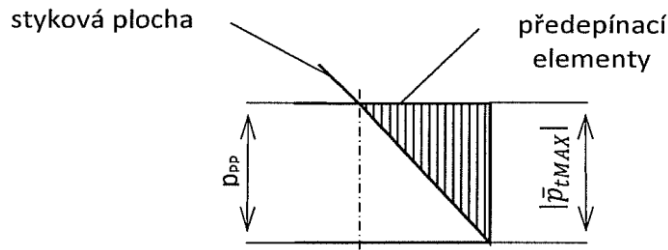
$$\Rightarrow |\bar{p}_{tMAX}| \approx |\bar{p}_{tmax}| + p_{min} = |\bar{p}_{tmax}| + c_\psi \cdot |\bar{p}_{tmax}| = (1 + c_\psi) \cdot |\bar{p}_{tmax}| \quad (3.5-10)$$

Poznámky:

- \bar{p}_{tmax} je max. „záporný“ měrný tlak ve stykové ploše, který musí být „zachycen“ s požadovanou bezpečností předepjatým spojem „předepínací elementy“ - „styk ploch“..
- \bar{p}_{tMAX} je max. „záporný“ měrný tlak ve stykové ploše, který musí být „zachycen“ (na mezi odlehnutí) předepjatým spojem „předepínací elementy“ - „styk ploch“ (tj. není to největší reálný měrný tlak p_{max} , který v předepjaté stykové ploše při jejím zatížení vznikne).

Přesnost výpočtu potřebného tlakového předpětí p_{pp} stykových ploch je závislá na přesnosti uvažovaného modelu předepjaté soustavy: „**předepínací elementy**“ - „**styk ploch**“:

- **Při zjednodušeném výpočtu** se zanedbává tuhost předepínacích elementů (tj. jejich poddajnost se uvažuje jako nulová) (obr. 3.5 - 6). Předpětí p_{pp} stykové plochy proto musí být rovno absolutní hodnotě (záporného) "tahového měrného tlaku" zvětšené o hodnotu odpovídající požadovanému součiniteli neodlehnutí c_ψ , tj. celkem hodnotě ve rov. (3.5-10)

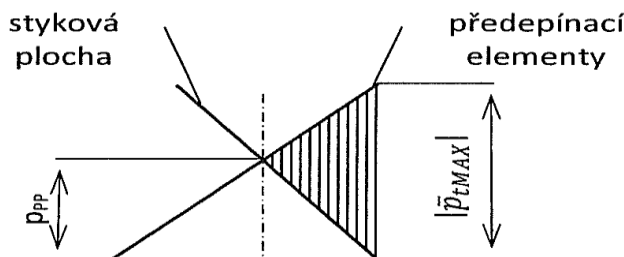


Obr. 3.5 - 7 Diagram předepjatého stykového spoje s uvažováním nulové tuhosti předepínacích element

$$p_{pp} = |\bar{p}_{tMAX}| \quad (\text{obr. 3.5-6}) \quad (3.5-11)$$

Vliv předepínacích elementů se tudíž při uvažování tohoto zjednodušeného modelu na vypočteném předpětí ve stykové ploše neuplatňuje.

- **Při zpřesněném výpočtu** se zahrnuje i tuhost předepínacích elementů (tj. jejich poddajnost se uvažuje jako nenulová). Při odlehčování stykové plochy se proto jejich vliv uplatňuje (obr. 3.5 - 7). Takto vypočtené měrné tlakové předpětí p_{pp} stykové plochy je proto při shodném "tahovém měrném tlaku" a shodném součiniteli neodlehnutí c_ψ , tj. při shodném ve vzt. (3.5-10), nižší než v předchozím případě ($c_{pp} < 1$):



Obr. 3.5 - 8 Diagram předepjatého stykového spoje s uvažováním (nenulové) tuhosti předepínacích elementů

$$\Rightarrow p_{pp} < \bar{p}_{tMAX} \quad (\text{obr. 3.5-7}) \quad (3.5-12)$$

Vliv předepínacích elementů se tudíž při uvažování tohoto přesnějšího modelu projevuje snížením vypočteného potřebného předpětí ve stykové ploše.

Poznámka:

- Veličiny ze **soustavy předepínacích elementů (síly)** se **transformují** na veličiny v **soustavě stykových ploch (měrné tlaky)** a naopak prostřednictvím vzájemných silových a deformačních relací:

např.: $\sum F = p \cdot s_{st}$ pro transformace: $\sum F \Leftrightarrow p$ a $u = \frac{\sum F}{\sum k} = \frac{p}{k_{st}}$ pro transformace: $\sum k \Leftrightarrow k_{st}$

B) Ve stykové ploše se vyskytuje smykové napětí:

a) Pokud v celé stykové ploše platí:

- u nepředepjatých styků (viz A), a)):

$$\frac{p \cdot f}{s_f} \geq \bar{p}_\tau \quad (3.5-13)$$

- u předepjatých styků (viz A), b), β)):

$$\frac{p_{PP} \cdot f}{s_f} \geq \bar{p}_\tau \quad (3.5-14)$$

potom existující měrný tlak ve spoji postačuje i pro přenos tečných sil.

b) Pokud však kdekoli ve stykové ploše:

- u nepředepjatých styků (viz A), a)):

$$\frac{p \cdot f}{s_f} \geq \bar{p}_\tau \quad (3.5-15)$$

- u předepjatých styků (viz A), b), β)):

$$\frac{p_{PP} \cdot f}{s_f} \geq \bar{p}_\tau \quad (3.5-16)$$

je nutné:

a) buď zachytit toto „měrné smykové napětí“ normálovým tlakem na další „příčné“ (stat.neurč.ploše)

b) nebo vytvořit (příp. zvýšit) měrné tlakové předpětí na hodnotu p_{PP} tak, aby všude platilo:

$$\frac{p_{PP} \cdot f}{s_f} \geq \bar{p}_\tau \quad (3.5-17)$$

Poznámky:

- **Součinitel smykového tření f** mezi stýkajícími se povrchy běžných plochých styků uvažovaného typu lze pro ocel na oceli orientačně volit podle tab. 3.5 – 1.

Podmínky	Styk s mazivem		Styk bez maziva	
	Tření je zdrojem síly:		Tření je zdrojem síly:	
	požadované	překonávané	požadované	překonávané
za pohybu:	0,05	0,10	0,10	0,10
za klidu:	0,10	0,12	0,15* (0,20 **)	0,15 (0,25*)

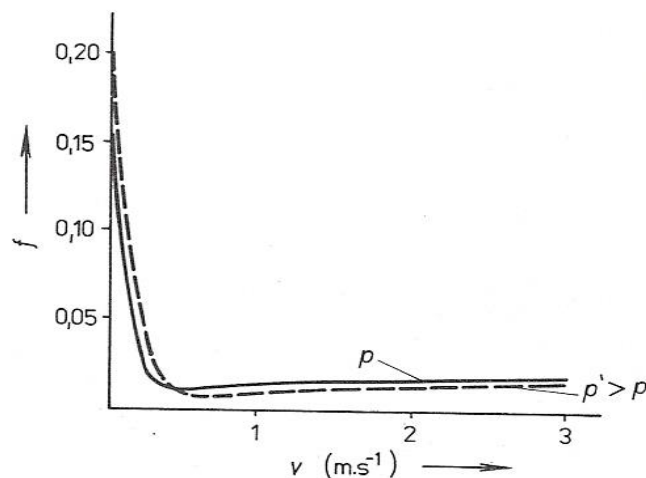
Tab. 3.5 - 9 Orientační hodnoty součinitele tření f pro ocel na oceli

*) u nalisovaných spojů při montáži za studena (při montáži lisováním dojde k ohlazení povrchů)

***) u nalisovaných spojů při montáži za tepla (při montáži nasunutím nedojde k ohlazení povrchů)

- **Součinitel bezpečnosti s_f** proti prokluzu ve stykové ploše ze orientačně volit:
 $s_f = (1,5 \div 2,5)$

- **Součinitel smykového tření f** mezi stýkajícími se povrchy uvažovaného typu s mazivem je závislý na vzájemné kluzné rychlosti v a (měrném) tlaku p dle obr. 3.5-8.



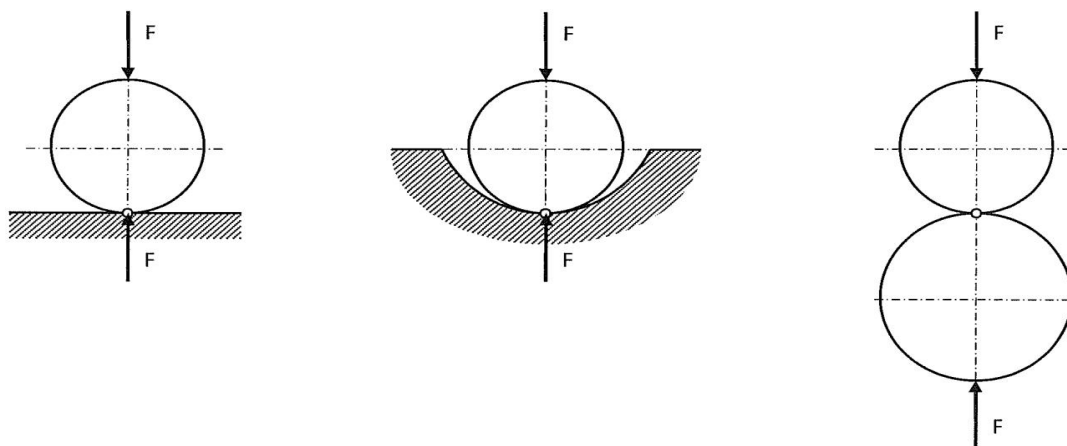
Obr. 3.5 - 10 Stribeckův diagram

– změna součinitele tření f v závislosti na vzájemné rychlosti pohybu v stýkajících se povrchů a orientačně na (měrném) tlaku p
 [Bureš 1988, s. 132], [Bolek 1989, s. 435],

- **Orientačně lze uvažovat** (obr. 3.5-8), že s využ. naměř. údajů podle [Grote et al 2008, s. 303] při $p \approx 20$ MPa pro:

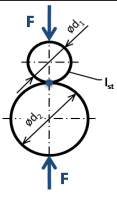
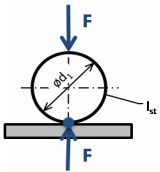
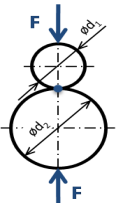
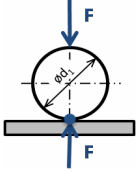
$v = 0$	m/s	: suché tření
$v = (0 \div 0,0005)$	m/s	: mezní tření
$v = (0,0005 \div 0,25)$	m/s	: smíšené tření
$v > 0,25$	m/s	: kapalinné tření

II. Stykové plochy mají minimálně dvě ze svých křivostí rozdílné:



Obr. 3.5 - 11 Typické případy bodových a čárových styků s rozdílnou křivostí stykových ploch

Napětí v blízkosti dotyku mají charakter trojosé prostorové napjatosti a dosahují mimořádně vysokých hodnot. Měrné tlaky p i posunutí od deformace ve styku u_{st} proto nelze řešit pomocí standardních vztahů pevnosti a pružnosti (plocha dotyku je bez uvažování deformací ve styku nulová) a musí se řešit pomocí speciálních - **Hertzových vztahů** (tab. 3.5.-2).

		Obecně	
dvě koule		$= \sqrt[3]{\frac{6}{(1-\mu^2)} \cdot \frac{F \cdot E^2}{d^2}}$	$= 0,616 \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot E^2}{d^2}}$
	kde:	$\frac{1}{d} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}$	
koule na rovina		$= \sqrt[3]{\frac{6}{(1-\mu^2)} \cdot \frac{F \cdot E^2}{d^2}}$	$= 0,616 \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot E^2}{d^2}}$
	kde pro:	$\frac{1}{d} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \text{ a } d_2 = \infty$ $\Rightarrow d = d_1$	
dva válce		$= \sqrt{\frac{6}{\pi \cdot (1-\mu)} \cdot \frac{F \cdot E}{d \cdot l_{st}}}$	$= 0,591 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E}{d \cdot l_{st}}}$
	kde:	$\frac{1}{d} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}$	
válec na rovina		$= \sqrt{\frac{6}{\pi \cdot (1-\mu)} \cdot \frac{F \cdot E}{d \cdot l_{st}}}$	$= 0,591 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E}{d \cdot l_{st}}}$
	kde pro:	$\frac{1}{d} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \text{ a } d_2 = \infty \Rightarrow d = d_1$	

Tab. 3.5 - 12 Vybrané Hertzovy vztahy pro výpočet měrných tlaků

Poznámky:

- Pokud mají materiály stýkajících se částí **rozdílné moduly pružnosti** E_1 a E_2 , uvažuje se:

$$E = \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (3.5-18)$$

- Vztahy pro výpočet příslušných **posunutí od deformací** lze vyhledat ve speciální odborné literatuře.

- Vzhledem k vysokým namáháním mohou být v těchto případech používány **pouze do hloubky tvrzené materiály** (tvrzené povrchové vrstvy, např. po cementování a zakalení, se drtí a odlupují) o povrchových tvrdostech 62 - 64 HRC.

- Pro styk/dotyk takovýchto materiálů lze orientačně uvažovat **dovolené hodnoty** měrných tlaků uvedené v tab. 3.5 - 3. Uvedené hodnoty jsou velmi orientační, údaje se v odborné literatuře obtížně vyhledávají a nalezené hodnoty se někdy i dosti odlišují.

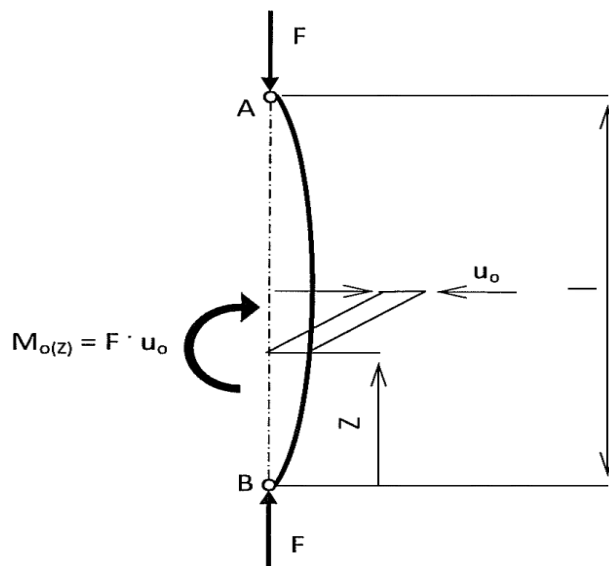
Dovolené hodnoty Hertzových tlaků $p_{D(max)}$ [MPa]	
za klidu (tj. bez vzájemného pohybu):	1800 ÷ 2000
při valení:	1000 ÷ 1200
při smýkání:	600 ÷ 1000

Tab. 3.5 - 13 Orientační hodnoty dovolených Hertzových tlaků pro ocel na oceli

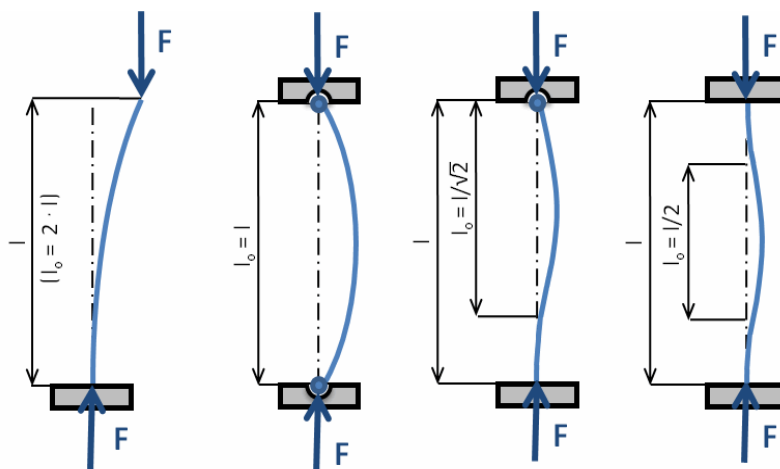
3.5.2 Napětí a posunutí od deformace při namáhání na vzpěr

Základní poznatky:

Při **osovém zatížení** (procházejícím „osou“, tj. těžištěm příčných průřezů) **štíhlých strojních částí** (např. tyčí, nosníků, ale i stěn apod.) **na tlak** může v kritických případech dojít ještě před dosažením dovoleného napětí v tlaku k jejich vybočení do stran. To vyvolá vznik ohybových momentů osové síly vůči vybočenému těžišti průřezů nosníku (obr. 3.5 – 9), což dále zvyšuje zatížení a tím i vybočení až do překročení meze kluzu, příp. pevnosti pro ohybové napětí, a k následnému „zhroucení“ příslušné strojní části. Tento způsob namáhání je označován jako „**vzpěr**“.



Obr. 3.5 - 14 Vznik ohybových momentů při vybočení nosníku namáhaného na tlak (nosník je v kloubových podporách A a B veden svisle posuvně tak, že nemůže vybočit do stran)



Obr. 3.5 - 15 Čtyři základní případy vzpěru s vyznačením jejich ekvivalentních délek l_o pro řešení vzpěru (ekvivalentní délky l_o jsou násobkem délky l pro základní případ vzpěru na obr. 3.5 – 9, tj. zde varianty b))

a) Čistý vzpěr podle Eulera:

K tomuto druhu namáhání dochází pro oblast štíhlosti nosníků, kdy platí viz vzt. (3.5-26):

$$\lambda_m \leq \lambda \quad (3.5-20)$$

Obecná Eulerova rovnice pro výpočet kritické Eulerovy síly, od níž začíná namáhání nosníku čistým vzpěrem a tudíž nebezpečí jeho vybočení:

$$F_E = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot I_{min}}{l_0^2} \quad (3.5-21)$$

Odpovídající kritické Eulerovo napětí v tlaku, od něž začíná nebezpečí vybočení nosníku podle vzt. (3.5-21):

$$\sigma_E = \frac{F_E}{S} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l_0^2 \cdot S} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \frac{I_{min}}{S}}{l_0^2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (3.5-22)$$

kde:

σ_E ... kritické Eulerovo napětí v tlaku, kdy začíná nebezpečí vybočení nosníku

l_0 ... ekvivalentní délka nosníku závislá na způsobu jeho uložení (obr. 3.5 – 10)

S ... plocha průřezu nosníku

I_{min} ... minimální kvadratický moment průřezu nosníku (pokud je osově symetrický $I_{min} = I$)

$$\lambda = \frac{l_0}{\sqrt{\frac{S}{I_{min}}}} [1] \quad \dots \text{ štíhlostní poměr nosníku} \quad (3.5-23)$$

Podmínka pro začínající čistý vzpěr, tj. překročení kritického Eulerova napětí v tlaku ještě před dosažením meze úměrnosti :

$$\sigma_E \leq \sigma_u \quad (3.5-24)$$

kde:

σ_u ... mez úměrnosti, pro níž platí:

$\sigma_u = \sigma_{kt}$... pro houževnaté materiály (s mezí kluzu)

$\sigma_u = \sigma_{pt}$... pro ostatní druhy materiálů (bez meze kluzu)

}

(3.5-25)

Z podmínky pro čistý vzpěr ve vzt. (3.5-24) po dosazení do vzt. (3.5-22) tudíž vyplývá:

$$\frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \leq \sigma_u \Rightarrow \lambda \geq \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} \Rightarrow \lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} \quad (3.5-26)$$

kde:

$\lambda_m [1]$... kritický štíhlostní poměr, od něž pro $\lambda > \lambda_m$ viz vzt. (3.5– 20) začínají být nosníky zatěžované tlakem namáhány na čistý vzpěr dříve, než napětí v tlaku dosáhne meze úměrnosti σ_u viz vzt. (3.5–25)

Kritické štíhlostní poměry λ_m [1]	
dřevo	100
šedá litina	80
měkké oceli < 11 420	105
ocel 11 500	90
uhlíková ocel	90 - 105
niklová ocel	86
ocel 16 430 Cr - Ni	80
pružinová ocel	60
duraluminium	60

Tab. 3.5 - 16 Orientační hodnoty I_m pro vybrané druhy materiálů

Bezpečnost s_E proti vybočení nosníku při namáhání na čistý vzpěr podle Eulera:

$$s_E = \frac{\sigma_E}{\sigma} \quad (3.5-27)$$

kde:

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad \dots \text{normálové napětí v tlaku při osovém zatížení nosníku (obr. 3.5 – 10)} \quad (3.5-28)$$

b) Přejchodový vzpěr podle Tetmayera:

K tomuto druhu namáhání dochází pro oblast štíhlosti nosníků, kdy platí:

$$10 < \lambda < \lambda_m \quad (3.5-29)$$

Rovnice pro výpočet kritické Tetmayerovy síly, od níž začíná namáhání nosníku přechodovým vzpěrem, a tudíž jej nelze hodnotit pouze z hlediska bezpečnosti při čistém tlaku:

$$F_{TET} = S \cdot \sigma_{TET} \quad (3.5-30)$$

Odpovídající kritické Tetmayerovo napětí v tlaku kdy začíná oblast přechodového vzpěru:

$$\sigma_{TET} = a - b \cdot \lambda + c \cdot \lambda^2 \quad (3.5-31)$$

kde:

F_{TET} ... mezní síla pro namáhání nosníku na přechodový vzpěr podle Tetmayera

σ_{TET} ... mezní napětí pro namáhání nosníku na vzpěr podle Tetmayera

a, b, c ... součinitele závislé na druhu materiálu (tab 3.5 – 4)

(význam ostatních veličin viz výše)

Vztahy pro výpočet mezní síly pro namáhání nosníků na přechodový vzpěr podle Tetmayera	
dřevo měkké	$29,3 - 0,194 \cdot \lambda$
dřevo tvrdé	$37,5 - 0,275 \cdot \lambda$
oceli do 11 420	$310 - 1,14 \cdot \lambda$
ocel 11 500	$335 - 0,62 \cdot \lambda$
slitinnové oceli	$589 - 3,82 \cdot \lambda$
litina	$776 - 12 \cdot \lambda + 0,053 \cdot \lambda^2$

Bezpečnost s_{TET} při namáhání na přechodový vzpěr podle Tetmayera:

$$s_{TET} = \frac{\sigma_{TET}}{\sigma} \quad (3.5-32)$$

kde : ... σ_{TET} viz vzt. (3.5-31) a σ viz vzt. (3.5-28)

c) Čistý tlak:

K tomuto druhu namáhání dochází pro oblast štíhlosti nosníků, kdy platí:

$$\lambda < 10 \quad (3.5-33)$$

Bezpečnost s při namáhání nosníku na čistý tlak (*zde pouze pro úplnost - viz odst. 3.2*):

- pro houževnaté materiály k mezi kluzu:

$$s_k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma} \quad (3.5-34)$$

- křehké materiály k mezi pevnosti:

$$s_p = \frac{\sigma_{pt}}{\sigma} \quad (3.5-35)$$

Poznámky:

- Ve výše uvedeném textu jsou v rámečcích uvedeny základní vztahy pro výpočtové hodnocení nosníků konstantního průřezu namáhaných osovou silou. Po vypočtení těchto vztahů lze na základě kritérií uvedených u jednotlivých typických případů pro čistý vzpěr, přechodový vzpěr nebo čistý tlak rozhodnout, do které oblasti namáhání v tlaku řešený případ patří a vypočítat příslušnou bezpečnost s .
- Pro tyto typické případy lze orientačně uvažovat doporučené bezpečnosti s uvedené v tab 3.5 – 5.

Bezpečnost s [1]			
Druh materiálu	Čistý vzpěr podle Eulera	Přechodový vzpěr podle Tetmayera	Čistý tlak
ocel	2,5 ÷ 3,5	2,5 ÷ 3,5	- k mezi kluzu: 1,5 ÷ 2,5 - k mezi pevnosti: 2,5 ÷ 3,5
šedá litina	5,0 ÷ 6,0	5,0 ÷ 6,0	4,0 ÷ 5,0

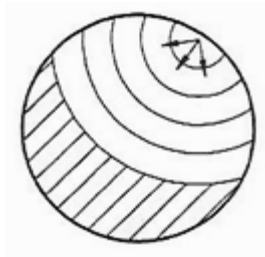
Tab. 3.5 - 17 Orientační hodnoty bezpečnosti s pro nosníky zatížené osovou silou na tlak/vzpěr

4 Dynamické (proměnlivé) zatěžování a namáhání strojních částí TS - dynamická (únavová) pevnost

4.1 Základní poznatky

Projevy dynamického (proměnlivého) zatížení na pevnost strojních částí:

- porušení součástí i při napětích $\sigma \ll \sigma_D$
- křehké lomy součástí i z houževnatých material



Obr. 4.1 – 1 Příklad typického lomu strojní části (hřídele, čepu apod.) způsobeného únavovým porušením

(horní část řezu znázorňuje vyhlazenou počáteční plochu porušení způsobeného únavou materiálu, dolní vyšrafovaná část znázorňuje konečný klasický zrnitý statický lom)

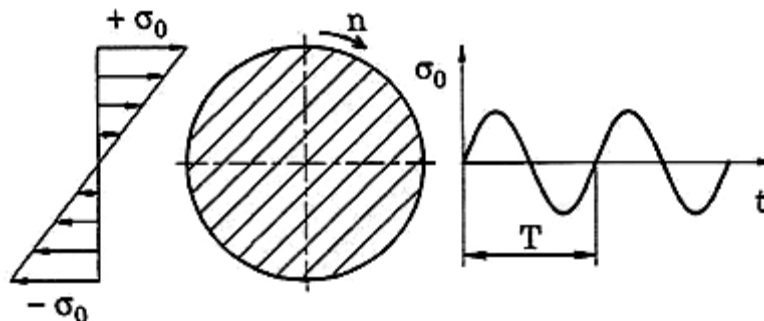
Vznik dynamického zatížení a napětí:

a) změnami vnějšího zatížení:

Příklad: $M_o = M_{o\max} \cdot \sin(\omega \cdot t), n = 0$ (4.1-1)

b) změnami polohy součásti vůči konstantnímu (neproměnnému) zatížení:

Příklad: $M_o = M_{o\max}, n \neq 0$ (4.1-2)



Obr. 4.1 – 2 Vznik dynamického zatížení otáčením součásti vůči vnějšímu statickému (ustálenému) zatížení

Průběhy proměnlivého zatížení a napětí:

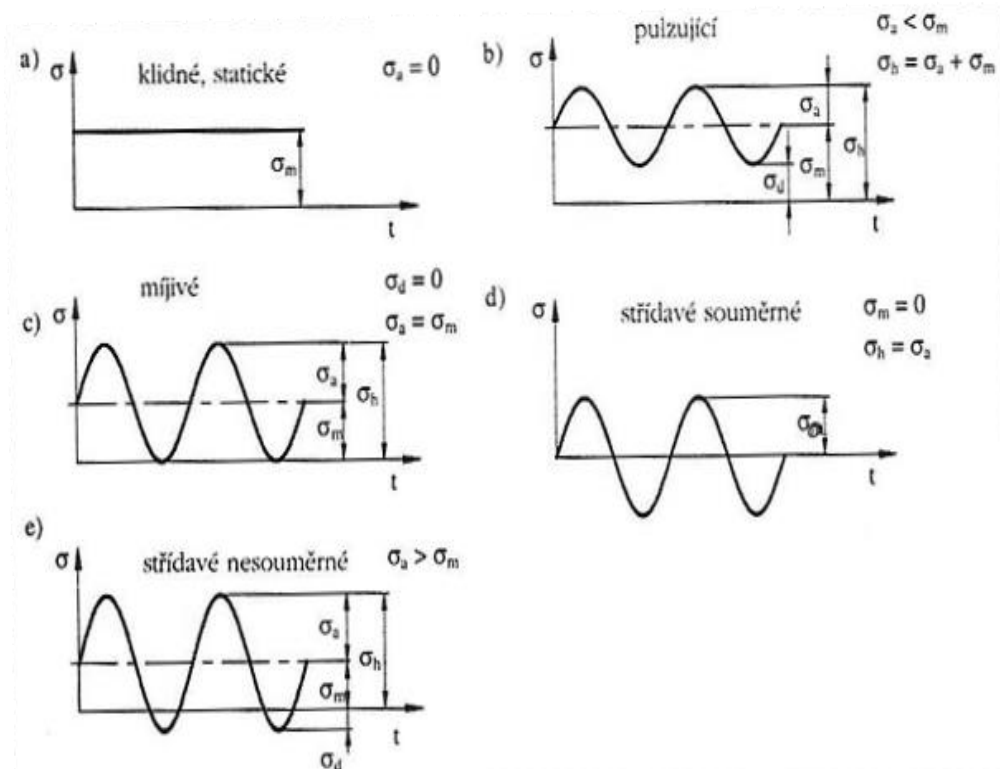
- obecný průběh:

= stochastický

= periodický

- harmonický průběh:

= sinový/cosinový s jednou příp. i více harmonickými složkami (je obvyklé i jako ekvivalentní náhrada obecného periodického průběhu pro výpočty a experimenty)



Obr. 4.1 - 3 Diagramy průběhu typických druhů harmonického napětí

kde: σ_m - střední napětí kmitu, σ_a - napětí amplitudy kmitu, σ_h - horní napětí kmitu, σ_d - dolní napětí kmitu

Životnost (trvanlivost) strojní části při harmonickém napětí:

Životnost (trvanlivost) součásti se udává počtem kmitů N , při němž dojde k jejímu únavovému porušení.

Poznámka:

- Všechny uvedené i další poznatky prezentované pro tahová-tlaková napětí (σ) platí (i když není uvedeno) analogicky též pro ohybová napětí (σ_o), krutová napětí (τ_k), i pro další základní napětí. Pro smyková (tečná) napětí (τ_s) však většinou nejsou uváděny všechny analogické poznatky jako pro zbývající 3 uvedené druhy napětí, neboť jeho vliv je při dynamickém namáhání většinou zanedbatelný. Orientačně lze pro smyková napětí využít speciálních poznatků a hodnot pro krutová napětí, protože mají shodný charakter smykového napětí (τ).

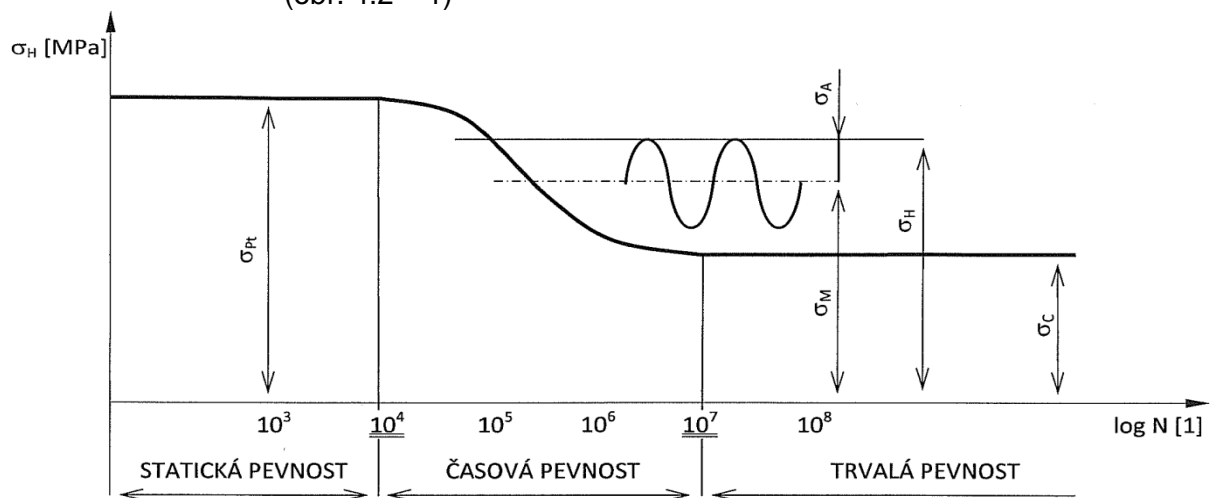
4.2 Mez únavy materiálu

Časová mez únavy (časová pevnost na únavu pro obecnou strojní část):

$\sigma_N = \sigma_M + \sigma_{AN}$... kmitavé napětí (σ_M, σ_A), při němž je životnost v uvažovaném místě (4.2-1) strojní části N cyklů

Mez únavy („trvalá“ pevnost na únavu pro obecnou strojní část):

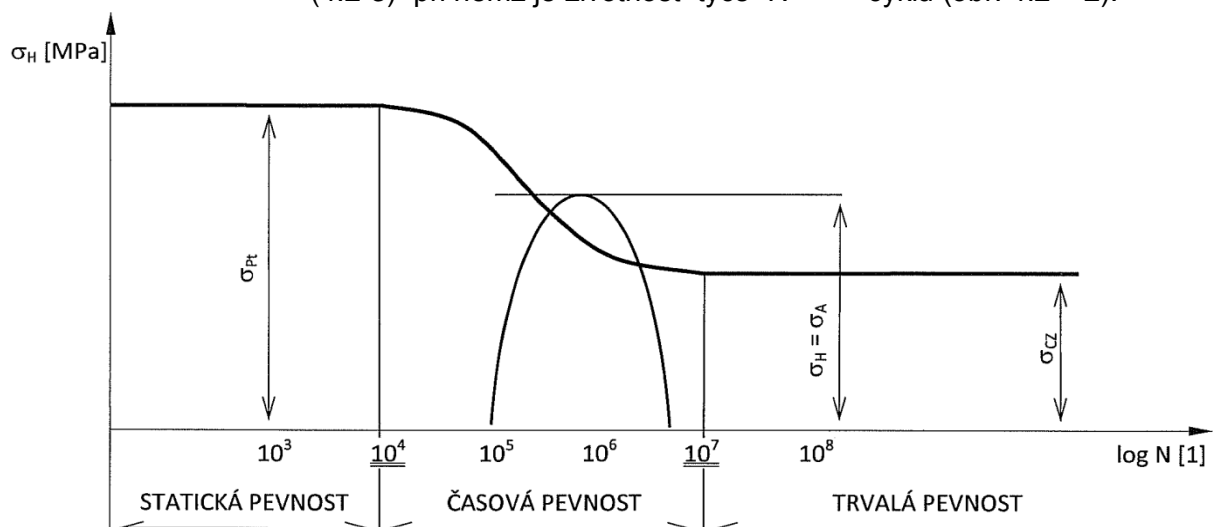
$\sigma_C = \sigma_C = \sigma_M + \sigma_{AN}$... pulzující harmonické napětí, ($\sigma_M \neq 0, \sigma_A \neq 0$, tj. $\sigma_H = \sigma_M + \sigma_A$) (4.2-2) při němž je životnost uvažovaném místě strojní části $N = \infty$ cyklů (obr. 4.2 – 1)



Obr. 4.2 - 1 Wöhlerův diagram pro pulzující harmonické napětí
(podtržené hodnoty počtů cyklů lze orientačně uvažovat pro většinu ocelí)

Základní mez únavy („trvalá“ pevnost na únavu pro hladkou leštěnou tyč):

(„ σ_C “ =) $\sigma_{CZ} = \pm \sigma_A$... střídavé souměrné harmonické napětí ($\sigma_M = 0, \sigma_A \neq 0$, tj. $\sigma_H = \sigma_A$) (4.2-3) při němž je životnost tyče $N = \infty$ cyklů (obr. 4.2 – 2).



Obr. 4.2 - 2 Wöhlerův diagram pro střídavé souměrné harmonické napětí
(podtržené hodnoty počtů cyklů jsou shodné jako pro pulzující zatížení/napětí)

Poznámky:

- Velká písmena indexů A, M, H vyjadřují **kmity na mezi únavové pevnosti**.

- Pro základní mez únavy lze pro ocel orientačně uvažovat:

$$\sigma_c = (0,3 \div 0,4) \cdot \sigma_{pt} \approx 0,5 \cdot (0,6 \div 0,8) \cdot \sigma_{pt} \approx 0,5 \cdot \sigma_{kt} \quad \sigma_{Co} \approx 0,5 \cdot \sigma_{pt} \quad \tau_c \approx 0,6 \cdot \sigma_c$$

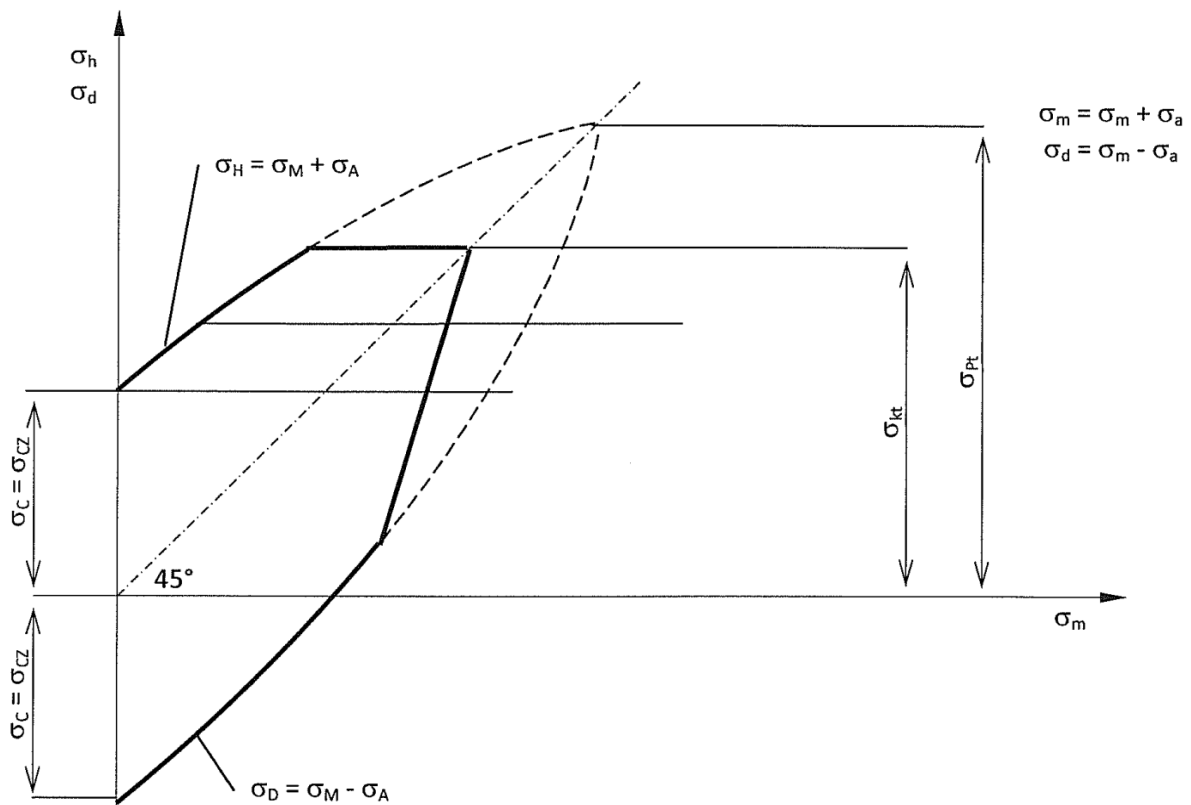
(4.2-4)

- Pozor, v literatuře i v praxi (což bylo převzato i do těchto textů) je základní mez únavy σ_{CZ} (která se vztahuje pouze na hladkou leštěnou tyč při pulzujícím zatížení) prakticky výhradně nazývána a označována jako mez únavy σ_c (která se teoreticky správně vztahuje na jakoukoli strojní část při obecném zatížení!)

4.3 Mez únavy materiálu při obecném harmonicky proměnlivém napětí

Základní Smithův diagram:

Smithův diagram vymezuje svými čarami mezní velikosti parametrů harmonického napětí, tj. dvojic mezního středního napětí kmitu a mezního napětí amplitudy kmitu, při nichž dochází k únavovým lomům hladké leštěné tyče (obecně určitého místa na obecné strojní části). Diagram je nutné experimentálně zjišťovat pro každý druh materiálu (i místo na strojní části) samostatně.

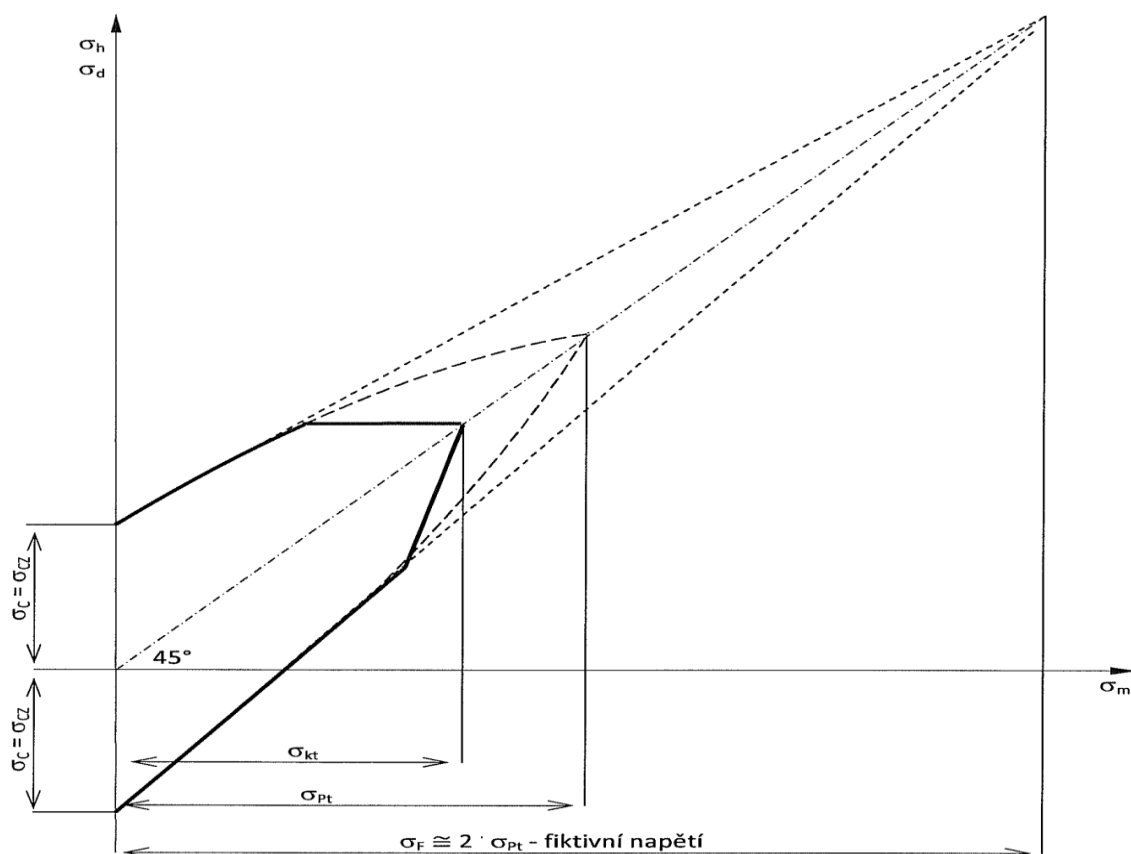


Obr. 4.3 - 1 Obecný Smithův diagram

Zjednodušený Smithův diagram:

Křivky z experimentálně zjištěného obecného Smithova diagramu (obr. 4.3 – 1) jsou nahrazeny přímkami. Diagram lze jednoduše sestavit ze známých základních hodnot σ_{Pt} , σ_{kt} , $\sigma_c = \sigma_{CZ}$, přičemž lze při orientačních inženýrských výpočtech s výhodou využít, že pro ocel přibližně platí:

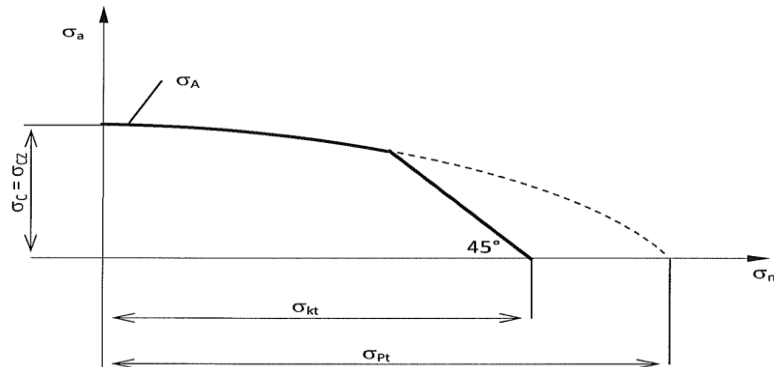
$$\sigma_{kt} \approx (0,6 \div 0,8) \cdot \sigma_{Pt} \quad \text{a} \quad \sigma_c \approx (0,3 \div 0,4) \cdot \sigma_{Pt} \quad (4.3-1)$$



Obr. 4.3 - 2 Zjednodušený přímkový Smithův diagram

Základní Haighův diagram:

Haighův diagram je zjednodušeným zobrazením obecného Smithova diagramu, po „odstranění“ dolní „zbytečné“ symetrické části pod jeho osou se sklonem 45° (obr. 4.3 – 1).



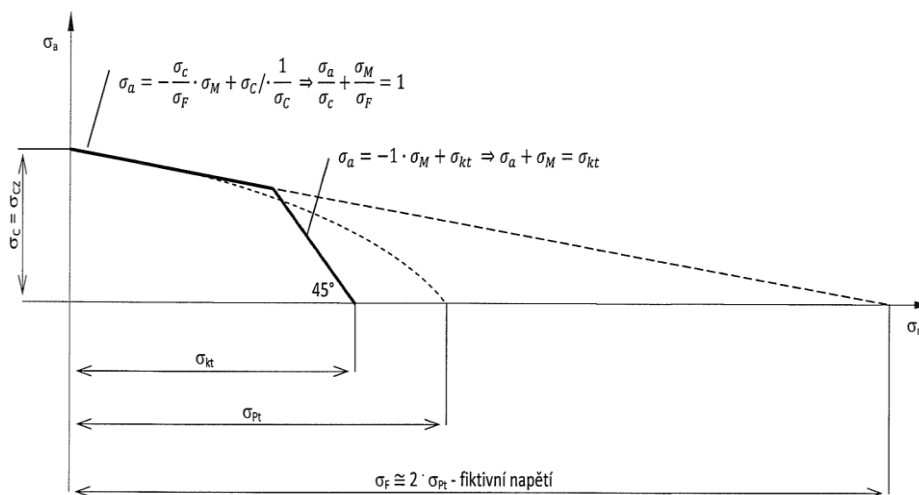
Obr. 4.3 - 3 Obecný Haighův diagram

Zjednodušený Haighův diagram:

Křivky z experimentálně zjištěného Haighova diagramu jsou nahrazeny přímkami (příp. vznikne odstraněním „dolní „zbytečné“ symetrické části pod osou se sklonem 45° ve zjednodušeném Smithově přímkovém diagramu (obr. 4.3 – 2). . Diagram lze jednoduše sestavit ze známých hodnot σ_{Pt} , σ_{kt} , $\sigma_c = \sigma_{CZ}$, , přičemž lze při orientačních inženýrských výpočtech s výhodou využít, že pro ocel přibližně platí:

$$\sigma_{kt} \approx (0,6 \div 0,8) \cdot \sigma_{Pt} \quad a \quad \sigma_c \approx (0,3 \div 0,4) \cdot \sigma_{Pt} \quad (4.3-2)$$

Přímky v tomto diagramu lze jednoduše vyjádřit analyticky pomocí rovnic uvedených v obr. 4.3 – 4.



Obr. 4.3 – 4 Zjednodušený přímkový Haighův diagram

Poznámka:

- (Zjednodušený přímkový) **Haighův diagram** se pro svoji jednoduchost používá téměř výhradně místo Smithova diagramu pro stanovení meze únavy při obecném harmonickém zatížení.

4.4 Faktory ovlivňující mez únavy materiálu

$$\sigma_C = \sigma_{CZ} \dots \text{(základní) mez únavy pro hladkou leštěnou tyč (odst. 4.2.)} \quad (4.4-1)$$

$$\sigma_C^* = \sigma_{CZ}^* \dots \text{snížená (základní) mez únavy pro místo na součásti} \quad (4.4-2)$$

tj. ne pro součást jako celek!!!) vlivem faktorů uvedených v (tab. 4.4 – 1).

Název a označení faktoru	
vrub	$b = f(a, h_c)$
- tvar vrubu	a
- vrubová citlivost materiálu	h_c
velikost součásti	v
kvalita povrchu	h_p
zpevnění povrchu	k

Tab. 4.4 - 1 Součinitele pro faktory ovlivňující mez únavy

Po stanovení jednotlivých součinitelů (viz dále) se pro dané místo na součásti vypočte **snížená mez únavy** :

$$\sigma_C^* = \sigma_C \cdot \frac{\eta_p \cdot v}{\beta} \cdot \kappa \quad (4.4-3)$$

Poznámka: $\sigma_C^* = \sigma_{CZ}^*$

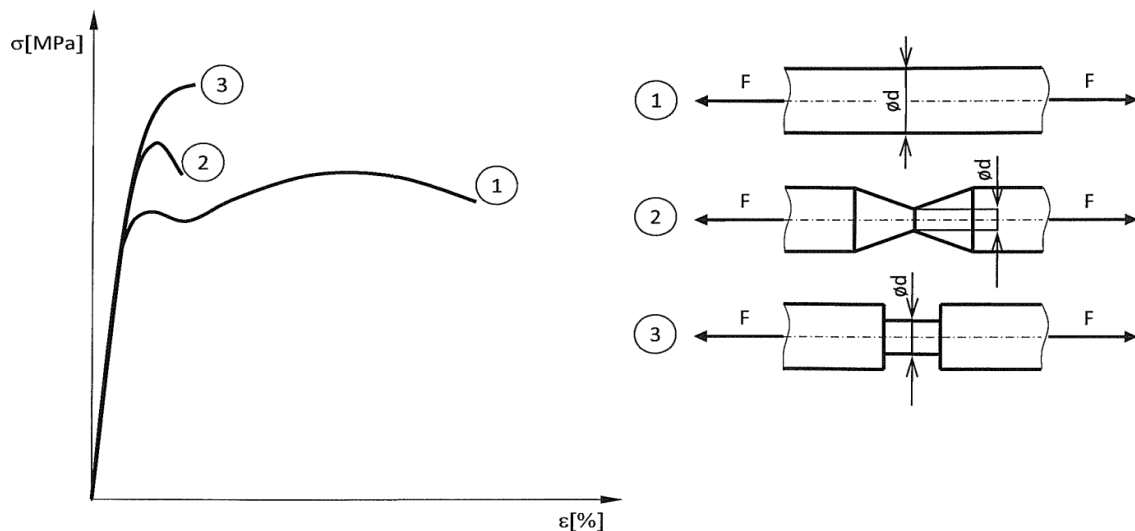
- Vztah je prakticky výhradně používán jen pro výpočty $\sigma_C^* = \sigma_{CZ}^*$ při $\sigma_C = \sigma_{CZ}$
Pozor, součinitele a tudíž i snížení meze únavy je pro jednotlivé druhy namáhání je rozdílné.

4.4.1 Vliv vrubu - součinitele vrubu β

Vruba jsou náhlé změny tvaru na součástech, které vyvolávají lokální zvýšení (koncentraci) „řádného“

napětí v daném místě, což způsobuje:

- snížení pevnosti
- snížení houževnatosti materiálu



Obr. 4.4 - 2 Vliv vrubu a jeho tvaru na pevnost součásti

Snížení pevnosti i houževnatosti vrubem, je nepříznivé zejména při dynamické namáhání, u křehkých materiálů však i při statickém namáhání!

Poznámka:

Druh materiálu	statické zatížení	dynamické zatížení
houževnatý	běžně NE	ANO
křehký	ANO	ANO

Tab. 4.4 - 3 Orientační pravidla pro zahrnutí vlivu vrubů

Pro základní druhy napětí analogicky platí:

$$\sigma_C^* = \frac{\sigma_C}{\beta} \quad \dots \text{ pro tah – tlak} \quad (4.4-4)$$

$$\sigma_{Co}^* = \frac{\sigma_{Co}}{\beta_o} \quad \dots \text{ pro ohyb} \quad (4.4-5)$$

$$\tau_{Ck}^* = \frac{\sigma_{Ck}}{\beta_k} \quad \dots \text{ pro krut} \quad (4.4-6)$$

Součinitel vrubu β je závislý:

- na tvaru vrubu
- na „materiálu vrubu“ (tj. na okolním materiálu)

Experimentální zjišťování β je velmi nákladné, proto se používá vyjádření obou vlivů odděleně:

$$\beta = 1 + (\alpha - 1) \cdot \eta_C \quad \dots \text{ pro tah – tlak} \quad (4.4-7)$$

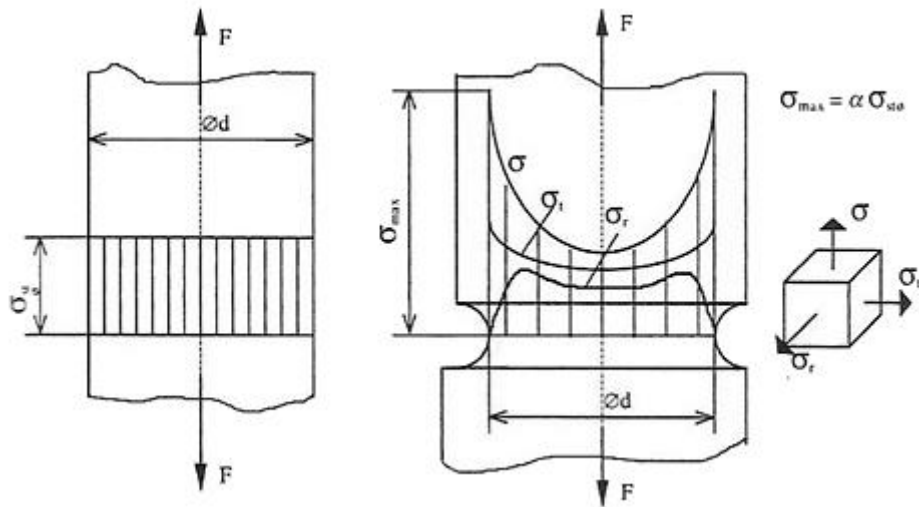
$$\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) \cdot \eta_{Co} \quad \dots \text{ pro ohyb} \quad (4.4-8)$$

$$\beta_k = 1 + (\alpha_k - 1) \cdot \eta_{Ck} \quad \dots \text{ pro krut} \quad (4.4-9)$$

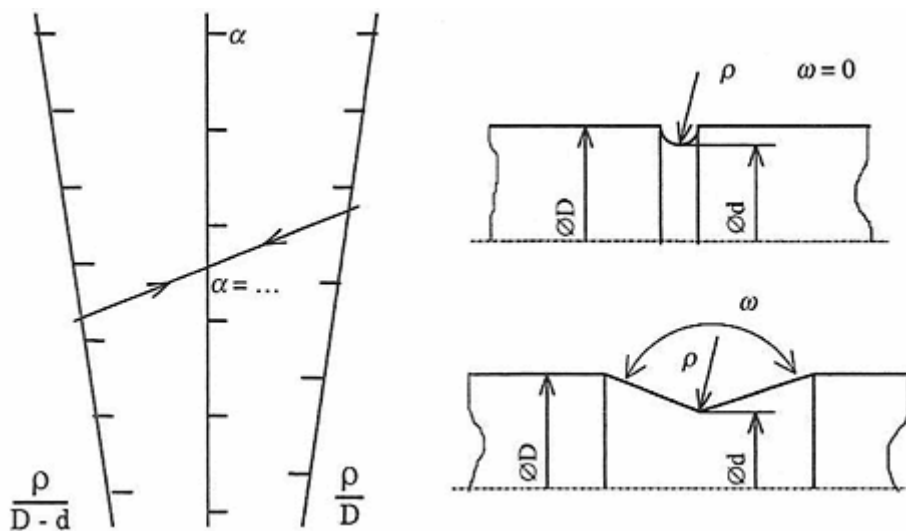
Poznámka:

- Pro vrubovou citlivost materiálu $\eta_C = 1$ dostaneme: $\beta = \alpha$

a) Vliv tvaru vrubu - součinitel tvaru vrubu α



Obr. 4.4 – 4 Příklad vlivu vrubu na zvýšení napětí v součásti

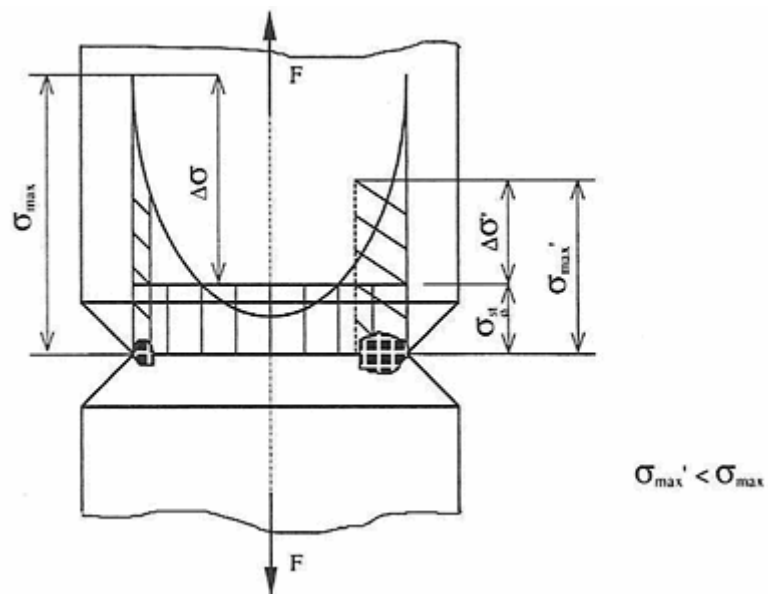


Obr. 4.4 - 5 Příklad nomogramu pro stanovení hodnoty součinitele tvaru vrubu α

Poznámka:

- Ve speciální odborné literatuře lze nalézt další analogické podklady pro jednotlivé druhy namáhání a další typické tvary vrubů.

b) Vliv materiálu - součinitel vrubové citlivosti materiálu η_c



Obr. 4.4 - 6 Příklad vlivu velikosti zrna na snížení špiček napětí ve vrubu na součásti

Materiál	Citlivost	Součinitel η_c [1]
Ocel $\sigma_{Pt} = 1100$ MPa	velká!	1,0
Perlitické oceli		0,9 ÷ 1,0
Chromniklová ocel		0,7 ÷ 0,9
Austenitická ocel		0,7 ÷ 0,7
Ocel 11 500		0,6 ÷ 0,8
Ocel 11 370 žíhaná		0,4 ÷ 0,7
Ocel 10 340		0,2 ÷ 0,4
Šedá litina	malá!	0,1 ÷ 0,2

Tab. 4.4 - 7 Součinitele vrubové citlivosti materiálu η_c pro vybrané druhy materiálů

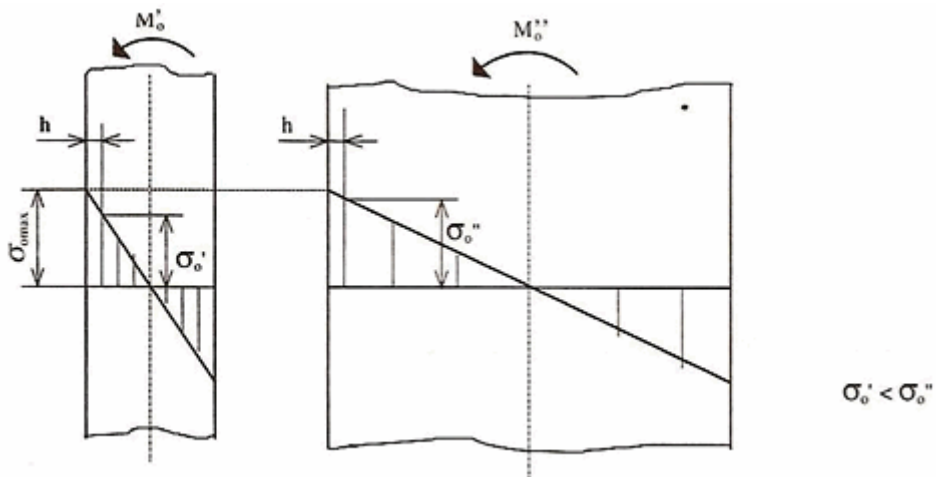
4.4.2 Vliv velikosti součásti - součinitel velikosti součásti ν

Pro základní druhy napětí analogicky platí:

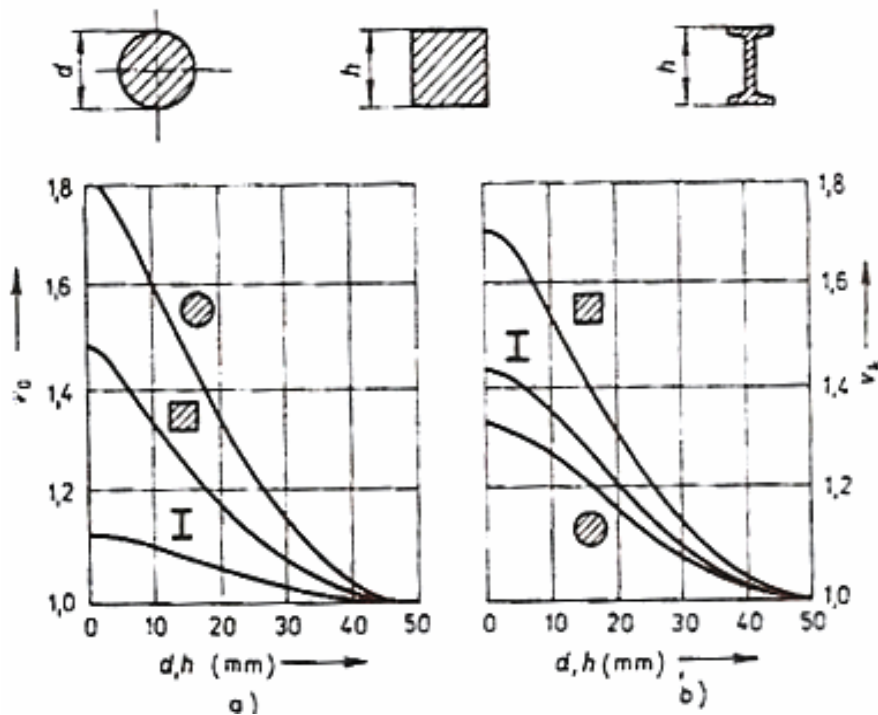
$$\sigma_C^* = \nu \cdot \sigma_C \quad \dots \text{ pro tah - tlak (pro tah vždy } \nu = 1) \quad (4.4-10)$$

$$\sigma_{Co}^* = \nu \cdot \sigma_{Co} \quad \dots \text{ pro ohyb} \quad (4.4-11)$$

$$\tau_{Ck}^* = \nu_k \cdot \tau_{Ck} \quad \dots \text{ pro krut} \quad (4.4-12)$$



Obr. 4.4 - 8 Příklad vlivu velikosti součásti na velikost zatížení (kritické) povrchové vrstvy



Obr. 4.4 – 9 Příklad diagramů pro stanovení hodnoty součinitele velikosti součásti ν

4.4.3 Vliv jakosti povrchu - součinitel jakosti povrchu η_P

Pro základní druhy napětí analogicky platí:

$$\sigma_C^* = \eta_p \cdot \sigma_C \quad \dots \text{ pro tah - tlak (pro tah vždy } \nu = 1) \quad (4.4-13)$$

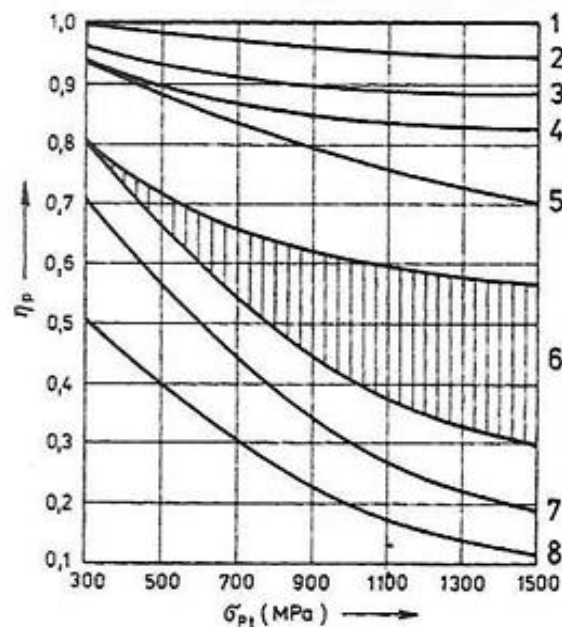
$$\sigma_{Co}^* = \eta_{po} \cdot \sigma_{Co} \quad \dots \text{ pro ohyb} \quad (4.4-14)$$

$$\tau_{CK}^* = \eta_{pk} \cdot \tau_{CK} \quad \dots \text{ pro krut} \quad (4.4-15)$$

$$\eta_{po} = \eta_p$$

$$\eta_{pk} = 0,5 \cdot (1 + \eta_p)$$

$$(4.4-16)$$



Obr. 4.4 - 10 Diagram pro stanovení hodnoty součinitele kvality povrchu η_P

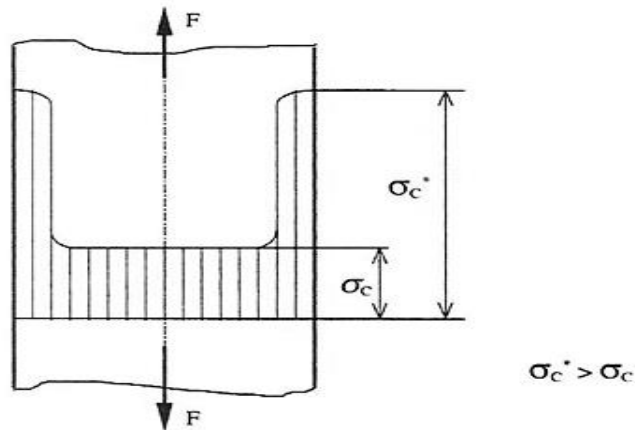
4.4.4 Vliv zpevnění povrchu - součinitel zpevnění povrchu k

Pro základní druhy napětí analogicky platí:

$$\sigma_c^* = k \cdot \sigma_c \quad \dots \text{ pro tah – tlak} \quad (4.4-17)$$

$$\sigma_{Co}^* = k_o \cdot \sigma_{Co} \quad \dots \text{ pro ohyb} \quad (4.4-18)$$

$$\tau_{Ck}^* = k_k \cdot \tau_{Ck} \quad \dots \text{ pro krut} \quad (4.4-19)$$



Obr. 4.4 - 11 Vliv zpevnění povrchu součásti na zvýšení meze únavy při jejím povrchu (kritickém pro únavové poruchy)

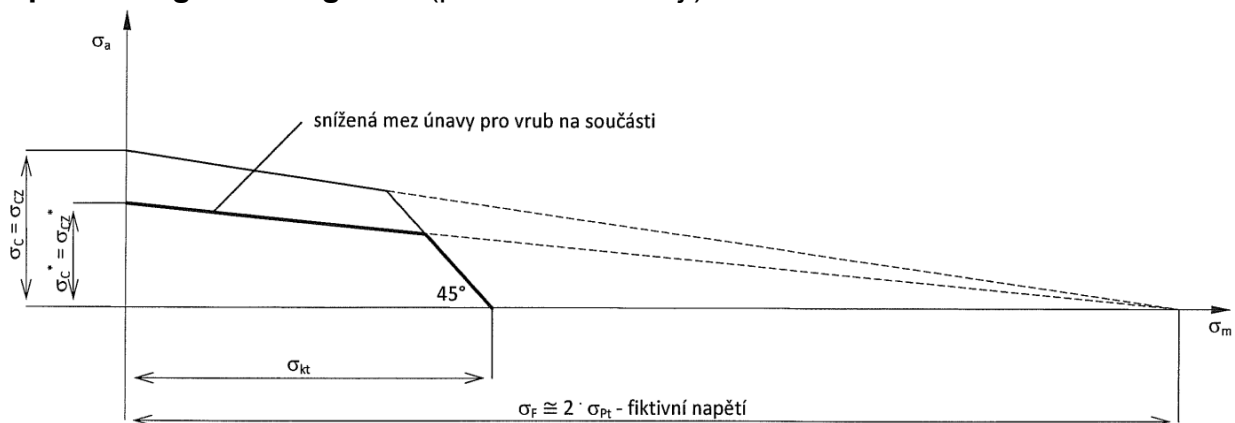
Hodnoty součinitelů k pro jednotlivé druhy namáhání a typické druhy zpevňování je nutné vyhledat ve speciální odborné literatuře. Pro rozhodující většinu nezpevňovaných povrchů však:

$$k = k_{ko} = k_k = 1 \quad (4.4-20)$$

4.5 Pevnostní podmínky při dynamickém namáhání

4.5.1 Snížená mez únavy v místě vrubu na strojní části při obecném harmonickém napětí (úprava Haighova a Smithova diagramu)

Úprava Haighova diagramu (používá se častěji):



Obr. 4.5 – 1 Úprava Haighova diagramu pro sníženou mez únavy

Pro základní druhy napětí analogicky platí:

$$\sigma_C^* = \sigma_C \cdot \frac{\eta_p \cdot \nu}{\beta} \cdot k \quad \dots \text{ pro tah – tlak} \quad (4.5-1)$$

$$\sigma_{C_o}^* = \sigma_{C_o} \cdot \frac{\eta_{p_o} \cdot \nu_o}{\beta_o} \cdot k_o \quad \dots \text{ pro ohyb} \quad (4.5-2)$$

$$\sigma_{C_k}^* = \sigma_{C_k} \cdot \frac{\eta_{p_k} \cdot \nu_k}{\beta_k} \cdot k_k \quad \dots \text{ pro krut} \quad (4.5-3)$$

Úprava Smithova diagram:

Provedla by se pro jednotlivé základní druhy napětí analogicky změnou σ_h, σ_d na ose:

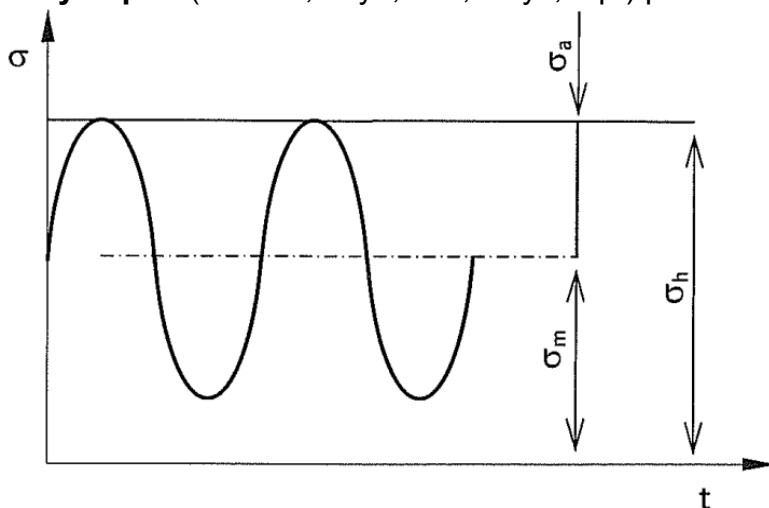
ze σ_C na σ_C^* ... pro tah – tlak

ze σ_{C_o} na $\sigma_{C_o}^*$... pro ohyb

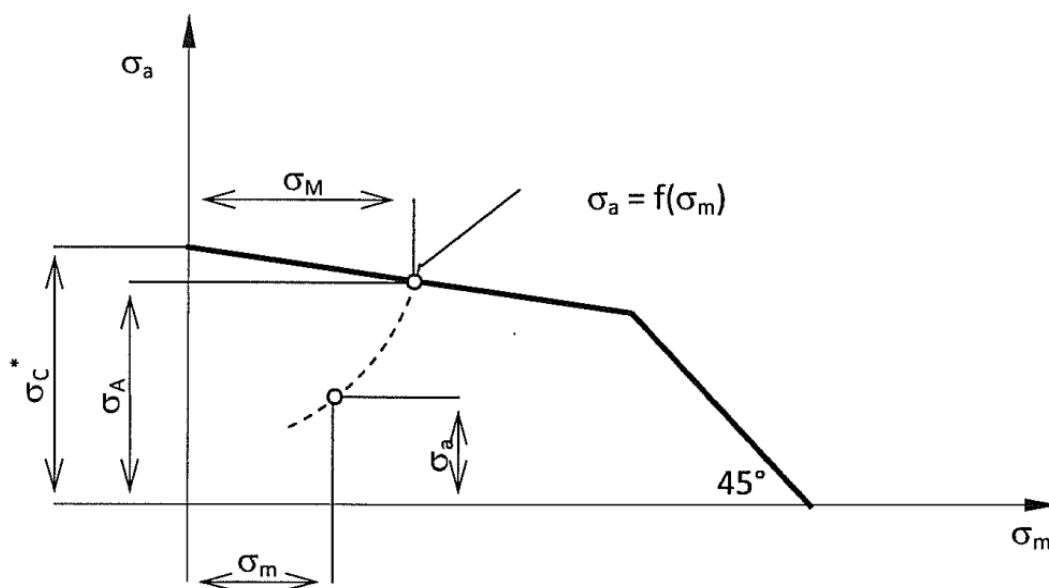
z τ_{Ck} na τ_{Ck}^* ... pro krut

4.5.2 Bezpečnost při jednoduchém harmonickém napětí v místě vrubu

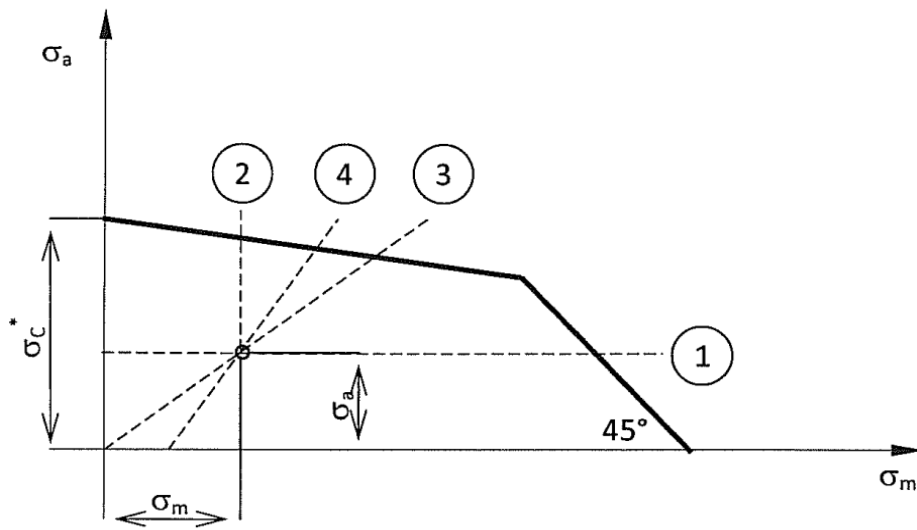
Pro základní druhy napětí (tah-tlak, ohyb, krut, smyk, atp.) platí analogicky.



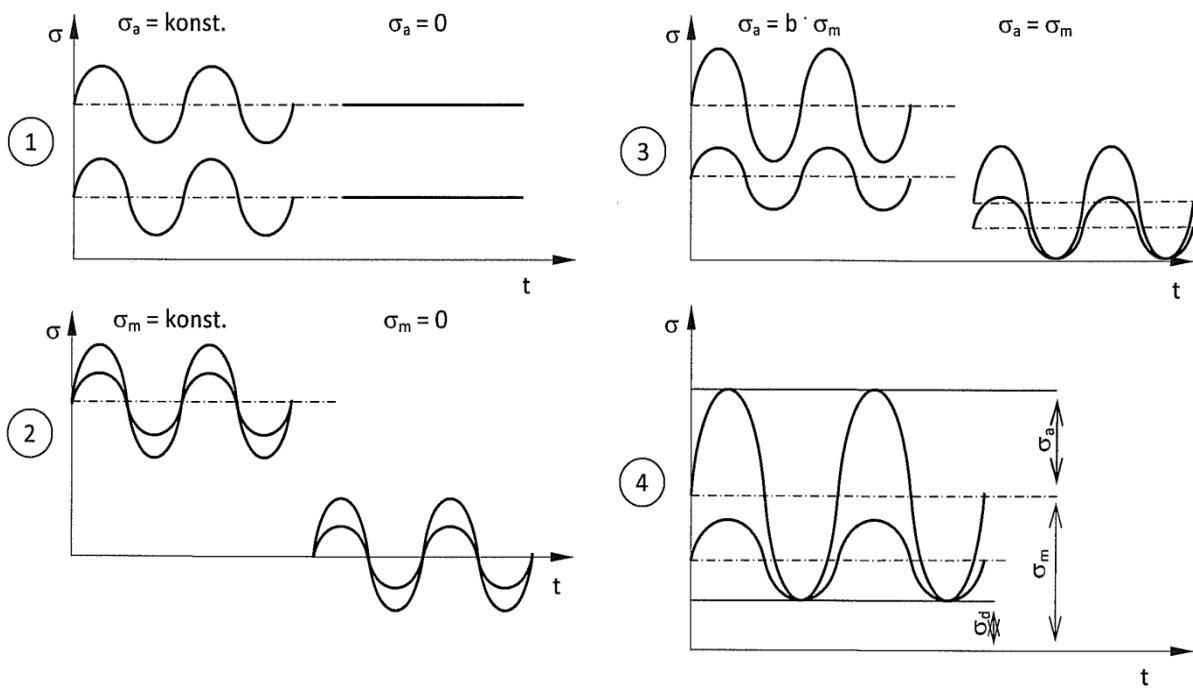
Obr. 4.5 - 2 Diagram průběhu obecného harmonického napětí se základními veličinami, viz též (obr. 4.1 – 3)



Obr. 4.5 - 3 Obecný průběh zvyšování hodnot veličin obecného harmonického napětí k mezi únavy zobrazený v Haighově diagramu



Obr. 4.5 - 4a Příklady typického zvyšování hodnot veličin obecného harmonického napětí k mezi únavy zobrazené v Haighově diagramu

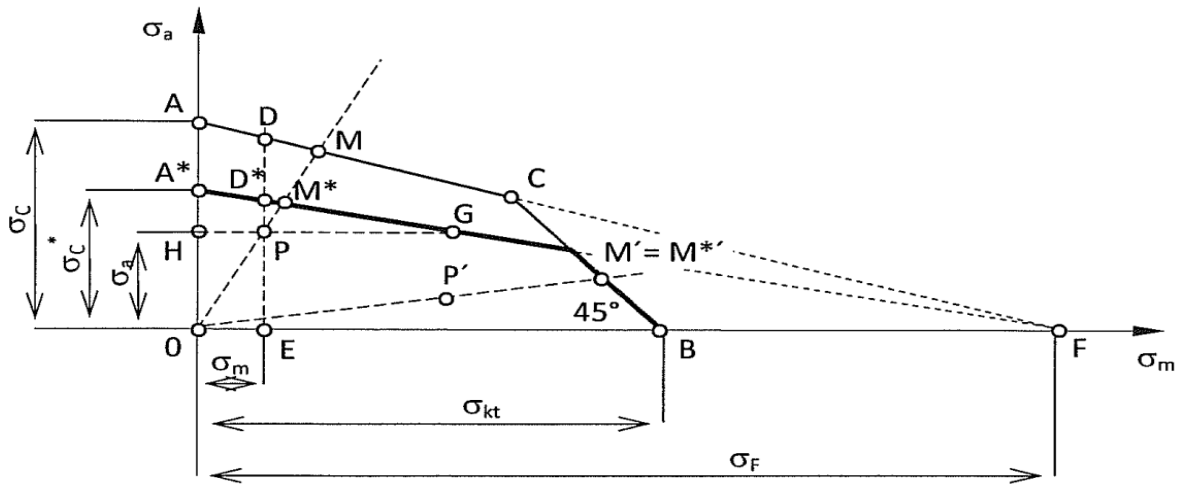


Obr. 4.5 - 4b Příklady typického zvyšování hodnot veličin obecného harmonického napětí k mezi únavy zobrazené v diagramech jejich průběhu

Příklad výpočtu bezpečnosti pro případ

$\sigma_a = b \cdot \sigma_m$ (případ 3 v obr. 4.5 - 4b)

(4.5-4)



Obr. 4.5 – 5 Schéma pro výpočet bezpečnosti vůči mezi únavy s pomocí Haighova diagramu

Zobrazení obecného harmonického namáhání:

- a) při σ_a, σ_m (bod P)
- b) při σ_a', σ_m' (bod P')

a znázornění lineárního zvyšování těchto kmitů až do mezního kmitu:

- a) při σ_A^*, σ_M^* (bod M*), příp. σ_A, σ_M (bod M)
- b) při σ_A', σ_M' (bod M')

a) Bezpečnost pro hladkou leštěnou tyč:

- pro kmit σ_a, σ_m (P):

$$S_{dyn} = \frac{OM_M + OM_A}{OP_m + OP_a} = \frac{1}{\frac{\sigma_a + \sigma_m}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}} = \frac{1}{\frac{1}{s_a} + \frac{1}{s_m}} \quad (4.5-5)$$

- pro kmit σ_a', σ_m' (P'):

$$S_{dyn}' = \frac{OM'_M + OM'_A}{OP'_m + OP'_a} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_m + \sigma_a} = S_{stat} \quad (4.5-6)$$

b) Bezpečnost v místě vrubu na strojní části:

- pro kmit σ_a, σ_m (P):

$$S_{dyn} = \frac{OM_M + OM_A}{OP_m + OP_a} = \frac{1}{\frac{\sigma_a + \sigma_m}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}} = \frac{1}{\frac{1}{s_a} + \frac{1}{s_m}} \quad (4.5-7)$$

- pro kmit σ_a', σ_m' (P'):

$$S_{dyn}' = \frac{OM'_M + OM'_A}{OP'_m + OP'_a} = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_m + \sigma_a} = S_{stat} \quad (4.5-8)$$

4.5.3 Bezpečnost při kombinovaném harmonickém napětí v místě vrubu

Uvažujme dvě různá kmitavá zařízení o shodné frekvenci a fázi:

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_a \quad (4.5-9)$$

A

$$\tau = \tau_m + \tau_a \quad (4.5-10)$$

Potom musí v každém okamžiku platit:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + \alpha \cdot \tau^2} / \sigma_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha} \cdot \tau_c} \quad \Leftrightarrow \quad \sigma_c \approx \sqrt{\alpha} \cdot \tau_c \quad (4.5-11)$$

kde:

$\alpha = 4$... pro pevnostní hypotézu τ_{max}

$\alpha = 3$... pro pevnostní hypotézu λ_F

$\alpha = 2,6$... pro pevnostní hypotézu λ_{max}

$$\Rightarrow \frac{\sigma_{red}}{\sigma_c} = \sqrt{\frac{\sigma^2 + \alpha \cdot \tau^2}{\sigma_c^2}} \approx \sqrt{\frac{\sigma^2}{\sigma_c^2} + \frac{\alpha \cdot \tau^2}{\alpha \cdot \tau_c^2}} / 2 \quad (4.5-12)$$

$$\Rightarrow \frac{1}{s_{dyn}^2} \approx \frac{1}{s_{dyn\sigma}^2} + \frac{1}{s_{dyn\tau}^2} \quad (4.5-13)$$

$$\Rightarrow s_{dyn} \approx \sqrt{\frac{s_{dyn\sigma}^2 \cdot s_{dyn\tau}^2}{s_{dyn\sigma}^2 + s_{dyn\tau}^2}} = \frac{s_{dyn\sigma} \cdot s_{dyn\tau}}{\sqrt{s_{dyn\sigma}^2 + s_{dyn\tau}^2}} \quad (4.5-14)$$

Poznámky:

- Výsledná bezpečnost při kombinovaném dynamickém napětí lze za uvedených předpokladů (statická, nebo dynamická namáhání o shodné frekvenci a fázi) vyjádřit pomocí jednotlivých bezpečností pro příslušné základní druhy napětí.
- Při kombinovaném harmonickém napětí se bezpečnost každého působícího kmitavého napětí vyřeší amostatně a tyto dílčí bezpečnosti se pak složí analogicky, jak je výše uvedeno.

B SPOJE

**Spojovací
strojní části – stavební orgány**

1. SPOJE – ZÁKLADNÍ POZNATKY

1.1 Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Spoje (spojení) – strojní části (stavební orgány), jejichž hlavní funkcí je „**spojit**“ (HW) díly technického produktu (TS), a to vždy **v kombinaci** s další funkcí, týkající se „**pohyblivosti**“:

- a) „**neumožnit vzájemný pohyb**“, jestliže původní části nemohly být z důvodů vyrobitelnosti, zaměnitelnosti, nastavitelnosti, dopravitelnosti, opravitelnosti, likvidovatelnosti, apod. navrženy z jednoho kusu,
- b) „**umožnit vzájemný pohyb**“, jestliže spojované díly vyžadují pro zajištění své funkce současně měnit vzájemnou polohu.

Poznámky:

- Pokud však u spoje nabývá prioritu funkce „umožnit vzájemný pohyb“, jsou tyto spoje v ČR považovány za samostatné třídy strojních částí a v českém jazyce (např. na rozdíl od angličtiny a němčiny) označovány podle druhu umožněného pohybu:

- pro posuvný pohyb: vedení
- pro otáčivý pohyb: uložení

V dalších kapitolách proto budeme pod pojmem „spoje“ uvažovat pouze „klasické spoje“, u nichž má prioritu funkce „umožnit spojení“, a funkce „umožnit pohyb“ buď není požadována vůbec, nebo jen zčásti:

A. spoje pevné (za provozu nepohyblivé!) (tj. s funkcí „neumožnit vzájemný pohyb“)

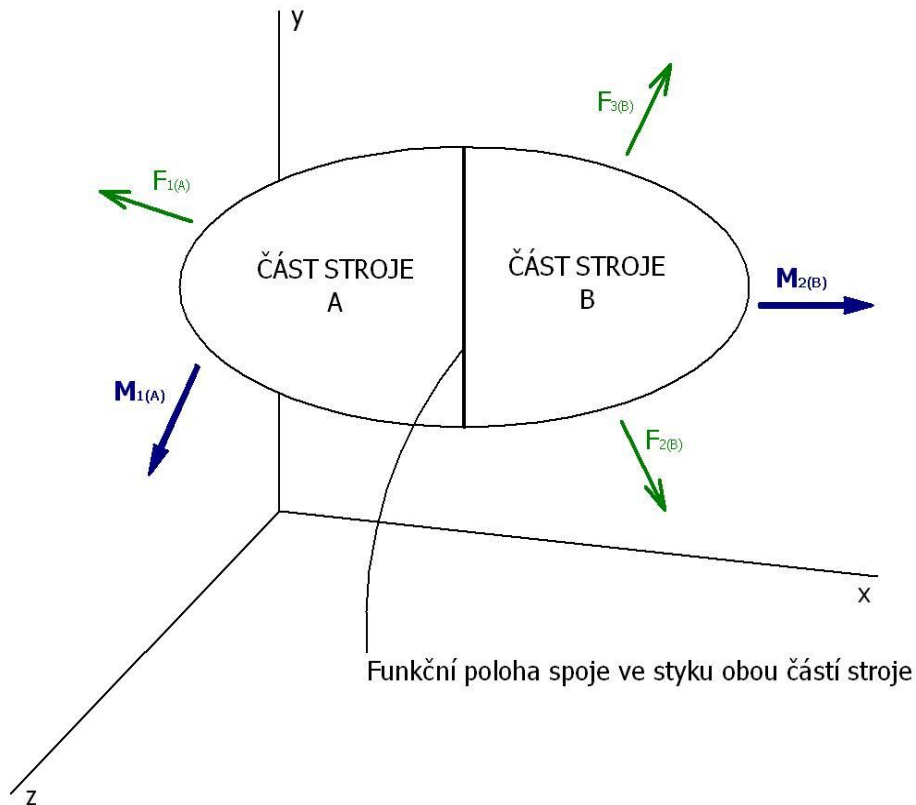
B. spoje pohyblivé (tj. s funkcí „umožnit (částečný) vzájemný pohyb“)

Poznámky:

- Obvyklé členění „pevných“ spojů na „**rozebiratelné**“ a „**nerozebiratelné**“ zde není uvažováno, protože toto není funkční vlastnost ani funkční/pracovní charakteristika. Tato vlastnost (např. pro montáž při výrobě, a pro demontáž & montáž při distribuci, instalaci, údržbě, opravách a demontáž při likvidaci, apod.) je však logicky uvažována jako jedna z významných reflektivních vlastností (pevných) spojů. Tím se třídění těchto spojů podstatně zjednodušilo, aniž by bylo tato jejich vlastnost opomenuta.
- Pozor, ve oboru strojních částí se pod pojmem „**pevné spojení**“ označují spojení, která (při provozu) „neumožňují vzájemný pohyb spojovaných částí/dílů TS.
- Pro zjednodušení znázornění a označení silových zatížení působících **rovnoměrně po celém obvodu** (např. nákržku, třecí plochy, závitu, apod.) je používáno označení příslušných veličin **indexem „o“ psaným nalevo od značky příslušné síly**, apod. (viz např. Obr. A 1.4-2).

1.2 Vnější zatížení spoje

Řeší se (po vyřešení vnější rovnováhy TS!) jako výsledné účinky sil a momentů působících na část TS po jedné straně stykové (funkční) plochy řešeného spoje (tj. analogicky jako vnitřní rovnováha odpovídajícího "řezu"). Obvykle se využívá ta strana, ze které je řešení jednodušší.



Výsledné silové účinky na spoj („zleva“ i „zprava“):

$$\begin{aligned} F_{xSP} &= \sum_{(i)} F_{ixA} & F_{xSP} &= - \sum_{(j)} F_{jxB} \\ F_{ySP} &= \sum_{(i)} F_{iyA} & F_{ySP} &= - \sum_{(j)} F_{jyB} \\ F_{zSP} &= \sum_{(i)} F_{izA} & F_{zSP} &= - \sum_{(j)} F_{jzB} \end{aligned}$$

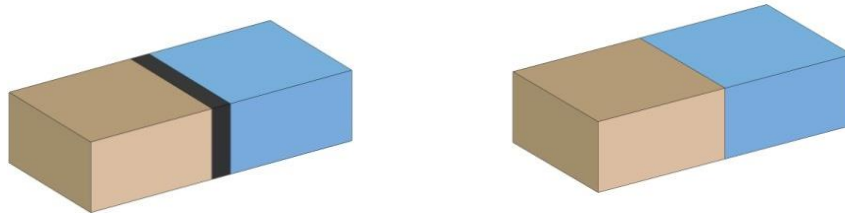
Výsledné momentové účinky (od momentů i sil) na spoj („zleva“ i „zprava“):

$$\begin{aligned} M_{xSP} &= \sum_{(i)} M_{ixA} & M_{xSP} &= - \sum_{(j)} M_{jxB} \\ M_{ySP} &= \sum_{(i)} M_{iyA} & M_{ySP} &= - \sum_{(j)} M_{jyB} \\ M_{zSP} &= \sum_{(i)} M_{izA} & M_{zSP} &= - \sum_{(j)} M_{jzB} \end{aligned}$$

1.3 Principy mechanického přenosu zatížení a pohybu ve styku spoje

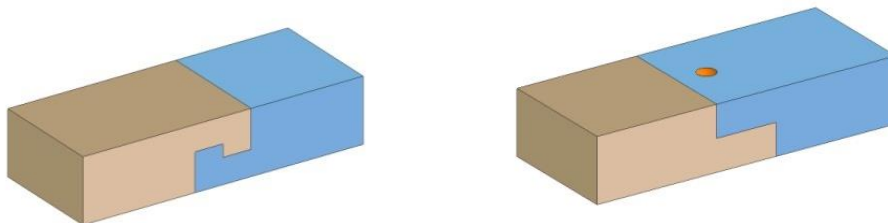
Existují dva základní principy mechanického přenosu zatížení a pohybu v místě spoje (styku) spojovaných částí TS: Principy a jejich varianty se mohou kombinovat, řešení je však potom statisticky neurčité, což přináší obtíže při návrhu, výrobě, montáži i rozdělení namáhání při provozu.

A. „Přirozenou“ stykovou plochou:



Obr. A 1.3-1 Varianty principu přenosu zatížení a pohybu „přirozenou“ plochou spojovaných částí TS
a) s materiálem ve spoji (spojeným s oběma plochami) b) bez materiálu ve spoji (se stykem ve volném nebo předepjatém stavu)

B. „Umělými“ tvarovými prvky:



Obr. A 1.3-2 Varianty principu přenosu zatížení a pohybu „umělými“ tvarovými prvky spojovaných částí TS
a) v materiálu spojovaných částí (bez přídavných elementů) b) pomocí přídavných elementů (ve volném stavu nebo předepjatých)

Poznámky:

- Každý spoj je třeba řešit (stejně jako každou jinou strojní část) jako ucelený „**stavební orgán**“ (tj. orgán, prvek abstraktní orgánové struktury TS, v jeho konkretizaci až na úroveň stavební struktury TS) , tj. včetně zatížení a namáhání bezprostředně přilehlých zón/partií spojovaných částí i případných přídavných spojovacích elementů.
- Pozor, **nesmí se však zahrnout ty zóny/partie TS, které již patří k jiným strojním částem** a které pak mohou být namáhány i z jiných zdrojů zatížení - mohlo by tak dojít ke hrubé chybě! Např. u řezů hřídelí v místě spoje je nutné řešit jejich namáhání až při zjišťování namáhání hřídele, protože řez hřídele již nepatří ke spoji (jak je někdy ve strojních příručkách doporučováno řešit), ale může mít i další funkce .
- U spojovaných strojních částí TS se často používá stavební struktura s více **shodnými „paralelními“ prvky** pro přenos zatížení a pohybu (závity, drážky, apod.). Na rozdíl od teoretické statiky a pružnosti je zde však nutné počítat s tím, že **vlivem výrobních nepřesností nemůže** ve skutečnosti dojít k jejich rovnoměrnému styku a tudíž ani k **rovnoměrnému rozdělení zatížení**. Protože **nelze předem určit** skutečné budoucí odchylky (byť v předepsaných tolerancích) všech jednotlivých realizací po vyrobení a smontování, řeší se tento problém v praxi **pomocí součinitele c_{ef}** (obvykle v rozmezí $<0,3$; $1>$). Tímto součinitelem se pak podle přesnosti výroby daného typu spojení snižuje skutečný počet prvků na jejich „efektivní“ počet (který pak nemusí být ani vyjádřen celým číslem):

$$\{n_{ef}, z_{ef}, \dots\} = c_{ef} \cdot \{n, z, \dots\}_{(skut)}, \text{ např.: } n_{ef} = c_{ef} \cdot n_{(skut)}$$

2. SPOJE S VYUŽITÍM TVARU

2.1 Spoje čepy (čepové spoje)

2.1.1. Charakteristika

Dobře rozebíratelná spojení pomocí válcového čepu vloženého s hybným uložením do otvorů ve spojených částech, takže jsou spojované části TS otočně pohyblivé okolo osy čepu.

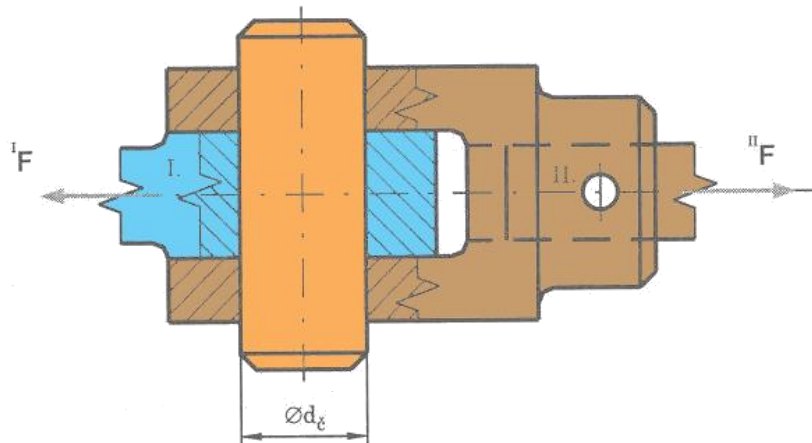
Poznámka:

- Pozor, z pracovního (funkčního) hlediska je třeba **rozlišit** uvedené **otočné spojení čepem** od (**otočného**) **uložení s čepem**, které bude vysvětleno v následující.

2.1.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PROVEDENÍ



Obr. 2.1. - 1

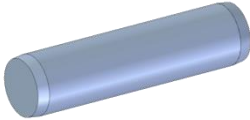
TVARY

Normalizované čepy

A) bez hlavy

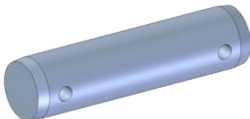
a) bez děr

(ČSN EN 22340)



b) s dírami pro závlačky

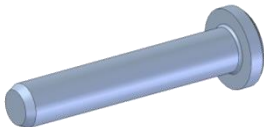
(ČSN EN 22340)



B) s hlavou

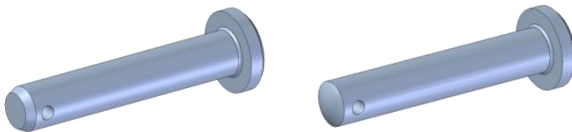
a) bez děr

(ČSN EN 22341)



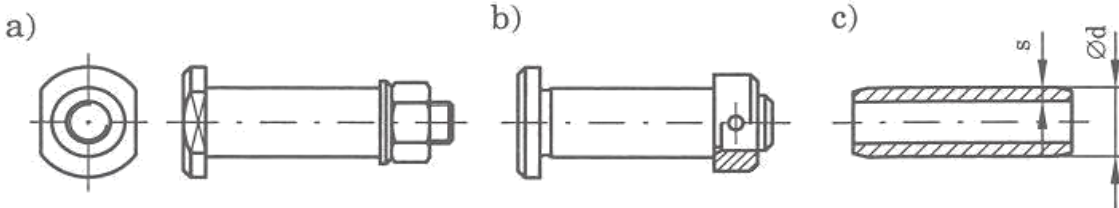
b) s dírou pro závlačku

(ČSN EN 22341)



Nenormalizované čepy

Příklady:



Obr. 2.1. - 2

ROZMĚRY, TOLERANCE A ULOŽENÍ

Rozměry

Normalizované čepy podle příslušné ČSN:

$\varnothing d$: 1 – 200 mm

l : v přiřazených řadách

Tolerance a uložení

Obvykle H11/h11 (příp. H10/h8 nebo H8/f8)

Materiály

Normalizované čepy : oceli tř. 11 100 (11 103, 11 110)
11 300 (11 341, 11 373)
11 400 (11 423)

Nenormalizované čepy : oceli tř. 11 500
11 600

Poznámky:

- *Orientační statické pevnostní hodnoty (pro dynamické namáhání ~ x 1 / 2):*

materiál čepu - např.:	11 373	11 500
σ_{pt} (z označení) →	370 MPa	500 MPa
$\sigma_{kt} \cong (0,6 - 0,8) \cdot \sigma_{pt}$	220 MPa (x 0,6)	300 MPa (x 0,6)
$\sigma_D \cong \sigma_{kt} / ((1,5 \div 2,5))$	90 (÷ 150) MPa	120 (÷ 200) MPa
$\tau_D \cong 0,6 \cdot \sigma_D$	50 (÷ 90) MPa	80 (÷ 120) MPa
$p_{Dv} \cong (\pi/4) \cdot p_D \sim 0,8 \cdot \sigma_D$ vliv válcového uložení	70 (÷ 120) MPa	100 (÷ 160) MPa
$p_{Dv\text{ poh,zat}} \cong 0,2 \cdot p_D$ vliv pohybu	15 (÷ 25) MPa	20 (÷ 30) MPa
mater. spoj. částí - např.:	42 2425 (š.litina)	11 373
$p_{Dv} \cong (\pi/4) \cdot p_D \cong 0,8 \cdot \sigma_D$	40 (÷ 50) MPa	70 (÷ 120) MPa
$p_{Dv\text{ poh,zat}} \cong 0,2 \cdot p_D$	10 MPa	15 (÷ 25) MPa

Obr.2.1. - 3

- *Pro šedou litinu (např. 422425): $\sigma_D \cong \sigma_{Pt} / (4 \div 5) = 250 / (4 \div 5) \approx (50 \div 60)$ MPa*
- *Pozor, pro dovolené měrné tlaky ve spoji $p_{Dsp} = p_{Dmin}$ (tzn. je vždy rozhodující p_D méně kvalitního materiálu ve dvojicích „čep - spojovaná část“ !)*
- *Ve spojích s pohybem při zatížení musí mít čep a spojované části rozdílné tvrdosti povrchu (pro snížení nebezpečí zadírání).*

2.1.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTI**Provoz, údržba, opravy**

- Přenos sil kolmých na osu čepu při možnosti natáčení spojených částí (jako klouby).
- Vůle ve spoji jsou na závadu při dynamickém zatěžování.
- Při provozu vyžaduje spoj mazání (pokud není opatřen samomazným pouzdem ap.).
- Rozebíratelnost závisí na způsobu axiálního zajištění čepu, většinou jednoduchá.
- Spolehlivost proti uvolnění rovněž závisí na způsobu axiálního zajištění čepu, většinou vysoká.
- Spolehlivost proti poruše je dána spíše přilehlými zónami (partiemi) spojovaných částí, než samotným čepem.

Výroba, montáž

- Velmi jednoduchá výroba, konstrukční úpravy spojovaných částí jsou jednoduché (zarovnání čel a vystružení), čepy i prvky pro zajištění polohy čepu se většinou nakupují jako normalizované díly (komponenty), výroba nenormalizovaných čepů je rovněž (obecně) jednoduchá.

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Velmi rychlý návrh, výroba (a nákup), montáž i demontáž.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTI

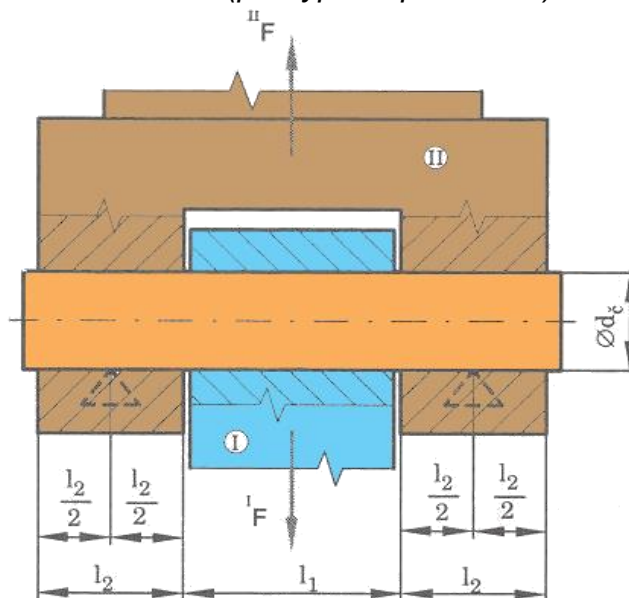
Hospodárnost procesů

- Levný spoj.
- Provozní náklady dány pouze nároky na mazání.
- Náklady na demontáž minimální.

2.1.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY (pro typické provedení)

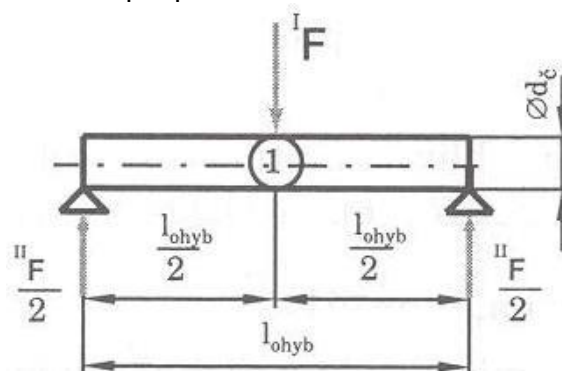


Obr. 2.1 - 4

ÚNOSNOST A PEVNOST

Ohyb čepu (zjednodušení pro větší bezpečnost)

v řezu 1 jako u nosníku na dvou podporách:



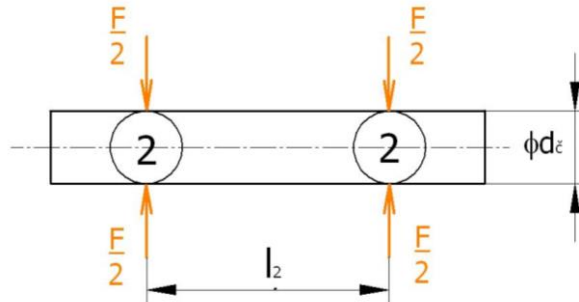
Obr. 2.1. - 5

$$\sigma_{01} = \frac{M_{01}}{W_{01}} = \frac{\frac{F \cdot l_{ohyb}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} = \dots \leq \sigma_D \quad (2.1 - 1)$$

$$l_{ohyb} = \frac{l_2}{2} + l_1 + \frac{l_2}{2} \quad (2.1 - 2)$$

$$F^I = F^{II} = F \quad (2.1 - 3)$$

Smyk čepu (jen pro krátké tlusté čepy bez axiální vůle ve vidlici)
v řezech 2 jako pro čistý smyk v soumězných plochách:



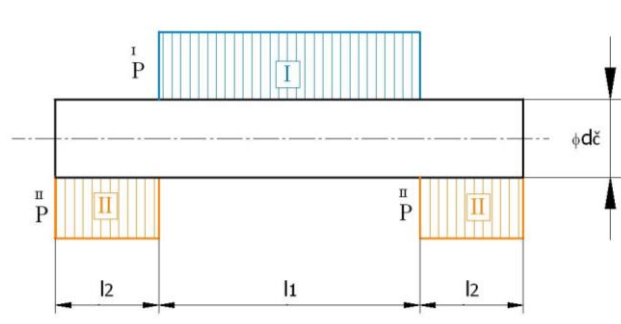
Obr. 2.1 - 6

$$\tau_2 = \frac{F_2}{S_2} = \frac{\frac{F}{2}}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{4}} \leq \tau_D \quad (2.1 - 4)$$

$$F^I = F^{II} = F \quad (2.1 - 5)$$

Měrný tlak ve styku čepu a spojovaných částí

v plochách I a II jako na (obdélníkové) průměty válcových povrchů



Obr. 2.1 - 7

$$I_p = \frac{F^I}{S^I} = \frac{F}{l_1 \cdot d_c} \leq p_{Dv} \quad (2.1 - 6)$$

$$II_p = \frac{F^{II}}{S^{II}} = \frac{F}{l_1 \cdot d_c} \leq p_{Dv} \quad (2.1 - 7)$$

$$F^I = F^{II} = F \quad (2.1 - 8)$$

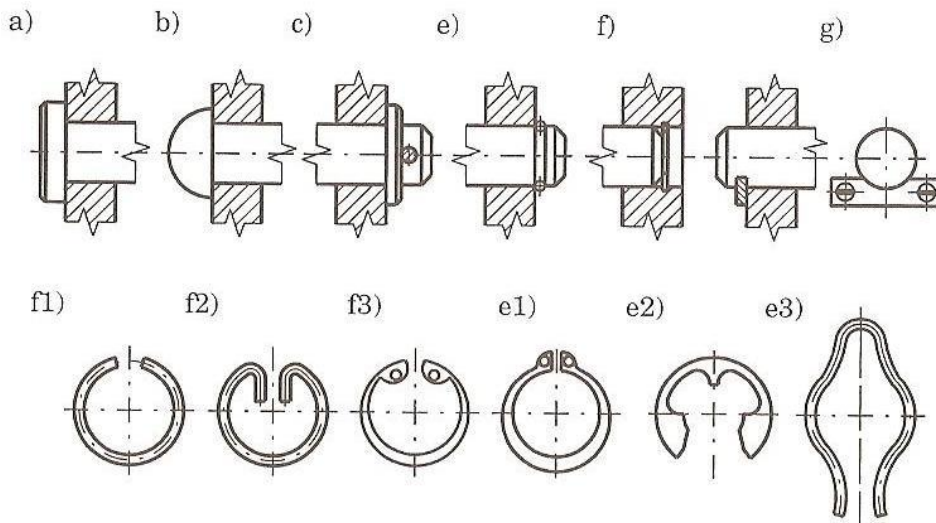
Poznámky:

- Při návrhu spoje obvykle : $F_{(max)} = c_{dyn} \cdot F \Rightarrow$ materiál, rozměry
- Při hodnocení spoje obvykle: bezpečnost $\Leftarrow F_{(max)}$, materiál, rozměry
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} = \{ 1, 2 \}$

kde: $F_{(max)}$ – max.. (výpočtové) provozní zatížení
 c_{dyn} – dynamický (provozní) součinitel zatížení
 F – statické (ustálené) provozní zatížení

MONTÁŽ, PROVOZ A DEMONTÁŽ**Zajištění polohy čepu (proti osovému posunutí)**

- hlavou čepu a), b)
- opěrnými kroužky (podložkou) a závlačkou c)
- pružnými poj. kroužky (vnějšími i vnitřními) e), f)
- příložkou se šrouby g)
- stavěcími kroužky se závlačkou nebo kolíkem
- stavěcím šroubem
- kolíkem (příčným nebo tečným)

Příklady pružných pojistných kroužků (vnějších i vnitřních):**Obr. 2.1 - 8**

2.2 Spoje kolíky (kolíkové spoje)

2.2.1. Charakteristika (konstrukční znaky)

Pevná (tj. nepohyblivá) rozebíratelná spojení pomocí (válcových nebo kuželových) kolíků vložených těsně do (příčných) otvorů ve spojovaných částech nebo do (podélných) otvorů mezi spojovanými částmi.

Poznámky:

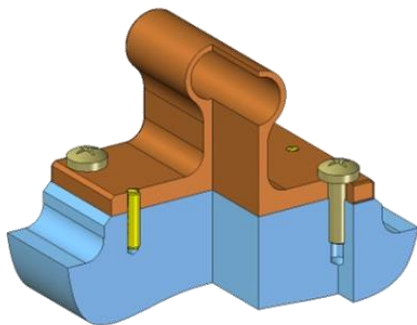
- *Spoje kolíky se většinou používají v kombinaci s jinými druhy spojů (příp. uložení) tak, aby bylo optimálně docíleno požadovaných vlastností výsledného spoje.*
- *Vzhledem k tomu, že přilehlé zóny (partie) částí strojů spojovaných kolíky (jakož i kombinace s jinými druhy spojů) bývají pro charakter své stavební struktury obtížně deformačně řešitelné, je žádoucí umísťovat tyto spoje tak, aby jejich zatížení bylo staticky určité (nebo alespoň řešitelné za přijatelného zjednodušení).*

2.2.2. Stavební struktura

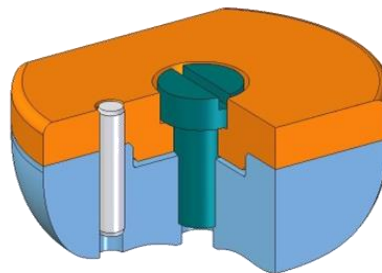
(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ

a) Pro zajištění polohy (hlavní funkce)

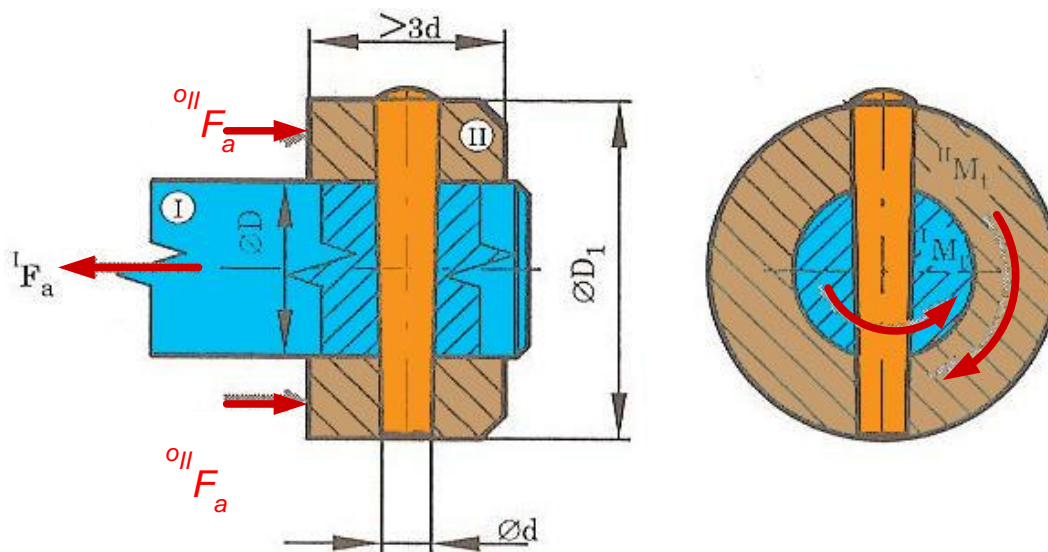


Obr. 2.2 - 1



Obr. 2.2 - 2

b) Pro přenos zatížení (hlavní funkce)



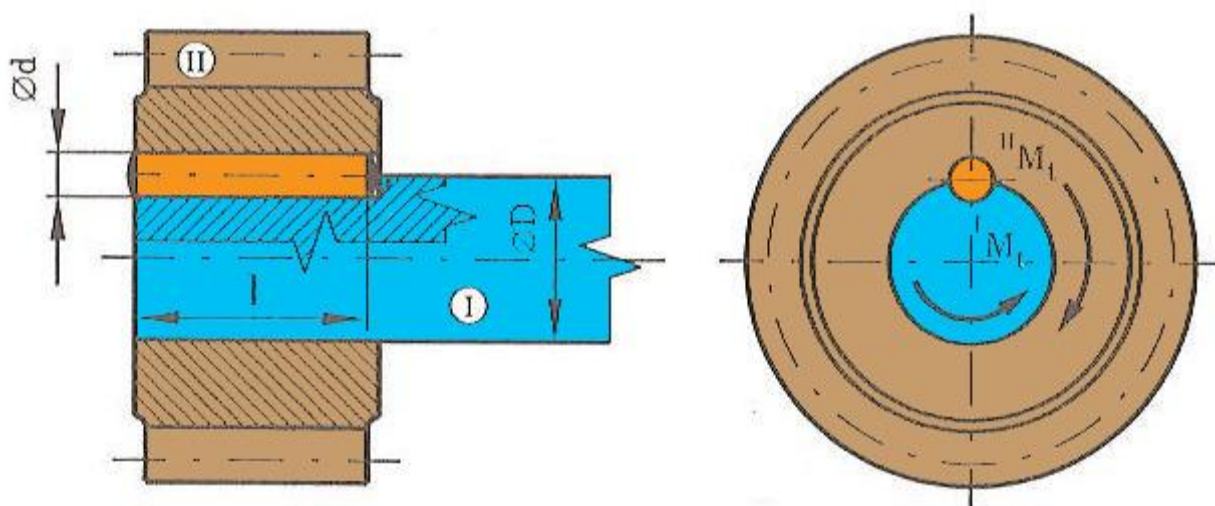
Obr. 2.2 - 3

$$F_a^I = F_a^{II} = F_a \quad (2.2 - 1)$$

$$M_t^I = M_t^{II} = M_t \quad (2.2 - 2)$$

Poznámka:

- Označení \circ znamená (rovnoměrné) působení po obvodu $\oint F_a = F_a^\circ = F_a$ (takto je označováno i dále).



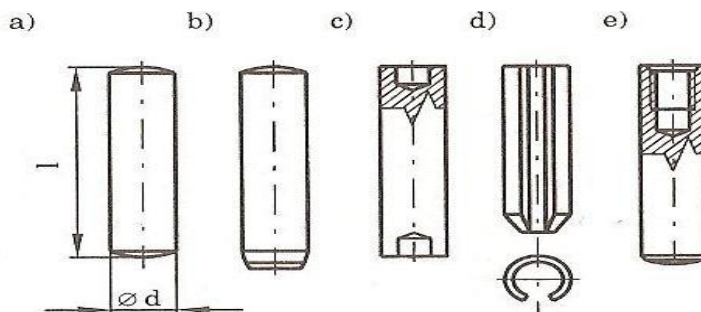
Obr. 2.2 - 4

$$M_t^I = M_t^{II} = M_t \quad (2.2 - 3)$$

TVARY

Normalizované kolíky válnové (hladké)

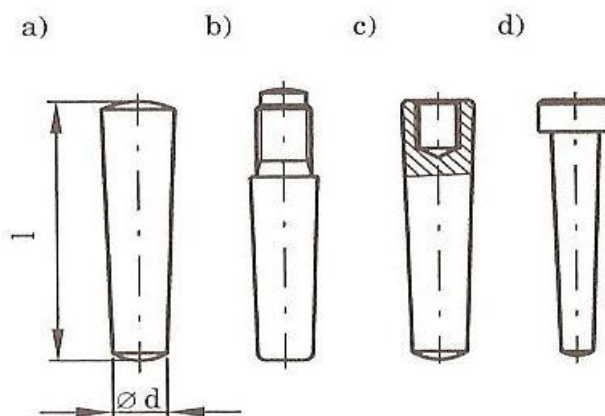
- válkové nezakalené (standardní) (ČSN EN 22338+AC) a)
- válkové kalené (ČSN EN 28734) b)
- válkové s konci k roznytování (ČSN 02 2140) c)
- válkové pružné s mezerou (ČSN EN 28752) d)
- válkové s vnitřním závitem kalené (ČSN EN 28735) e)
- válkové s vnitřním závitem nezakalené (ČSN EN 28733) e)



Obr. 2.2 – 5

kuželové (hladké) (kuželovitost 1 : 50)

- kuželové nezakalené (standardní) (ČSN EN 22339) a)
- kuželové s vnějším závitem nezakalené (ČSN EN 28737) b)
- kuželové s vnitřním závitem nezakalené (ČSN EN 28736) c)
- kuželové s hlavou (ČSN 02 2157) d)

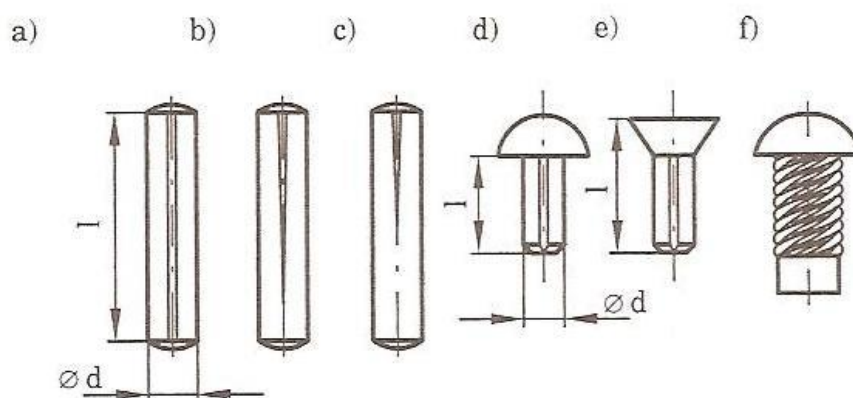


Obr. 2.2 – 6

rýhované

bez hlavy a) ÷ c), s hlavou (označené jako hřeby d) ÷ f)

- s vodicím čepem (ČSN EN 28739) a)
- se sražením (ČSN EN 28740)
- s rýhováním ve střední třetině délky (ČSN EN 28742) b)
- s rýhováním uprostřed na polovině délky (ČSN EN 28743)
- kuželově rýhované (ČSN EN 28744)
- kuželově rýhované s rýhováním od poloviny délky (ČSN EN 28741) c)
- kuželově rýhované s rýhováním do poloviny délky (ČSN EN 28745)
- rýhované hřeby s půlkulovou hlavou (ČSN EN 28746) d)
- rýhované hřeby se zápustnou hlavou (ČSN EN 28747) e)
- šroubové hřeby (ČSN 02 2195) f)



Obr. 2.2 - 7

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Velmi rychlý návrh, výroba (a nákup) i montáž.
- Rychlost demontáže je značně závislá na konstrukčním provedení spoje.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTI

Hospodárnost procesů

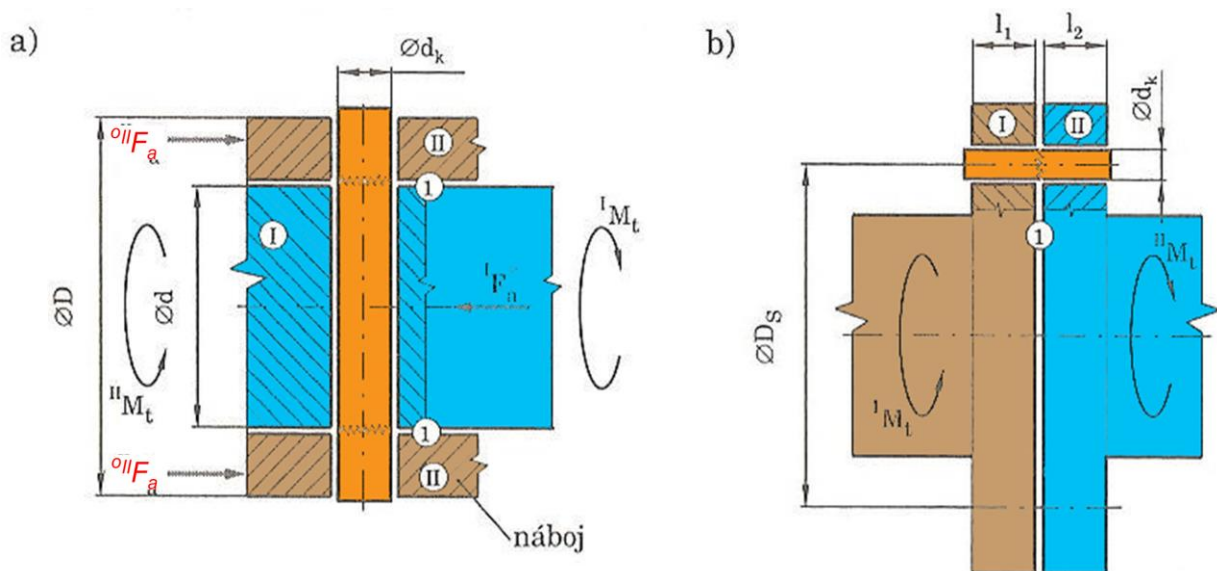
- Levný spoj.
- Provozní náklady nulové.
- Náklady na demontáž minimální.

2.2.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docelení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY (pro typické provedení)

A) S příčným kolíkem

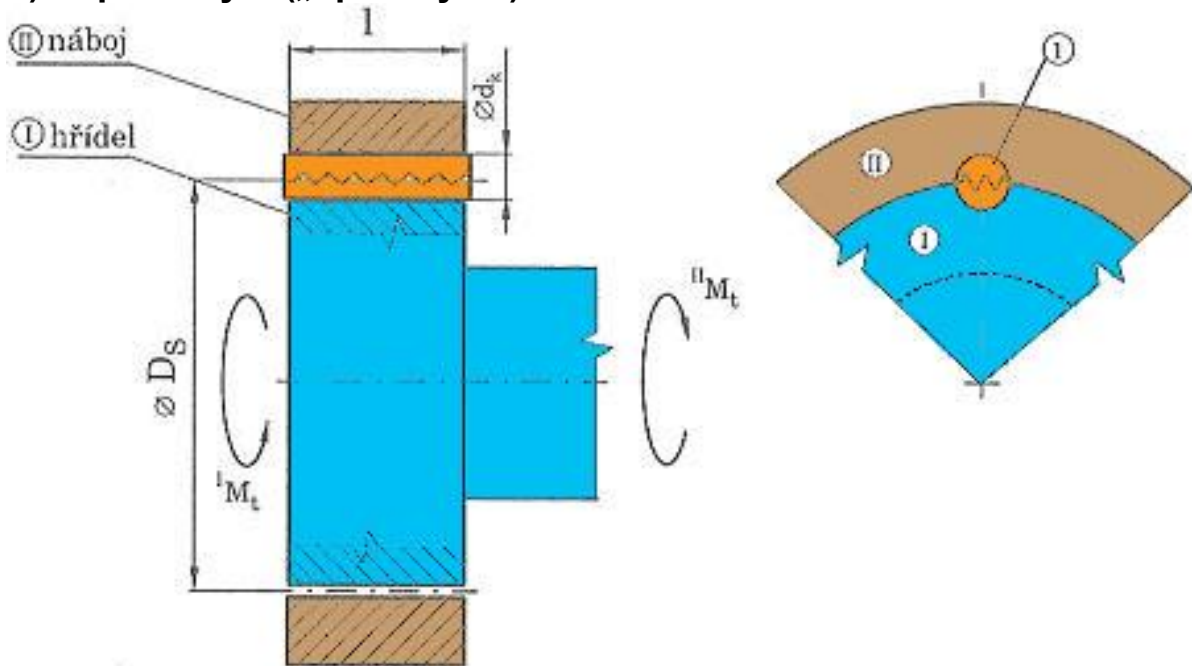


Obr. 2.2 - 8

$$M_t^I = M_t^{II} = M_t \quad F^I = F^{II} = F$$

$$M_t^I = M_t^{II} = M_t \quad (2.2 - 4)$$

B) S podélným („spárovým“) kolíkem



Obr. 2.2 - 9

$$M_t^I = M_t^{II} = M_t$$

(2.2 – 5)

ÚNOSNOST A PEVNOST (pro typické případy)

Poznámky:

- U spoje s více kolíky (příp. více zatíženými řezy jednoho kolíku) lze předpokládat rovnoměrné rozložení přenášeného zatížení vzhledem k současnému vrtání a vystružování děr pro kolíky při montáži a vzhledem k těsnému uložení kolíků (bez vůlí).
- Ohybové namáhání kolíků lze zanedbat vzhledem k těsnému uložení kolíků (které se blíží vetknutí).
- Kuželovitost kuželových kolíků (1 : 50) se zanedbává, uvažuje se $\varnothing d_k = d_{(jm)}$.
- Pozor, přilehlé průřezy spojovaných částí (hřídele, příp. i náboje) mohou být namáhány nejen od zatížení přenášeného spojem. Proto musí být jejich pevnostní hodnocení provedeno při komplexním hodnocení těchto částí, nikoli při řešení samotného spoje!

(A1) Spoj s (průchozím) příčným kolíkem mezi nábojem a hřídelem zatížený axiální silou Fa

(stavební struktura A a)

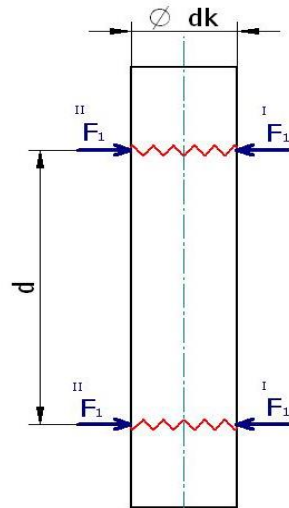
Smyk kolíku

V řezech 1 jako pro čistý smyk v souměrných plochách:

$$\tau_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{n_{\text{řez}} F_a}{\frac{\pi d_k^2}{4}} \leq \tau_D \quad (2.2 - 6)$$

kde: $n_{\text{řez}} = 2 \dots$ počet (shodně) zatížených řezů

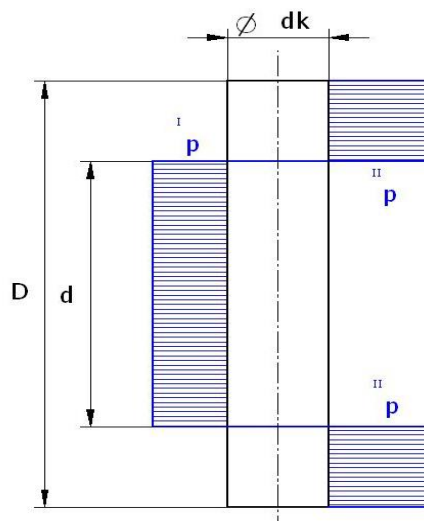
$$F^I = F^{II} = F \quad (2.2 - 7)$$



Obr. 2.2 - 10

Měrný tlak ve styku kolíku a spojovaných částí

v plochách I a II jako na (obdélníkové) průměty válcových povrchů:



Obr. 2.2 - 11

$$p^I = \frac{F^I}{S^I} = \frac{F_a}{\underbrace{d \cdot d_k}_{l_{st}}} \leq p_D \quad (2.2 - 8)$$

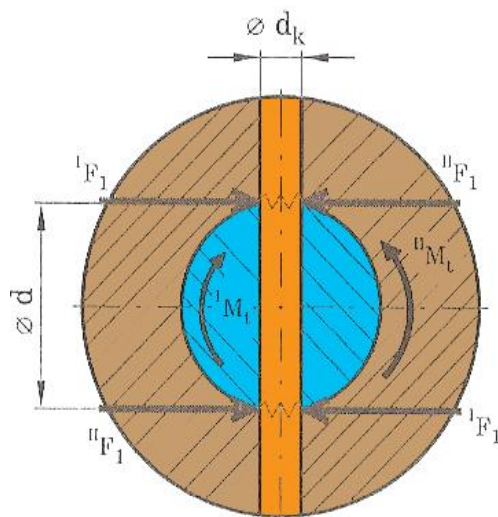
$$p^{II} = \frac{F^{II}}{S^{II}} = \frac{\frac{F_a}{n_{pl}}}{\underbrace{\frac{D-d}{2} \cdot d_k}_{l_{st}}} \leq p_D \quad (2.2 - 9)$$

kde: $n_{pl} = 2 \dots$ počet (shodně) zatížených ploch

**(A2) Spoj s (průchozím) příčným kolíkem mezi nábojem a hřídelem
zátěžený točivým momentem M_t**
(stavební struktura A a)

Smyk kolíku

V řezech 1 jako pro čistý smyk v souměrných plochách:



Obr. 2.2 - 12

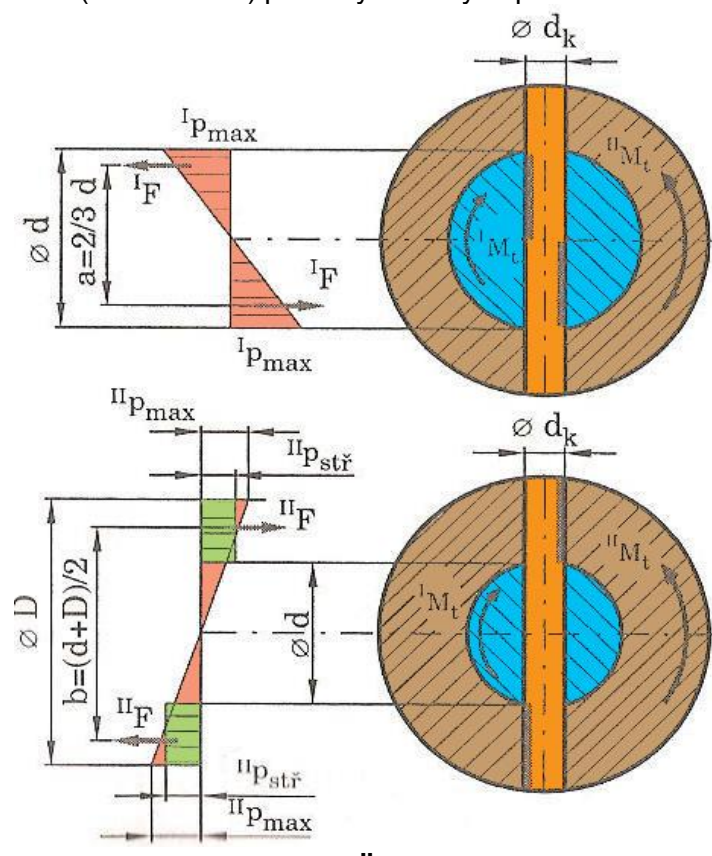
$$\tau_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{\frac{M_t}{n_{\text{řez}} \cdot \frac{d}{2}}}{\frac{\pi d_k^2}{4}} \leq \tau_D \quad (2.2 - 10)$$

$$M_t^I = M_t^{II} = M_t \quad F^I = F^{II} = F \quad (2.2 - 11)$$

kde: $n_{\text{řez}} = 2 \dots$ počet (shodně) zatížených řezů kolíku

Měrný tlak ve styku kolíku a spojovaných částí

v plochách I a II jako na (obdélníkové) průměty válcových povrchů:



Obr. 2.2 - 13

$${}^I p_{max} \Leftarrow M_t = ({}^I F \cdot a) \cong \frac{1}{2} \cdot {}^I p_{max} \cdot d_k \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{2}{3} d \quad (2.2 - 12)$$

$${}^I p_{max} \cong \dots \leq p_D$$

$${}^{II} p_{max} \cong {}^{II} p_{stř} \Leftarrow M_t = ({}^{II} F \cdot b) \cong {}^{II} p_{stř} \cdot d_k \cdot \frac{D-d}{2} \cdot \frac{D+d}{2} \quad (2.2 - 13)$$

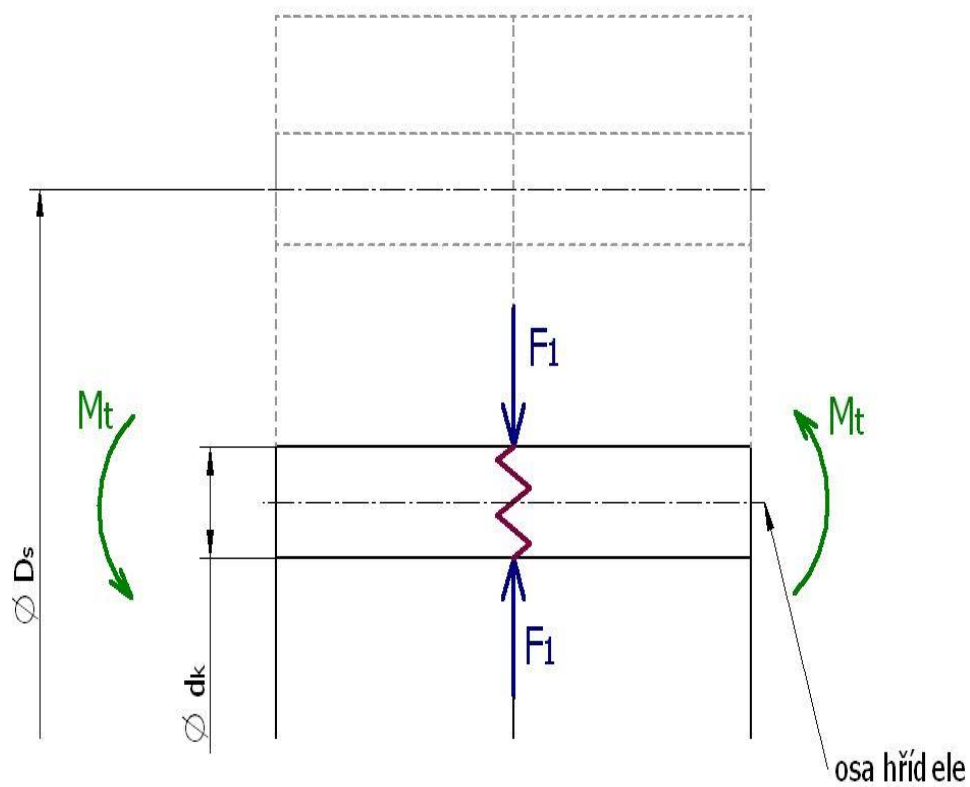
$${}^{II} p_{max} \cong \dots \leq p_D$$

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t \quad {}^I F = {}^{II} F = F \quad (2.2 - 14)$$

**(C) Spoj s příčným kolíkem mezi dvěma přírubami
zatížený točivým momentem M_t
(stavební struktura A b)**

Smyk kolíku

V řezu 1 jako pro čistý smyk v soumězných plochách:



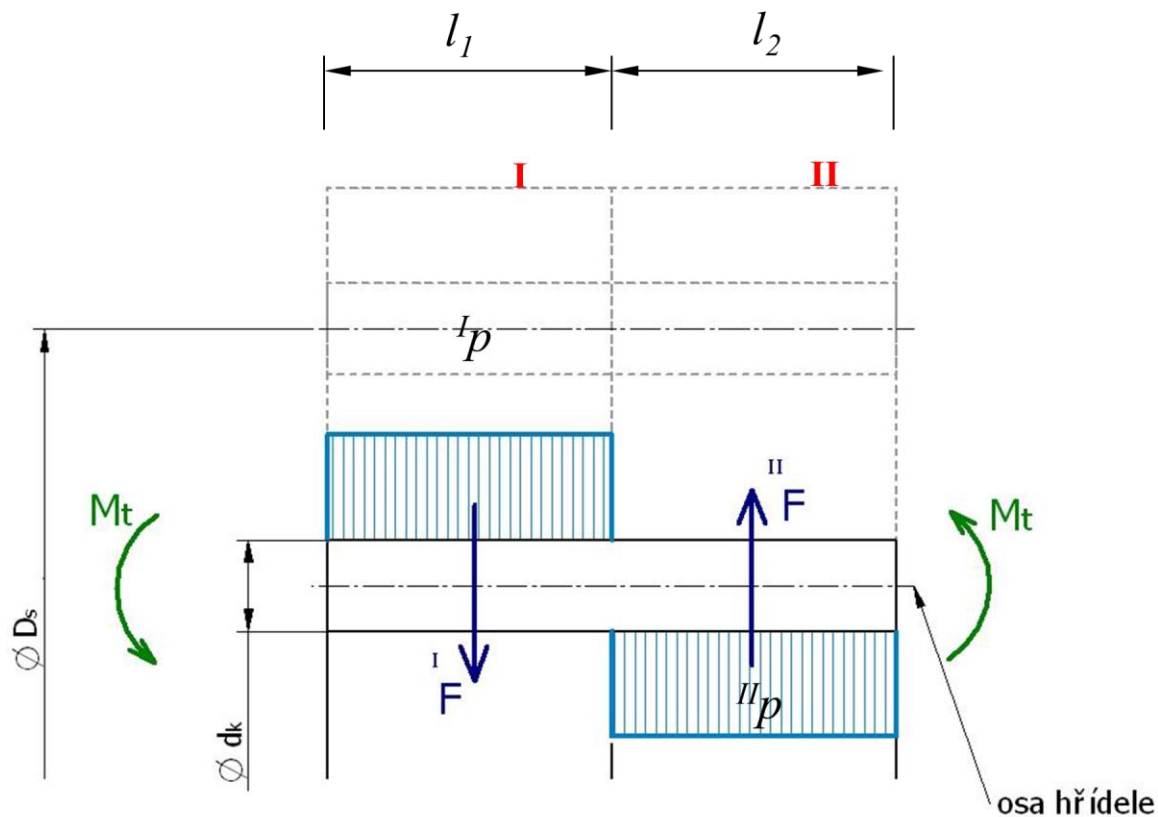
Obr. 2.2 - 14

$$\tau_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{\frac{M_t}{D_s}}{\frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} \leq \tau_D \quad (2.2 - 15)$$

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t \quad {}^I F = {}^{II} F = F \quad (2.2 - 16)$$

Měrný tlak ve styku kolíku a spojovaných částí

v plochách I a II jako na (obdélníkový) průmět válcových povrchů:



Obr. 2.2 - 15

$$I p = \frac{I_F}{I_S} = \frac{\frac{M_t}{D_s}}{l_1 \cdot d_k} \leq p_D \quad (2.2 - 17)$$

$$II p = \frac{II_F}{II_S} = \frac{\frac{M_t}{D_s}}{l_2 \cdot d_k} \leq p_D \quad (2.2 - 18)$$

$$I M_t = II M_t = M_t \quad I F = II F = F \quad (2.2 - 19)$$

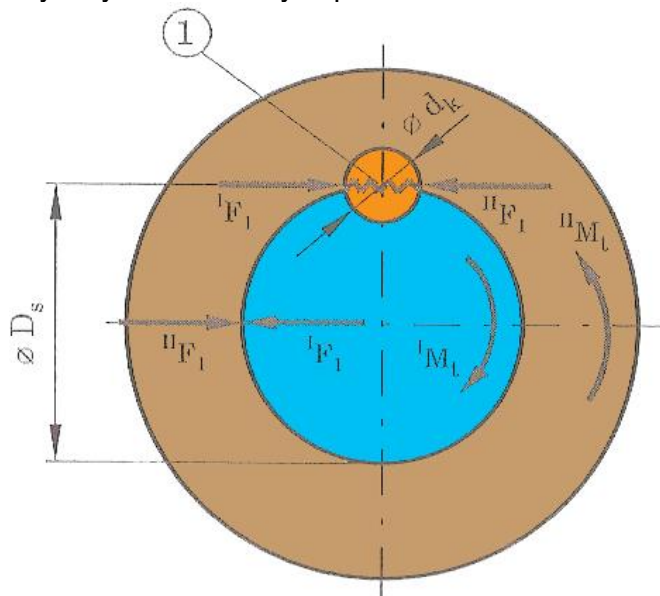
Poznámka:

- Zatížený kolík je v obou schématech zobrazen pro větší názornost v poloze před nákresnou.

(C) Spoj s podélným kolíkem mezi nábojem a hřídelem zatížený točivým momentem M_t
 (stavební struktura c))

Smyk kolíku

V řezech 1 jako pro čistý smyk v souměrných plochách:



Obr. 2.2 - 16

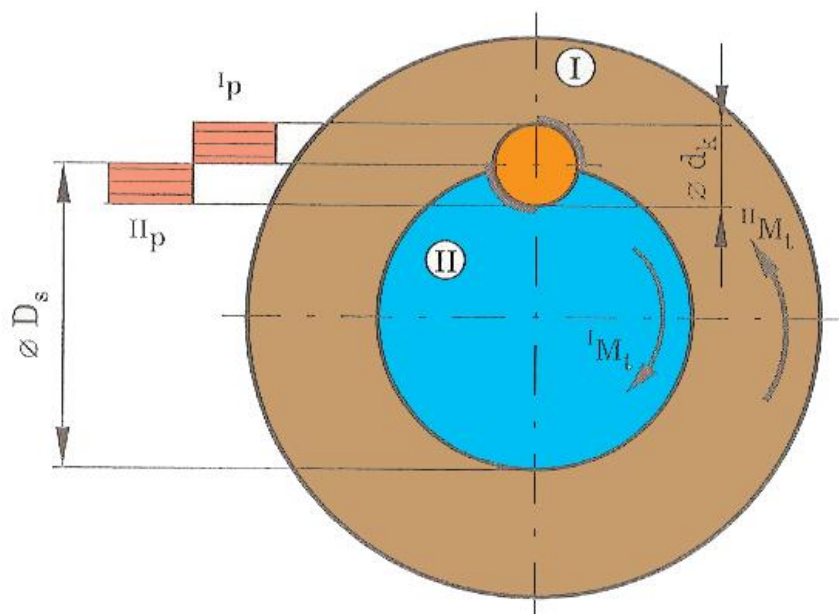
$$\tau_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{\frac{M_t}{D_s}}{l \cdot d_k} \leq \tau_D \quad (2.2 - 20)$$

$\underbrace{\hspace{1.5cm}}_{\cong l_{st}}$
 styková délka: l_{st}

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t \qquad {}^I F = {}^{II} F = F \quad (2.2 - 21)$$

Měrný tlak ve styku kolíku a spojovaných částí

v plochách I a II jako na (obdélníkové) průměty polovin válcových povrchů:



Obr. 2.2 - 17

$$\tau_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{\frac{M_t}{D_s}}{l \cdot d_k} \leq \tau_D \quad (2.2 - 22)$$

$\underbrace{\hspace{1.5cm}}_{\cong l_{st}}$

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t \quad {}^I F = {}^{II} F = F \quad (2.2 - 23)$$

Poznámky:

- Pozor, ve všech příkladech výpočtu měrných tlaků bylo pro zjednodušení **uvažováno**, že **stykové délky** kolíku a spojovaných částí odpovídají rozměrům spoj. částí. Pokud by byla styková délka kratší, je nutné uvažovat s touto sníženou délkou l_{st} !
- **Při návrhu** spoje obvykle : $F_{(max)} = c_{dyn} \cdot F$ a/nebo $M_{t(max)} = c_{dyn} \cdot M_t \Leftrightarrow$ materiál, rozměry, ...
- **Při hodnocení** spoje obvykle: bezpečnost $\Leftarrow F_{(max)}$ a/nebo $M_{t(max)}$, materiál, rozměry, ...
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} = \{ 1, 2 \}$

2.3 Spoje pery a klíny (spoje na pera a klíny)

2.3.1. Charakteristika (konstrukční znaky)

Jednoduše rozebíratelná spojení pomocí per, příp. klínů hranolového tvaru (u klínů se skosením na jedné z ploch) vložených do podélných vybrání nebo (výjimečně) příčných otvorů odpovídajícího tvaru ve spojovaných částech.

Poznámky:

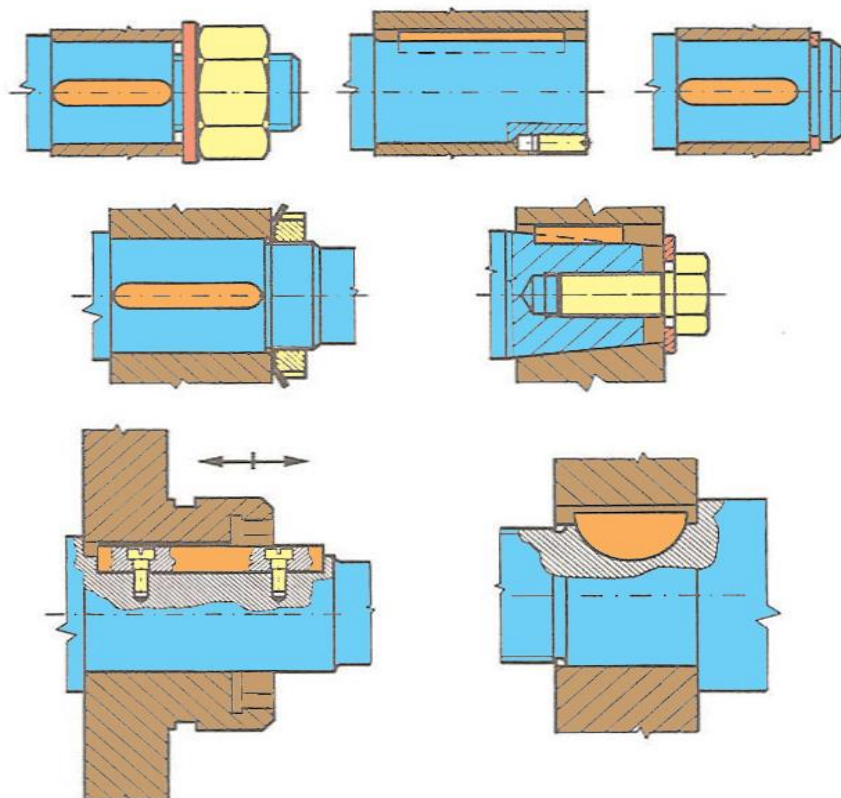
- Spoje pery a klíny se používají téměř výhradně **na válcové ploše**. Dále bude proto uvažován pouze tento případ.
- Spoje pery a klíny bývají většinou používány v **kombinaci s jinými druhy spojů** a uložení tak, aby bylo optimálně docíleno všech požadovaných vlastností výsledného spoje (vzájemná axiální poloha, souosost spojovaných částí apod.).
- Vzhledem k tomu, že přilehlé zóny (partie) částí strojů spojovaných pery a klíny (jakož i kombinace s jinými druhy spojů) bývají pro charakter své stavební struktury obtížně deformačně řešitelné, je žádoucí umísťovat tyto spoje tak, **aby jejich zatížení bylo staticky určité** (nebo v krajním případě řešitelné za přijatelného zjednodušení).

2.3.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

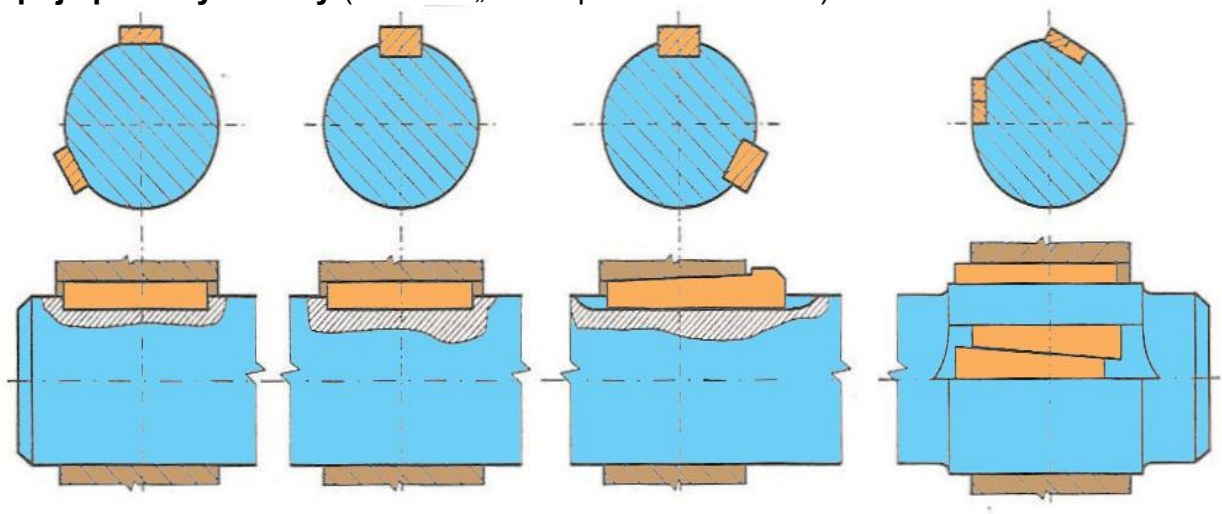
TYPICKÁ PROVEDENÍ

Spoje perem (včetně způsobů zajištění spoj. částí proti posuvu)



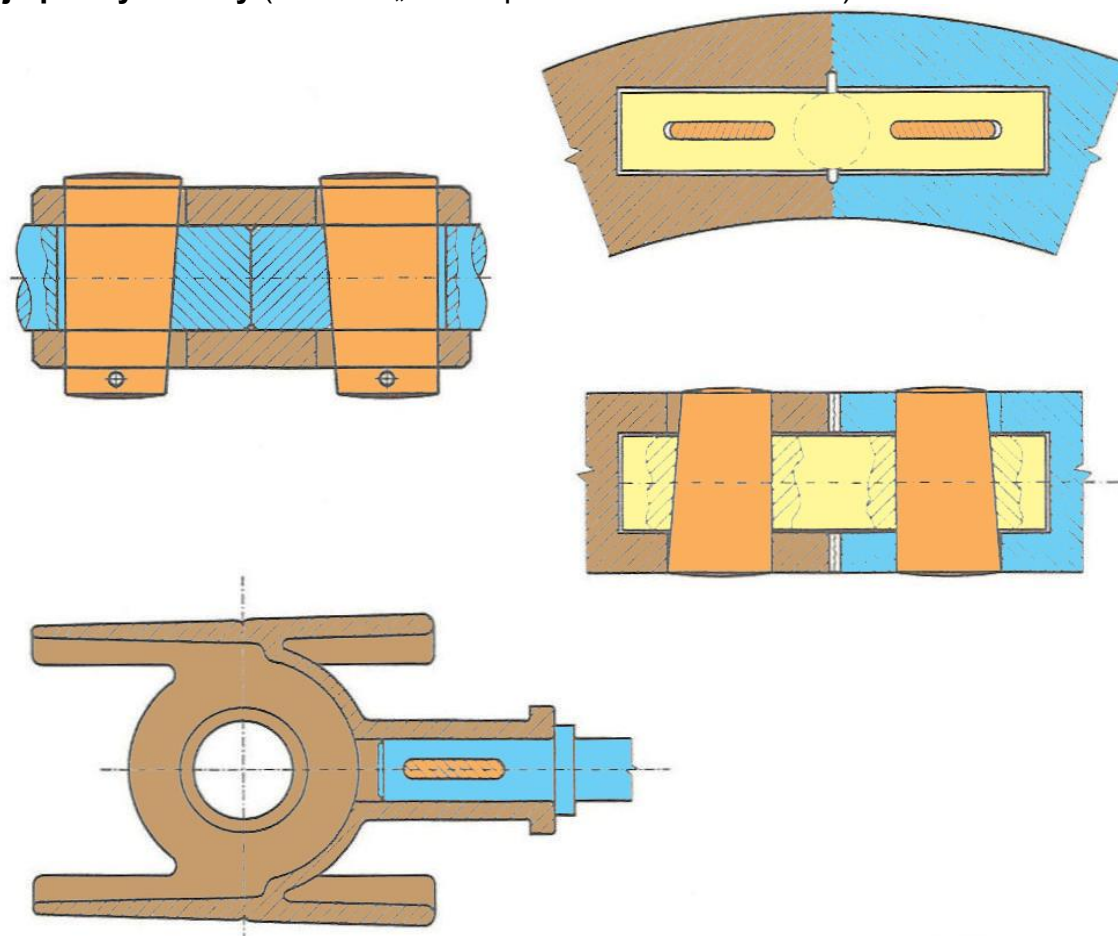
Obr. 2.3 - 1

Spoje podélnými klíny (úkos na „horní“ ploše klínu 1:100)



Obr. 2.3 - 2

Spoje příčnými klíny (úkos na „boční“ ploše klínu 1:25 až 1:10)



Obr. 2.3 - 3

Poznámky:

- **Spoj podélným klínem** používaný pro spojení náboje a hřídele se liší od analogického spoje s perem především v tom, že **přenáší zatížení třecí silou vyvozenou zaražením klínu do drážky s opačným smyslem úkosu** (příp. na druhý klín, takže dna obou drážek pak mohou být bez úkosu). Boční plochy klínu v drážce, příp. jiné opěrné plochy slouží pouze jako pojištění proti prokluzu. Spoje s podélnými klíny jsou proto vhodné pro přenos velkých, a to i rázových, zatížení.
- Jejich zásadními nevýhodami však je, že:
 - = **normální sílu (tlak) vzniklou zaražením klínu a tudíž ani tečné třecí síly zajišťující únosnost spoje nelze zjistit.**
 - = vlivem zaražení klínu se ve spoji **vymezují příčné vůle pouze v jednom smyslu**, což je u jejich nejčastějšího použití mezi nábojem (řemenice, ozubeného kola, setrvačnicku, apod.) a hřídelem značně na závadu.
- Spoje s podélnými klíny se proto **již prakticky nepoužívají** a pokud výjimečně ano, tak pro uvedenou nejistotu se stejně jejich "boční" plochy obvykle navrhují a pevnostně hodnotí pro přenos plného zatížení, tj. jako u spoje s pery. V doporučené literatuře jsou uvedeny podrobné informace pro jejich řešení.
- Spoje s příčnými klíny se používaly zejména u **velkých klikových mechanismů, setrvačnicků, táhel apod.** V současné době se již používají zřídka. V doporučené literatuře jsou uvedeny podrobné informace pro jejich řešení
- **Dále budou uvažovány pouze běžně používané spoje podélnými pery.**

TVARY, ROZMĚRY, TOLERANCE A ULOŽENÍ

Druhy (dle ČSN) (nenormalizovaná pera se prakticky nepoužívají)

těsná - pro spoje neposuvné

- zaoblená (ČSN 02 2562) a)
- s rovnými čely (zřídka) (ČSN 30 1382) b)

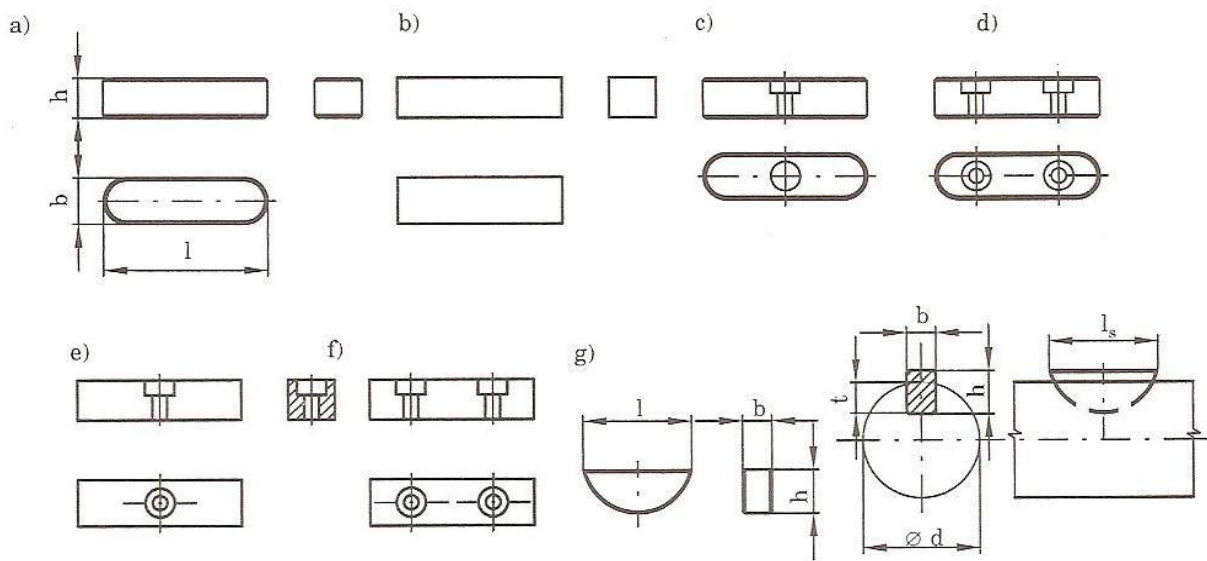
výměnná a volná - pro spoje posuvné

- zaoblená ("výměnná") (ČSN 02 2570) 1 šr. c)
- (ČSN 02 2575) 2 šr. d)
- s rovnými čely ("volná") (ČSN 30 1383) 1 šr. e)
- (ČSN 30 1385) 2 šr. f)

úsečové (Woodruffovo) - pro spoje neposuvné

- (jen $d \leq 50$ mm) g)
- (ČSN 30 1385)

ostatní tvary (drážek, příp. závitových otvorů, apod.) – podle příslušné ČSN



Obr. 2.3 - 4

Rozměry

- Podle příslušné ČSN pro $\varnothing d$: (6 ÷ 500) mm
 l : v přiřazených řadách
- Přiřazení průřezu per k rozměrům hřídele dle ČSN
(ČSN 02 2507, ČSN 30 1036, ČSN 30 1037)

Poznámky:

- **Pozor:** přiřazení průřezu neznamená, že není nutné pero navrhovat a pevnostně hodnotit podle zatížení, rozdíly jsou ve stykové délce pera!
- Délka pera obvykle: $1 \div 1,5 d$ pro součásti z oceli
 $1,5 \div 2,5 d$ pro součásti z litiny

Tolerance a uložení

Válcová část spoje:

- neposuvné spoje (běžně): H8/h7 (příp. H8/k7)
(při vyšších nárocích: přechodné H8/m7, H8/p7)
(při vysokých nárocích: nalisované H7/r6, H7/t6)
- posuvné spoje: H8/f7 (příp. H8/h7)

Drážky v hřídeli:

	v hřídeli	v náboji
pro pera těsná, výměnná a volná:	P9	P9
(pro pera úsečová (Woodruffova):	P9	N8

Ostatní tolerance dle příslušné ČSN

Materiály

běžně : oceli 11 600
pro větší zatížení : oceli 14 240

Poznámky:

- *Orientační stat. pevnostní hodnoty (pro dynam. zatížení $x \sim 1/2$) – viz tabulka*
- *Hodnoty lze odvodit jako u spojení s čepý (bez redukce dovol. hodnot měrných tlaků pro válcové plochy):*

materiál pera – např.:	11 600	
σ_{pt} (z označení) \rightarrow	600 MPa	
$\sigma_{kt} \cong 0,6 \cdot \sigma_{pt}$	360 MPa	
$\sigma_D \cong \sigma_{kt} / (1,5 \div 2,5)$	140 (\div 240) MPa	
$\tau_D \cong 0,6 \cdot \sigma_D$	80 (\div 140) MPa	
$p_D \cong \sigma_D$	140 (\div 240) MPa	
$p_{D\text{ poh}} \cong 0,2 \cdot \sigma_D$	30 (\div 50) MPa	
mater. spoj. částí - např.:	42 2425 (š.litina)	11 500
$p_D \cong \sigma_D$	50 (\div 60) MPa	120 (\div 200) MPa
$p_{D\text{ poh}} \cong 0,2 \cdot \sigma_D$	10 (\div 15) MPa	30 (\div 50) MPa

Obr. 2.3 - 5

- *Pro š. litinu (např. 42 2425): $\sigma_{pt} = 250 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_D = \sigma_{pt} / (4 \div 5) = 50 (\div 60) \text{ MPa}$*
- *Pro ocel 11 500: $\sigma_{pt} = 500 \text{ MPa} \rightarrow$
 $\rightarrow \sigma_D = \sigma_{kt} / (1,5 \div 2,5) = 0,6 \cdot \sigma_{pt} / (1,5 \div 2,5) = 120 (\div 200) \text{ MPa}$*
- *Pozor, pro dovolené měrné tlaky ve spoji $p_{Dsp} = p_{Dmin}$ (tzn. je vždy rozhodující p_D méně kvalitního materiálu ve dvojicích čep - spojovaná část!)*
-

2.3.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos sil kolmých na podélnou osu pera; pokud není žádoucí posuv podél osy pera, nutné spoj zajistit jiným způsobem (viz. TYPICKÁ PROVEDENÍ). Při malých axiálních silách lze též použít uložení válcových ploch s přesahem.
- Vůle ve spoji jsou na závadu při dynamickém zatěžování.
- Rozebíratelnost závisí na způsobu zajištění v axiálním směru, obvykle jednoduchá.
- Spolehlivost proti uvolnění rovněž závisí na způsobu zajištění v axiálním směru, obvykle vysoká.
- Spolehlivost proti poruše je dána především přilehlými zónami (partiemi) spojovaných částí, v nichž mají drážky pro pero nepříznivé vrubové účinky.

Výroba, montáž

- Výroba drážek vyžaduje speciální nářadí, pera se nakupují
- Při montáži nutné zajistit, příp. omezit axiální posuv spojovaných část

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Velmi rychlý návrh, relativně pomalá výroba (pokud není speciální nástroje), nevhodný pro sériovější výrobu.
- Rychlost montáže a demontáže závisí na celkovém konstrukčním provedení spoje, obvykle rychlé.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

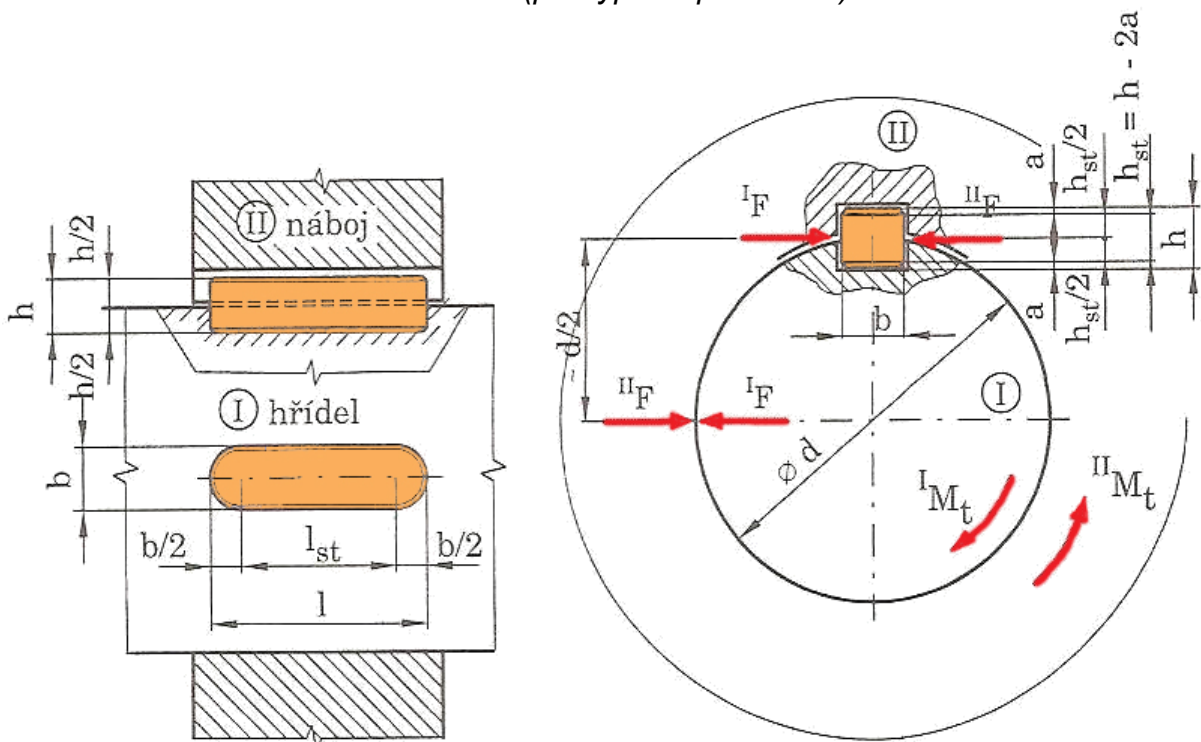
Hospodárnost procesů

- Středně nákladný spoj
- Provozní náklady nulové
- Náklady na demontáž relativně malé

2.3.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY (pro typické provedení)



Obr. 2.3 - 6

$$I M_t = II M_t = M_t$$

$$I F = II F = F \quad (2.3 - 1)$$

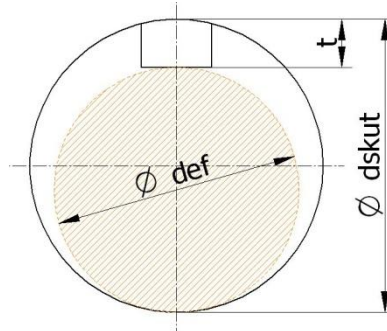
ÚNOSNOST A PEVNOST (pro typické provedení)

Poznámky:

- U spoje **více per** (max.. však 3) **nelze** vzhledem k nepřesnosti výroby předpokládat **rovnoměrné zatížení** všech per, což se v tomto případě vyjadřuje fiktivním snížením počtu per n_p pomocí součinitele c_{ef} (druhou možností by bylo snížení dovolených napětí jako např. u měrného tlaku na závity, příp. čepu na válcové uložení):

počet per	1	2	3
c_{ef}	1,0	~ 0,6	~ 0,5

- **Příčný průřez** normalizovaných per ($b \times h$) je stanoven tak, že spoj, který vyhoví z hlediska měrných tlaků mezi perem a spojovanými částmi, vyhovuje i z hlediska smykového napětí v peru (normalizovaná pera tudíž **není již nutné hodnotit bezpečnost při smykovém napětí**).
- **Rozdíly ve vzdálenostech působišť síly F na pero od osy hřídele** ($0,45d \div 0,5d$) uváděné v literatuře, jsou vzhledem k celkovému zjednodušení výpočtu, rozptylu materiálových konstant, nepřesnosti zatížení M_t a rozptylu volené bezpečnostní **naprosto nepodstatné** ($\sim 10\%$) a je proto uvažován nejjednodušší případ s $0,5 d$.
- **Pozor, přilehlé průřezy** spojovaných částí (hřídele příp. i náboje) mohou být **namáhány nejen od zatížení přenášeného spojem**. Proto musí být jejich pevnostní hodnocení provedeno při komplexním hodnocení těchto součástí, nikoli při řešení spoje (jak je v literatuře často uváděno)! Při návrhu a hodnocení zeslabeného průřezu hřídele se jako základní $\varnothing d_{ef}$ pro výpočet napětí potom uvažuje:

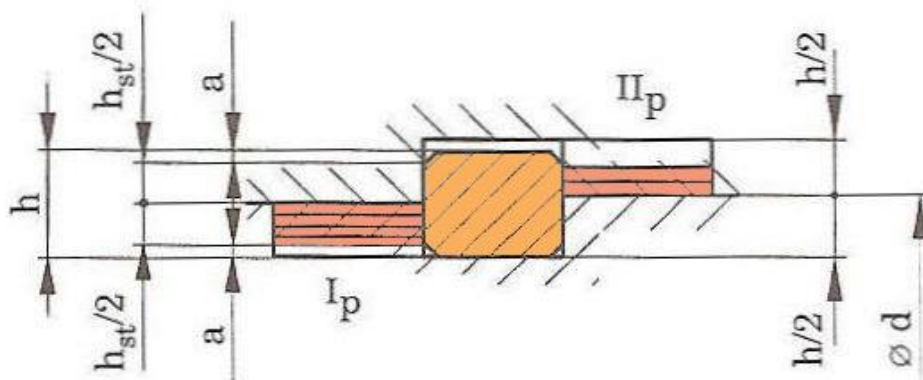


Obr. 2.3 - 7

$$d_{ef} = d_{(skut)} - t$$

(2.3 - 2)

Měrný tlak ve styku pera s hřídelem a nábojem (obecně pro n_p per):



Obr. 2.3 – 8

$$I_p = II_p = \frac{F_{celk}}{S_{celk}} = \frac{\frac{M_t}{\frac{d}{2}}}{c_{ef} \cdot n_p \cdot l_{st} \cdot \frac{h_{st}}{2}} \leq p_D \quad (2.3 - 3)$$

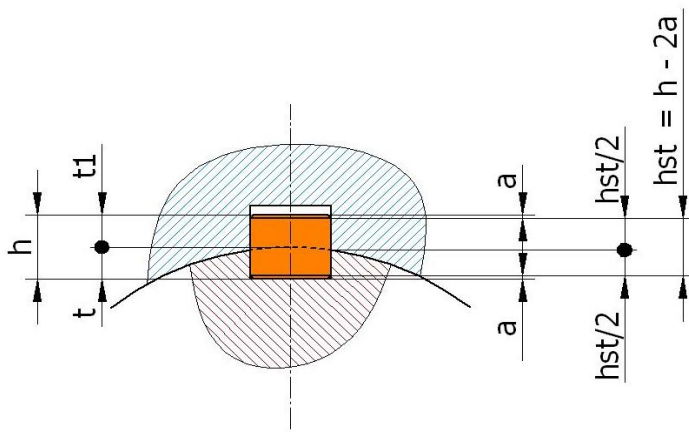
$$h_{st} = h - 2 \cdot a \quad (2.3 - 4)$$

kde:

F_{celk}	součet všech obvodových sil na jednotlivá péra od M_t
S_{celkef}	celková efektivní styková plocha všech per
c_{ef}	součinitel efektivního počtu nesoucích per (viz tab.)
n_p	počet per
h_{st}, l_{st} ...	styková výška s šířka pera
a	sražení pera

Poznámky:

- Větší hloubka drážky v hřídeli (t) než v náboji (t_1) dle ČSN není v rozporu s výpočtem měrného tlaku na shodných stykových výškách pera s hřídelem ($h_{st} / 2$) a nábojem ($h_{st} / 2$), neboť t, t_1 je měřeno v ose pera, zatímco $h / 2$ na jeho bocích.



Obr. 2.3 - 9

- V praxi se obvykle uvažuje $h_{st} = h$, tj. **zanedbává se sražení pera** a
- **Při návrhu spoje** obvykle: $M_{t(max)} = c_{dyn} \cdot M_t \Rightarrow$ materiál, rozměry, ...
- **Při hodnocení spoje** obvykle: bezpečnost $\Leftarrow M_{t(max)}$, materiál, rozměry, ...
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} \quad \{ 1 (stat), 2 (dyn) \}$

2.4 Spoje drážkami (*drážkové spoje*)

2.4.1. Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Jednoduše rozebíratelná spojení pomocí spoluzabírajících přímých drážek (zubů, per) vytvořených na spojovaných částech.

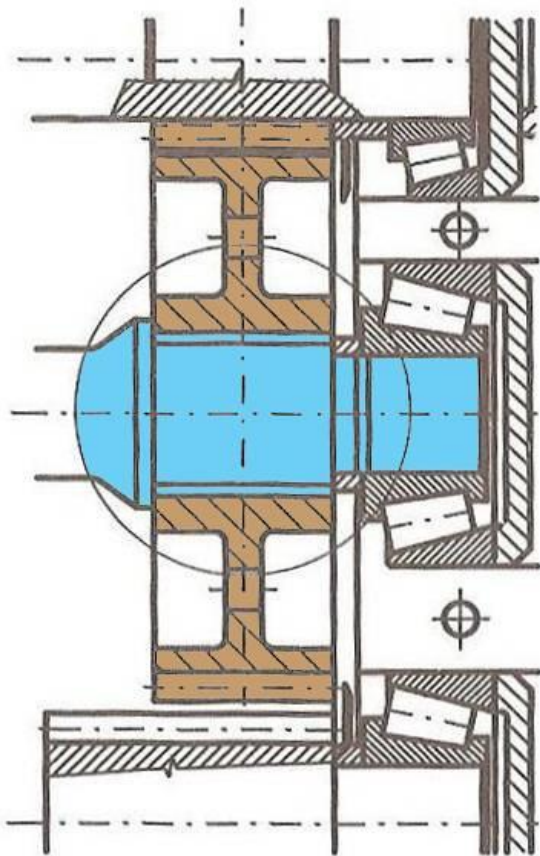
Poznámky:

- **Drážkové spoje** se používají výhradně s drážkami vytvořenými na osově symetrické ploše. Drážky mohou být tudíž vůči ose symetrie spoje **rovnoběžné, šikmé i kolmé**. Dále budou uvažovány pouze nejpoužívanější drážkové spoje na principu spoluzabírajících vnějších a vnitřních drážek (zubů) **na válcové ploše**, (tj. rovnoběžných s osou (středem) symetrie spoje).
- Drážkové spoje s drážkami na válcové ploše musí být většinou použity **v kombinaci s dalšími druhy spojů** (příp. uložení), aby bylo optimálně docíleno všech požadovaných vlastností spoje (vzájemná axiální poloha, někdy i přesnější sousost spoj. částí apod.).

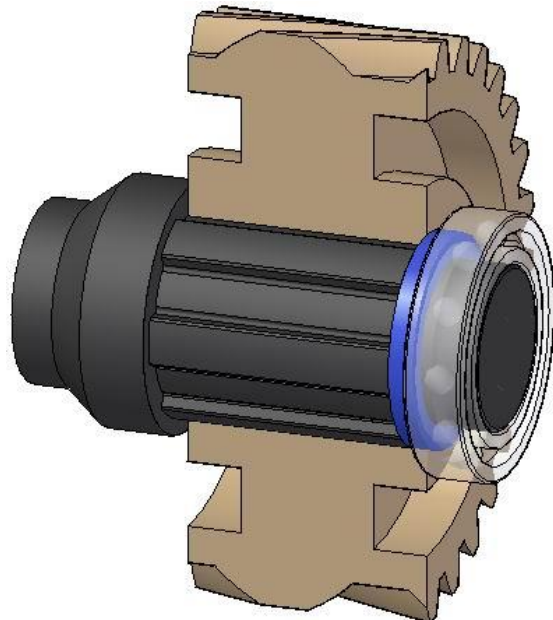
2.4.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ (včetně způsobů pojištění proti osovému posuvu)



Obr. 2.4 -1

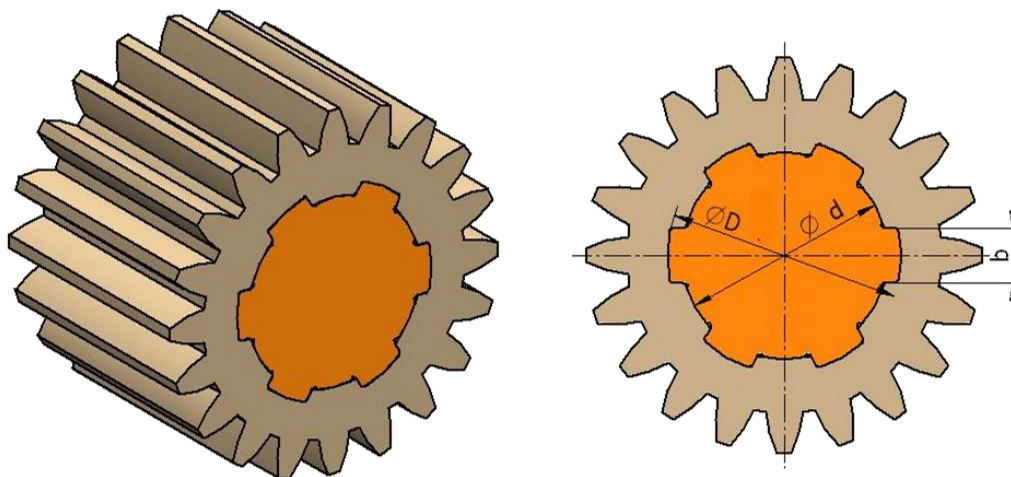


Obr. 2.4 -2

TVARY, ROZMĚRY A TOLERANCE

I. ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ (ČSN 01 4942)

Základní tvar příčného řezu



Obr. 2.4 -3

Druhy dle počtu a rozměru drážek /per

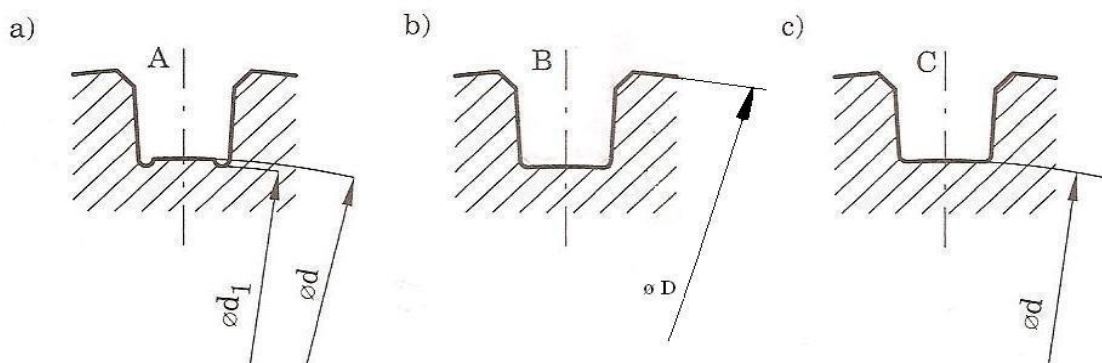
- řada lehká
- řada střední
- řada těžká

Poznámka:

Všechny tři řady mají dle uvedené ČSN shodné odstupňování $\varnothing d$.

Druhy (provedení) dle způsobu středění a výroby

- A středění na vnitřním $\varnothing d$ při výr. odvalováním a)
- B středění na vnějším $\varnothing D$ nebo bocích b)
- C středění na vnitřním $\varnothing d$ c)



Obr. 2.4 -4

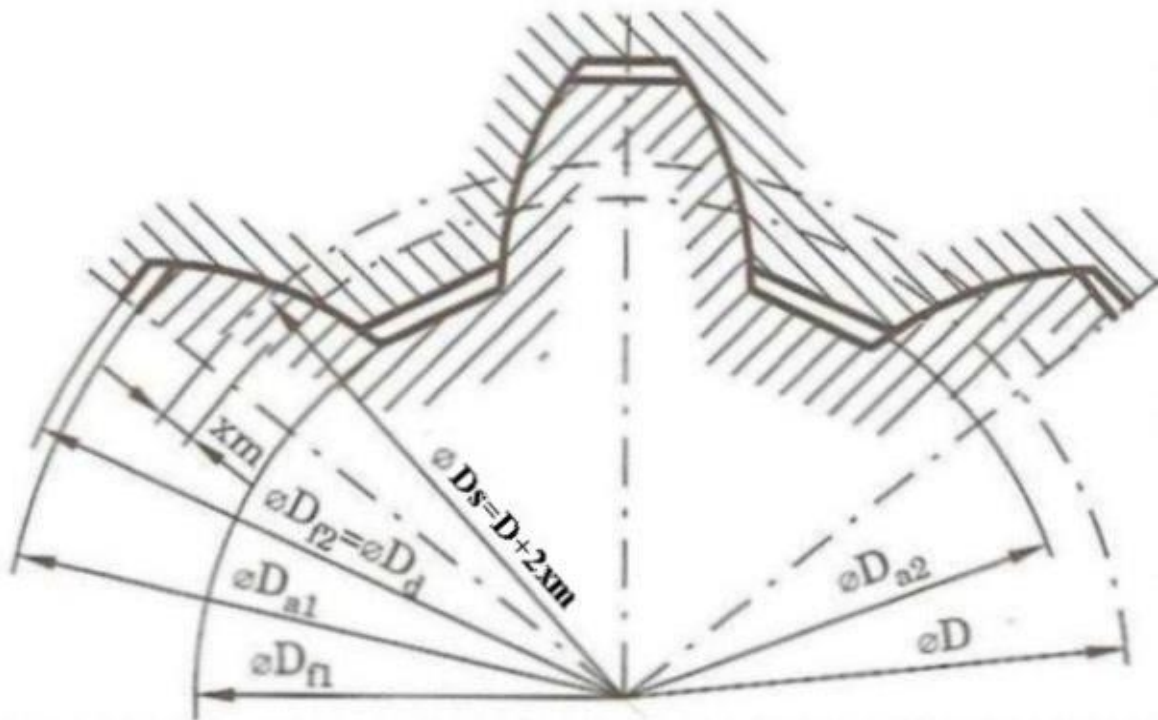
Rozměry

Podle ČSN (01 4942) jmenovitý $\varnothing d$: (23 ÷ 112) mm (v řadě), styková délka l_{st} (1 ÷ 1,5) d_{str}

Tolerance a uložení

Podle ČSN (01 4949)

II. EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ (ČSN 01 4952 - 01 4955) Základní tvar příčného řezu



Obr. 2.4 -5

Ozubení

tvary boků drážek	: evolventní
úhel záběru	: $\alpha = 30^\circ$
moduly	: $m = (0,5 \div 10) \text{ mm}$
korekce kladná i záporná	: $x_m < 0$ $x_m > 0$
počty zubů	: $z = 6 \div 20$

Druhy dle způsobu středění a tvaru (provedení) drážek:

- středění na bocích zubů, dna plochá
- středění na bocích zubů, dna oblá
- středění na hlavové ploše zubů hřídele, dna plochá

Poznámka:

- Běžně se používá **středění na bocích zubů**; středění na hlavové ploše zubů hřídele (vnější středění) se používá jen při požadavcích na přesnost souososti hřídele a náboje.

Rozměry

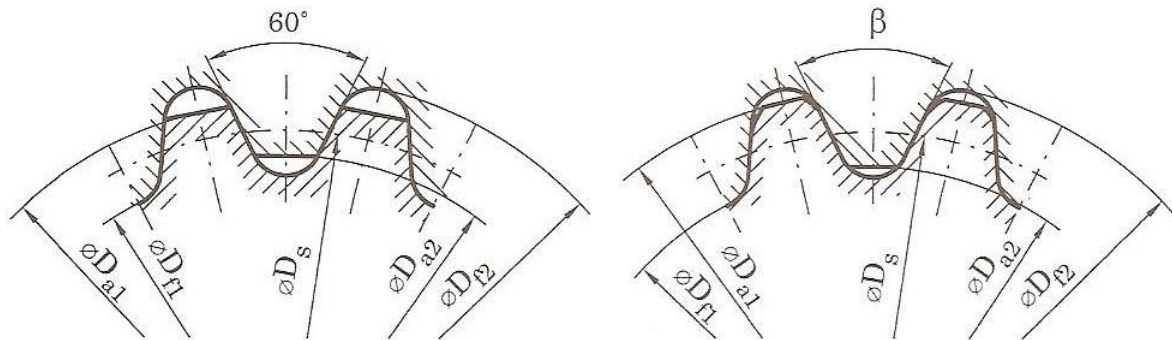
Podle ČSN (01 4952 - 01 4955), jmenovitý $D_d = (4 \div 500) \text{ mm}$, styková délka $l_{st} (1 \div 1,5) d_{st}$

Tolerance a uložení

Podle ČSN (01 4953)

III. JEMNÉ DRÁŽKOVÁNÍ

Základní tvar příčného řezu



Obr. 2.4 -6

Ozubení

Pro $\varnothing D_{a1} \leq 60\text{mm}$:	
tvary boků zubů na hřídeli i náboji:	rovinný
sklon boků drážek:	$\beta = 60^\circ$
Pro $\varnothing D_{a1} > 60\text{mm}$:	
tvary boků zubů na hřídeli:	evolventní
modul:	$m = 1,5\text{ mm}$
úhel záběru:	$\alpha = 27^\circ 30'$
tvary boků zubů v náboji:	rovinný
sklon boků drážek (podle $\varnothing D_{a1}$):	$\beta \cong 60^\circ (57^\circ \div 63^\circ)$
počty zubů:	$z = 6 \div 20$

Obr. 2.4 -7

Rozměry

Podle ČSN (01 4933) jmenovitý $\varnothing D_{a1} = (8 \div 120)\text{ mm}$, styková délka $l_{st} = (1 \div 1,5) d_{st}$

Tolerance a uložení

Podle ČSN (01 4933)

MATERIÁL

Kvalitní oceli pro obě spojované části :

- min. pevnost v tlaku : $\sigma_{Pt} \geq 500\text{ MPa}$
- min. tvrdost boků pro posuvné spoje : $\text{HRC} \geq 55$

Poznámky:

- Orientační stat. pevnostní hodnoty (pro dynam. zatížení $x \sim 1/2$):

mater. spoj. částí:	netvrzený *)	tvrzený **)
$\sigma_{pt} \min \cong$	500 MPa	500 MPa
$\sigma_{kt} \cong (0,6 - 0,8) \cdot \sigma_{pt}$	(x 0,6) * 300 MPa	(x 0,8) ** 400 MPa
$\sigma_d \cong \sigma_{kt} / ([1,5 \div] 2,5)$	120 (\div 200) MPa	160 (\div 270) MPa
$\tau_{DDr} \cong 0,6 \cdot \sigma_d$	80 (\div 120) MPa	100 (\div 160) MPa
$p_{DDr} \cong 0,5 \cdot p_D \cong 0,5 \cdot \sigma_d$	60 (\div 100) MPa	80 (\div 140) MPa
$p_{DDr \text{ poh}} \cong (1 / 3) \cdot p_{DDr}$	20 (\div 35) MPa	30 (\div 50) MPa
$p_{DDr \text{ poh zat}} \cong (1 / 5) \cdot p_{DDr}$	(-)	15 (\div 25) MPa

Obr. 2.4 -8

- Základní vliv drážkování vyjadřuje snížení p_D pro všechny druhy drážkování, u nichž je pak ještě dále rozlišeno v závislosti na přesnosti výroby % drážek, které vnější spoje přenášejí.

2.4.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

2.4.3 – I. a II. ROVNOBOKÉ a EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos vysokých točivých momentů při střídavém i rázovém zatížení, vůle v drážkách však mohou být na závadu.
- Požadavky na přesnou souosost nutné zajistit buď (dražším) druhem ozubení, nebo jiným způsobem středění.
- Vhodnost pro axiální posun spojovaných částí bez zatížení i při zatížení točivým momentem, jinak nutné axiálně zajistit.
- Rozebíratelnost závisí na způsobu zajištění v ax. směru, obvykle jednoduchá.
- Spolehlivost proti poruše (zejména při dynam. namáhání) je nepříznivě ovlivňována vrubovými účinky drážek a jejich výběhů

Výroba, montáž

- Výroba vyžaduje speciální nářadí a strojní vybavení.
- Montáž relativně jednoduchá.

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Rychlý návrh (s využitím tabulkových údajů v ČSN)
- Výroba relativně rychlá jen při vhodném vybavení, montáž a demontáž rychlá.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Nákladný spoj, ekonomický pouze při sériové výrobě, pak ale hospodárnější než spoje s pery, apod.
- Provozní náklady u přesuvných spojů dány pouze mazáním, jinak nulové.
- Náklady na demontáž minimální.

2.4.3 - III. JEMNÉ DRÁŽKOVÁNÍ

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos točivých momentů, oproti spojům s pery menší potřebná délka spoje při též zatížení.
- Nutné zajistit proti axiálnímu posuvu spojovaných částí.
- Rozebíratelnost závisí na způsobu zajištění v axiálním směru, obvykle jednoduchá.
- Spolehlivost proti poruše je negativně ovlivňována vrubovými účinky drážek a jejich výběhu, zeslabení hřídele je však menší než u rovnobokého a evolventního drážkování.

Výroba, montáž

- Jako u rovnobokého a evolventního drážkování.

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Jako u rovnobokého a evolventního drážkování

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

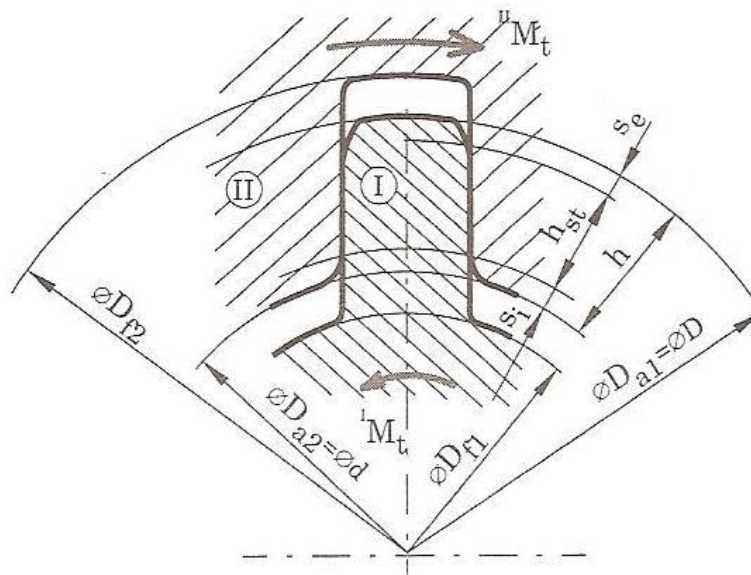
Hospodárnost procesů

- Jako u rovnobokého a evolventního drážkování

2.4.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY (pro rovnoboké provedení)



Obr. 2.4 -9

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t \quad (2.4 - 1)$$

Styková výška: $h_{st} = h - (s_e + s_i)$, kde s_e, s_i ... sražení na hlavách vnějších a vnitřních zubů.

Styková délka: l_{st}

ÚNOSNOST A PEVNOST

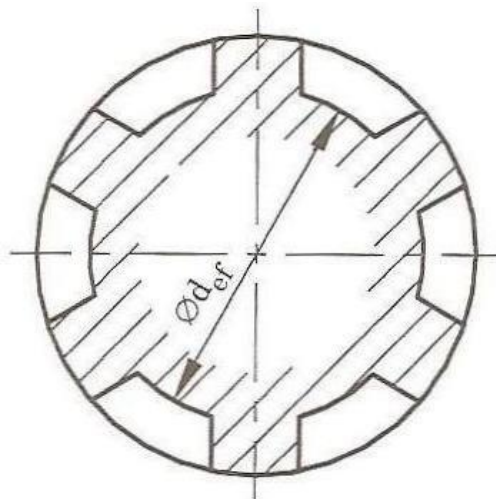
Poznámky:

- Vzhledem k nepřesnostem výroby a montáže nelze zaručit rovnoměrné zatížení všech spoluzabírajících párů zubů (jak po obvodu, tak po šířce). To se při výpočtu vyjadřuje fiktivním snížením počtu drážek (zubů, per) pomocí součinitele c_{ef} (příp. někdy snížením dovolených hodnot zatížení uváděných v tabulkách).
- Se zřetelem k dosažitelné přesnosti výroby jednotlivých druhů drážkování lze orientačně uvažovat (nezávisle na počtu drážek):

druh drážkování	c_{ef}
rovnoboké (nejpřesnější)	0,75
evolventní	0,50 ($\pm 0,75$)
jemné	0,50

- Příčný průřez zubů (per) drážkovaných spojů je stanoven tak, že spoj, který vyhoví z hlediska měrných tlaků ve styku, vyhovuje i z hledisek ohybového a smykového napětí v patách zubů (per).
- Pozor, **přílehlé průřezy spojovaných částí** (hřídele, příp. i náboje) **mohou být namáhány nejen od zatížení přenášeného spojem**. Proto musí být jejich pevnostní hodnocení provedeno při komplexním pevnostním hodnocení těchto částí, nikoli při řešení spoje (jak je často v literatuře doporučováno), může to vést k hrubé chybě! Při návrhu a hodnocení zeslabeného hřídele se jako základní d_{ef} pro výpočty napětí potom uvažuje:

$$\varnothing d_{ef} = \varnothing d_{(min)}$$



Obr. 2.4 - 10

- Při dynamickém namáhání je navíc nutné zahrnout i vliv příslušných vrubových součinitelů a dalších "únavových" faktorů.

Měrný tlak ve stykových plochách

Poznámka:

- Výpočet měrného tlaku ve styku zubů vychází u všech drážkových spojů z téhož (elementárního) principu:

$$p = \frac{F_{celk}}{S_{celkef}} = \frac{\frac{M_t}{d_{stř}}}{c_{ef} \cdot n_{DR} \cdot h_{st} \cdot l_{st}} \quad (2.4 - 2)$$

kde:

F_{celk}	součet všech obvodových sil na jednotlivé páry zubů od M_t
S_{celkef}	celková efektivní styková plocha všech párů zubů
c_{ef}	součinitel efektivního počtu nesoucích (párů) zubů (viz tab.)
n_{DR}	počet drážek (zubů, per)
$d_{stř}$	střední průměr procházející středy stykových výšek párů zubů
$h_{st} \cdot l_{st}$	styková výška a délka drážek

Pro jednotlivé druhy drážkování se však historickým vývojem ustálily rozdílně upravené zjednodušené formy výpočtu:

I. Rovnoboké drážkování

$$p = \frac{\frac{M_t}{d_{stř}}}{c_{ef} \cdot n_{DR} \cdot h_{st} \cdot l_{st}} = \frac{\frac{M_t}{\frac{1}{2}(D+d)}}{0,75 \cdot z \cdot \left\{ \frac{1}{2}[(D-2s_D)-(d+2s_D)] \right\} \cdot l_{st}} = \frac{4 \cdot \frac{M_t}{D_s}}{f' \cdot l_{st}} \leq p_D \quad (2.4 - 3)$$

kde:

$s_D = s_e$	sražení vnějších zubů na D
$s_d = s_i$	sražení vnitřních zubů na d
f' [mm/ l_{st}]	ef. styková plocha na 1 mm délky l_{st}

II. Evolventní drážkování

$$p = \frac{\frac{M_t}{d_{stř}}}{c_{ef} \cdot n_{DR} \cdot h_{st} \cdot l_{st}} = \frac{\frac{M_t}{\frac{1}{2}(D_{a1}+d_{a2})}}{0,5 \cdot z \cdot \left\{ \frac{1}{2}[(D_{a1}-2s_1)-(d+2s_2)] \right\} \cdot l_{st}} = \frac{4 \cdot \frac{M_t}{D_s}}{f' \cdot l_{st}} \leq p_D \quad (2.4 - 4)$$

kde:

$s_1 = s_e$...	sražení vnějších zubů na $\varnothing D_{a1}$
$s_2 = s_i$...	sražení vnitřních zubů na $\varnothing D_{a2}$
f' [mm/ l_{st}] ...	ef. styková plocha na 1 mm délky l_{st}

III. Jemné drážkování

$$p = \frac{\frac{M_t}{d_{stř}}}{c_{ef} \cdot n_{DR} \cdot h_{st} \cdot l_{st}} = \frac{\frac{M_t}{D_S}}{0,5 \cdot z \cdot h_{st} \cdot l_{st}} = \frac{\frac{M_t}{D_S}}{0,5 \cdot D_S \cdot \Psi l_{st}} = \frac{4 \cdot M_t}{\Psi \cdot D_S^2 \cdot l_{st}} \leq P_D \quad (2.4 - 5)$$

kde:

$\psi(m) = 0,8$ ($m=0,5$) \div 1 ($m > 1,5$) ... součinitel závislý na modulu m (přesněji v tabulkách)

Poznámky:

- Při návrhu spoje obvykle: $M_{t(max)} = c_{dyn} \cdot M_t \Rightarrow$ materiál, rozměr, ...
- Při hodnocení spoje obvykle: bezpečnost $\Leftarrow M_{t(max)}$, materiál, rozměr, ...
- Orientačně lze uvažovat c_{dyn} { 1(stat), 2(dyn) }

2.5 Spoje polygony (polygonové spoje)

2.5.1. Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Jednoduše rozebíratelná spojení pomocí spoluzabírajících profilů víceúhelníkového tvaru vytvořených na spojovaných částech v určité délce.

Poznámky:

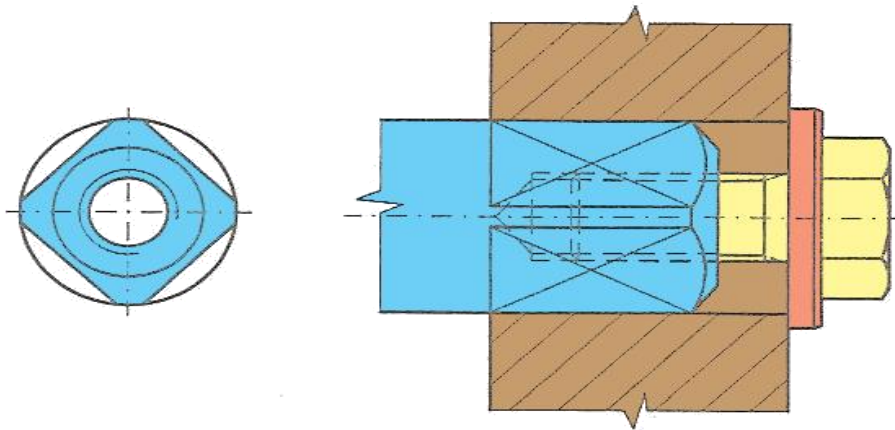
- Polygonové spoje se používají téměř výhradně pro **spojení hřidelů s náboji** (pák, kol a pod.). Dále bude proto uvažován pouze tento případ.
- Polygonové spoje musí být většinou použity v **kombinaci s dalšími druhy spojů** (příp. uložení), aby bylo optimálně docíleno všech požadovaných vlastností spoje (vzájemná axiální poloha spojovaných částí a pod.).

2.5.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

2.5.2 – I. POLYGONOVÉ SPOJE S ROVNÝMI BOKY (HRANOLOVÉ SPOJE)

TYPICKÁ PROVEDENÍ

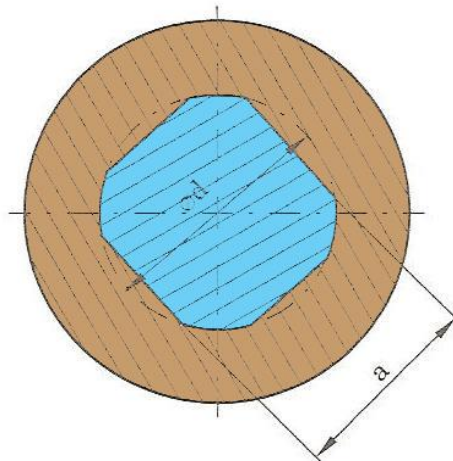


Obr. 2.5 - 1

TVARY A ZPŮSOB VÝROBY

Čtyřboké hranoly (čtyřhrany)

Vyrábějí se odfrézováním válcových úsečí hřídelů a pomocí protahovacích trnů příslušného tvaru v náboji.



Obr. 2.5 -2

styková délka: l_{st}

Čtyřboké jehlany

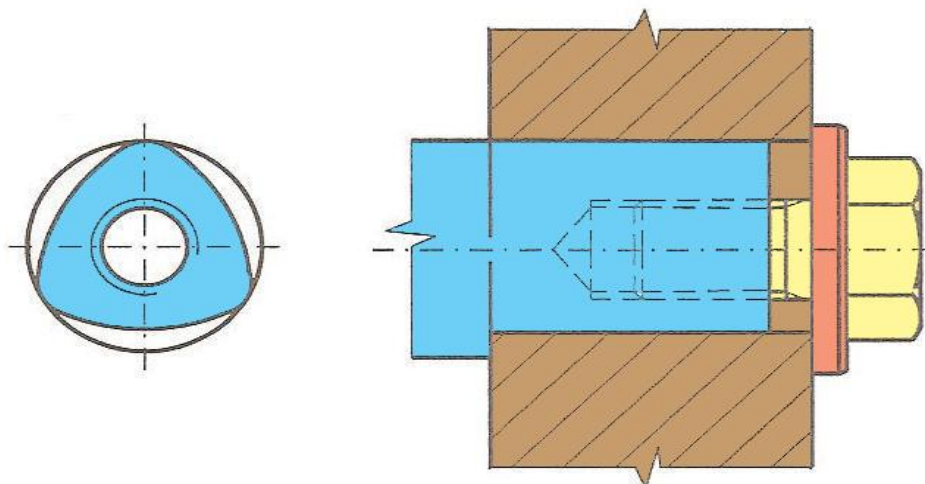
Varianta čtyřhranu s odfrézováním ploch na kuželi (s kuželovitostí 1:20) a tvářením pomocí odpovídajícího trnu v náboji.

MATERIÁLY

Dány požadavky na spojované části (spíše běžné materiály).

2.5.2 – II. POLYGONOVÉ SPOJE SE ZAObLENÝMI BOKY (SPOJE S K-PROFILY)

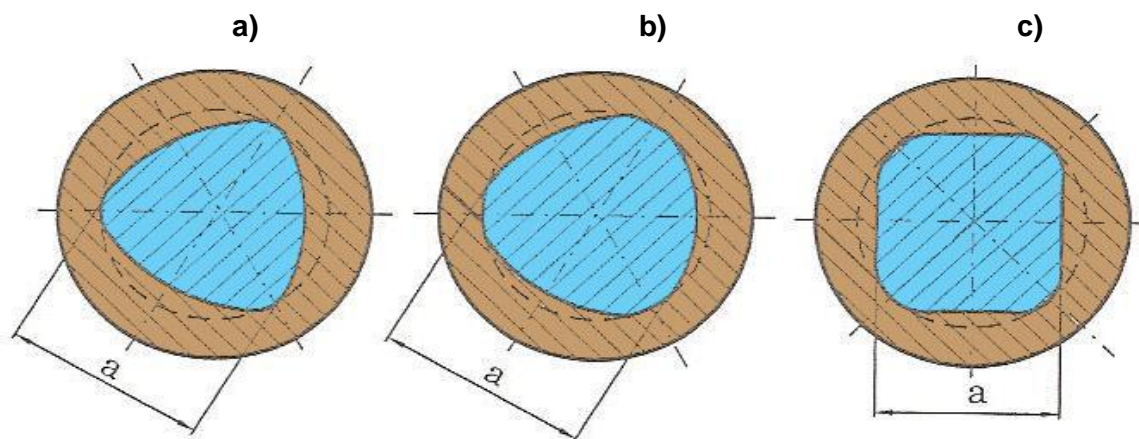
TYPICKÁ PŘEDLOHA



Obr. 2.5 -3

TVARY A ZPŮSOB VÝROBY

- Trojboký profil se zaoblenými hranami a)
- Trojboký profil s válcovými přechody b)
- Čtyřboký profil s válcovými přechody c)



Obr. 2.5 - 4

styková délka: l_{st}

Vyrábějí se na speciálních brousicích strojích (vnější i vnitřní tvary).

MATERIÁLY

Určeny požadavky na spojované části (spíše kvalitnější, nutná vhodnost pro broušení).

2.5.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

2.5.3 – I. POLYGONOVÉ SPOJE S ROVNÝMI BOKY

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos malých točivých momentů při malých rychlostech otáčení.
- Malá přesnost středění
 - u čtyřhranů vůle
 - u čtyřbokých jehlanů vůle vymezeny
- Rozebíratelnost závisí na způsobu zajištění v axiálním směru, obvykle jednoduchá.

Výroba, montáž

- Relativně jednoduchá výroba u čtyřhranů, u čtyřbokých jehlanů obtížnější (zejména vnitřní část).
- Jednoduchá montáž u obou typů.

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Rychlý návrh, výroba, montáž i demontáž.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Malé náklady na návrh, výrobu i montáž.
- Základy na provoz nulové.
- Náklady na demontáž minimální.

2.5.3 – II. POLYGONOVÉ SPOJE SE ZAOBLENÝMI BOKY

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos velkých i proměnlivých točivých momentů i při vysokých rychlostech otáčení.
- Profily s válcovými přechody (b) a c)) vhodné i pro posuvné uložení náboje.
- Rozebíratelnost závisí na způsobu zajištění v ax. směru, obvykle jednoduchá.
- Velká spolehlivost proti poruše vlivem minimálního zeslabení hřídele a minimálních vrubových účinků (zvýšení meze únavy až o 35% oproti spojení pery a klíny).

Výroba, montáž

- Požadavek výroby na speciálních brousících strojích snižuje jejich přednosti a využití
- Jednoduchá montáž

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTI

Rychlost procesů

- Rychlý návrh (s využitím potřebných podkladů)
- Výroba relativně rychlá jen při vhodném vybavení, montáž a demontáž rychlá.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTI

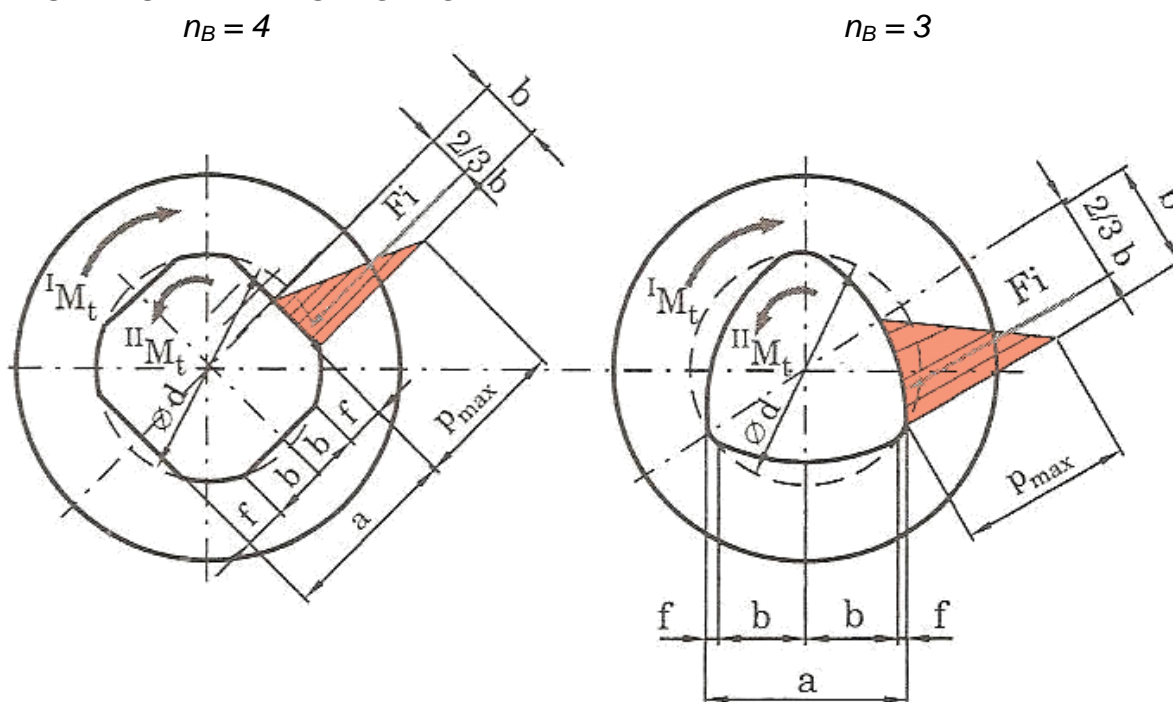
Hospodárnost procesů

- Nákladný spoj, ekonomický pouze při sériové výrobě, pak ale hospodárnější než spoje drážkami, apod.
- Provozní náklady u přesuvných spojů dány pouze mazáním, jinak nulové.
- Náklady na demontáž minimální.

2.5.4 Poznátky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY



Obr. 2.5 - 5

styková délka: l_{st}

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t$$

ÚNOSNOST A PEVNOST

Poznámky:

- Vzhledem k **nepřesnostem výroby a montáže** nelze zaručit (analogicky jako u ostatních spojů) rovnoměrné zatížení všech stykových ploch (jak po obvodu, tak po šířce).
- To lze při řešení vyjádřit **fiktivním snížením počtu nosných ploch** pomocí součinitele c_{ef} (případně někdy též snížením dovolených hodnot zatížení uváděných v tabulkách).
- **Orientačně lze uvažovat:**

Přesnost lícování	l_{st}/a	c_{ef}
vysoká	≤ 1	0,75
nízká	> 1	0,50

- Pozor, **přilehlé průřezy spojovaných částí** (hřídele, příp. i náboje) **mohou být namáhány nejen od zatížení přenášeného spojem**. Proto musí být jejich pevnostní hodnocení provedeno při komplexním hodnocení těchto částí, nikoli při řešení spoje (jak je často v literatuře doporučováno); může to vést k hrubé chybě!
- Při návrhu a hodnocení zeslabeného hřídele se jako základní $\varnothing_{d_{ef}}$ pro výpočty napětí potom uvažuje průměr kružnice vepsané do příslušného profilu:
- Při dynamicky namáhaném je navíc nutné zahrnout i vliv příslušných vrubových součinitelů a dalších "únavových" faktorů.

Měrný tlak ve stykových plochách

$$p_{\max} \leftarrow \frac{1}{2} \cdot b_{st} \cdot p_{\max} \cdot l_{st} = F_i = \frac{M_t}{c_{ef} \cdot n_B} \quad (2.5 - 1)$$

$$p_{\max} \leq p_D$$

kde:

F_i výslednice (efektivního) měrného tlaku na bok profilu
 c_{ef} součinitel ef. počtu nesoucích boků (viz tab.)
 n_B počet boků profilu
 b_{st}, l_{st} styková šířka a délka boků profilu

$$b_{st} = \frac{1}{2} \cdot (a - 2f) \cong \frac{1}{2} \cdot (a - 2 \cdot 0 \cdot 1a) = 0,4a \quad (2.5 - 2)$$

kde:

a charakteristický rozměr profilu
 $f \cong 0,1a$... „sražení“
 p_D dovolený měrný tlak na bocích (shodný jako u drážkových spojů)

Poznámky:

- Při návrhu spoje obvykle: $M_{t(max)} = c_{dyn} \cdot M_t \Rightarrow$ materiál, rozměry, ...
- Při hodnocení spoje obvykle: bezpečnost $\Leftarrow M_{t(max)}$, materiál, rozměry, ...
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} \quad \{ 1(stat), 2(dyn) \}$

3. SPOJE S VYUŽITÍM TŘENÍ

3.1 Spoje nalisováním (nalisované spoje)

3.1.1. Charakteristika

(konstrukční znakové vlastnosti)

Pevná (tj. nepohyblivě za provozu spojená) obtížně rozebíratelná spojení na principu stálého pružného předpětí spojovaných částí pomocí přesahu v jejich stykové ploše (libovolného tvaru).

Dále však bude uvažován pouze nejběžnější nalisovaný spoj s válcovou (nebo mírně kuželovou 1 : 50) stykovou plochou.

3.1.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

Vnější část ("náboj")

Rotačně symetrická součást (ozubené kolo, ozubený věnec, kotouč spojky, setrvačnick, apod.), nebo její „deformačně aktivní“ část (viz dále), jejíž vnitřní (funkční) válcová (díra) je vyrobena ve stanovené toleranci a jakosti povrchu.

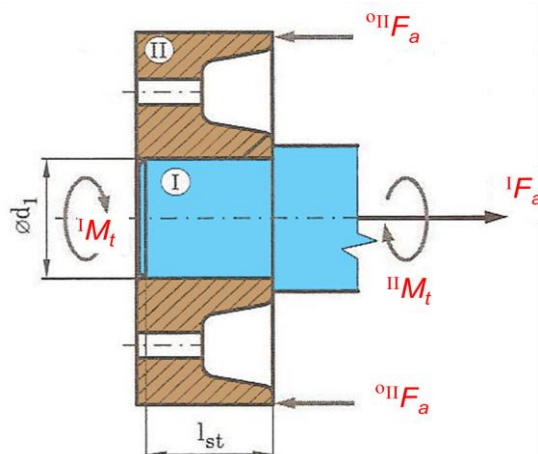
Vnitřní část ("čep")

Rotačně symetrická plná, příp. i dutá část (disk ozubeného kola, plný nebo dutý hřídel, atd.) jejíž vnější (funkční) válcový povrch je vyroben v rozměrové toleranci se stanoveným přesahem vůči rozměrům příslušného válcového otvoru vnější části a ve stanovené jakosti povrchu.

Poznámka:

- Přesah může být stanoven i v opačném pořadí (vnitřní část \Rightarrow vnější část), výše uvedená varianta je však podstatně vhodnější z hlediska výroby a je tudíž nejběžnější.

PŘÍKLAD TYPICKÉHO PROVEDENÍ



Obr. 3.1 - 1

$$^I M_t = ^{II} M_t = M_t \quad (3.1-1)$$

$$^I F = ^{II} F = F \quad (3.1-2)$$

Poznámka:

Označení $^{\circ}$ znamená působení po celém obvodu

3.1.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos točivého momentu a/nebo osově síly třecí silou vyvozenou ve stykové ploše stálým předpětím a součinitelem tření. Spoj může přitom zachycovat i klopný ("ohybový") moment.
- Vhodnost i pro velká zatížení, která mohou být těž střídavá i rázová, neboť spoj je bez vůle.
- Vysoká přesnost sousostí i kolmosti spojení.
- Vysoká spolehlivost všech vlastností spojení.
- Nepotřebnost údržby, avšak při nutnosti demontáže (výměna, oprava, apod. spojovaných dílů), je rozebíratelnost velmi obtížná, někdy i nemožná.

Výroba, montáž

- Značná náročnost na přesnost výrobních tolerancí.
- Relativní obtížnost montáže:
 - a) nalisování za studena (⇒ lisovací zařízení)
 - b) natažení (ne nalisování !) za tepla (⇒ zařízení pro rovnoměrné ohřátí a bezpečnou manipulaci s vnější částí) s případným ochlazením vnitřní části (⇒ zařízení pro podchlazení).

V obou případech je nezbytný osový "doraz" na součástech pro přesné ustavení vzájemné axiální polohy (tj. opěrné, nejčastěji mezikruhové plochy kolmé na osu).

- Vhodnost pro všechny typy výroby při přiměřených výrobních prostř. (kusová, malosériová, ...).

Ostatní hlediska

- Relativně nebezpečná montáž - lisování, příp. manipulace s horkou součástí při nasazování za tepla.
- Relativně bezpečné v provozu - hladké tvary.
- Tolerance uložení musí odpovídat ČSN.

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Spoj je vhodný pro rychlý návrh a realizaci, nevyžaduje žádná speciální opatření (materiál, polotovary, nářadí), pokud jsou k dispozici vhodné lisovací nebo ohřívací (ochlazovací) technické prostředky.
- Není vhodný pro rychlé opravy a demontáže.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Výrobní náklady střední.
- Provozní náklady nulové.
- Náklady na demontáž značné, případně není demontáž možná vůbec ⇒ nákladná výměna celé spojené soustavy apod.

3.1.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

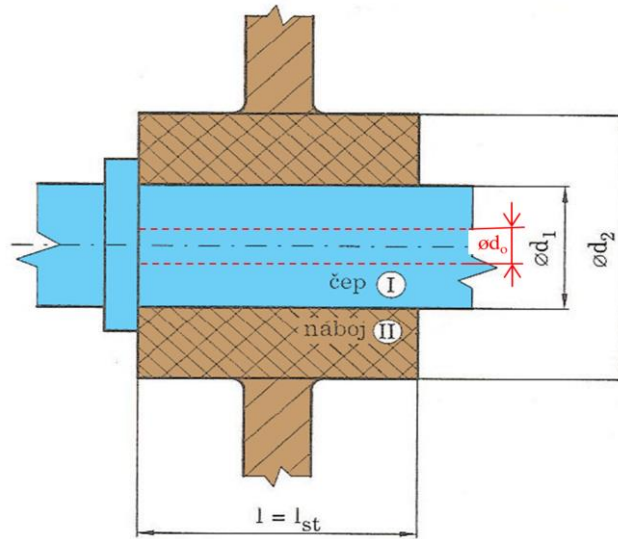
(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

Poznámka:

Nalisovaný spoj se pro potřeby návrhu a hodnocení únosnosti a pevnosti modeluje jako vnější dutý válec ("náboj") a vnitřní (plný nebo dutý) válec ("čep"), které odpovídají svými elementárními konstrukčními vlastnostmi "funkčním" partiím vnější a vnitřní části (skutečné) stavební struktury nalisovaného spoje.

Pro zjednodušení bude odvozovat vztahy pro nalisovaný spoj s plnou vnitřní částí:

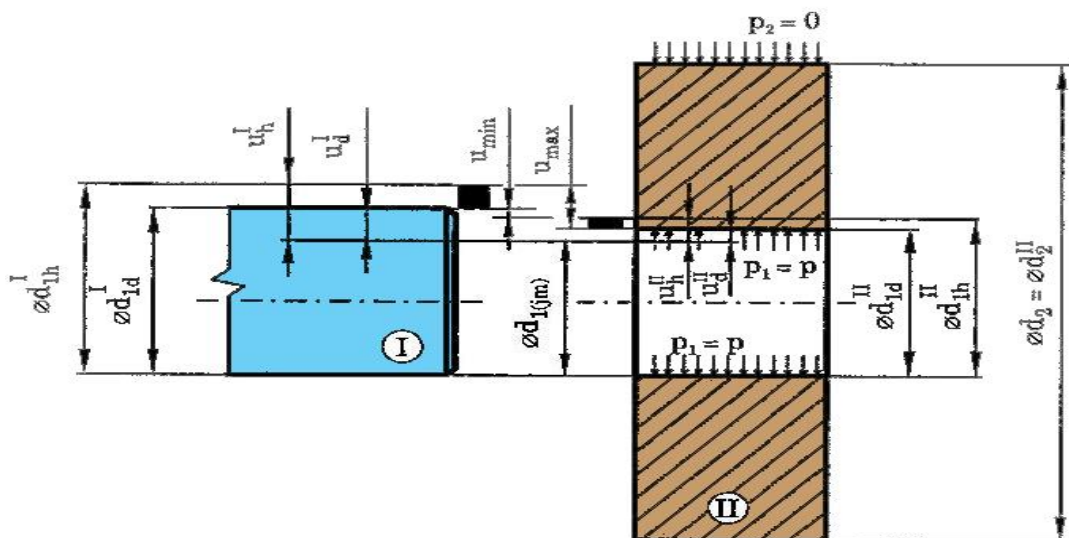


Obr. 3.1-2

Poznámky:

- obvykle: $l_{st} = (1 \div 2) \cdot d_1$

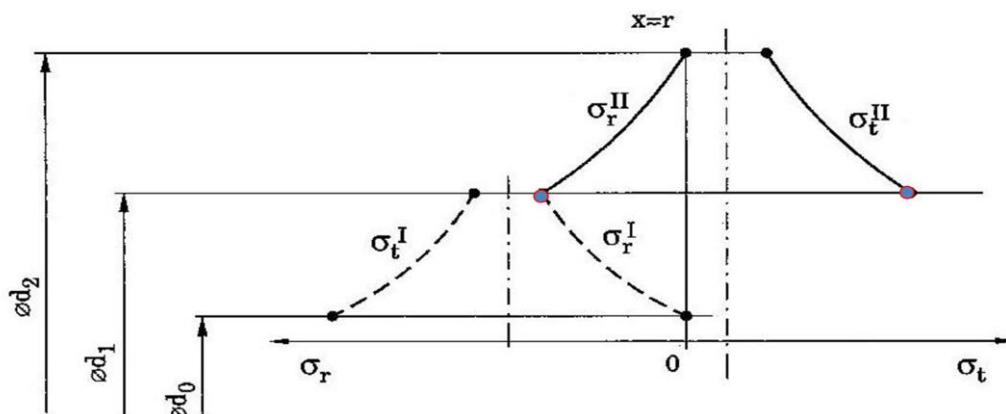
Schéma tolerancí:



Obr. 3.1 - 3

Poznámky:

- Pro dutý hřídel platí analogický diagram:



Obr. 3.1 - 5

Ze vztahů vyplývá, že největší tahová napětí jsou vždy v náboji na $\varnothing d_1$ ($\sigma_{t1} = p \cdot C$), jež jsou větší než $\sigma_{t2} = p \cdot (C - 1)$ na $\varnothing d_2$. V kombinaci s největším tlakovým napětím $\sigma_{r1} = -p$ je zde proto vždy i největší redukované napětí σ_{red}

ÚNOSNOST

Přenášené zatížení

Axiální (osová) síla (působící samostatně)

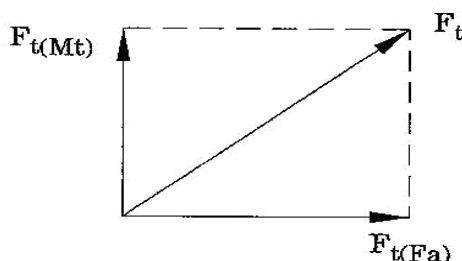
$$F = \pi \cdot d_1 \cdot l_{st} \cdot p \cdot f \cdot \frac{1}{s_f} \quad (3.1 - 3)$$

Točivý ("kroučící") moment (působící samostatně)

$$M_t = \pi \cdot d_1 \cdot l_{st} \cdot p \cdot f \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \frac{1}{s_f} = \frac{\pi}{2} \cdot d_1^2 \cdot l_{st} \cdot p \cdot f \cdot \frac{1}{s_f} \quad (3.1 - 4)$$

Poznámka:

- Pozor při současném působení:



Obr. 3.1 - 6

kde:

$$s_f \cong 1,5 \div 2,5$$

$$l/d_1 \cong 1 \div 2$$

f : [např. Bolek, ČS1, str.289]

$$f_{oc/oc, oc/lit} = 0,10 \div 0,15$$

$$f_{oc/oc, oc/lit} = 0,15 \div 0,20$$

$$f_{oc/oc} = 0,15 \div 0,25$$

čep válcový, lisovaný za studena

čep kuželový (1:50), lisovaný za studena

čep válcový, natažený za tepla

Poznámky:

- Při návrhu spoje obvykle: $\{M_t, F_a\}_{(max)} = C_{dyn} \cdot \{M_t, F_a\} \Leftrightarrow p_{min}$
- Při hodnocení spoje obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow \{M_t, F_a\}_{(max)}, p_{min}$
- Orientačně lze uvažovat $C_{dyn} \quad \{1(stat), 2(dyn)\}$

Potřebný (minimální) přesah**Poznámka:**

" $\sigma_{red1} = E \cdot \varepsilon$ " ... „fiktivní“ Hookeův zákon jako mnemotechnická pomůcka

příčemž pro:

$$\sigma_{red1}(\text{dle } \tau_{max}) = p_1 \cdot ({}^I C + 1) \quad [\text{viz dále: „max. redukováné napětí v náboji“}]$$

$$\varepsilon = \Delta d_1 / d_1 \quad {}^I C = 1 \text{ pro dutý hřídel, tj. } d_0 = 0, \text{ viz níže}$$

$$\Leftrightarrow p \cdot ({}^I C + 1) = E \cdot \Delta d_1 / d_1 \Leftrightarrow \Delta d_1 = d_1 \cdot p \cdot ({}^I C + 1) / E \quad (3.1 - 5)$$

Poznámky:

- Vztah je zjednodušen pro ${}^I E = {}^{II} E = E$; ${}^I \mu = {}^{II} \mu = \mu$; $d_0 = 0$.
kde: μ ...Poissonova konstanta
- Obecně platí :

$$\Delta d_1 = d_1 \cdot p \cdot (({}^I C - {}^I \mu) / {}^I E + ({}^{II} C - {}^{II} \mu) / {}^{II} E), \quad (3.1 - 6)$$

kde:

$${}^I C = (d_1^2 + d_0^2) / (d_1^2 - d_0^2)$$

$${}^{II} C = (d_2^2 + d_1^2) / (d_2^2 - d_1^2)$$

(d_0 ... průměr otvoru v čepu).

- Vztah vyjadřuje výslednou deformaci obou větví předepjatého spoje náboje a čepu:

$$\Delta d_{1(pp)} = \Delta^I d_{1(BPP)} + \Delta^{II} d_{1(APP)} \quad \text{při předpětí } p_{(pp)}.$$

Při návrhu nalisovaného spoje: $p_{potř} \Leftrightarrow \varnothing d_{1,potř}$

Skutečný přesah (vyplývající z normalizovaného lícování stykových ploch)

Pravidlo: Min. výpočtový přesah se musí zajistit takovým uložením, aby i při nejmenším přesahu bylo zajištěno:

$$p_1 > p_{1,potř}, \text{ tj. } \Delta d_1 > \Delta d_{1,potř}.$$

Poznámky:

- Pevnostní výpočet však musí vyhovět pro $\Delta d_{1 \max}$!
- Používá se lícování v soustavě jednotné díry.

Stupně přesnosti: 6/5, 7/6, 8/8

Doporučeno: H6/r5, H6/s5

H7/p6, H7/r6, H7/s6

H7/s7, H7/u7

H8/u8

Měrný tlak ve stykové ploše

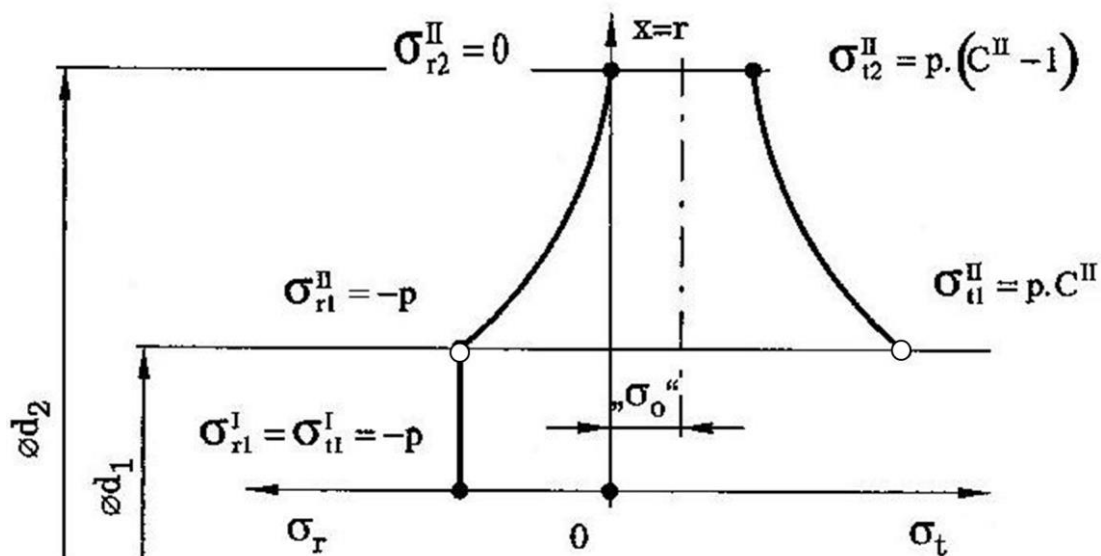
$$p \Leftrightarrow \Delta d_1 = d_1 \cdot p \cdot ({}^I C + 1) / E; \quad p_{\max} \leq p_D \quad (3.1 - 7)$$

Poznámka:

- Při návrhu spoje (obvykle): $\Delta d_{1 \max} \Leftrightarrow p_{\max}$

Max. (redukováno) napětí v materiálu

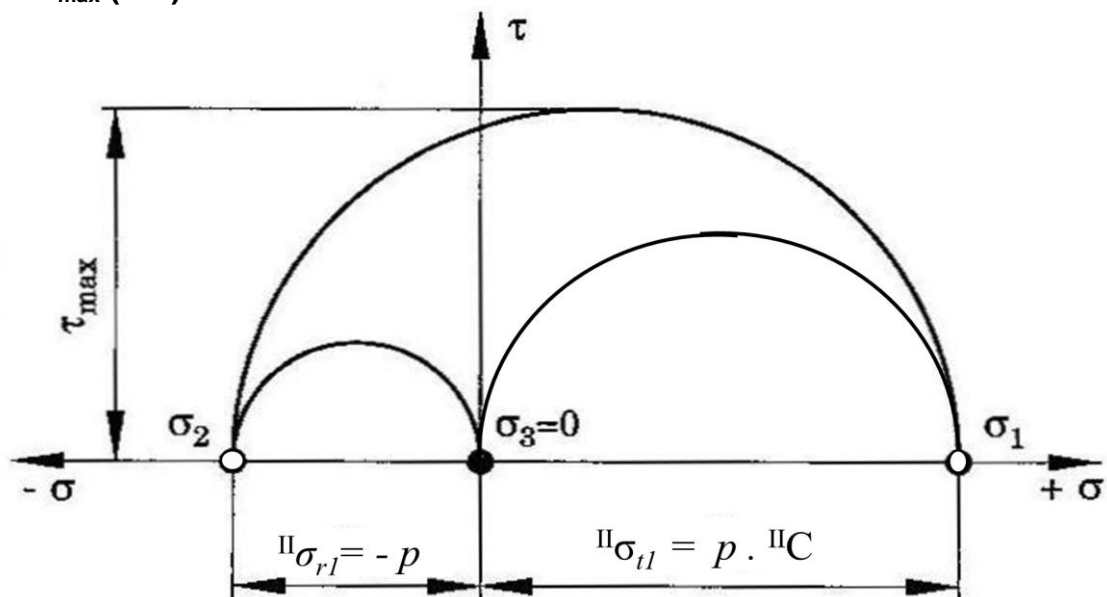
Průběhy σ_r a σ_t :



Obr. 3.1 - 7

Max. napětí v náboji na $\varnothing d_1$ (dvojosá rovinná napjatost):

A) dle τ_{\max} (GM)



Obr. 3.1 – 8

$$II\sigma_{red1} = II\sigma_{t1} - II\sigma_{r1} = p \cdot II C - (-p) = p \cdot (II C + 1) \leq \sigma_{Dt} \quad (3.1 - 8)$$

B) dle λ_F (HMH)

$$\begin{aligned} \sigma_{red1} &= \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2 \cdot \sigma_3 + \sigma_3 \cdot \sigma_1)} = \\ &= \sqrt{II\sigma_{t1}^2 + II\sigma_{r1}^2 - II\sigma_{t1} \cdot II\sigma_{r1}} = p \cdot \sqrt{II C^2 + II C + 1} \leq \sigma_{Dt} \end{aligned} \quad (3.1 - 9)$$

C) dle λ_{\max} (B)

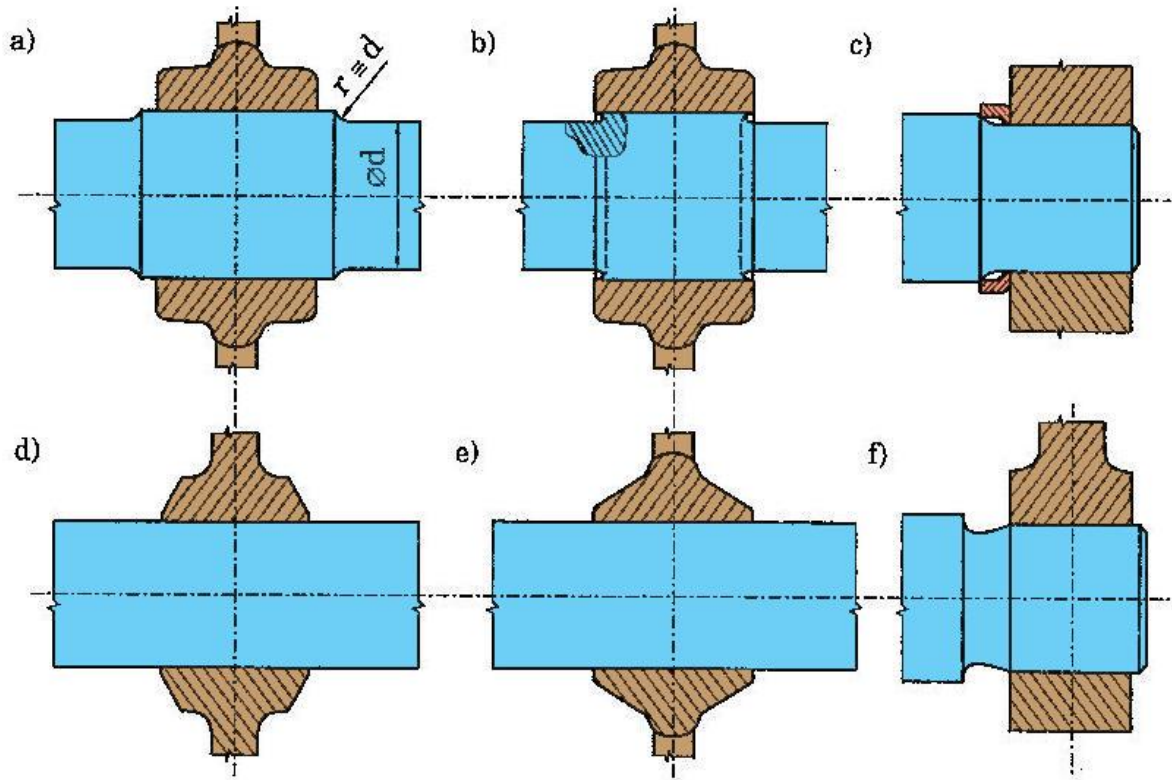
$$\begin{aligned} II\sigma_{red1} &= \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu \cdot (\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2 \cdot \sigma_3 + \sigma_3 \cdot \sigma_1)} = \\ &= \sqrt{II\sigma_{t1}^2 + II\sigma_{r1}^2 - 2\mu \cdot (II\sigma_{t1} \cdot II\sigma_{r1})} = p \cdot \sqrt{II C^2 + 2\mu \cdot II C + 1} \leq \sigma_{Dt} \end{aligned} \quad (3.1 - 10)$$

Poznámka:

- Při návrhu i hodnocení navrženého spoje: $p_{\max} \Leftrightarrow \sigma_{red1\max} \Leftrightarrow \sigma_{red\max}$

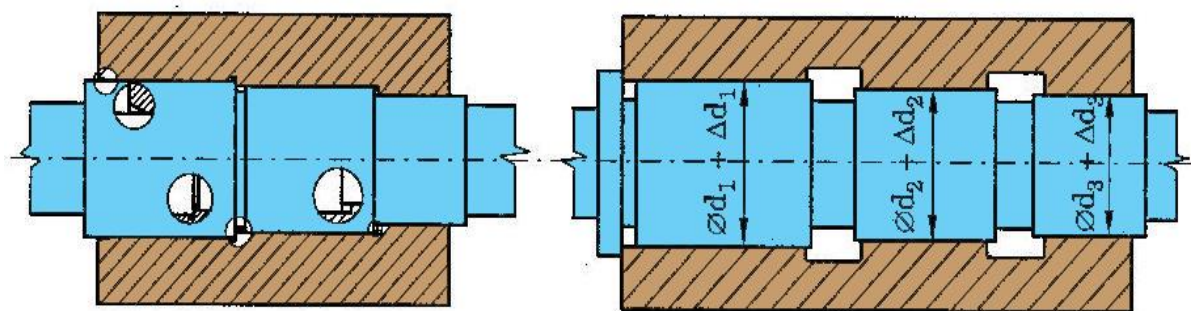
Konstrukční úpravy pro zvýšení pevnosti

A) Odstranění vrubových účinků (nalisování spoj se chová jako jedna součást)



Obr. 3.1 - 9

B) Odstranění vnitřních pnutí u dlouhých spojů po montáži za tepla



$$d_1 > d_2 > d_3 ; \Delta d_1 > \Delta d_2 > \Delta d_3$$

Obr. 3.1- 10

MONTÁŽ

Podmínky pro montáž

A) Nalisování za studena:

$$F_{a\ MONT} = \pi \cdot d_1 \cdot l_{st} \cdot p \cdot f_{lis} \quad (3.1 - 11)$$

$F_{a\ MONT}$...lisovací síla na překonání odporu tření
 f_{lis} ...uvažuje se vyšší, tj. $\sim 0,25$

Při lisování \Rightarrow ohlazení ploch \Rightarrow nutno zvětšit teoretický max. přesah Δd_{1max} ještě o cca:

$$\Delta d_1 = 1,2 \cdot (R_{zh} + R_{zd}) \quad (3.1 - 13)$$

kde: R_{zh}, R_{zd} ...výšky nerovností stykových ploch čepu a náboje
broušeno: $R_z = 2 \div 5 \mu m$
hladce soustruženo: $R_z = 5 \div 15 \mu m$

B) Natažení za tepla (náboje) nebo/a při ochlazení (čepu)

$\Delta l_{obv1\ MONT} = l_{obv1} \cdot \alpha_l \cdot \Delta t_{MONT}$... vztah pro délkovou tepelnou roztažnost

$$\Rightarrow \pi \cdot \Delta d_{1max\ MONT} = \pi \cdot d_1 \cdot \alpha_l \cdot \Delta t_{MONT} / .1/\pi$$

$$\Rightarrow \Delta d_{1max} + v = d_1 \cdot \alpha_l \cdot (t_{n\ MONT} - t_{\check{c}\ MONT})$$

$$\Rightarrow t_{n\ MONT} = (\Delta d_{1max} + v) / (d_1 \cdot \alpha_l) + t_{\check{c}\ MONT} \leq T_D \quad (3.1 - 14)$$

kde:

Δt_{MONT} [°C] ... součet teplot ohřátí náboje a ochlazení čepu:

$$\Delta t_{n\ MONT} = \Delta t_{n\ MONT} + \Delta t_{\check{c}\ MONT} = t_{n\ MONT} - t_{n\check{c}\ 0} + (t_{n\check{c}\ 0} - t_{\check{c}\ MONT}) = t_{n\ MONT} - t_{\check{c}\ MONT}$$

$t_{n\ MONT}$ [°C] ... potřebná teplota náboje (při ochlazení čepu na $t_{\check{c}\ MONT}$)

$v \cong 0,01$ [mm] ... montážní vůle

$\alpha_{l\ ocel} = 11,10^{-6}$ K⁻¹ ... tepelný součinitel délkové roztažnosti

Poznámky:

- Obecně: $t_D \cong 250 \div 600^\circ C$, (prakticky: $t_D \cong t_Z - 50^\circ C$; t_Z ...teplota posl. tepel. zprac.)

- Ochlazení: až $t_{\check{c}\ MONT} \cong -70^\circ C$

- Montáž za tepla:

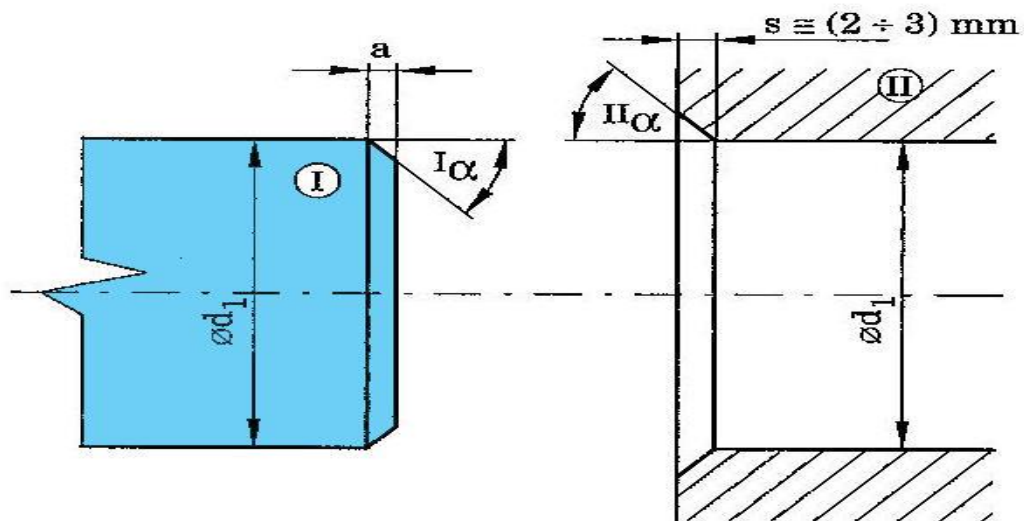
- = nevhodné pro tepelně zpracované součásti
- = nevhodné pro nasazení na kalenou součást
- = spolehlivější spoj než za studena

Při návrhu a hodnocení navrženého spoje:

A) $p_{1max} \Rightarrow F_{a\ MONT}$

B) $p_{1max} \Rightarrow \varnothing d_{1max} \Rightarrow t_{n\ MONT}$

Konstrukční úpravy pro zjednodušení montáže



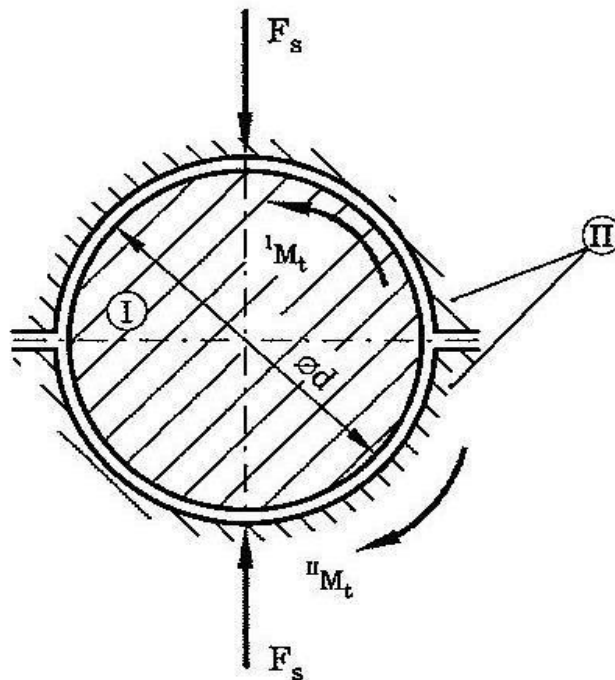
Obr. 3.1 - 11

3.2 Spoje sevřením (svěrné spoje)

3.2.1. Charakteristika

(konstrukční znakové vlastnosti)

Pevná, snadno rozebíratelná spojení na principu sevření (příp. vzezření) spojovaných částí v jejich stykové ploše (libovolného tvaru) pomocí elementů, které se přímo nezúčastňují vlastního přenosu zatížení. Dále budeme uvažovat pouze nejběžnější svěrné spoje s rotačně symetrickou stykovou plochou.



Obr. 3.2 - 1

styková délka: l_{st}
 ${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t$

(3.2 - 1)

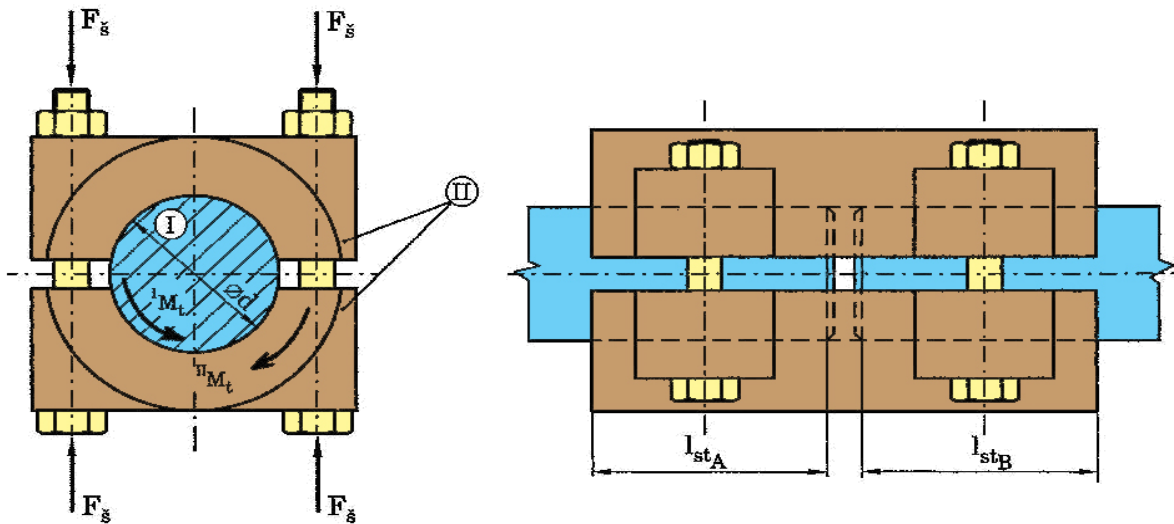
3.2.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

3.2.2 – I. SVĚRNÉ SPOJE S VÁLCOVOU STYKOVOU PLOCHOU

A) S DĚLENOU VNĚJŠÍ ČÁSTÍ

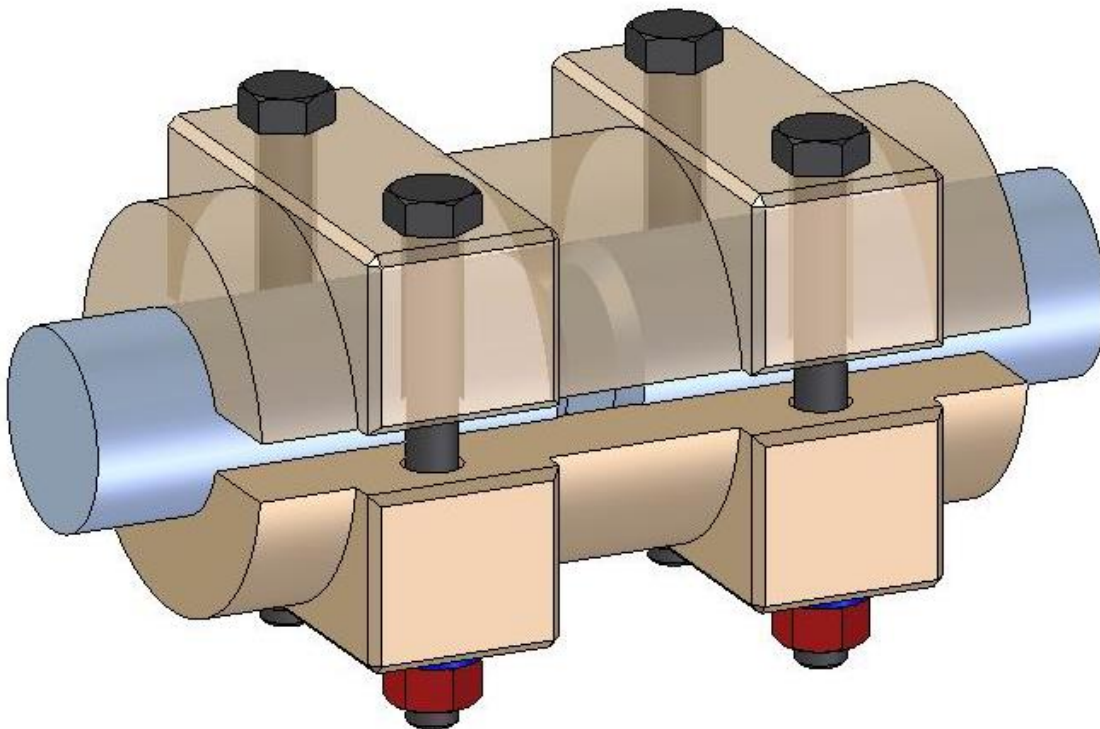
obvykle svěrné spojky hřídelů:



Obr. 3.2 - 2

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t$$

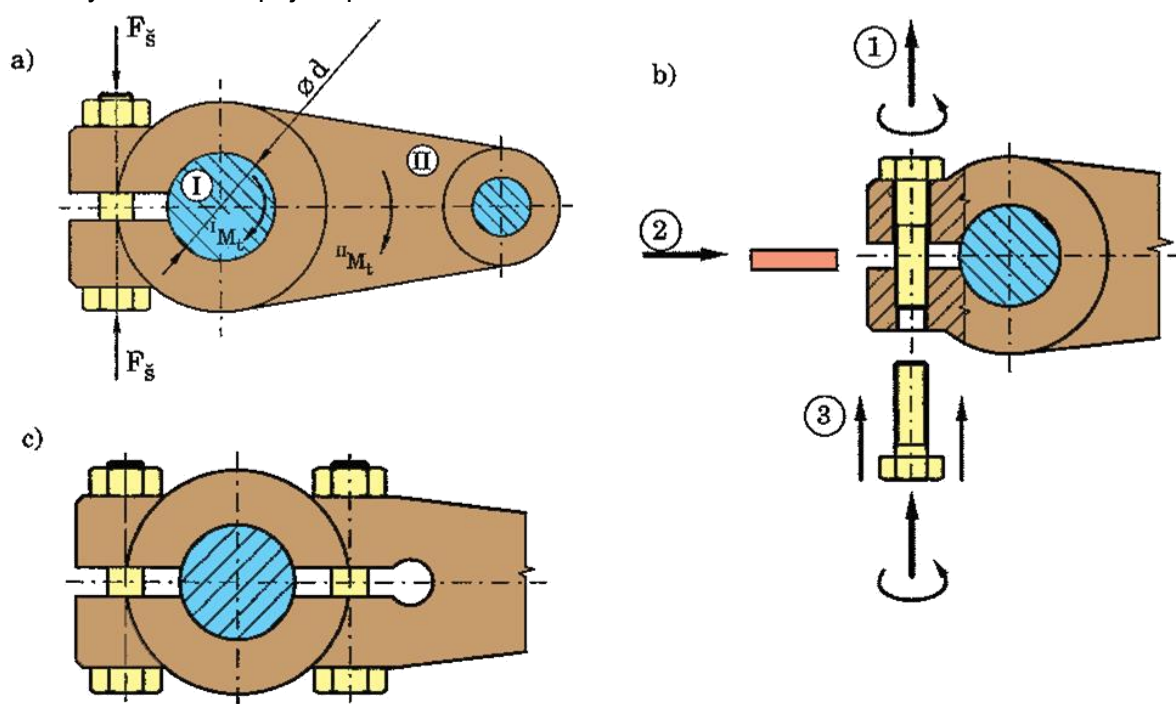
(3.2 - 2)



Obr. 3.2 - 3

B) S ČÁSTEČNĚ DĚLENOU VNĚJŠÍ ČÁSTÍ

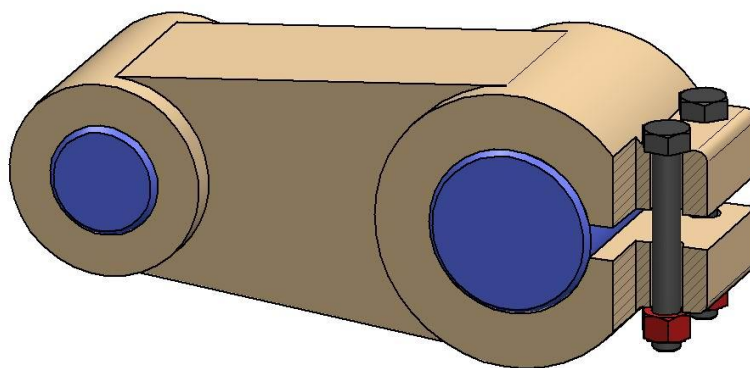
obvykle svěrná spojení pák s hřídelí:



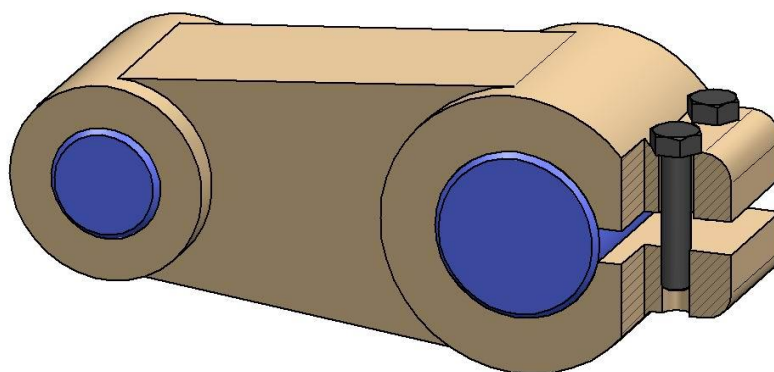
Obr. 3.2 - 4

Poznámka:

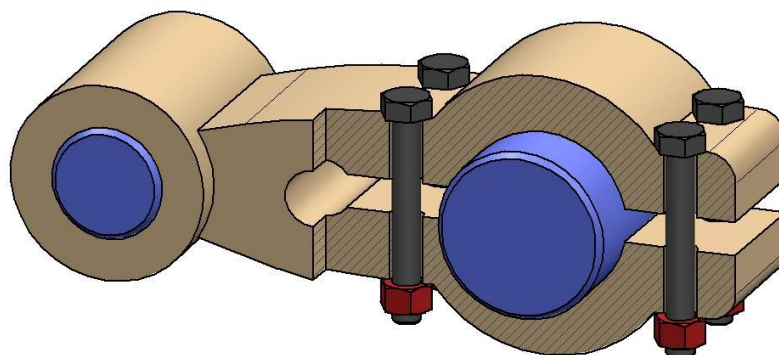
V případě b) jsou znázorněny též pomůcky pro demontáž (postup 1 – 2 – 3).



Obr. 3.2 - 5



Obr. 3.2 - 6

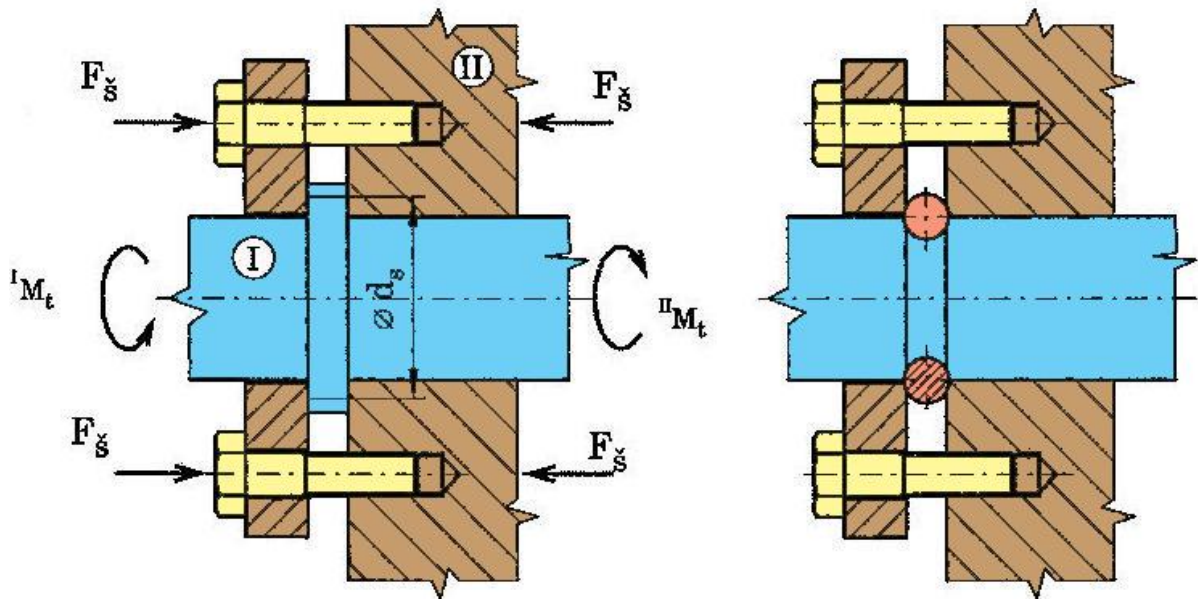


Obr. 3.2 - 7

Uložení vnější a vnitřní části:

- | | |
|--|------------------------------|
| A), B) a) b) – přechodná | B) c) – s přesahem (malé A) |
| bud' H8/j7 nebo H8/k7 | H8/n7 nebo H8/p7 |
| příp. H7/j6 nebo H7/k6 | H7/n6 nebo H7/p6 |
| C) S NEDĚLENOU VNĚJŠÍ ČÁSTÍ (pro malé \varnothing a malé M_t) | |

obvykle svěrná spojení nábojů s hřídelem:



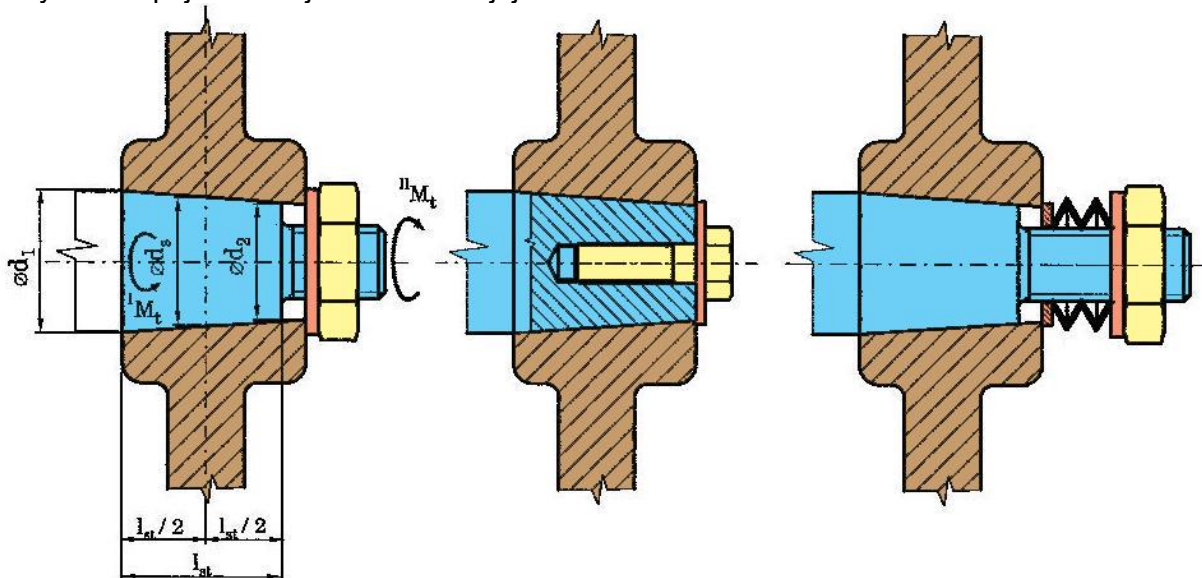
Obr. 3.2 - 8

Svěrné spojení na funkčním principu třecí kotoučové spojky (viz. další kapitoly), nebudeme proto zde již uvažovat.

3.2.2 – II. SVĚRNÉ SPOJE S KUŽELOVOU STYKOVOU PLOCHOU

(pouze s nedělenou vnější částí)

obvykle ke spojení nábojů s hřídelí na jejich koncích:



Obr. 3.2 - 9

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t \quad (3.2 - 3)$$

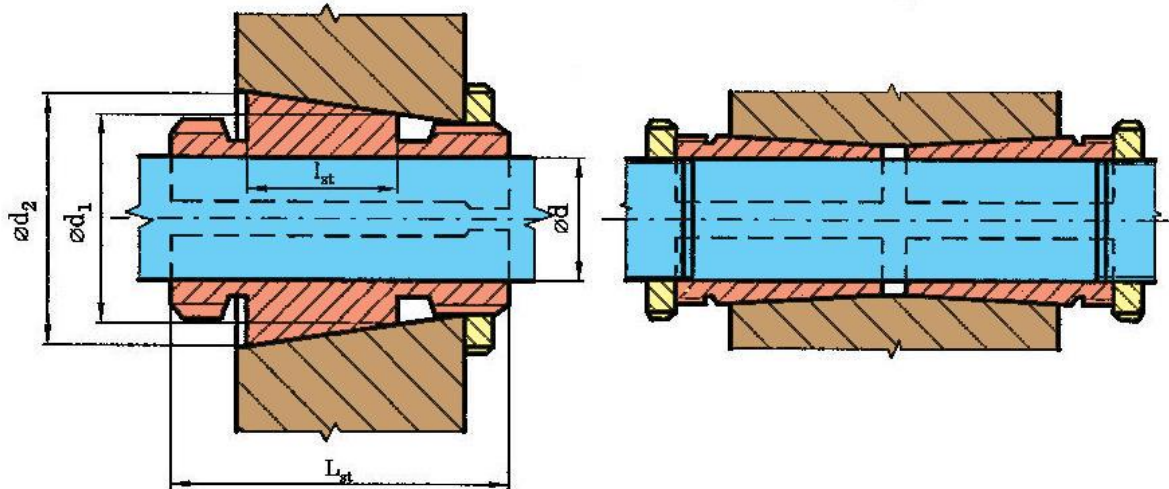
$$d_s = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.2 - 4)$$

Kuželovitost: 1:5 až 1:10

3.2.2 – III. SVĚRNÉ SPOJE S KUŽELOVÝM POUZDREM

(pouze s nedělenou vnější částí)

obvykle ke spojení ("nábojů") vnitřních kroužků ložisek apod. s hřídelí kdekoli po její délce:



Obr. 3.2 - 10

Kuželovitost: 1:10 až 1:15

Uložení pouzder na hřídeli – přechodná: H8/j7

Tyto spoje se nepoužívají pro přenos větších zatížení, nebudeme proto dále uvažovat.

3.2.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos točivého momentu a osově síly (třecí silou vyvozenou ve stykové ploše vyvozeným sevřením) vzepřením a součinitelem tření). Spoj může zachycovat i klopný ("ohybový") moment.
- Jednoduchost demontáže, výměny i opětovného nastavení vzájemné polohy spojovaných částí (s výjimkou nezaručené axiální polohy u spojů s kuželovou stykovou plochou).
- Spolehlivost spoje závisí významně na spolehlivosti pojištění svíracích elementů proti uvolnění.
- Spolehlivost oproti únavovému lomu značná (žádné tvarové vruby na hřídeli).

Výroba, montáž

- Výroba i montáž relativně nenáročná
- Dělení součásti nutné obrábět společně
- Jednoduchost montáže a nastavení vzájemné polohy spojovaných částí (s výjimkou nezaručené axiální polohy u spojů s kuželovou stykovou plochou).

Ostatní hlediska

- Relativně nebezpečné pro obsluhu při otáčení vlivem vnějších nerotačních tvarů (někdy nutné zakrytovat).

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

•Vhodnost pro rychlý návrh, výrobení, montáž, údržbu i demontáž.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Výrobní náklady relativně malé.
- Provozní náklady nulové.
- Náklady na demontáž minimální.

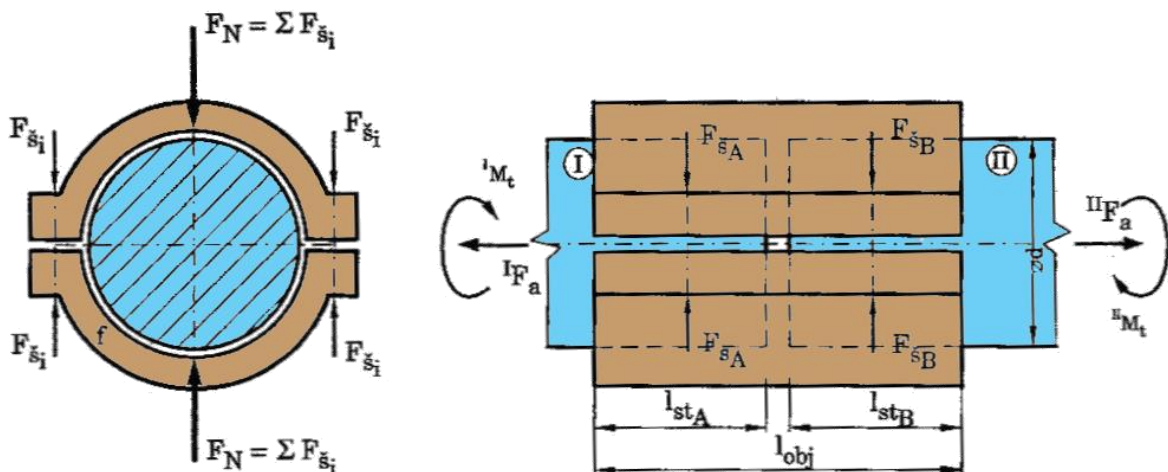
3.2.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

3.2.4 – I. SVĚRNÉ SPOJE S VÁLCOVOU STYKOVOU PLOCHOU

A) S DĚLENOU VNĚJŠÍ ČÁSTÍ

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY



Obr. 3.2 - 11

Síly F_{s_i} jsou vyvozovány pomocí šroubů, které nejsou pro zjednodušení zakresleny

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t \quad (3.2 - 5)$$

$${}^I F_a = {}^{II} F_a = F_a \quad (3.2 - 6)$$

ÚNOSNOST A PODMÍNKY PRO MONTÁŽ

Přenášené zatížení

Axiální (osová) síla (samostatně):

$$F_a = c_{np} \cdot \pi \cdot d \cdot l_{st(\min)} \cdot p_{stř} \cdot f / s_f \quad (3.2 - 7)$$

Točivý ("krouťící") moment (samostatně):

$$M_t = c_{np} \cdot \pi \cdot d \cdot l_{st(\min)} \cdot p_{stř} \cdot f \cdot (d / 2) / s_f \quad (3.2 - 8)$$

Poznámka:

- Kombinované zatížení $\{ M_t, F_a \}$ se řeší analogicky jako u nalisovaných spojů.

kde:

$$f \cong 0,15$$

$$c_{np} \cong 0,75 \text{ (vliv nerovnoměrného rozložení } p \text{ po obvodu)}$$

$$s_f \cong (1,5 \div 2,5)$$

$$p_{stř} = F_{N A, B} / (l_{st A, B} \cdot d)$$

$$\text{kde: } F_{N A, B} = n_{š A, B} \cdot F_{š}$$

kde: $n_{š A, B}$...počty šroubů v částech A a B

Poznámky:

- Při návrhu spoje obvykle: $\{ M_t, F_a \}_{(max)} = c_{dyn} \cdot \{ M_t, F_a \} \Leftrightarrow n_{š A, B (min)}, F_{š}$
- Při hodnocení spoje obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow \{ M_t, F_a \}_{(max)}, n_{š A, B}, F_{š}$
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} \in \{ 1(stat), 2(dyn) \}$

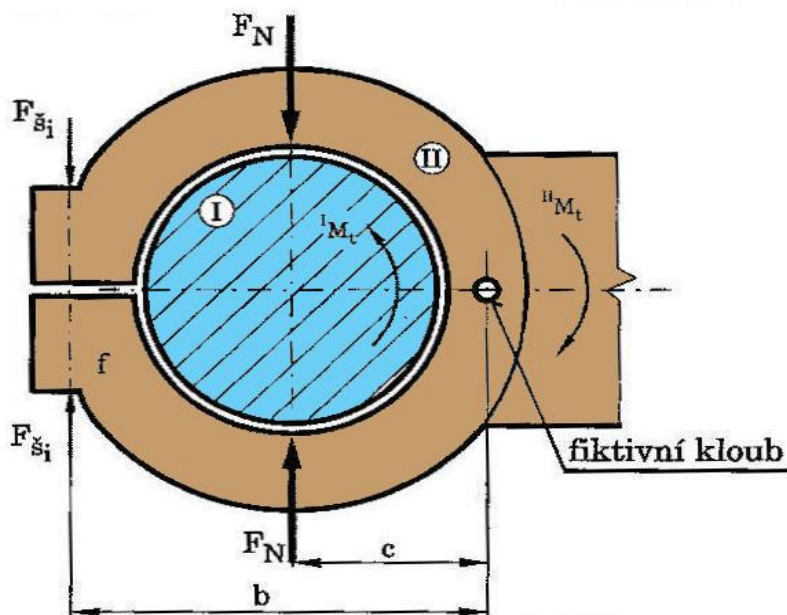
PEVNOST**Měrný tlak ve stykové ploše**

$$p_{max} \Leftrightarrow p = 4 / \pi \cdot F_{N A, B} / (l_{st A, B} \cdot d); \quad p_{max} \leq p_D \quad (3.2 - 9)$$

Napětí v materiálu

pro dané tvary, rozměry a zatížení kritických míst u běžných součástí $\Leftrightarrow \sigma_{(red)max}$

$$\sigma_{(red)max} \leq \sigma_{Dt}$$

B) S ČÁSTEČNĚ DĚLENOU VNĚJŠÍ ČÁSTÍ**MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY**

Obr. 3.2 - 12

$$^I M_t = ^{II} M_t = M_t$$

(3.2 - 10)

ÚNOSNOST

Totéž jako u spoje s dělenou vnější částí, s výjimkou:

$$F_N = c_{nás} \cdot n_{\xi} \cdot F_{\xi} - F_{pruž} \quad (3.2 - 11)$$

kde:

$$c_{nás} = b / c \cong 2$$

$$F_{pruž} \cong 0$$

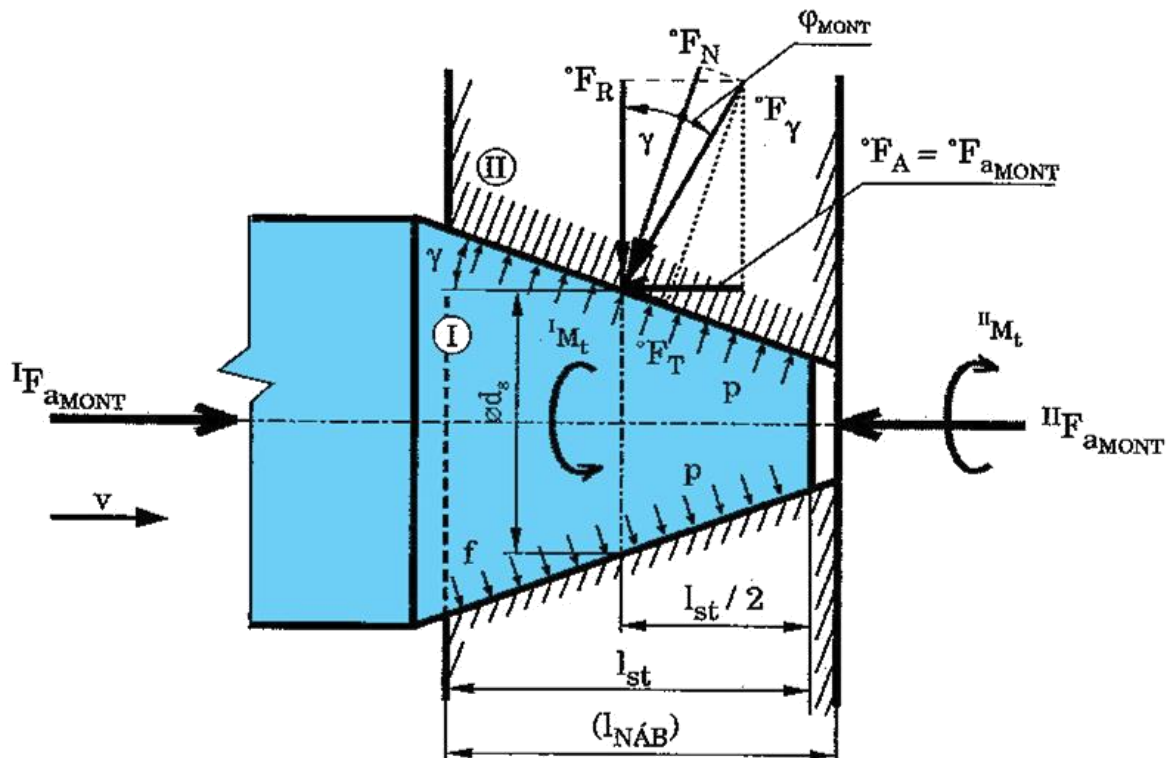
přesnější hodnoty jedině deformačním výpočtem

PEVNOST

Totéž jako u spoje s vnější dělenou částí a se zahnutím přídatných (staticky neurčitých) vlivů pružné deformace objímky.

3.2.4 – II. SVĚRNÉ SPOJE S KUŽELOVOU STYKOVOU PLOCHOU

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY



Obr. 3.2 - 13

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t \quad (3.2 - 12)$$

$${}^I F_{aMOM} = {}^{II} F_{aMOM} = F_{aMOM} \quad (3.2 - 13)$$

Poznámka:

- Označení $^{\circ}$ znamená působení po celém obvodu

ÚNOSNOST A PODMÍNKY PRO MONTÁŽ

Přenášené zatížení

Točivý ("kroutící") moment (působící samostatně):

$$M_t = \pi \cdot d_s \cdot l_{st} \cdot p \cdot f \cdot (d_s / 2) / \cdot s_f \quad (3.2 - 14)$$

kde:

$$f \cong 0,15$$

$$s_f \cong (1,5 \div 2,5)$$

Potřebná montážní osová síla:

$$\underbrace{F_a}_{\cong} = \underbrace{F_R \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi_{MONT})}_{\cong}$$

$$F_{a\ MONT} \cong \pi \cdot d_s \cdot l_{st} \cdot p \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi_{MONT}) \quad (3.2 - 15)$$

kde:

$$\varphi_{MONT} = \operatorname{arctg}(\varphi_{MONT}) \cong f_{MONT}$$

Poznámka: $f_{MONT} \cong 0,2$

Poznámky:

- Při návrhu spoje obvykle: $M_{t(max)} = c_{dyn} \cdot M_t \Leftrightarrow p, F_{a\ MONT},$ tvary, rozměry, ...
- Při hodnocení spoje obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow M_{t(max)}, F_{a\ MONT},$ tvary, rozměry, ...
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} \quad \{ 1(stat), 2(dyn) \}$

PEVNOST

Měrný tlak ve stykové ploše

$p_{max} \Leftrightarrow p$ pro požadovaný M_t , příp. danou F_a ; $p_{max} \leq p_D$

(Redukované) napětí v materiálu

$\sigma_{(red)} \Leftrightarrow$ pro dané tvary, rozměry a zatížení:

- náboje jako u nalisovaného spoje
- ostatních částí jako u běžných součástí

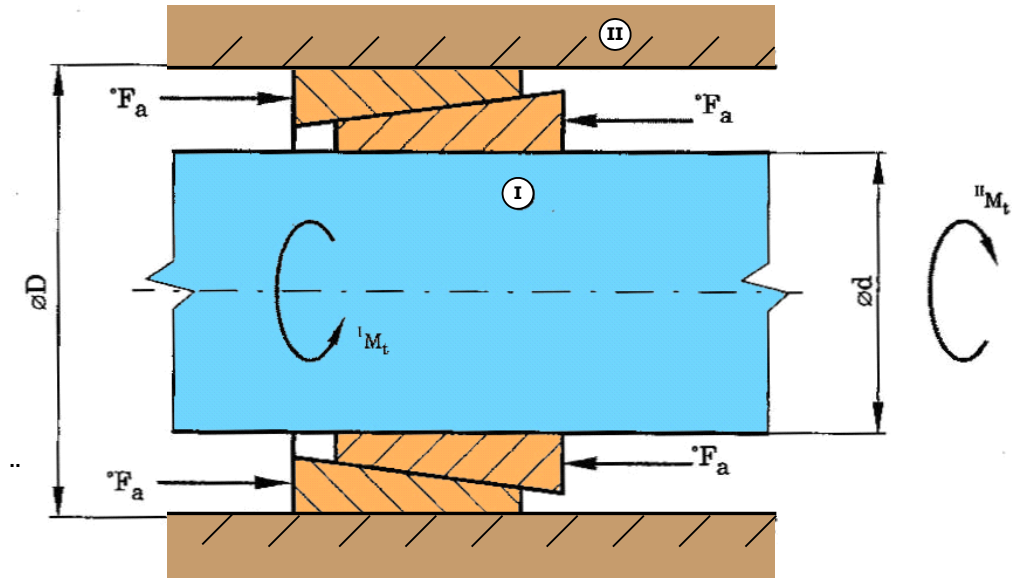
$$\sigma_{(red)max} \leq \sigma_D$$

3.3 Spoje upínacími (rozpěrnými) kroužky

3.3.1. Charakteristika

(konstrukční znakové vlastnosti)

Pevná, jednoduše rozebíratelná spojení náboje s hřídelem na principu jejich radiálního rozpětí pomocí sady axiálně stlačovaných kroužků s kuželovými stykovými plochami:



Obr. 3.3 - 1

$$^I M_t = ^{II} M_t = M_t$$

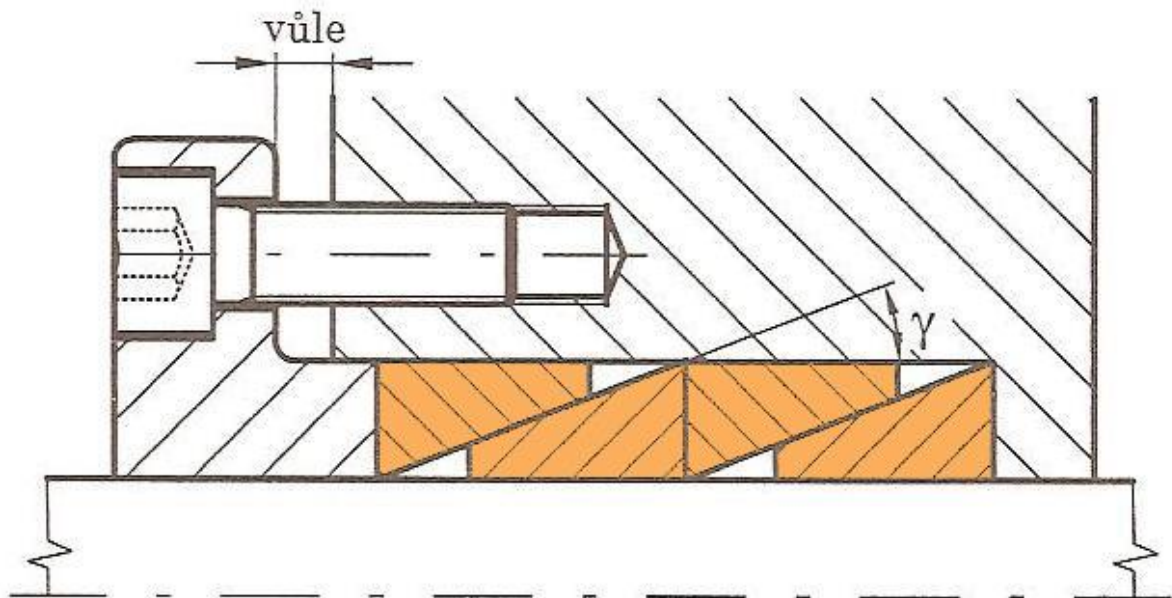
(3.3 - 1)

Poznámka:

- Označení $^\circ$ znamená působení po celém obvodu

3.3.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)



Obr. 3.3 - 2

Kuželovitost: $\gamma \sim 17^\circ$

Uložení:

- náboj / vnější kroužek - volná: H7/f7 nebo H8/f7
- vnitřní kroužek / hřídel - volná: E7/h6 až E8/f8

Počet sad kroužků: $n = 1 \div 4$

3.3.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos točivého momentu a osově síly (třecí silou vyvozenou ve stykové ploše vyvozenou rozepřením kroužků a součinitelem tření ve všech stykových polohách). Spoj může zachycovat i klopný ("ohybový") moment.
- Jednoduchost nastavení vzájemné polohy součástí.
- Spolehlivost spoje významně závisí na spolehlivosti pojištění svíracích elementů proti uvolnění.
- Spolehlivost oproti únavovému lomu značná (žádné vruby na hřídeli).

Výroba, montáž

- Výroba kroužků relativně náročná, vyrábějí se proto jako komponenty na prodej.
- Výroba připojovacích ploch na hřídeli i v náboji jednoduchá.
- Montáž i demontáž spoje velmi jednoduchá.

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Vhodnost pro rychlý návrh, montáž, údržbu i demontáž.
- Kroužky vhodné místo vyrábění nakupovat.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

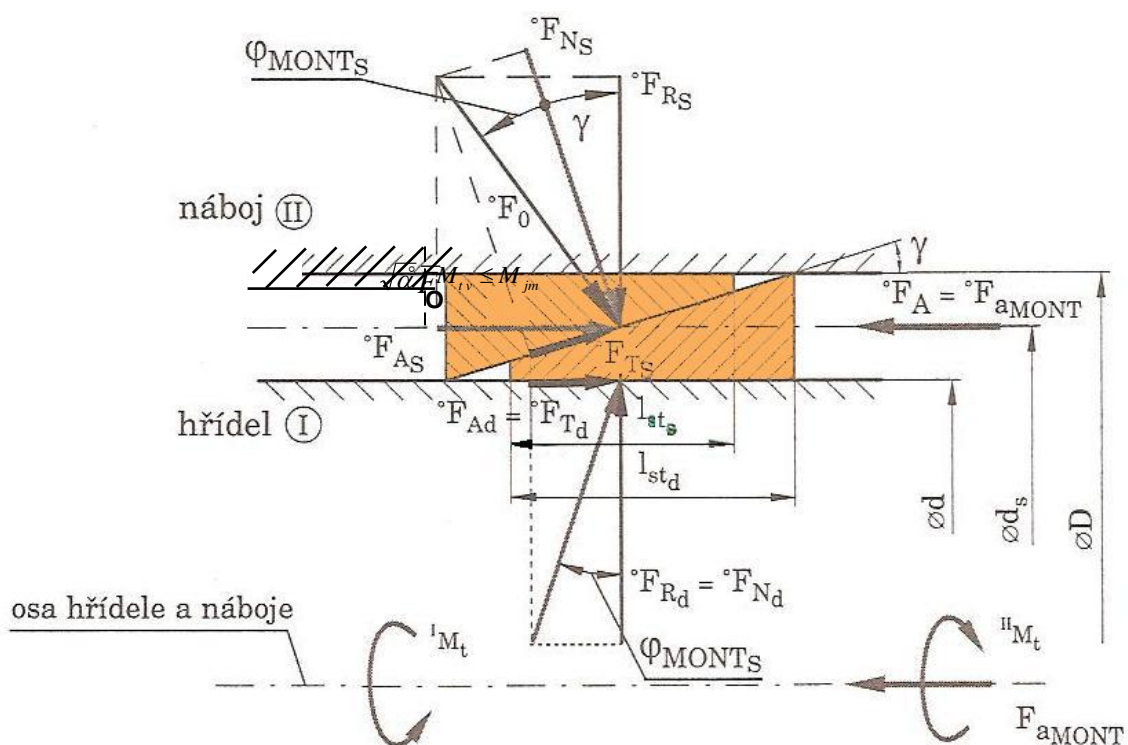
Hospodárnost procesů

- Výrobní náklady lze snížit nákupem normalizovaných kroužků.
- Provozní náklady nulové.
- Náklady na demontáž minimální.

3.3.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY



Obr. 3.3 - 3

$${}^I M_t = {}^{II} M_t = M_t$$

(3.3 - 2)

Poznámka:

- Označení $^\circ$ znamená působení po celém obvodu

ÚNOSNOST A PODMÍNKY PRO MONTÁŽ

Řeší se za předpokladu zanedbání malých pružných radiálních (a tudíž i obvodových) deformací kroužků.

Poznámky:

- Pro snazší názor si můžeme představovat kroužky po obvodu přerušené.
- Pro zjednodušení uvažováno pouze zatížení od M_t , zatížení od F_a , příp. $\{ M_t, F_a \}$ by se řešilo analogicky jako u nalis. spojů.

Max. točivý moment na 1 dvojici kroužků (samostatně):

$$M_t = \min \{ M_{ts}, M_{tD}, M_{td} \}$$

kde:

M_{ts}, M_{tD}, M_{td} ... třecí momenty na stykových plochách na kuželi o stří. $\varnothing d_s$ a válciích o $\varnothing D$ a $\varnothing d$.

$$M_{ti} = \pi \cdot d_i \cdot l_{sti} \cdot p_i \cdot f_i \cdot (d_i / 2) / s_f \quad (3.3 - 3)$$

kde:

i ... index s, D, d podle uvažované stykové plochy

$$f_s \cong f_D \cong f_d \cong f \cong 0,15$$

$$s_f \cong (1,5 \div 2,5)$$

Potřebná montážní osová síla:

Budeme řešit za předpokladu, že se vnější kroužek při montáži osově nepohybuje a že minimálním (a tudíž rozhodujícím) třecím momentem pro přenos vnějšího zatížení M_t je třecí moment M_{td} (vzhledem k min při předpokládaných shodných součinitelech tření f). Řešení ostatních možných variant by bylo analogické.

Z rovnováhy sil (viz orgánová struktura):

$${}^\circ F_A = {}^\circ F_{As} + {}^\circ F_{Ad} = {}^\circ F_{Rs} \cdot \operatorname{tg} (\gamma + \varphi_{\text{MONT}s}) + {}^\circ F_{Rd} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{\text{MONT}d} \quad (3.3 - 4)$$

$${}^\circ F_{Rs} - {}^\circ F_{Rd} = 0 \quad (3.3 - 5)$$

$$(2) \Rightarrow {}^\circ F_{Rs} = {}^\circ F_{Rd} = {}^\circ F_R \quad \text{dosazením do (1)}$$

$$\Rightarrow {}^\circ F_A = {}^\circ F_R [\operatorname{tg} (\gamma + \varphi_{\text{MONT}s}) + \operatorname{tg} \varphi_{\text{MONT}d}] / \pi \cdot d \quad (3.3 - 6)$$

$$F_{\text{aMONT}} = {}^\circ F_R [\operatorname{tg} (\gamma + \varphi_{\text{MONT}s}) + \operatorname{tg} \varphi_{\text{MONT}d}] \quad (3.3 - 7)$$

$$F_{\text{aMONT}} = \pi \cdot d \cdot l_{st_d} \cdot p_d \cdot [\operatorname{tg} (\gamma + \varphi_{\text{MONT}s}) + \operatorname{tg} \varphi_{\text{MONT}d}] \quad (3.3 - 8)$$

$$\text{kde: } \varphi_{\text{MONT}s,d} = \operatorname{arctg} f_{\text{MONT}s,d} \cong f_{\text{MONT}} \cong 0,2 \quad (3.3 - 9)$$

Poznámky:

- Při návrhu spoje obvykle: $\{ M_t, F_a \}_{(max)} = K_{dyn} \cdot \{ M_t, F_a \} \Leftrightarrow F_{aMONT}, \dots$
- Při hodnocení spoje obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow \{ M_t, F_a \}_{(max)}, F_{aMONT}, \dots$
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} \in \{ 1(stat), 2(dyn) \}$

- Vztah pro montážní sílu F_{aMONT} je odvozen za předpokladu „vtlačování“ vnitřního kuželu mezi vnější kroužek a hřídel. Při opačném předpokladu „vtlačování vnějšího kuželu mezi vnitřní kroužek a nástroj (nebo i při současném pohybu obou kroužků proti sobě) by se příslušné velikosti F_{aMONT} (při dalších shodných předpokladech) zvýšily nejvýše v poměru D/d . Vzhledem k zanedbání výrobních nepřesností a pružných deformací kuželů i vzhledem k nutným rezervám v součástech tření f_t a f_{MONT} a v bezpečnosti s_f to není podstatný rozdíl. Pro větší bezpečnost přenášeného M_t je však vhodné tento případ uvažovat. Při výpočtech pevnosti spoje je naopak nutné uvažovat předpoklady pro větší bezpečnost z tohoto hlediska (analogicky jako velikost přesahu Δd_1 u nalisovaných spojů). Které z uvedených případů posuvu kuželů, atd., ve skutečnosti nastanou, nelze předem určit pro neznámé velikosti (odchylek) skutečných rozměrů, tvarů, poloh a součinitelů tření v jednotlivých stykových plochách (Obr.3.3 – 2)

- Při více dvojicích kroužků klesá přitlačná síla $^{\circ}F_A$ na každém dalším páru cca o $\sim 50\%$, takže únosnost narůstá nelineárně a počet dvojic kroužků je omezen:

Počet dvojic kroužků n	Přenášený točivý moment M_{tn}
1	$1 \cdot M_t$
2	$1,5 \cdot M_t$
3	$1,75 \cdot M_t$
4	$1,875 \cdot M_t$
„∞“	$2 \cdot M_t$

Obr. 3.3.4 - 2

$$\Leftrightarrow n_{max} = 4$$

PEVNOST

Při uvaž. zanedbání napětí od malých pružných deformací kroužků:

Měrný tlak ve stykových plochách

$$p_{max} = \max \{ p_s, p_D, p_d \} \text{ pro požadovaný } M_t, \text{ příp. danou } F_{aMONT}; p_{max} \leq p_D$$

(Redukované) napětí v materiálu

- $\sigma_{(red)} \Leftrightarrow$ pro dané tvary, rozměry a zatížení:
- náboje jako u nalisovaného spoje
 - ostatních částí jako u běžných součástí
- $$\sigma_{(red)max} \leq \sigma_D$$

4. SPOJE S VYUŽITÍM MATERIÁLU

4.1 Spoje materiálovými přechody

4.1.1. Charakteristika

(konstrukční znakové vlastnosti)

Elementární spojení v relativně malých plochách (elementárním) materiálovým **přechodem** mezi jednoduchými tvarovými prvky a základním tělesem součástí (tj. pouze na jedné součásti).

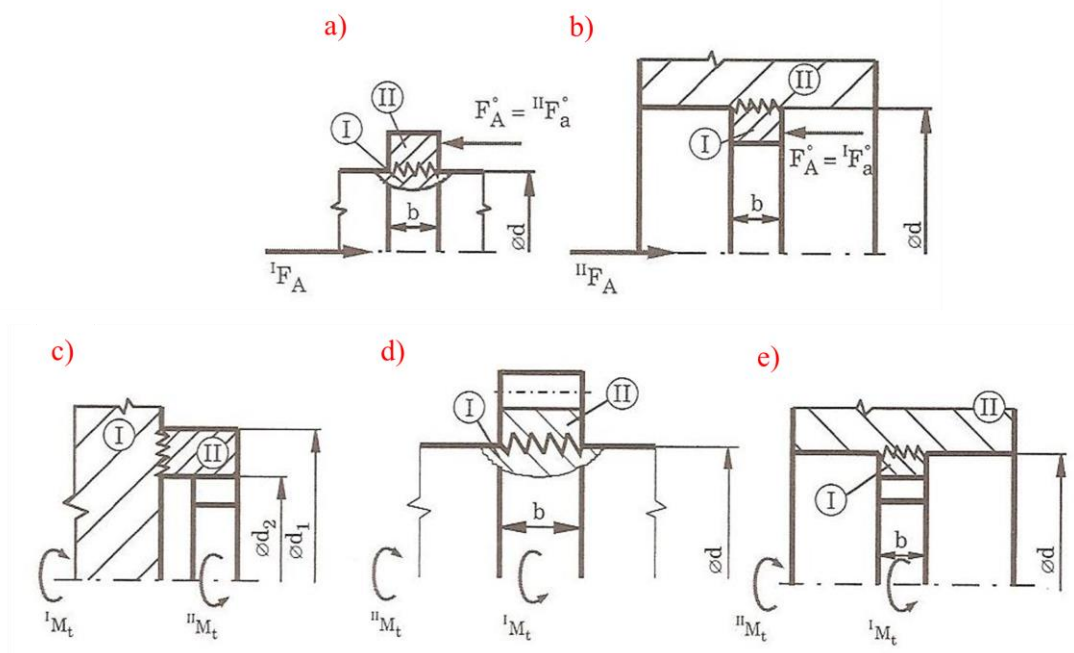
Nejedná se tudíž o klasické spojení dvou odděleně vyrobených součástí.

Jejich navrhování i hodnocení jsou však zcela analogické jako u "klasických" spojů, neboť zajišťují jejich elementární funkci. Tyto elementární spoje mohou být dílčími prvky ("plnohodnotných") klasických strojních částí (což je pak zahrnuto i jako nedílná část jejich navrhování a hodnocení). V této kapitole budou proto uvažovány pouze „elementární spoje“ s nejběžnější geometricky jednoduchou a jednoduše zatíženou spojovací plochou.

4.1.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

"spojení" elementárními materiálovými přechody:



Obr. 4.1. - 1

Poznámka:

- Označení $^{\circ}$ znamená působení po celém obvodu.

4.1.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- U spojení materiálovým přechodem jsou možné všechny druhy zatížení, nejčastěji jsou však namáhání tečná.
- Přesnost i spolehlivost vysoká.
- Nepotřebnost údržby.

Výroba, montáž

- Nenáročnost výroby i montáže.

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Vhodnost pro rychlý návrh a výrobu (zhotovení),

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Výrobní náklady relativně malé.
- Provozní náklady nulové.

4.1.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

ÚNOSNOST A PEVNOST

Pro tvary, rozměry a zatížení kritických míst shodné jako u běžných součástí.

4.2 Spoje svary (svarové spoje)

4.2.1. Charakteristika

(konstrukční znakové vlastnosti)

Pevná (tj. nepohyblivá) nerozebíratelná spojení na principu místního roztavení spojovaných částí za působení tepla a nebo tlaku a to bez použití nebo s použitím přídavného materiálu.

Poznámka:

- Základním modulem (prvkem) svarových spojů je spojení "jedním" svarem s jedním (obvykle geometricky jednoduchým) typem podélné střednice (úsečka, kruhový oblouk, kružnice ap.). Svarové spoje s více takovými svary (uspořádanými v rovině nebo v prostoru) se řeší zcela analogicky na základě obecného postupu (pro jakýkoli spoj) uvedeného v kapitole SPOJE – ZÁKLADNÍ PRINCIPY.

4.2.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

ZPŮSOBY VÝROBY (ZHOTOVENÍ) (DRUHY SVAŘOVÁNÍ)

A) **Tavně:** spojení místním roztavením materiálu (spojovaných částí a příp. přídavného materiálu) teplem bez působení tlaku.

Druhy (dle způsobu přívodu tepla)

- el. obloukem: mezi kovovou (střídavý nebo stejnosměrný proud) nebo uhlíkovou (stejnosměrný proud) elektrodou a základním materiálem:
 - ručně s kovovou elektrodou
 - automat. se svařovacím drátem pod tavidlem
 - automat. s wolframovou elektrodou v ochranné atmosféře
 - automat. s uhlíkovou elektrodou
- plamenem: spalování plynů - acetylén nebo propanbutan a kyslík
- elektrostruskově: bez oblouku - zdrojem tepla proud procházející vodivou struskou a tavným drátem
- plazmou: dva oblouky - základní a nosný vytvářející plazmu
- elektron. paprskem: kovy s vysokou teplotou tavení - W, Mo ...
- termitem: směs kysličníku železa s hliníkovým práškem
- slévárensky: tekutý kov - opravy odlitků

B) **Tlakově:** spojení místním roztavením materiálu (spojovaných částí a příp. přídavného materiálu) teplem při působení tlaku.

Druhy (dle způsobu provedení)

- odporově: roztavení el. proudem o nízkém napětí a vysoké intenzitě
 - stykově: odtavováním nebo pēchováním
 - bodově: dvě, obvykle vodou chlazené elektrody (tenké plechy).
 - švově: mezi dvěma kotoučovými elektrodami, nebo kotouč. elektroda proti součásti (pro těsné nádoby).
 - výstupkově: jedna součást - výstupky. Sevře se mezi ploché elektrody (hromadná výroba, jinak nákladné).
- třením (suchém): roztavení třením (pro rotační součásti).
- indukčně: roztavení indukovaným proudem (pro výrobu švových trubek).
- ultrazvukem: roztavení vysokým kmitočtem.
- výbuchem: výbušninou, jiskrovým výbojem, magnetickou vlnou.

Dále jsou převážně uvažovány pouze běžnější spoje tavnými svary.

DRUHY SVAROVÝCH SPOJŮ (DRUHY SVARŮ)

Druhy dle tvaru příčného řezu

Dáno normami: ČSN 05 0025 ÷ 05 0028
ČSN 13 1075 (pro potrubí)

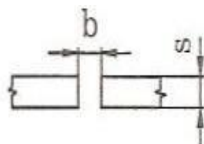
A) Svary tupé

ve stykové spáře

poloviční

a) I svary

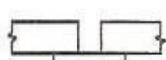
I nepodložený



I podložený

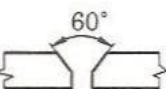


I s přivařenou
podložkou



b) V svary

V nepodložený



1/2 V nepodložený



V podložený



V s přivařenou
podložkou



V dvojstranný



1/2 V dvojstranný



c) U svary

U nepodložený



1/2 U nepodložený



U podložený



1/2 U podložený



U dvojstranný



d) W svary

W



1/2 W



W dvojstranný



1/2 W dvojstranný



B) Svary lemové - pro tenké plechy



C) Svary koutové

a) Součásti přeplátované

- svar čelní



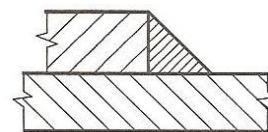
- svar boční



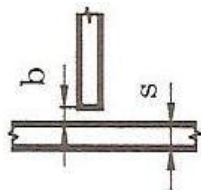
- svar šikmý



Průřez svaru:



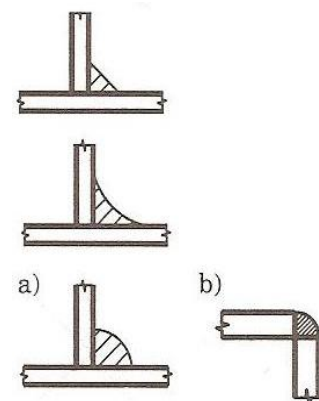
b) Součásti skloněné, obvykle \perp



- svar plochý (běžně)

- svar vydutý (prop dynamická zatížení - plynulé přechody)

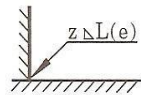
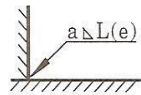
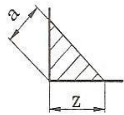
- svar převýšený (nezvyšuje pevnost, více materiálu, proto jen jako svar rohový (b))



Koutový svar – např. Značení ISO 2535-1992

„Svařované a pájené spoje – Označování na výkresech“

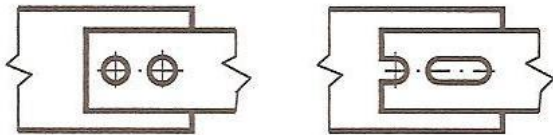
- udává se (s označením!) buď a nebo z



L ... délka dílčích svarů

e ... rozteč dílčích svarů

D) Svary děrové a žlábkové (nevhodné pro dynamické zatížení)



Druhy dle plynulosti svaru

A) Svary průběžné

- pro nádoby apod.

B) Svary přerušované

- v ostatních případech – méně materiálu, nižší pracnost

SPOJOVANÉ A PŘÍDAVNÉ MATERIÁLY

A) Spojované materiály

Základní pravidlo:

Používat jen materiály se zaručenou nebo podmíněně zaručenou svařitelností (uvedeno v normách jakosti ocelí (materiálové listy) ČSN 41 0000 ÷ 41 9858).

Stupně svařitelnosti

zaručená (vždy)	1a	pouze $t > 0^{\circ} \text{C}$	i dynamicky namáhané svary
zaručená podmíněně	1b	za urč. podm. zaruč.	staticky namáhané svary
dobrá	2	nezaručuje, ale lze	podřadné svary
obtížná	3	nevyhovující svary	nedoporučuje se

Obr. 4.1. - 2

Poznámky k jednotlivým druhům materiálů:

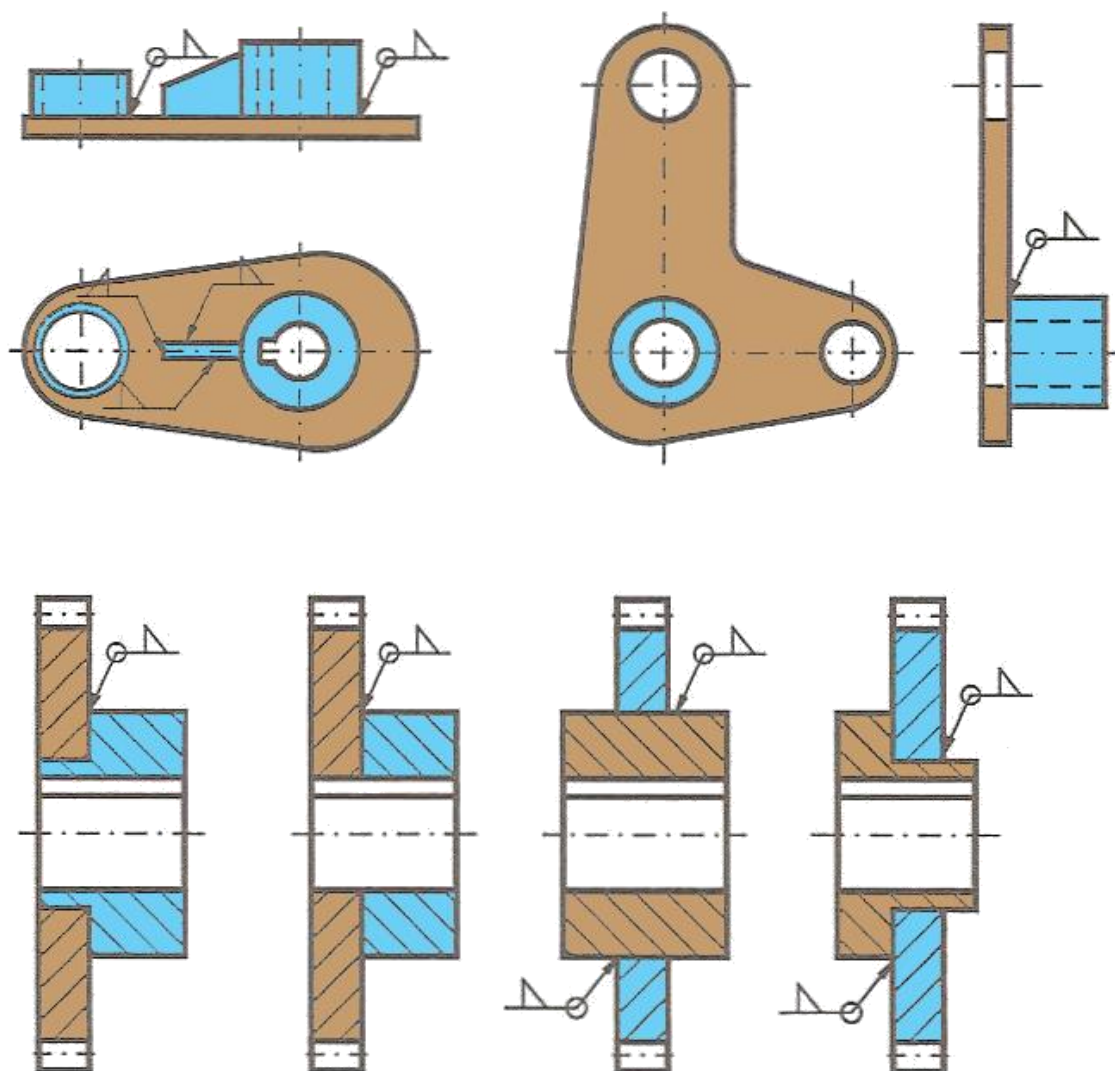
- obecně pro oceli: pro svař. el. obloukem $C \leq 0,2\%$, $P, S \leq 0,1\%$
- oceli tříd 10 -17 : spec. druhy se zaruč svařit. (v tab.)
- kalitelné oceli : obtížná svař. (musí se předehřívat)
- oceli na odlitky (vyšší C): obtížná svař. (vznik trhlin)
- šedá litina (vyšší C): obtížná svař. (předehř. na 650°C)
- temper litiny (422530,35,40): dobrá svař.
- neželezné kovy : obtížná svař. (vys. tep. vodivost (mědi, bronzí, mosazi) a nízká teplota tavení)

B) Přídavné materiály

Druhy (podle tvaru a úpravy)

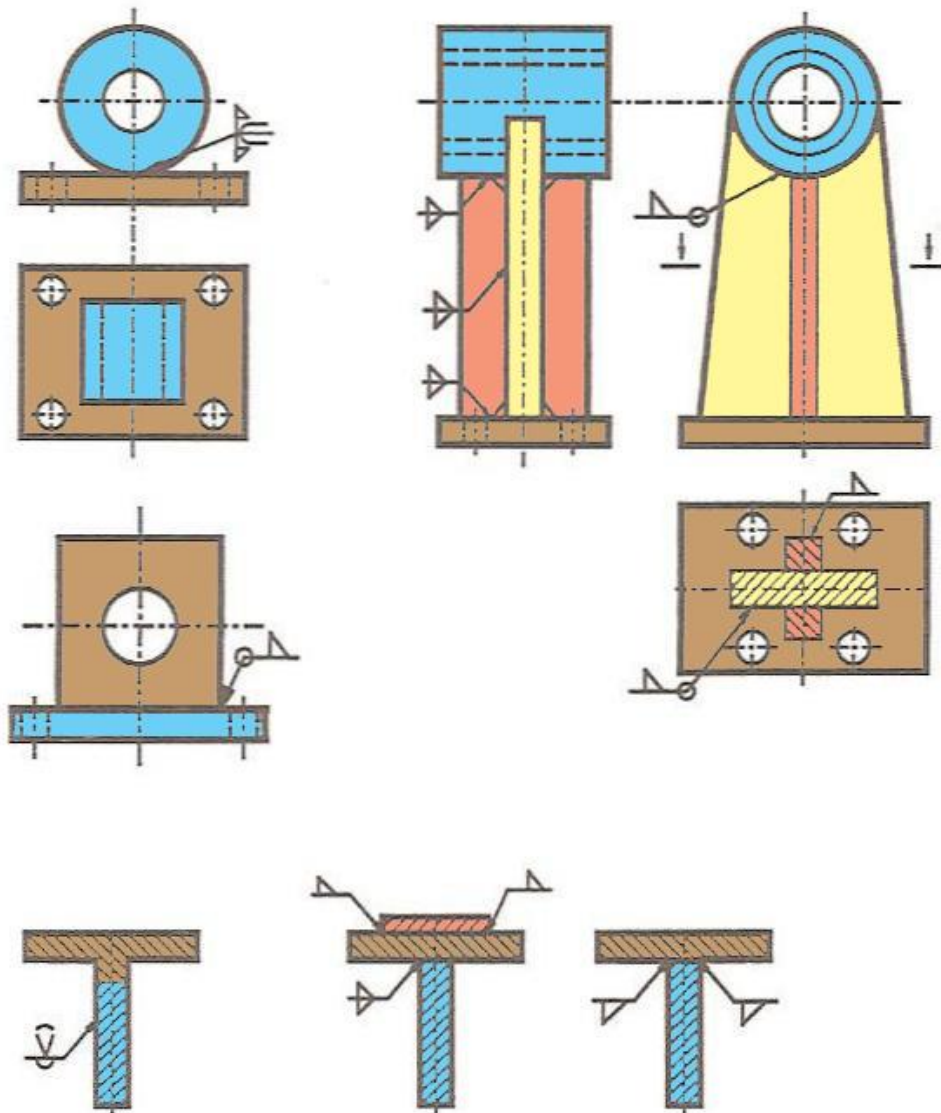
- obalené elektrody: pro ruční obloukové svařování
 - podle druhu svař. materiálu
 - podle druhu obalu (zásaditý, kyselý,)
 - podle průměru : (1,6 ÷ 8) a délky: (200 ÷ 500)
- holé dráty: pro svař. bez přístupu vzduchu (pod tavidlem nebo v ochranném plynu)
 - podle druhu svař. materiálu
 - podle průměru: (1,6 ÷ 5) v metrových délkách
- tyčinky
 - podle průměru: (5 ÷ 20)

Příklady provedení:



Obr. 4.1. – 3

Příklady provedení:



Obr. 4.1. - 4

4.2.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos všech druhů zatížení.
- Nerozebíratelnost.
- Spolehlivost ovlivněna náchylností na vnitřní prnutí a vrubové účinky.

Výroba, montáž

- Značná náročnost na provedení.
- Umožnění výroby i velkých strojů i jejich částí (co nelze pomocí odlitků a výkovků).

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Relativně rychlý návrh i výroba (zhotovení).
- U složitějších výrobků nutné žihání nebo "stárnutí" pro odstranění vnitřních prnutí (lze i pomocí vibrací), což výrobní čas prodlužuje.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- V kusové výrobě levnější než odlitky, výkovky apod. (úspora materiálu a nižší pracnost), avšak odstraňování vnitřních prnutí u složitějších svařenců náklady zvyšuje.
- Provozní náklady nulové, pokud není na závadu nerozebíratelnost spojení.
- Značné náklady na "demontáž" (pálení plemenem, apod.).

4.2.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

Uvažovány jsou pouze nejběžnější tupé a koutové svary.

SOUHRNNÉ POZNATKY K ÚNOSNOSTI A PEVNOSTI

Statické namáhání

Součinitel bezpečnosti (příp. dovolené namáhání) nutné upravit:

$$\sigma_{Dsv} = c_{sv} \cdot \sigma_D, \text{ příp. } \tau_{Dsv} = c_{sv} \cdot \tau_D = c_{sv} \cdot c_\alpha \cdot \sigma_D$$

kde:

Svar	Směr napětí k délce svaru	Způsob namáhání	c_{sv}		
			označení	z literatury	orientačně
Tupý	⊥	tah	$c_{Tt \perp}$	0,85 – 1	0,85
	⊥	tlak	$c_{Td \perp}$	1,0	1,0
	–	smyk	c_{Ts}	1,15	1,15
Koutový (vždy smyk)	⊥	smyk	$c_{Ks \perp}$	1,25 – 1,66	1,15
		smyk	$c_{Ks }$	1,08 – 1,50	1,15

Obr. 4.2. - 1

c_{sv} - dle druhu a namáhání svaru:

$c_\alpha = 0,6$ (dle HMH), příp. $0,5$ (dle τ_{max})

Poznámky:

- Pozor, σ_D vždy pro materiál(y) spojovaných částí!
- Pozor, v literatuře někdy spojovány (zbytečně a nelogicky) c_{sv} a c_α do jediného součinitele $c = c_{sv} \cdot c_\alpha$, což vede k nepřehlednému počtu variant rozdílných hodnot součinů

Dynamické namáhání

Značný vrubový účinek:

→ únavové jevy již při $1/2 \div 1/5$ cyklů oproti nesvařovaným strojním částem:

	N svař.	N nesvař.
statické zatížení	$< 5 \cdot 10^3$ cyklů	$< 10 \cdot 10^3$ cyklů
dynamické zatížení, časová pevnost	$> 5 \cdot 10^3$ cyklů	$> 10 \cdot 10^3$ cyklů
dynamické zatížení, trvalá pevnost	$> 2 \cdot 10^6$ cyklů	$> 10 \cdot 10^6$ cyklů

→ citlivost na rázové zatížení:

$$F = F_{st} + \varphi \cdot F_a, \text{ příp. } M = M_{st} + \varphi \cdot M_a \quad (4.2.- 1)$$

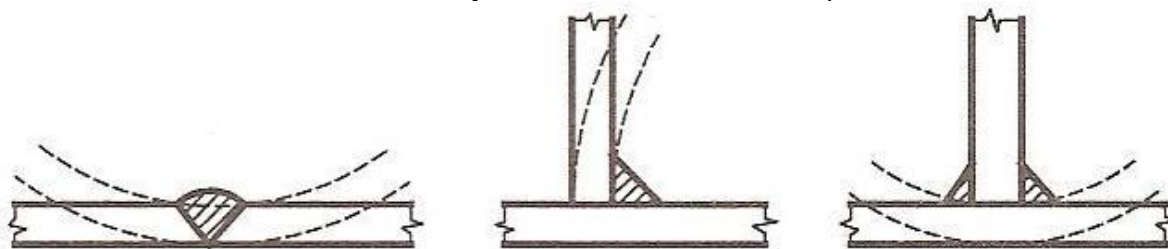
kde:

φ dáno typem zatížení

Snižování deformací a vnitřních pnutí

Příčiny:

Smršťování roztaveného kovu + nestejněměrné ohřátí \Rightarrow vnitřní pnutí a deformace.



Způsoby:

Konstrukčně:

- počet svarů minimální
- svary souměrně ke směru působící síly
- svary nehromadit (rohy)
- velké svařence skládat z menších

Úpravou svaru:

- min. délky a průřezy
- předepsat pořadí zhotovení a směr. svarů

Mech. úpravami:

- díly před svařováním ustavit v opačném smyslu oproti deformacím po svaření

Po vyrobení:

- žháním, vibracemi, „stárnutím“

Zkoušení a vady svarů

Důvody zkoušení:

Svary - značná závislost na zručnosti a svědomitosti svářeče.

Způsoby zkoušení:

1. **příprava** – *hodnocení* svažitelnosti materiálu, vhodnost elektrod, kvalifikace svářečů, stav zařízení.
2. **při svařování** – *hodnocení* dodržování technolog. postupu, někdy dokonce zkušební svařování zkušebních desek, z nichž se pak vyříznou zkušební tyče.
3. **po svaření** – zkoušení vnější prohlídkou, navrtáváním, magneticky, rentgenem, ultrazvukem.

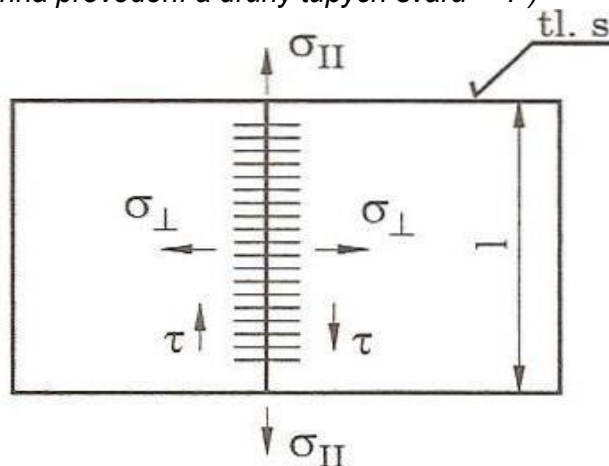
Druhy vad:

- povrchové
- vnitřní

4.2.4 – I. TUPÉ SVARY

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

(zjednodušeně pro všechna provedení a druhy tupých svarů – T)



Obr. 4.2 -2

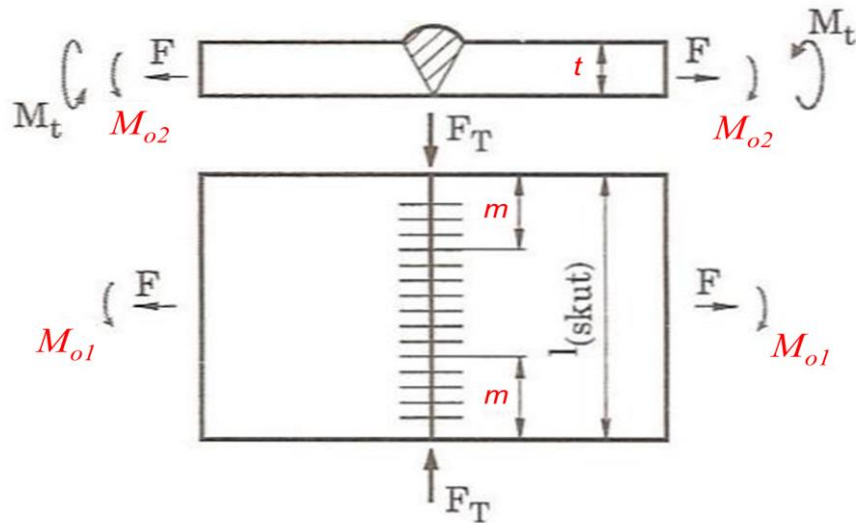
$$\begin{aligned}\sigma_{Dsv\perp} &= c_{T\perp} \cdot \sigma_D && \text{(tah } \perp \text{)} \\ \sigma_{Dsv\parallel} &= c_{T\parallel} \cdot \sigma_D && \text{(tah } \parallel \text{)} * \\ \tau_{Dsv} &= c_{TS} \cdot \tau_D && \text{(smyk)}\end{aligned}$$

Poznámky:

- Druhá varianta * je možná jen při současném (paralelním) „příčném“ zatěžování obou svařených desek

ÚNOSNOST A PEVNOST (pro typické případy)

A) Tupý svar mezi dvěma deskami v jedné rovině



Obr. 4.2 - 3

Zatížení od F - tah :

$$\sigma_{\perp 1} = \frac{F}{S} = \frac{F}{t \cdot l} \leq \sigma_{sv\perp} = c_{Tt\perp} \cdot \sigma_D \quad (4.2. -2)$$

kde přesněji: $l_{(ef)} = l_{(skut)} - 2m$; ($m \cong t$)

Zatížení od F_T - smyk (síly působí „soumězně“ na pravou a levou desku):

$$\tau_{Dsv} = \frac{F_T}{S} = \frac{F_T}{t \cdot l} \leq \tau_{Dsv} = c_{Ts\parallel} \cdot \tau_D \quad (4.2. -3)$$

kde v případě smyku za ohybu přesněji:

$$\tau_{Dsv} = \alpha \cdot \frac{F_T}{t \cdot l} \quad (\text{zde pro obdélníkový profil } \alpha = \frac{3}{2}) \quad (4.2. -4)$$

Zatížení od M_{o1} - ohyb:

$$\sigma_{\perp 2} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{M_{o1}}{\frac{1}{6}t \cdot l^2} \leq \sigma_{Dsv\perp} = c_{Tt\perp} \cdot \sigma_D \quad (4.2. -5)$$

Zatížení od M_{o2} - ohyb :

$$\sigma_{\perp 2} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{M_{o1}}{\frac{1}{6}t \cdot l^2} \leq \sigma_{Dsv\perp} = c_{Tt\perp} \cdot \sigma_D \quad (4.2. -6)$$

Současné zatížení od F , F_T , M_{o1} a M_{o2} :

$$\sigma_{red(HMH)} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\perp 1} + \sigma_{\perp 2} + \sigma_{\perp 3}}{c_{Tt\perp}}\right)^2 + 3\left(\frac{T_s}{c_{Ts}}\right)^2} \leq \sigma_D \quad (4.2. -7)$$

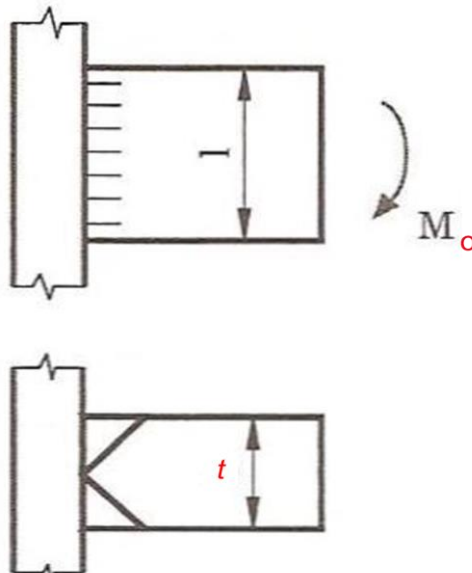
Zatížení od M_t - krut :

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{\gamma \cdot t^2 \cdot l} \leq \tau_{Dsv} = c_{Ts} \cdot \tau_D \quad (4.2. -8)$$

kde:

$$\gamma = 0,2 \div 0,3 \quad \text{pro } l/t = (1 \div \infty)$$

B) Tupý svar mezi dvěma deskami v jedné rovině



Obr. 4.2 - 4

Zatížení od M_o - ohyb :

$$\sigma_{o\perp} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{1}{6} t \cdot l^2} \leq \sigma_{Dsv} = c_{Tt\perp} \cdot \sigma_D \quad (4.2. -9)$$

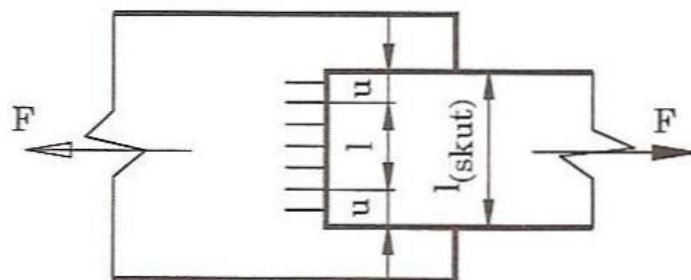
4.2.4 – II. KOUTOVÉ SVARY

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

(zjednodušeně pro všechna provedení a druhy tupých svarů - T)

A) čelní koutový svar mezi dvěma rovnoběžnými deskami

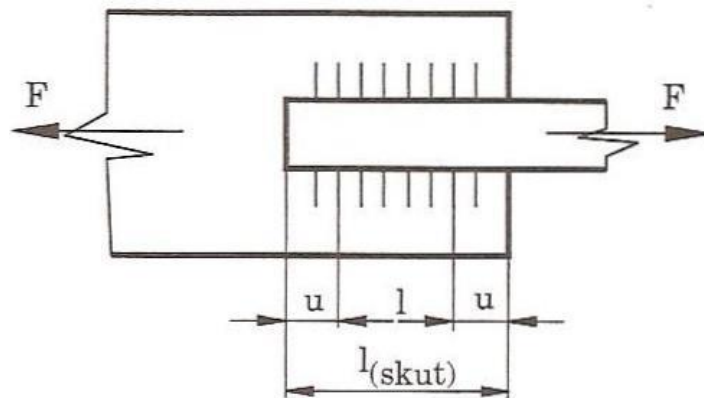
(zatížený \perp vůči délce svaru)



Obr. 4.2 - 5

$$\tau_{Dsv\perp} = c_{Ks\perp} \cdot \tau_D$$

B) boční koutový svar mezi dvěma rovnoběžnými deskami
(zatížení \parallel vůči délce svaru)



Obr. 4.2 - 6

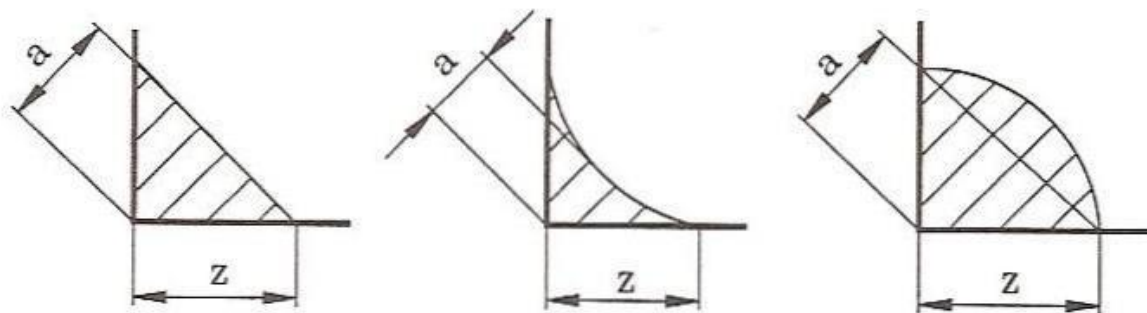
$$\tau_{Dsv\parallel} = C_{Ks\parallel} \cdot \tau_D$$

Účinná délka:

$$l = l_{(SKUT)} - 2u, \quad u \cong a$$

(doporučeno: $5 a < l < 70 a$)

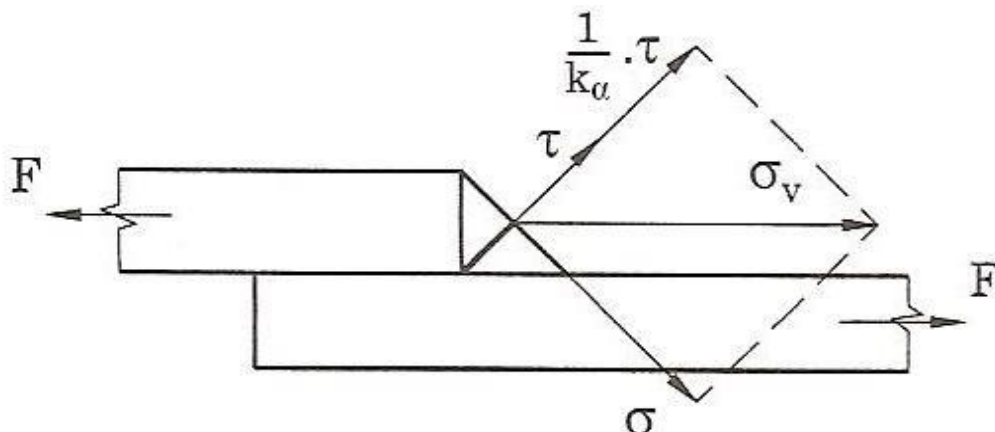
Účinná tloušťka:



Obr. 4.2 - 7

$$a \cong \cos(45^\circ) \cdot z \cong 0,7 \cdot z$$

Napětí v koutovém svaru se určuje v účinném průřezu, který se sklápí do roviny, v níž smykové napětí τ přenesou dané zatížení:



Obr. 4.2 -8

- τ – smyková složka (uvažuje se pouze tato složka, neboť pevnost ve smyku je menší)
- σ – složka normálová (při výpočtech se uvažuje přenos všeho zatížení jen prostř. τ)
- σ_v – skutečné výsledné napětí (vzhledem k neuvažování σ se ve výpočtech neprojeví)
- $\sqrt{\alpha}$ – konstanta transformace tečného napětí τ na normálové σ dle hypotéz pevnosti

ÚNOSNOST A PEVNOST (pro typické případy)

A) "Čelní" koutový svar mezi dvěma rovnoběžnými deskami

Zatížení od síly F - smyk:

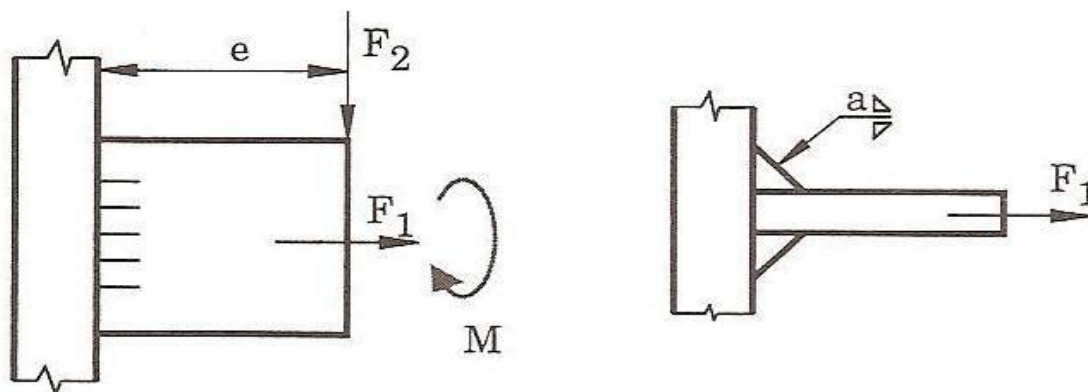
$$\tau_{\perp} = \frac{F}{a \cdot l} \leq \tau_{Dsv\perp} = c_{TS\perp} \cdot \tau_D \quad (4.2. -10)$$

B) "Boční" koutový svar mezi dvěma rovnoběžnými deskami

Zatížení od síly F - smyk:

$$\tau_{\parallel} = \frac{F}{2a \cdot l} \leq \tau_{Dsv\parallel} = c_{Ts\parallel} \cdot \tau_D \quad (4.2. -11)$$

C) Koutový svar mezi dvěma kolmými deskami



Obr. 4.2 -9

Zatížení od síly F_1 - smyk:

$$\tau_{\perp 1} = \frac{F_1}{S} = \frac{F_1}{2 \cdot a \cdot l} \leq \tau_{Dsv\perp} = c_{TS\perp} \cdot \tau_D \quad (4.2. -12)$$

Zatížení od momentu M_o - smyk !:

$$\bar{\tau}_{\perp} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{2 \cdot \frac{1}{6} a l^2} \leq \tau_{Dsv\perp} = c_{TS\perp} \cdot \tau_D \quad (4.2. -13)$$

Zatížení od síly F_2 :

- smyk od síly F_2 :

$$\tau_{s\parallel} = \frac{F_2}{S} = \frac{F_2}{2 \cdot a \cdot l} \quad (4.2. -14)$$

- smyk (!) od momentu $F_2 \cdot e$:

$$\bar{\tau}_{\perp 3} = \frac{F_2 \cdot e}{W_o} = \frac{F_2 \cdot e}{2 \cdot \frac{1}{6} a \cdot l^2} \quad (4.2. -15)$$

- výsledné smykové napětí (vektorový/tenzorový součet !):

$$\tau_v = \sqrt{\left(\frac{\tau_{s\parallel}}{c_{KS\parallel}}\right)^2 + \left(\frac{\bar{\tau}_{\perp 3}}{c_{KS\perp}}\right)^2} \leq \tau_D \quad (4.2. -16)$$

Při současném působení všech zatížení (vektorové/tenzorové součty):

$$\tau_v = \dots$$

D) Koutové svary kolem libovolných profilů (I, U apod.)

Řeší se analogicky pomocí výpočtu I apod., vztaženo ale na smyk!

Poznámky:

- Při návrhu svar. spoje obvykle: $\{F_i, M_i\}_{(max)} = c_{dyn} \cdot \{F_i, M_i\} \Leftrightarrow$ tvary, rozměry, ...
- Při hodnocení svar. spoje obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow \{F_i, M_i\}_{(max)}$, tvary, rozměry, ...
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} \in \{1(stat), 2(dyn)\}$

4.3 Spoje pájkou (pájené spoje)

4.3.1. Charakteristika

(konstrukční znakové vlastnosti)

Pevná (tj. nepohyblivá) nerozebíratelná spojení dvou (zpravidla) kovových částí pomocí kovu, který je při spojování roztaven a difúzí přilne ke spojovaným částem, aniž by se zpravidla roztavily.

Pájené spoje se využívají v řadě průmyslových odvětví (přesná mechanika, zlatnictví, instalatérství, konzervářství, stavba vozidel, apod.).

4.3.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

ZPŮSOBY VÝROBY (ZHOTOVENÍ)

Podle teploty tavení (vždy menší než teplota tavení spoj. částí)

- měkkým pájením (do 450° C)
- tvrdým pájením (nad 450° C)

Příprava kovově čistého povrchu

- mechanicky (oškrabání, kartáčování)
- ultrazvukem
- chemicky (působením tavidla)

Ohřátí na potřebnou teplotu

- místně (el. pájedlem, páj. lampou, hořákem, elektricky odporově nebo vysokofrekvenčně, apod.)
- celkově (v peci ochrannou atmosférou, vysokofrekvenčně ve vakuu, ponořením do taveniny solí, roztavenou pájkou)

SPOJOVANÉ MATERIÁLY, PÁJKY A TAVIDLA

A) Měkké pájení

Spojované materiály:

- měď, zinek, ocel, olovo a jejich slitiny (norm.)
- šedá litina, hliník, sklo, kovokeramické slitiny (spec.)

Pájky: (ČSN 05 5612 ÷ 50)

- cínové
- zvláštní

Tavidla:

- pryskyřice, lůj, stearin, kalafuna (nedostačující na oxidy)
- chloridy (způsobují však korozi)

B) Tvrdé pájení

Spojované materiály:

- ocel, šedá litiny
- měď, nikl a jejich slitiny

Pájky:

- mosazné (ČSN 05 5680 ÷ 86)
- stříbrné (ČSN 05 5660 ÷ 76)
- na hliník (ČSN 05 5700 ÷ 80)

Tavidla: (ČSN 05 5700 ÷ 80)

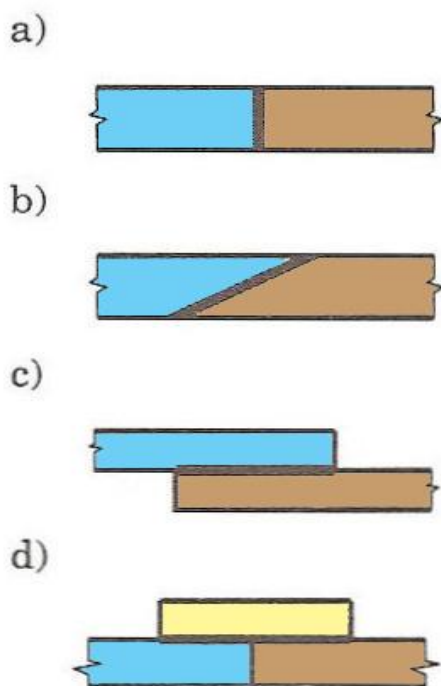
- borax, kyselina boritá
- chloridy, soda, potaš, kysličník křemičitý

TVARY PÁJENÝCH SPOJŮ

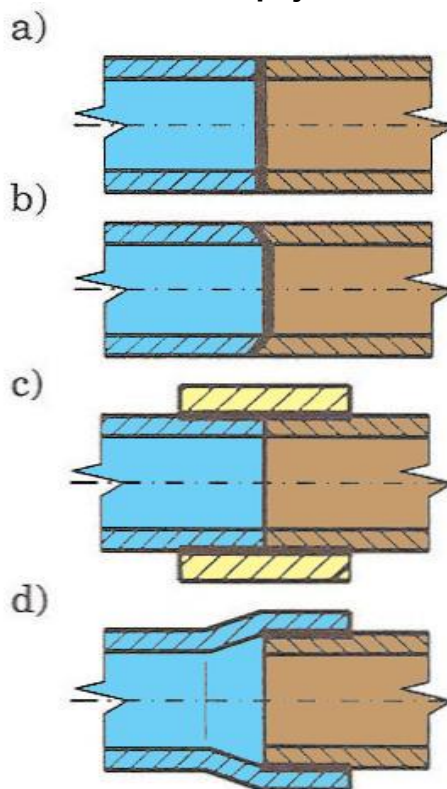
Základní případy:

- natupo
- se šikmou plochou
- s vyhnutým plechem
- s přeplátováním
- se stykovým členem

Pro ploché spoje

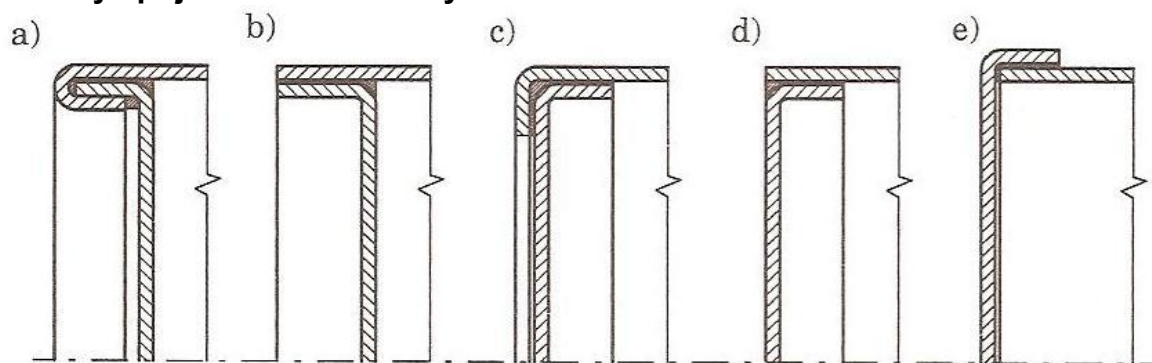


Pro trubkové spoje



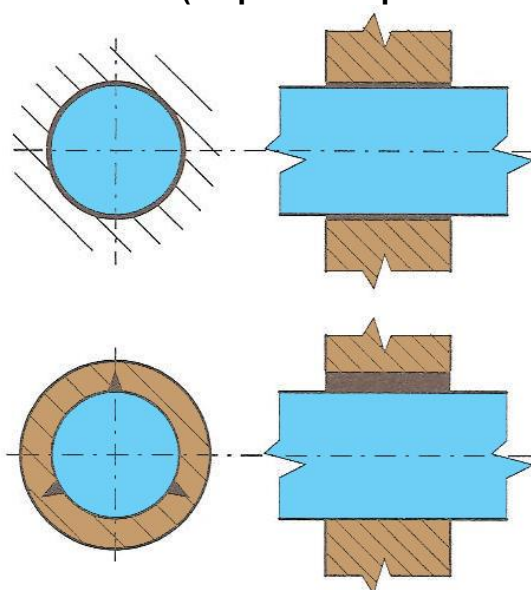
Obr. 4.3 - 1

Příklady spojení dna nízkotlakých nádrží:

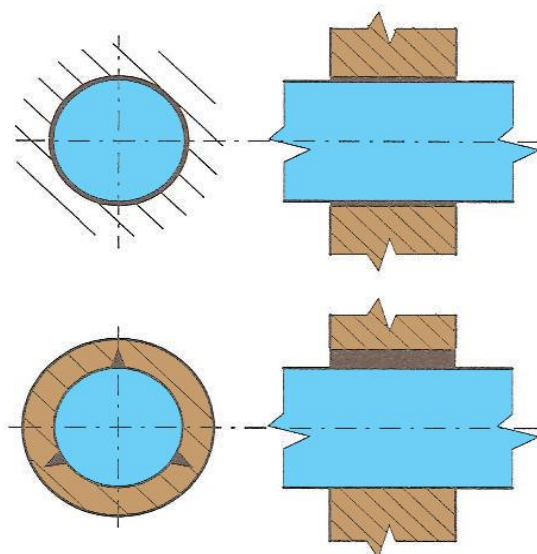


Obr. 4.3 - 2

Příklad spojení náboje s hřídelem (s opatřením proti vzniku excentricity).



Obr. 4.3 - 3



Obr. 4.3 - 4

4.3.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos všech druhů relativně malých zatížení, nevhodněji při namáhání smykem.
- Měkké pájení zejména pro spoje kde je žádána těsnost, příp. vodivost při nepříliš velké pevnosti spoje a tam, kde nelze materiály ohřívat na vyšší teploty.
- Tvrdé pájení zejména je-li žádána vyšší pevnost, houževnatost, odolnost proti únavě a korozi za vyšších teplot než při měkkém pájení.
- S použitím tepla možné opravovat.

Výroba, montáž

- Značná náročnost na provedení (očistění povrchů, malá a rovnoměrná spára, rovnoměrná prohřátí na potřebnou teplotu).

Ostatní hlediska

- Odmašťovadla a tavidla mohou být hygienicky a alergicky nevhodná
- Prakticky nemožná recyklace

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Relativně rychlý návrh i výroba (zhotovení)

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Relativně levné při malých sériích.
- Provozní náklady nulové, pokud není na závadu nerozebíratelnost spojení.
- Znehodnocení pájek při likvidaci.

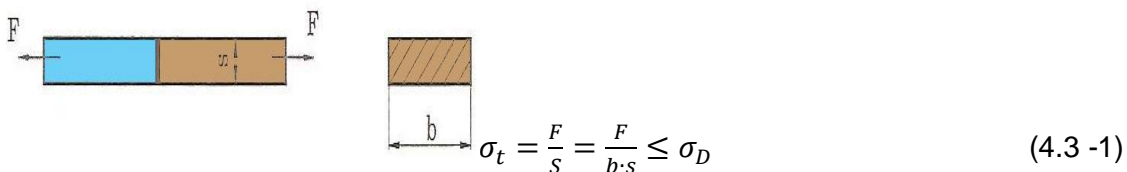
4.3.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

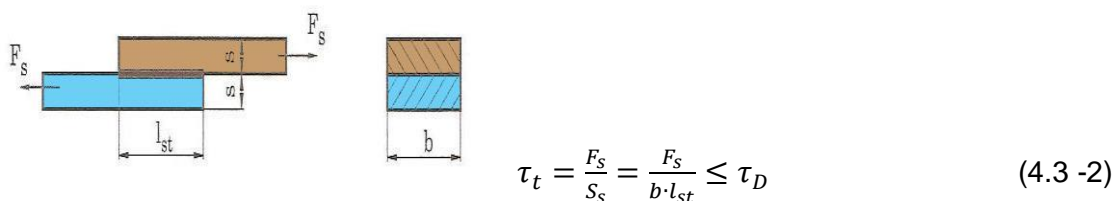
ÚNOSNOST A PEVNOST

Pro tvary, rozměry a zatížení (stykové spáry) jsou hlavní orgánová struktura i příslušné vztahy shodné jako u analogických řezů součástí:

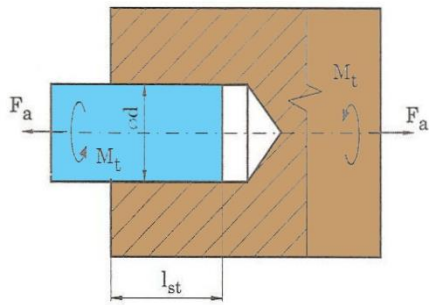
tah od F:


$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{F}{b \cdot s} \leq \sigma_D \quad (4.3 -1)$$

smyk od F_s :


$$\tau_t = \frac{F_s}{S_s} = \frac{F_s}{b \cdot l_{st}} \leq \tau_D \quad (4.3 -2)$$

smyk (pouze) od F_a :



$$\tau_t = \frac{F_a}{S_s} = \frac{F_a}{\pi d l_{st}} \leq \tau_D \quad (4.3 - 3)$$

smyk (pouze) od M_t :

$$\tau_t = \frac{F_o}{S_o} = \frac{\frac{M_t}{d}}{2} = \frac{M_t}{\pi d l_{st}} \leq \tau_D \quad (4.3 - 4)$$

Bezpečnost se vztahuje k mezi pevnosti spoje:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_D = \frac{\sigma_{Pt}}{S_p}$$

$$\tau_{max} \leq \tau_D = \frac{\tau_{Pt}}{S_p}$$

kde: "

$$s_p \cong (3 \div 4) \quad (\text{o } 0,5 \text{ více než u oceli})$$

kde orientačně:

	σ_{Pt} [MPa]	τ_{Pt} [MPa]
pájka měkká a spoj. Cu mater.	tah nevhodný	~ 30
pájka tvrdá a spoj. ocel. mater.	~ 250	~ 150

Na pevnost spoje má značný vliv tloušťka spáry ve spoji – max. pevnost pro:

$$s_{sp} \cong 0,2 \text{ mm.}$$

Poznámky:

- Při návrhu páj. spoje obvykle: $\{ F_i, M_i \}_{(max)} = c_{dyn} \cdot \{ F_i, M_i \} \Leftrightarrow$ tvary, rozměry, ...
- Při hodnocení páj. spoje obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow \{ F_i, M_i \}_{(max)}$, tvary, rozměry, ...
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} \in \{ 1(\text{stat}), 2(\text{dyn}) \}$

4.4 Spoje lepidlem (lepené spoje)

4.4.1. Charakteristika

(konstrukční znakové vlastnosti)

Pevná (tj. nepohyblivá) spojení pomocí přídavného tekutého materiálu (lepidla), který při tuhnutí přilne adhezí (v tenké vrstvě okolo 0,1 mm) ke spojovaným částem.

Lepené spoje se využívají zejména tam, kde nevyhovují nebo nejsou možné klasické způsoby spojení. S výhodou se využívají též při opravách strojů.

4.4.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

ZPŮSOBY VÝROBY (ZHOTOVENÍ)

Podle teploty a tlaku potřebných pro ztuhnutí lepidla:

- při normální teplotě okolo 20° C
- při zvýšené teplotě 20° ÷ 200° C
- při vysoké teplotě okolo 200° C
- při vysoké teplotě okolo 200° C a při tlaku

Příprava čistého povrchu:

- mechanicky
- chemicky
- od nečistot, tuků, oxidů.

SPOJOVANÉ MATERIÁLY A LEPIDLA

Spojované materiály

Druhy:

- Kovové: v letectví i všeob. strojírenství pro spojování plechů, nádrží, rámu potrubí, nábojů na hřídeli, ap.
- Nekovové: ve všech oblastech pro spojování částí ze dřeva, PVC, keramiky, termosetů, skla, ap.

Lepidla (orientačně)

Druh	teplota tuhnutí	tlak při tuhnutí	pevnost τ_{Pt} [MPa]
Polyester	norm.	ne	až 20
Polyvinylacetát	norm.– zvýš.	ne	až 30
Epoxid. pryskyřice	norm.– zvýš.	ne	až 30
Syntetický kaučuk	zvýš.– vysoká	ano	až 30
Fenolové pryskyřice	zvýš.– vysoká	ano	až 30
Fenolformaldehyd	zvýš.– vysoká	ano	až 30

Obr. 4.4 - 1

Volba:

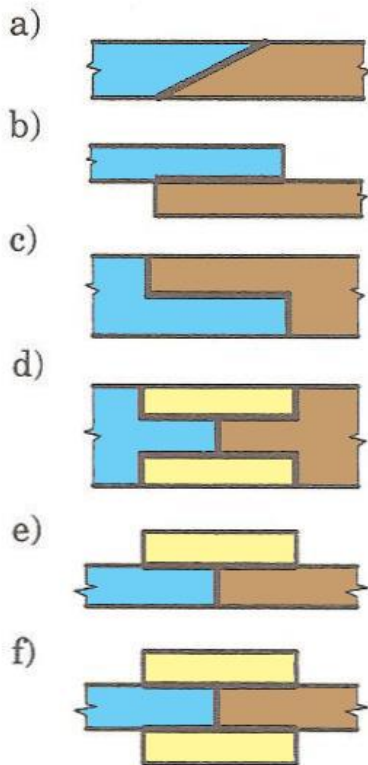
- druh a rozměry spojovaných materiálů.
- způsob (tah, smyk, ohyb) a druh (stat., dyn.) zatížení.
- provozní teplota a chem. vlivy prostředí.

TVARY LEPENÝCH SPOJŮ

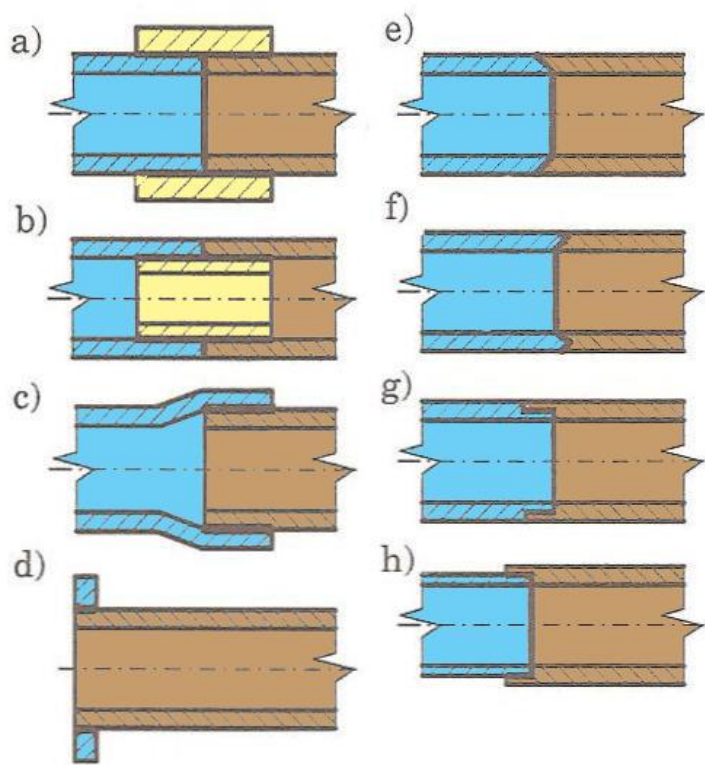
Základní případy:

- natupo : *nevhodné*
- se šikmou plochou : *lepší*
- s přeplátováním : *vhodné*
- se stykovými členy : *vhodné*
- s úpravami ploch : *velmi dobré, ale drahé*

pro ploché spoje:

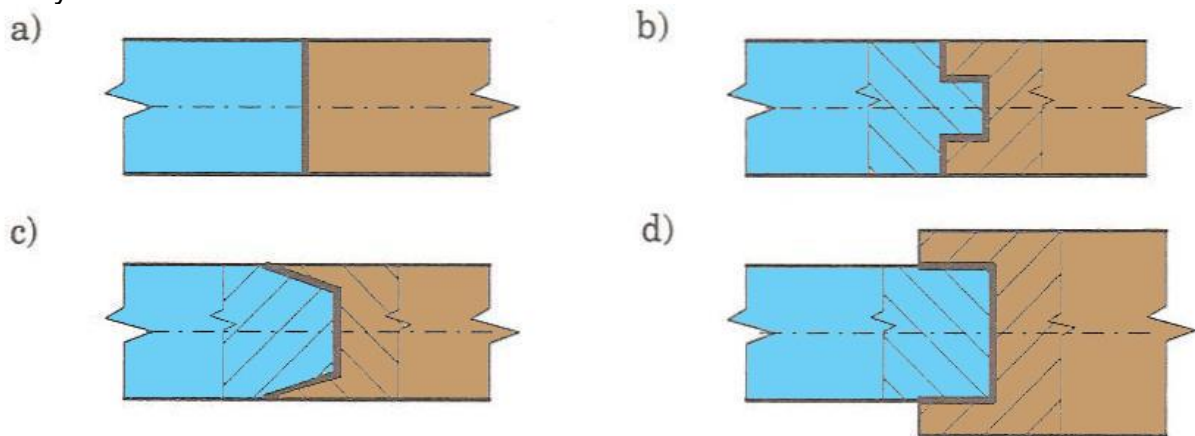


pro trubkové spoje:



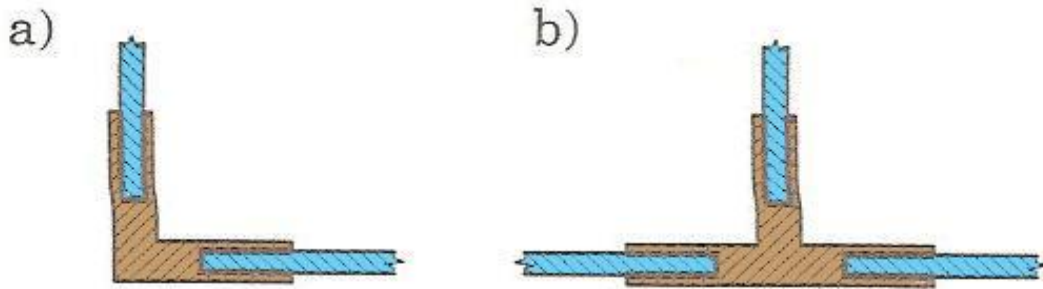
Obr. 4.4 - 2

pro tyče:



Obr. 4.4 - 3

pro tlustší plechy:



Obr. 4.4 - 4

4.4.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Vhodnost pro přenos relativně malých zatížení při namáhání smykem, přičemž je zajištěna (u dostatečně tuhých spojovaných částí) vysoká rovnoměrnost rozdělení zatížení. (v porovnání s nýťovanými, příp. svařovanými spoji).
- Vhodnost pro spoje vyžadující těsnost.
- Vhodnost pro spoje vyžadující elektrickou izolaci.
- Vhodnost pro spoje vyžadující útlum chvění a hluku.
- Nevhodnost pro normální a dynamická zatížení.
- Nevhodnost pro vyšší provozní teploty.
- Nevhodnost do agresivního prostředí.
- Nevyžadují údržbu, avšak nelze je demontovat.

Výroba, montáž

- Vhodnost pro spojování materiálů, které nelze ohřívat.
- Vhodnost pro spojování nesvařitelných materiálů.
- Vhodnost pro spojování tenkých plechů, které nelze nýťovat ani svařovat.
- Vhodnost pro spojování materiálů zcela odlišných vlastností.
- Jednoduchost výroby připojovacích tvarů na součástech.
- Relativní náročnost na přípravu (očištění povrchů).
- Při lepení za tepla a tlaku náročnost na potřebné technické prostředky.

Ostatní hlediska

- Odmašťovadla a lepidla mohou být hygienicky a ekologicky nevhodná.
- Prakticky nemožná recyklace.

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Rychlý návrh.
- Jednoduchá stavební struktura zrychluje výrobu spojovaných částí.
- Doba tuhnutí může prodlužovat dobu výroby (od několika vteřin do několika hodin).

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Jednoduchá stavební struktura snižuje náklady na pracnost a materiál.
- Případné speciální technické prostředky pro vytvrzování za tepla vyžaduje přídavné náklady.
- Provozní náklady nulové, pokud není na závadu nerozebíratelnost spojení.

4.4.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

ÚNOSNOST A PEVNOST

Pro tvary, rozměry a zatížení (stykové spáry) jsou hlavní orgánová struktura i příslušné vztahy shodné jako u analogických řezů součástí.

Bezpečnost (lze přenášet pouze smykové napětí) se vztahuje oproti mezi pevnosti spoje:

$$\tau_{max} \leq \tau_D = \frac{\tau_{Pt}}{s_p} \quad (4.4 - 1)$$

kde:

$$s_p \cong (3 \div 4) \quad (\text{o } 0,5 \text{ více než u oceli a litiny})$$

(τ_{Pt} orientačně: v odst. SPOJOVANÉ MATERIÁLY A LEPIDLA)

Rozměry lepené stykové plochy se navrhují tak, aby spoj měl shodnou únosnost jako připojované průřezy spojovaných částí.

Na pevnost spoje má značný vliv tloušťka spáry ve spoji - doporučováno: $s_{sp} \cong 0,1 \text{ mm}$.

Poznámky:

- Při návrhu lep. spoje obvykle: $\{ F_i, M_i \}_{(max)} = c_{dyn} \cdot \{ F_i, M_i \} \Leftrightarrow \text{tvary, rozměry, ...}$
- Při hodnocení lep. spoje obvykle: $\text{bezpečnost} \Leftrightarrow \{ F_i, M_i \}_{(max)}, \text{tvary, rozměry, ...}$
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} \in \{ 1(\text{stat}), 2(\text{dyn}) \}$

5. SPOJE S VYUŽ. PŘEDEPJ. ELEMENTŮ

5.1 Spoje šrouby a závity (šroubové a závitové spoje)

5.1.1. Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Dobře rozebíratelná spojení částí na principu spoluzabírajícího vnějšího a vnitřního závitu.

Podle umístění vnějšího závitu rozeznáváme:

- **šroubová spojení** (vnější závit je vytvořen na pomocné spojovací části - šroubu
- **závitová spojení** (vnější závit je vytvořen na jedné ze spojovaných částí, vnitřní pak obvykle ve druhé z nich.)

Dále budeme uvažovat pouze podstatně běžnější šroubová (pevná, tj. nepohyblivá) spojení, která jsou při montáži "utažena", tj. uvedena do předepjatého stavu.

Poznámky:

- *Pozor, v literatuře jsou jako předepjaté spoje označovány pouze důležité (většinou vysoce namáhané) spoje, u nichž se při navrhování a zjišťování vlastností spoje modeluje hlavní orgánová struktura jako soustava předepjatých pružin. U méně důležitých předepjatých ("utažených") šroubových spojů se vliv předpětí na zvýšení vnějšího zatížení uvažuje zjednodušeně pomocí součinitele závislého na průměru šroubu.*
- *Základním modulem šroubových spojů je spojení s jedním šroubem. Šroubové spoje s více šrouby jsou často nazývány jako přírubové spoje (podle jejich nejčastějšího konstrukčního provedení). Rozhodující je však pouze tvar (a tuhost) stykové plochy a přilehlých partií spojovaných částí a navržené rozmístění a velikosti spojovacích šroubů.*
- *U těchto "přírubových" spojů je nejprve nutné podle obecného postupu (pro jakýkoli spoj) uvedeného v A 1.kapitole SPOJE - ZÁKLADNÍ PRINCIPY určit max. zatížení připadající na jeden (shodně nebo nejvíce zatížený) spoj. Ten se pak řeší jako samostatný šroubový spoj, jehož návrh (příp. hodnocení) se obvykle z výrobních a ekonomických důvodů aplikuje i na zbývající (méně nebo shodně zatížené) spoje.*

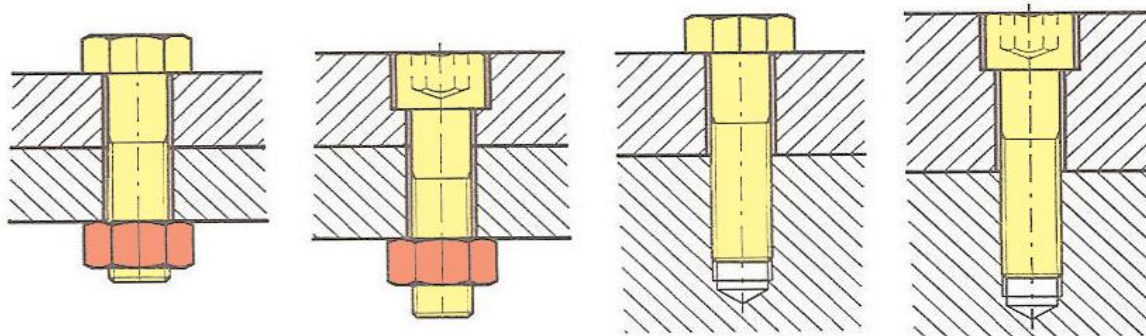
5.1.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ

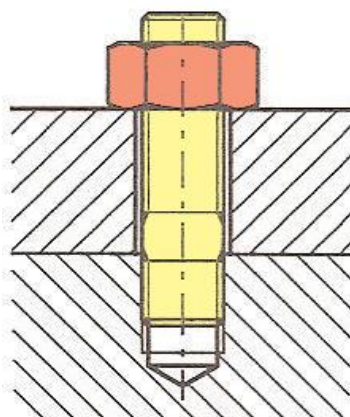
A) Standardní šroubové spoje

spojení šroubem s hlavou (s maticí a bez matice):



Obr. 5.1 – 1

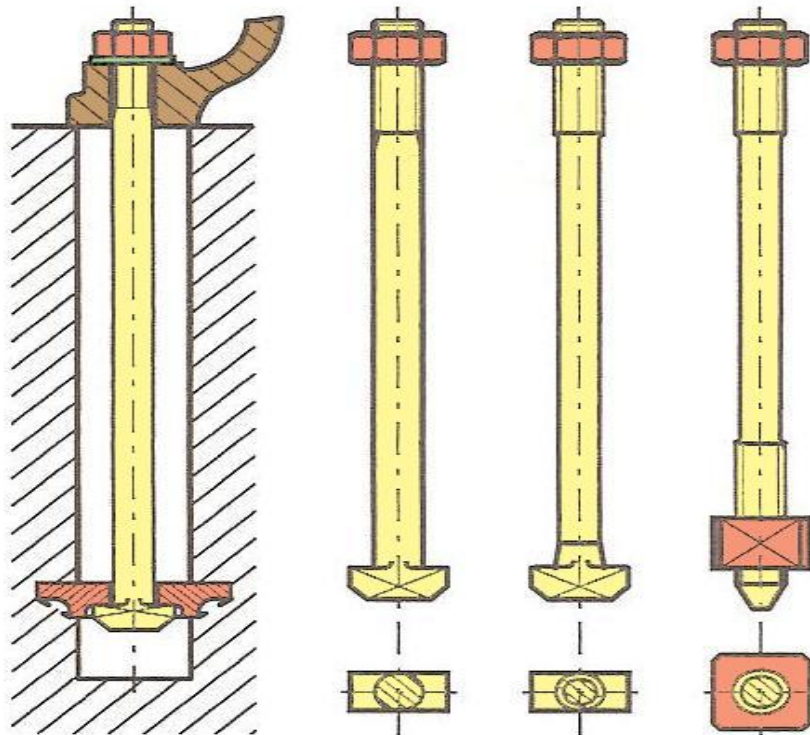
spojení závrtným šroubem (vždy s maticí):



Obr. 5.1 - 2

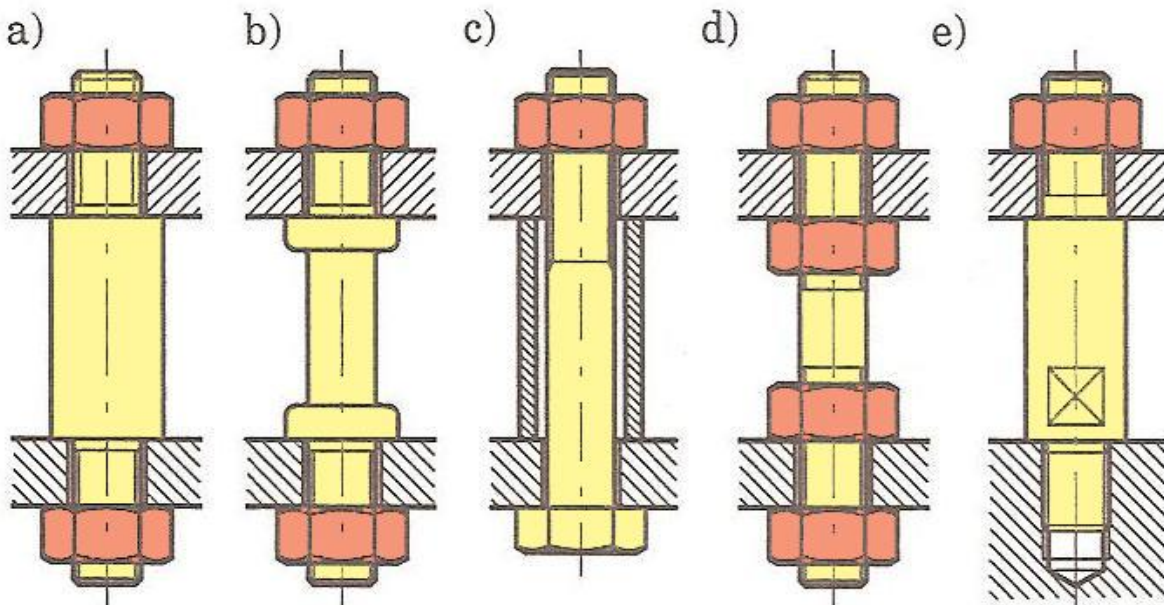
B) Speciální šroubové spoje

základové šroubové spoje:



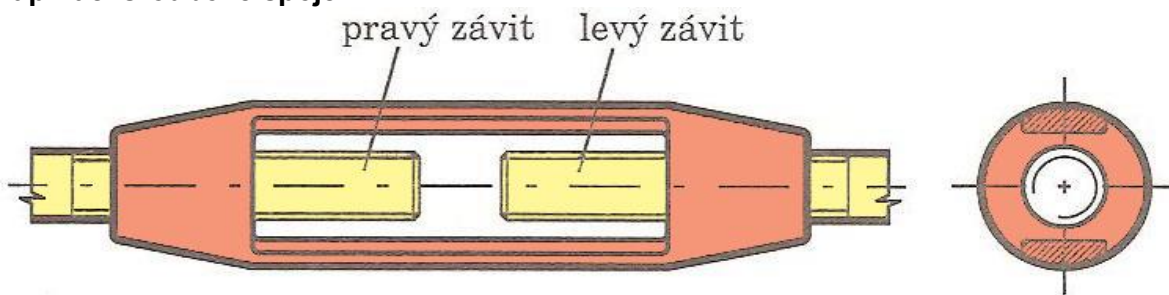
Obr. 5.1 – 3

rozpěrací šroubové spoje:



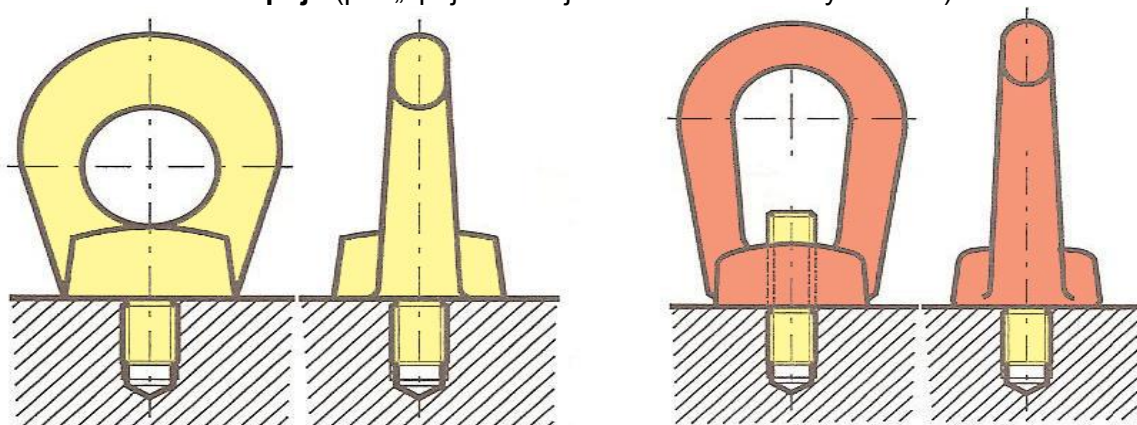
Obr. 5.1 - 4

napínací šroubové spoje:



Obr. 5.1 - 5

závěsné šroubové spoje (pro „spojení“ strojního dílu se závěsným okem):

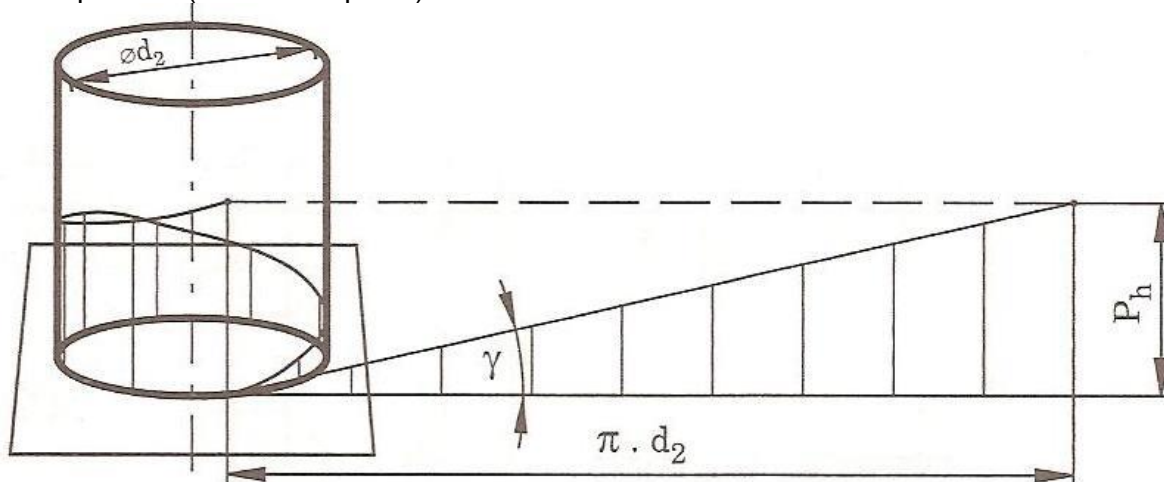


Obr. 5.1 - 6

TVARY, ROZMĚRY A TOLERANCE PRVKŮ ŠROUBOVÉHO SPOJE

A) Závity

Princip závitů (na válcové ploše):



Obr. 5.1 - 7

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad [\text{rad}]$$

(5.1 - 1)

kde:

P_h [mm]

P [mm]

d_2 [mm]

... stoupání závitů (pozn. $P_h = n \cdot P$; kde: n [1] ... počet chodů závitů)

... rozteč závitů

... střední průměr závitů

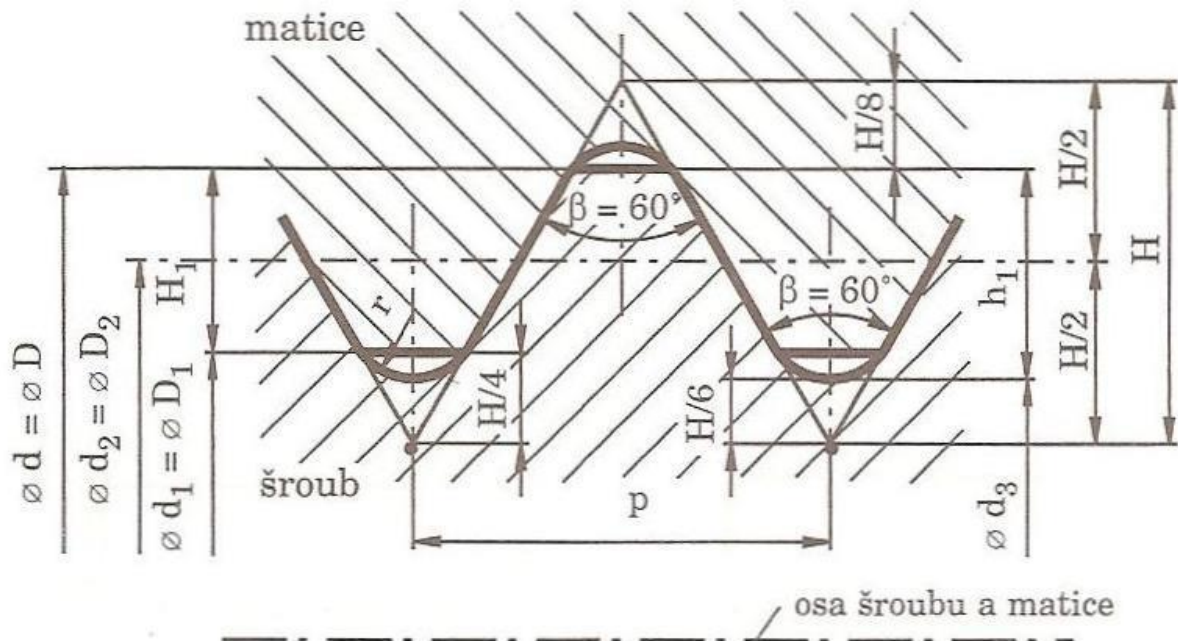
Druhy závitů spojovaných šroubů (ČSN 01 4000):

- metrický závit s hrubou roztečí (ČSN 01 4008): Md , např. M16
- metrický závit s jemnou roztečí (ČSN 01 4013): $Md \times P$, např. M16 x 1,5

Poznámky:

- pro levý závit: $Md \times P LH$, např. M16 x 1,5 LH
- pro vícechodý závit: $Md \times Ph/n$, např. M16 x 3/2

Osový řez (v rovině procházející osou šroubu a matice):



5.1 - 8

d, D – velký \varnothing závitu šroubu, matice

$d_2 = D_2$ – střední \varnothing závitu šroubu, matice

d_3, D_1 – malý \varnothing závitu šroubu, matice

h_1 – výška profilu závitu šroubu, matice

H – výška základního profilu (teoretického profilu)

H_1 – pracovní výška profilu (nosná hloubka)

b – vrcholový úhel

P – rozteč závitu

Lícování metrických závitů

pro všechna uložení (ČSN 01 4314 - dle ISO)

stupeň přesnosti : 1 ÷ 10

polohy tolerančního pole:

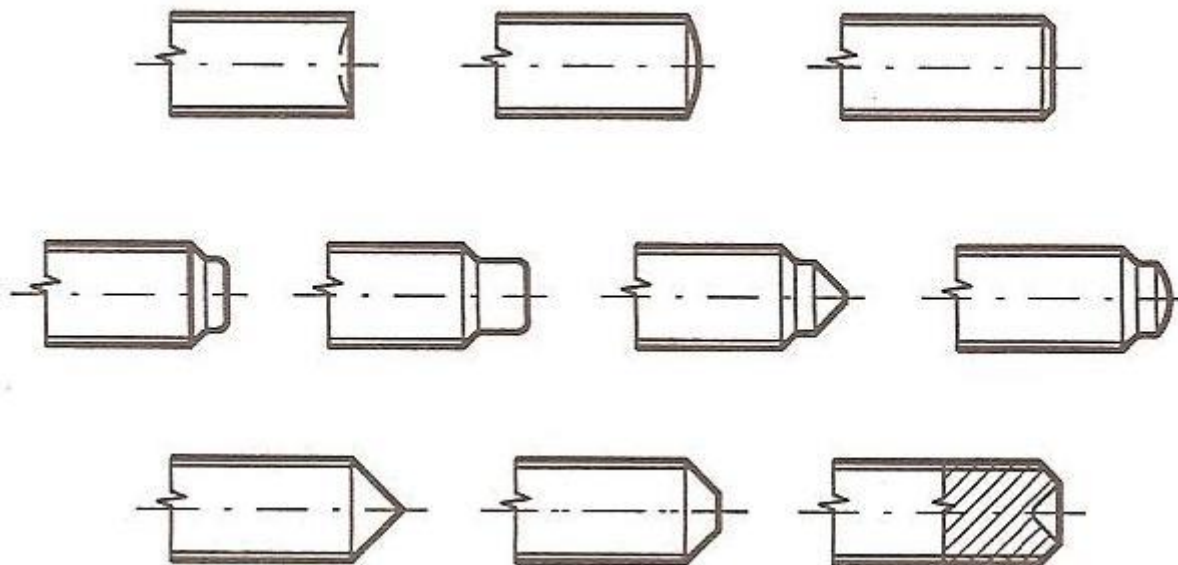
$d \div p$ (pro d_2 a d), např.: M16 7g6g

$C \div H$ (pro D_2 a D_1), např.: M16 5H6H

Příklady uložení: 5H6H / 7g6g

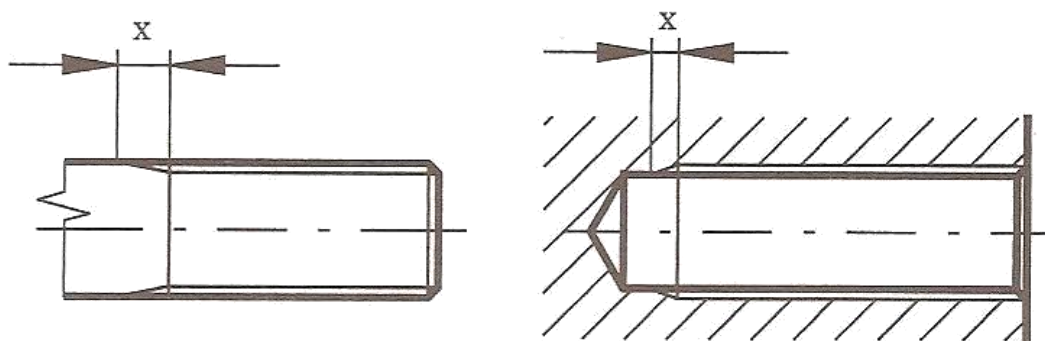
pokud shoda, např. 6H6H / 6g6g pak: 6H/6g (běžné)

B) Ukončení šroubů, výběry závitů a drážky šroubů
(ČSN ISO 4753):



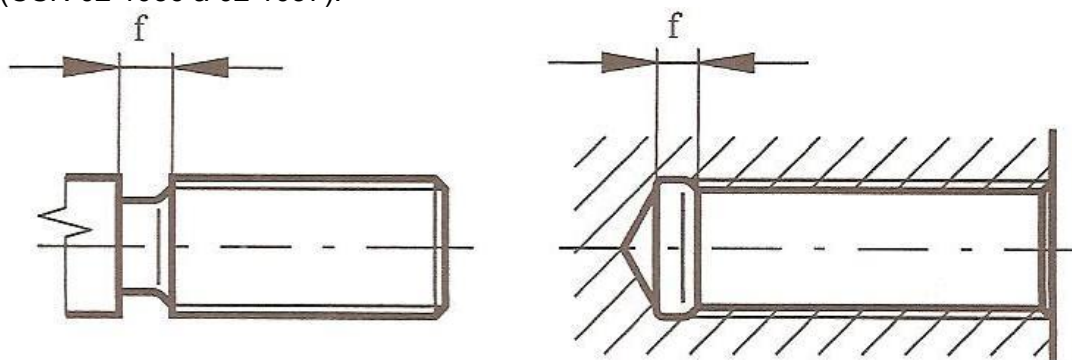
Obr. 5.1 - 9

(ČSN ISO 3508 a ČSN 02 1034):



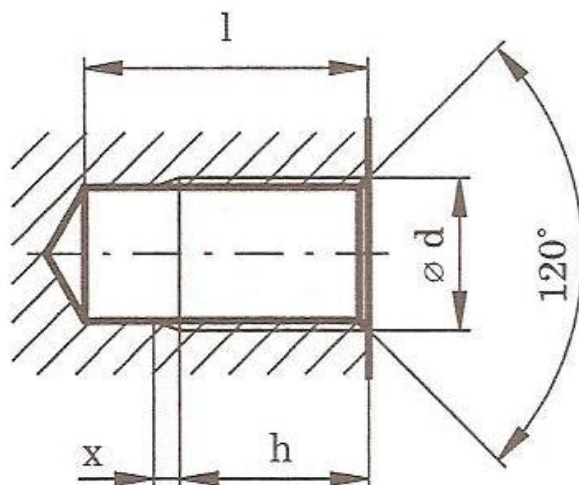
Obr. 5.1 - 10

(ČSN 02 1036 a 02 1037):



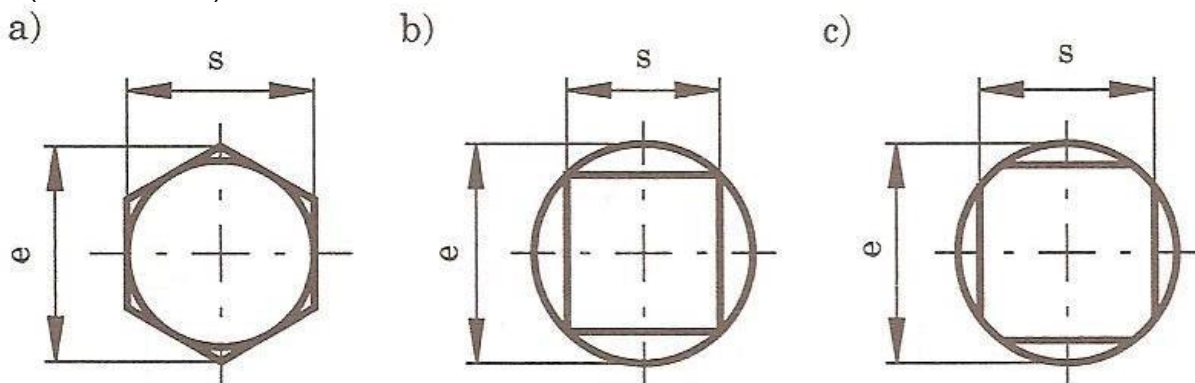
Obr. 5.1 - 11

C) Hloubky otvorů a délky vnitřních závitů
(ČSN 02 1051):



Obr. 5.1 - 12

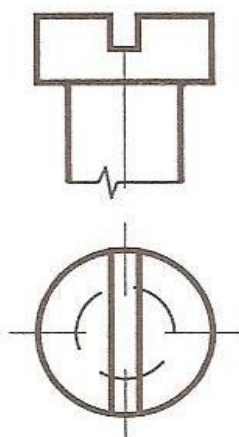
D) Otvory klíčů a drážky ve hlavách šroubů
(ČSN 23 0603):



Obr. 5.1 - 13

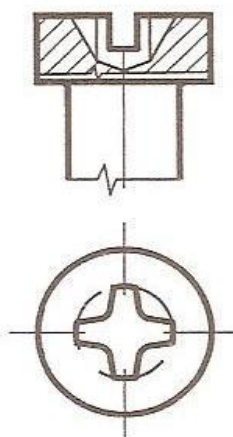
(ČSN 02 1041):

a)



(ČSN EN ISO 4757):

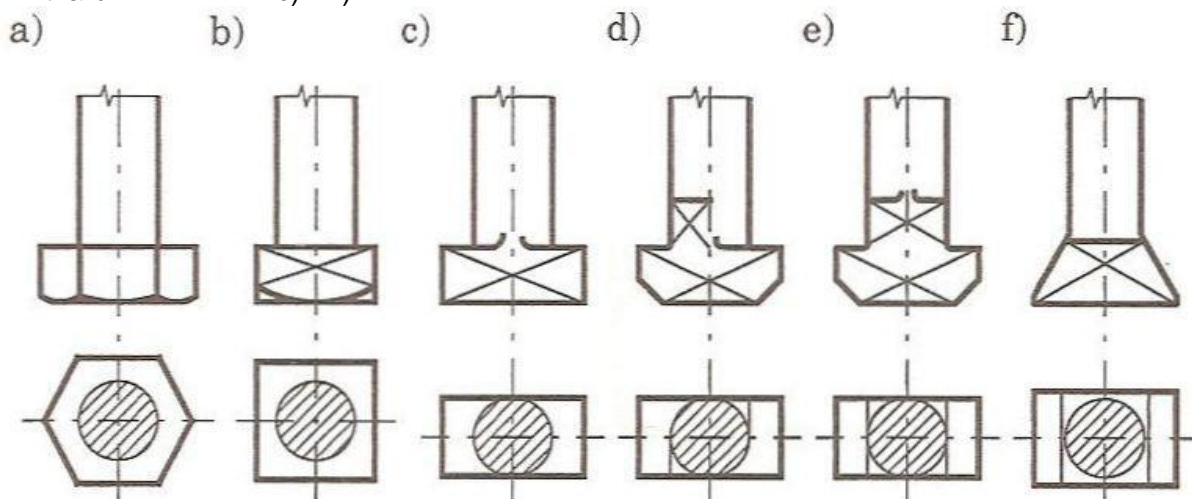
b)



Obr. 5.1 - 14

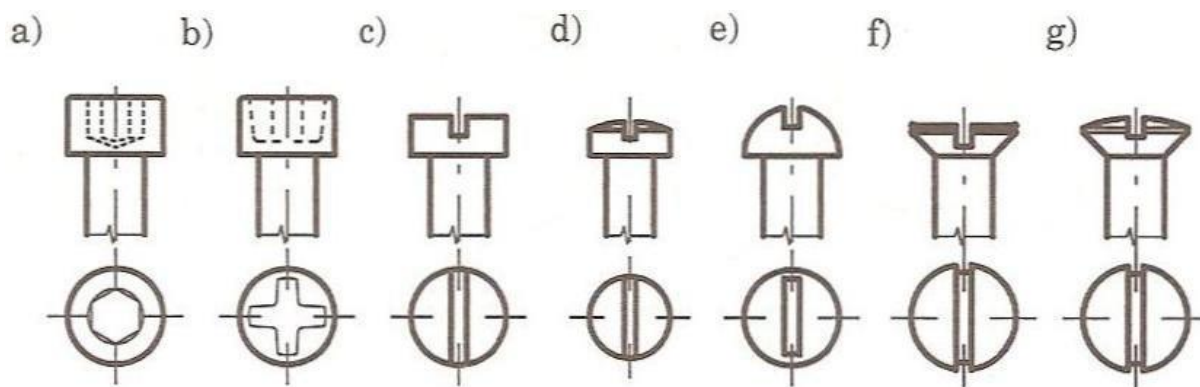
E) Hlavy spojovacích šroubů

- šestihranné: a)
- čtyřhranné: b)
- tvaru T: c) ÷ f)



Obr. 5.1 - 15

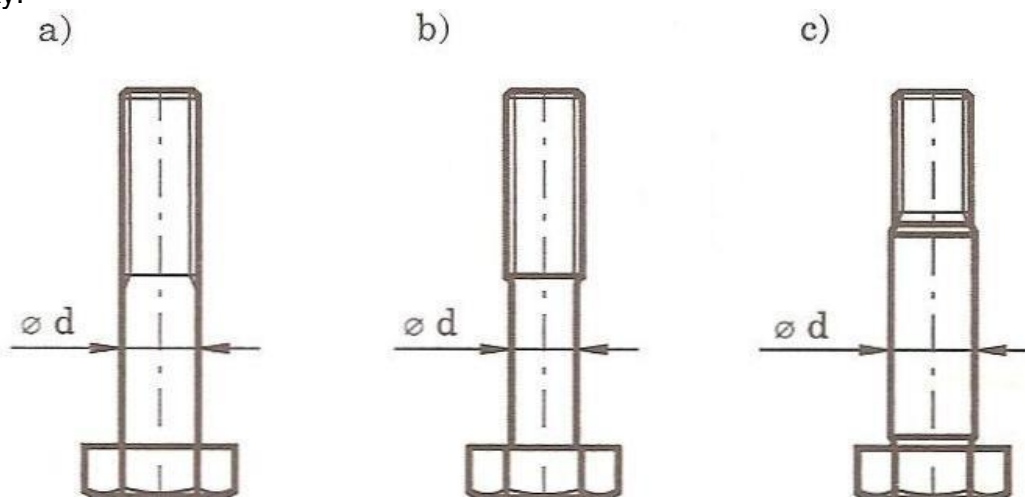
- válcové s vnitřním šestihranem: a)
- válcové s křížovou drážkou: b)
- válcové s přímou drážkou: c)
- válcové s čočkovou hlavou a přímou drážkou: d)
- půlkulové s přímou drážkou: e)
- zápustné s přímou drážkou: f)
- zápustné čočkové s přímou drážkou: g)



Obr. 5.1 - 16

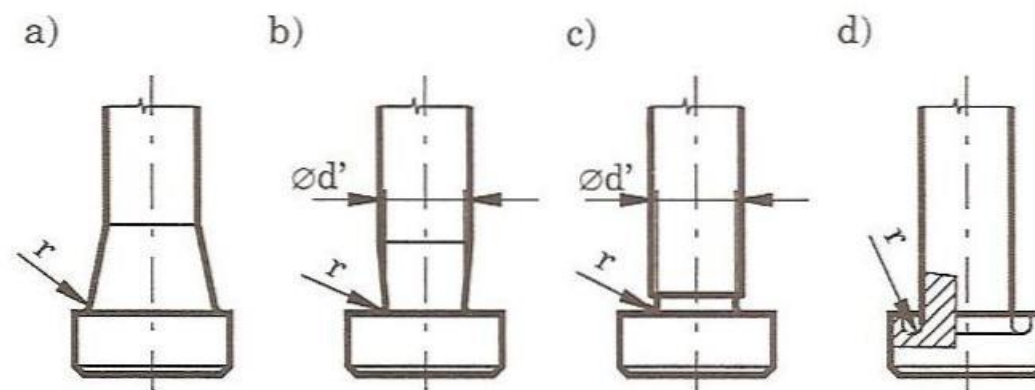
F) Dříky šroubů a přechody do hlavy šroubu

dříky:



Obr. 5.1 - 17

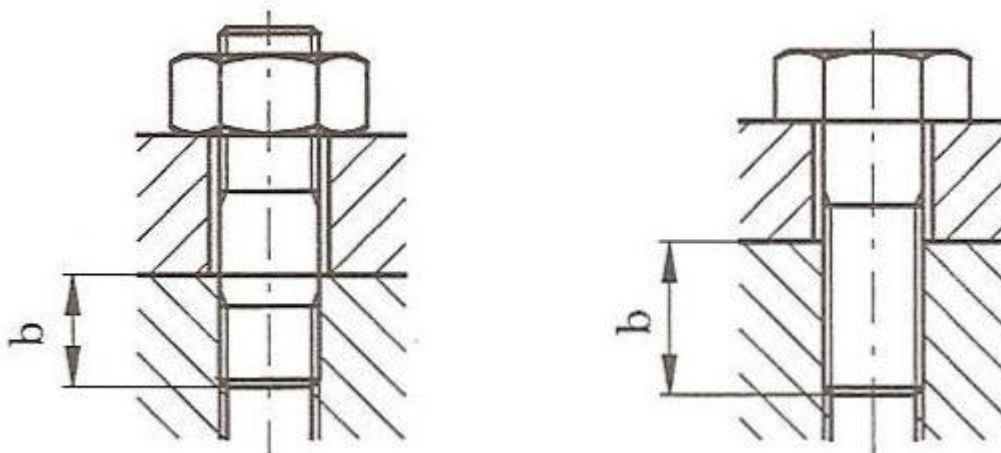
přechody:



Obr. 5.1 - 18

G) Délky závitového spojení

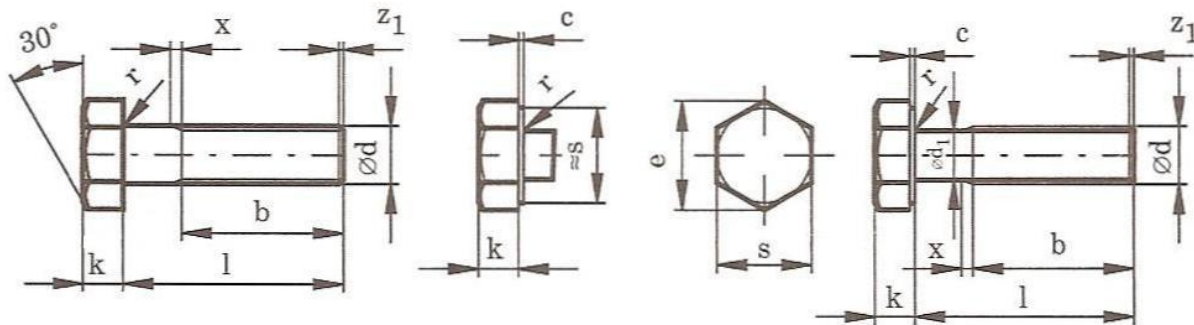
(ČSN 02 1051):



Obr. 5.1 - 19

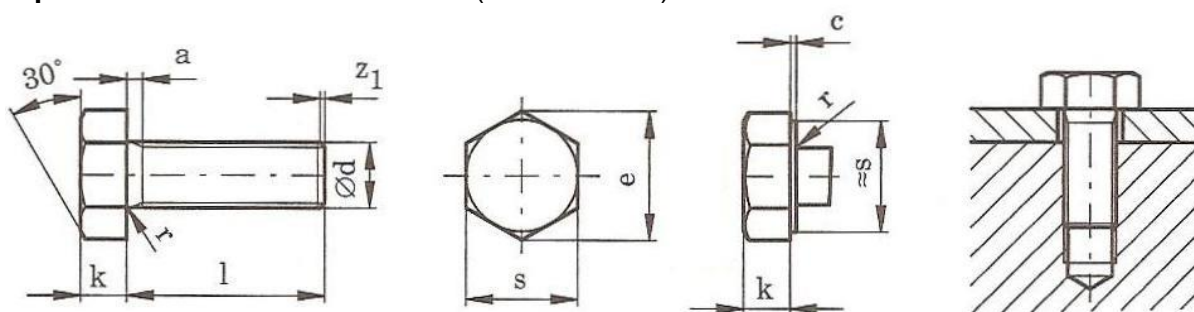
pro oceli a bronzí: $b \cong 1,0 \cdot d$
pro šedou litinu : $b \cong 1,25 \cdot d$
pro slitiny hliníku: $b \cong 2,0 \cdot d$

H) Šrouby (nejběžnější normalizované druhy)
přesné šrouby se šestihran. hlavou (ČSN 02 1101)



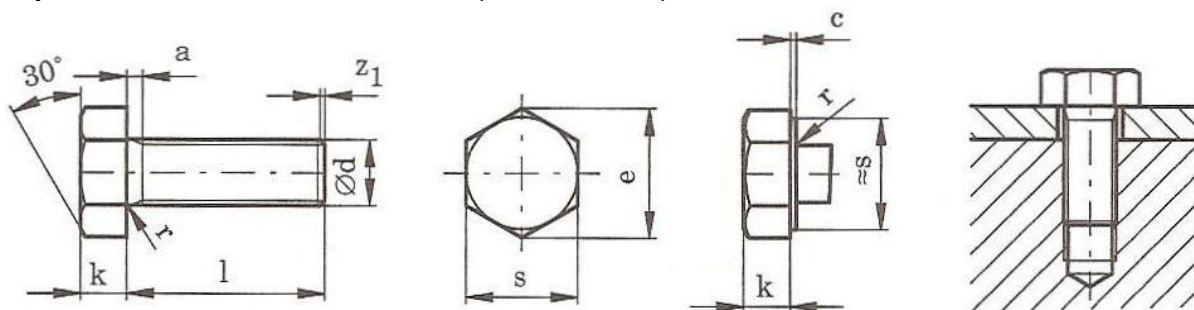
Obr. 5.1 – 20 Šroub M 8 x 30 ČSN 02 1101.25

přesné se šestihrannou hlavou (ČSN 02 1103)



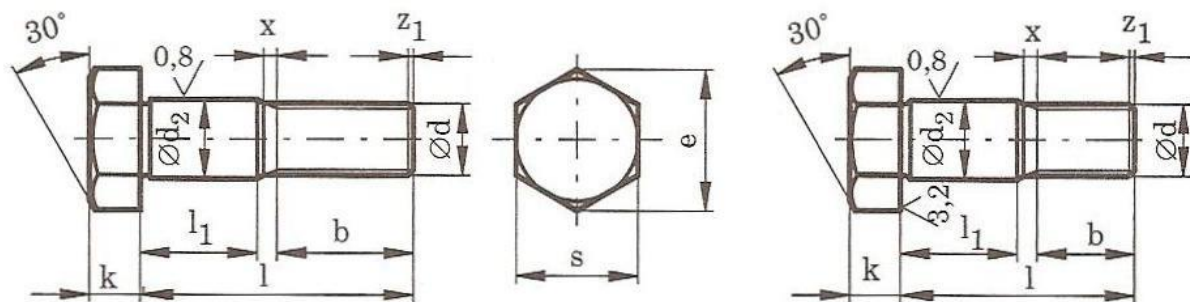
Obr. 5.1 – 21 Šroub M 8 x 1x 30 ČSN 02 1101.42

přesné se šestihrannou hlavou (ČSN 02 1103)



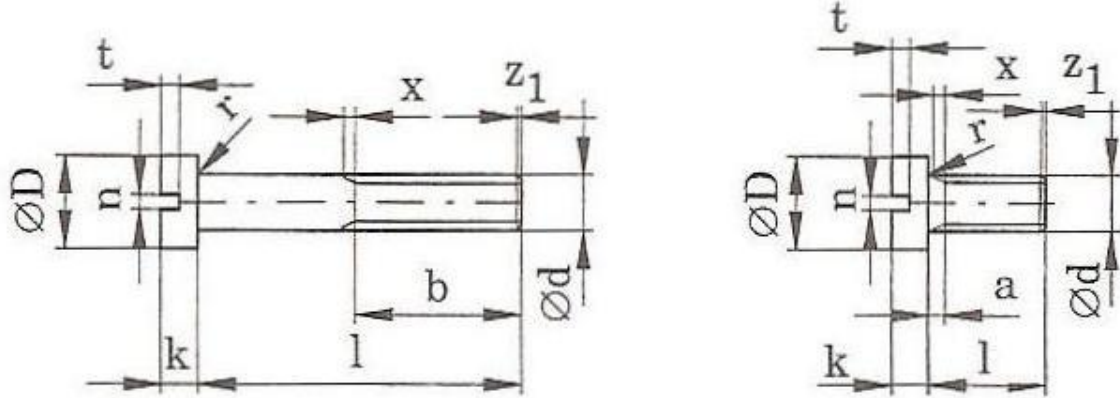
Obr. 5.1 - 22 Šroub M 16 x 50 ČSN 02 1103.52

lícované šrouby s dlouhým a krátkým závitem (ČSN 02 1111 a 02 1112)

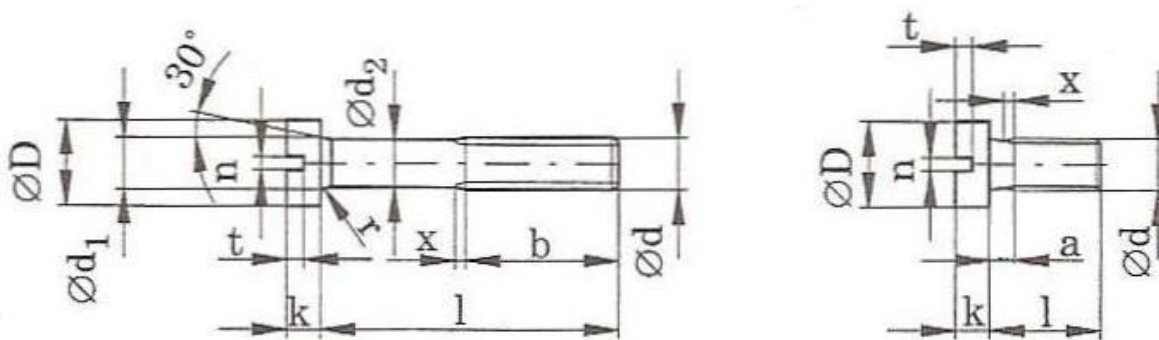


Obr. 5.1 – 23 Šroub M 12 x 60 ČSN 02 1111.50

šrouby s válcovou hlavou (ČSN 02 1131)



Obr. 5.1 – 24 Šroub M 6 x 35 ČSN 02 1131.20

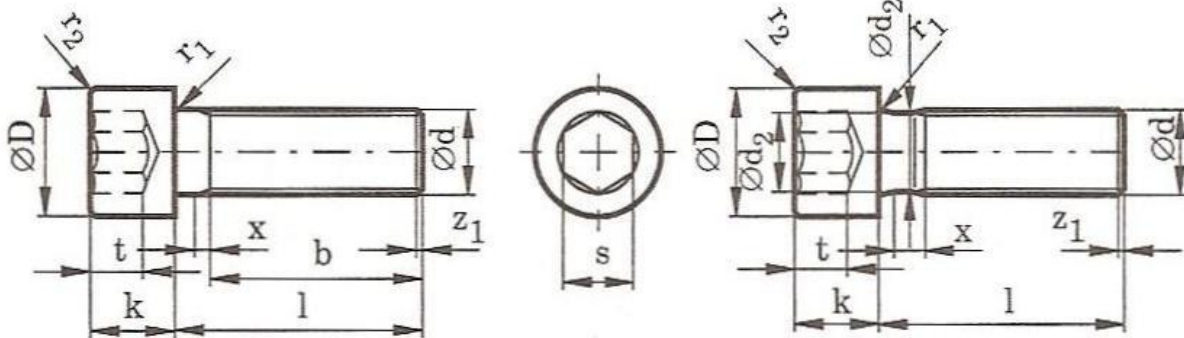


Obr. 5.1 – 25 Šroub M 6 x 35 ČSN 02 1131.81

přesné šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem (ČSN 02 1143)

Tvar A

Tvar B

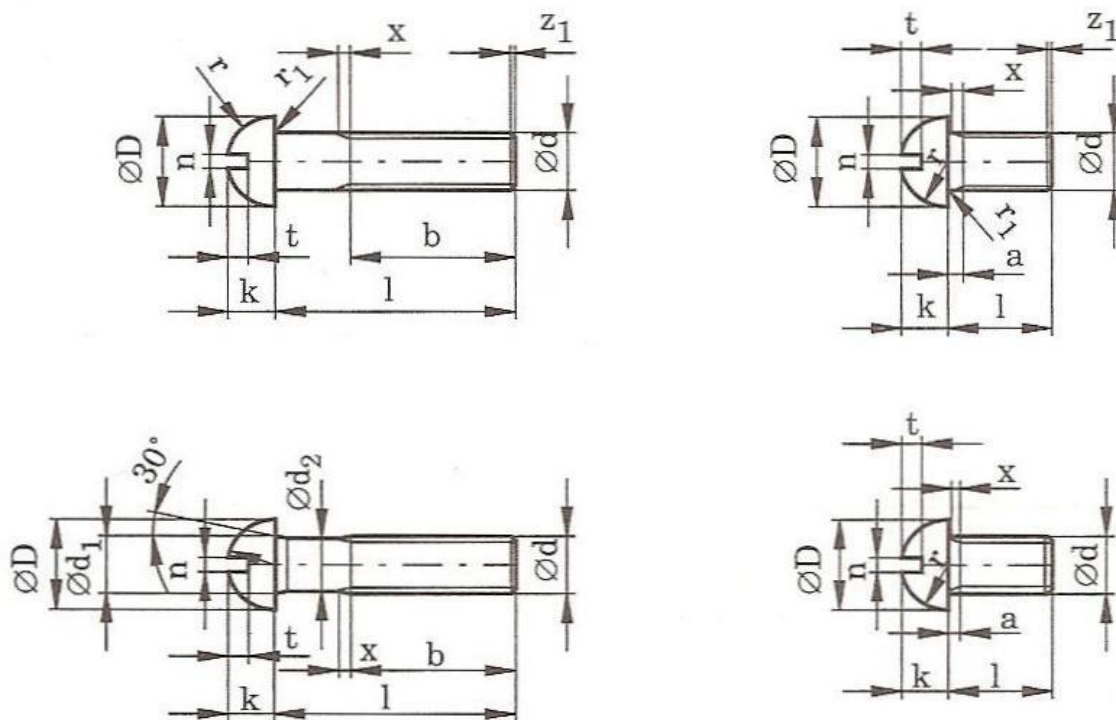


Obr. 5.1 – 26 Šroub M 12 x 60 ČSN 02 1143.50 a Šroub M 20 x 80 ČSN 02 1143.52

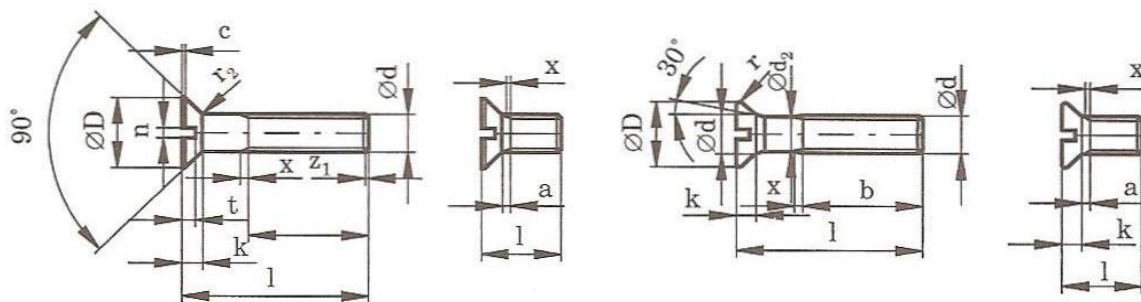
šrouby s půlkulatou hlavou (ČSN 02 1146)

Tvar A

Tvar B

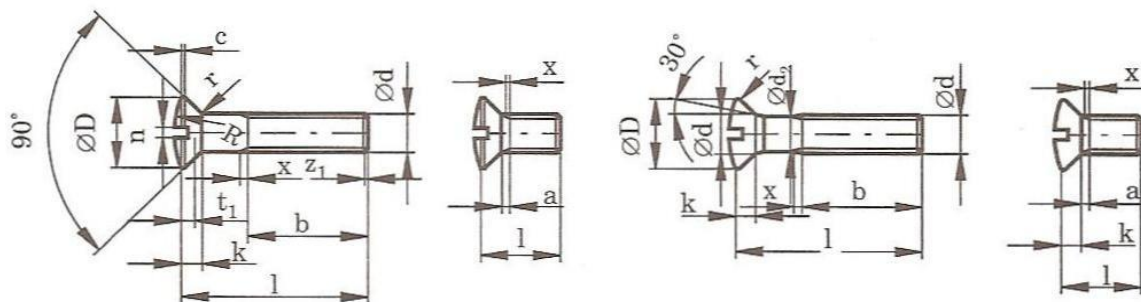


**Obr. 5.1 – 27 Šroub M 6 x 35 ČSN 02 1146.20 a Šroub M 6 x 35 ČSN 02 1146.81
zápustné šrouby (ČSN 02 1151, 02 1155)**



Šroub B M 6 x 40 ČSN 02 1151.10

Šroub M 6 x 40 ČSN 02 1155.81



Šroub M 8 x 40 ČSN 02 1151.10

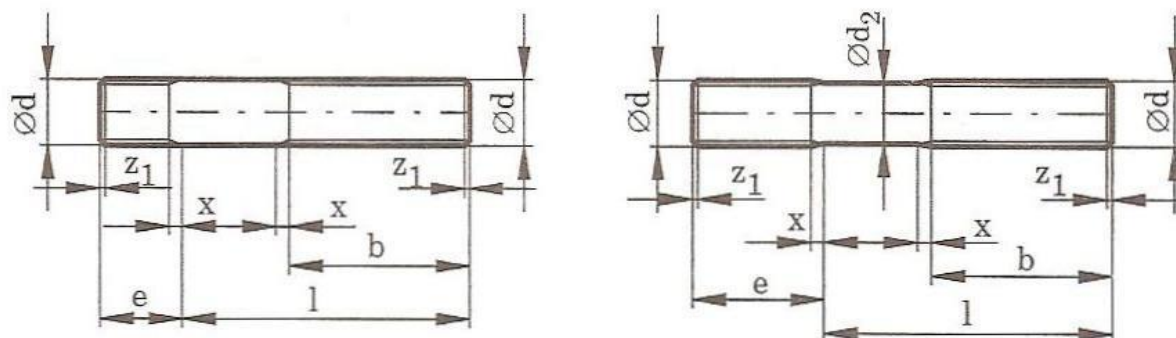
Šroub M 8 x 45 ČSN 02 1155.81

Obr. 5.1 – 28

závrtné šrouby (ČSN 02 1174, 02 1176, 02 1178)

Tvar A

Tvar B

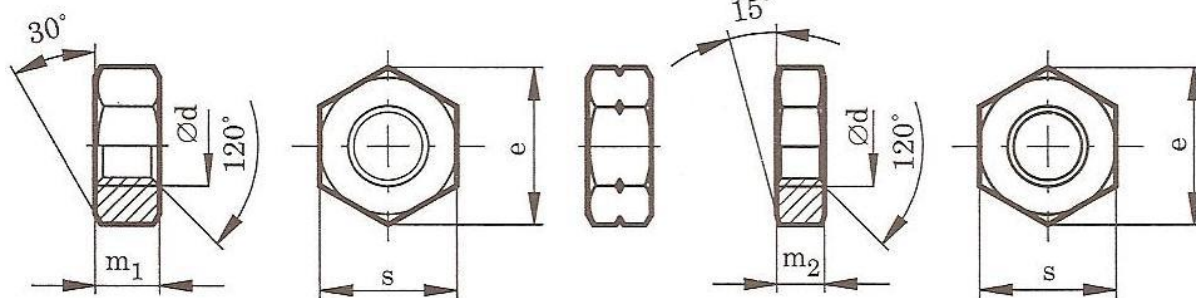


Obr. 5.1 – 29 Šroub M 12 x 60 ČSN 02 1176.20 a Šroub M 8 x 40 ČSN 02 1178.55

**CH) Matice (nejběžnější normalizované druhy)
přesné šestihránné (ČSN 02 1401 a 02 1403)**

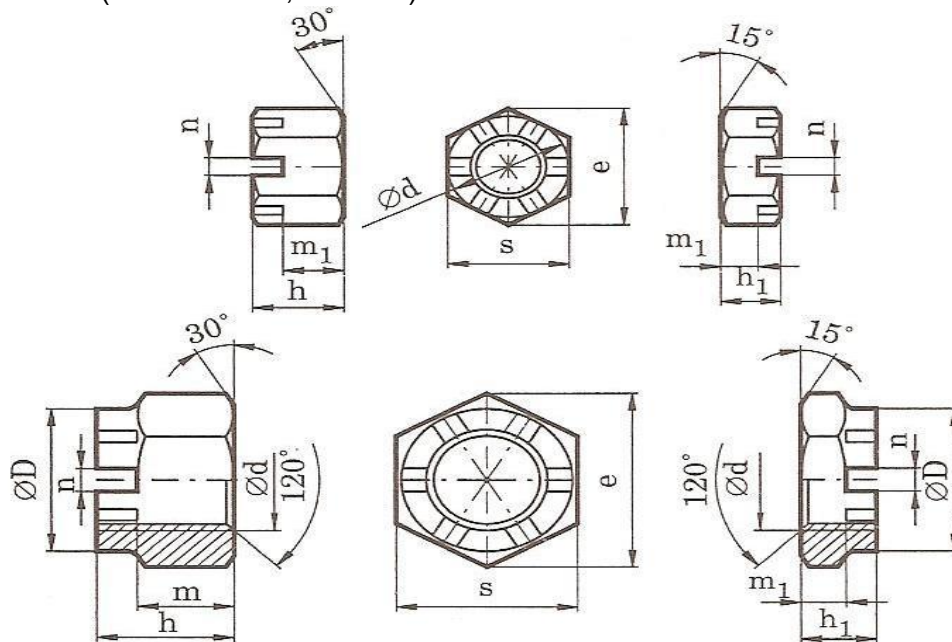
Normální

Nízké



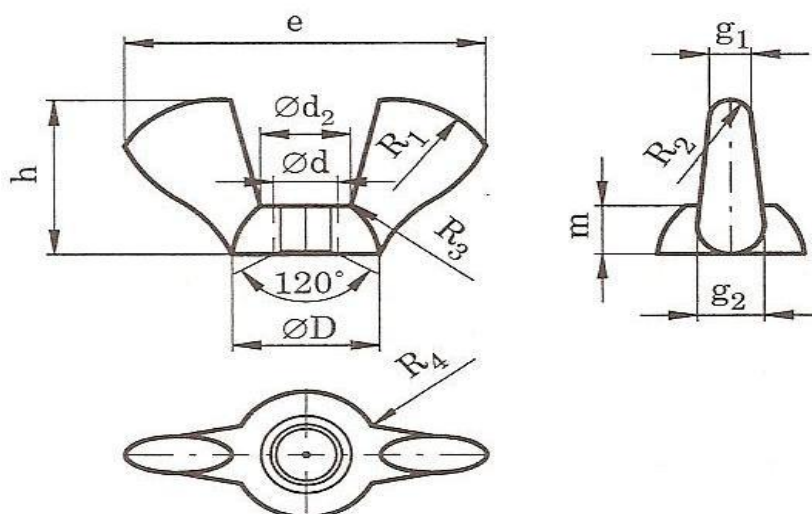
Obr. 5.1 – 30 Matice M 10 x 1 ČSN 02 1401.21 a Matice M 10 LH ČSN 02 1403.81

korunové matice (ČSN 02 1411, 02 1412)



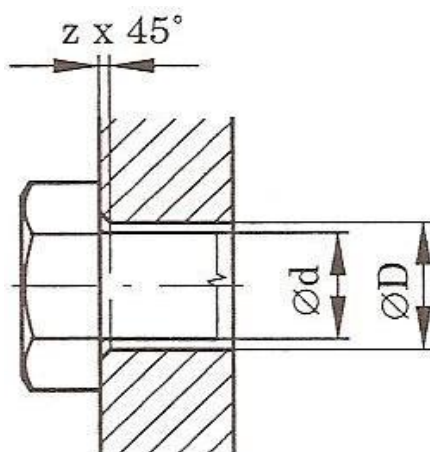
Obr. 5.1 – 31 Matice M 24 x 2 ČSN 02 1411.20

křídlaté matice (ČSN 02 1665)



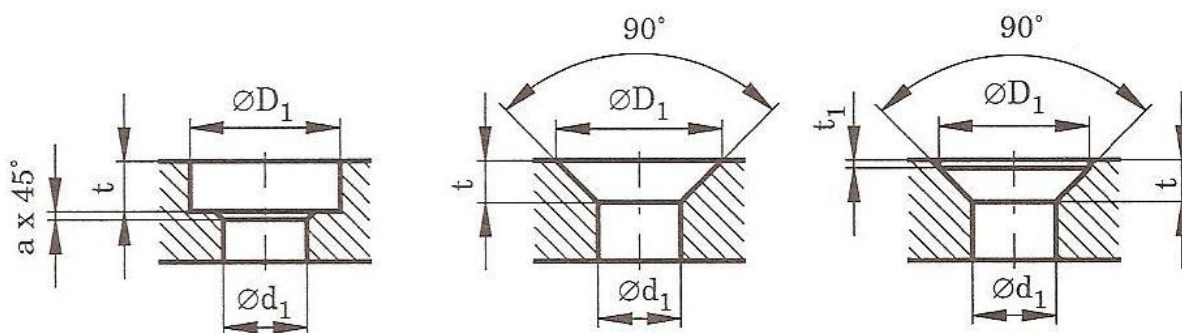
Obr. 5.1 – 32 Matice M 10 ČSN 02 1665

**I) Vrtané díry a zhloubení pro hlavy šroubů
(ČSN 02 1050)**



Obr. 5.1 – 33

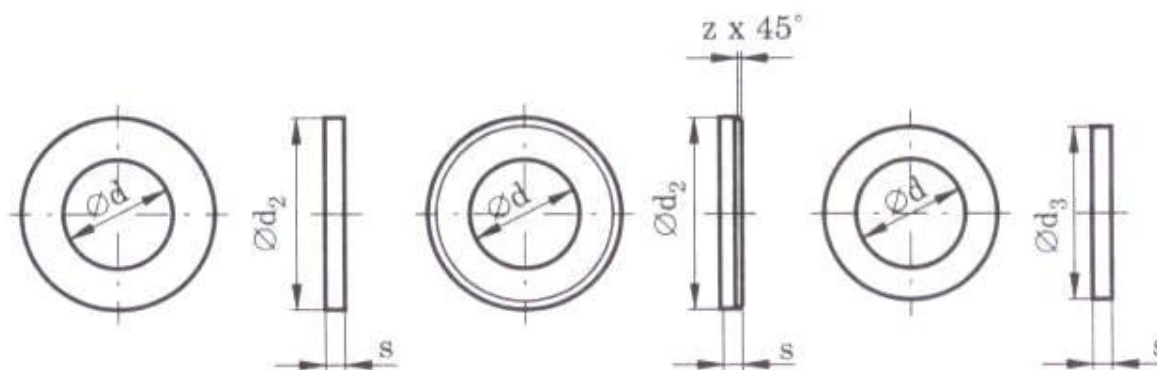
(ČSN 02 1020) (ČSN 02 1022)
(ČSN 02 1040) (ČSN 02 1023)



Obr. 5.1 - 34

J) Podložky

normální podložky (ČSN 02 1702 a 02 1703)



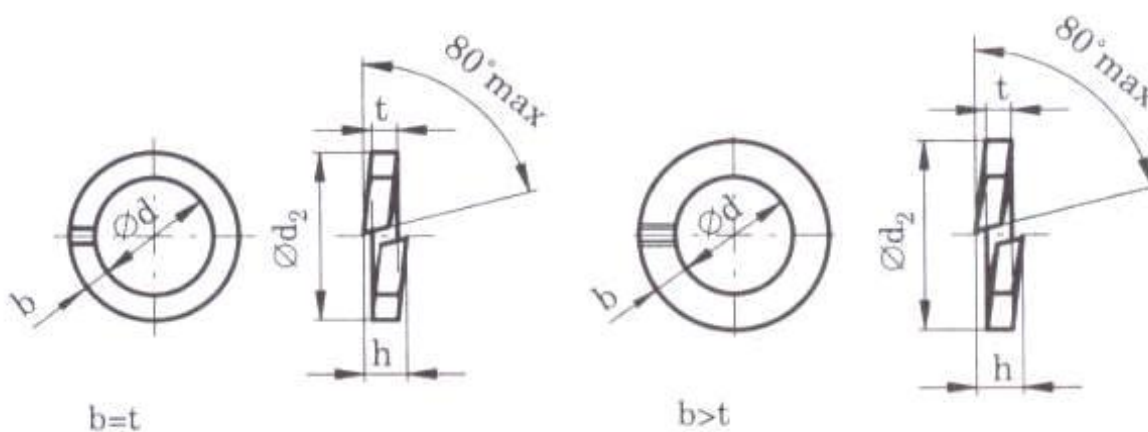
Obr. 5.1 - 35

Podložka 17 ČSN 02 1702.11
02 1703.21

Podložka B 17 ČSN 02 1702.11

Podložka 17 ČSN

pružné podložky (ČSN 02 1740 a 02 1741)

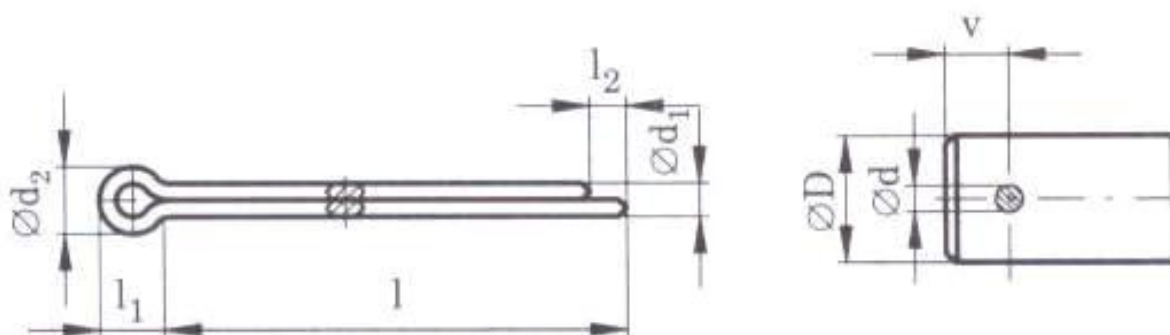


Obr. 5.1 – 36 Podložka 16 ČSN 02 1741.01

Poznámka:

- Využití u šroubových spojů je časté, ale ne výhradní.

Závlačky a otvory pro závlačky (ČSN 021781)



Obr. 5.1 – 37 Závlačka 4x45 ČSN 02 1781.00

Poznámka:

- Využití u šroubových spojů je časté, ale ne výhradní.

MATERIÁLY SPOJOVACÍCH ŠROUBŮ A MATIC

Základní pravidla:

- materiály s vysokou mezí kluzu, zejména u šroubů.
- pro tytéž hodnoty mechanických vlastností závisí volba materiálu na způsobu výroby závitu (tváření za tepla/za studena, obrábění), proto se místo druhu materiálu uvádí označení zaručených mech. vlastností po vyrobení:

Označování mech. vlastností šroubů a matic **: x.y

x ... značka velikosti meze pevnosti: čísla 4 ÷ 12

y ... značka velikosti meze kluzu : čísla 4 ÷ 8 ($\sim 10 \cdot \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{pt}}$)

Poznámky:

- Normalizované mech. vlastnosti šroubů a matic se označují prvou doplňkovou číslicí v označení dle ČSN *

- Pro nejběžnější případy:

tvárové provedení:	šrouby a matice se šestihrannou hlavou	šrouby ("imbus") s válcovou hlavou a vnitř. šestihran.
* prvá doplňková číslice:	.1	.5
** značka materiálu:	5.6	8.8

- Orientační pevnostní hodnoty :

$\sigma_{pt} \equiv 100 \times \text{ozn. vel. } \sigma_{pt}$	500 MPa	800 MPa
$\sigma_{kt} \equiv (0,6 \div 0,8) \cdot \sigma_{pt}$	300 MPa (x 0.6)	600 MPa (x 0.8)
$\sigma_D \equiv \sigma_{kt} / ([1,5 \div 2,5])$	120 [\div 200] MPa	240 [\div 400] MPa
$\sigma_{D\check{s}} \equiv 0,5 \cdot \sigma_D$	60 [\div 100] MPa	120 [\div 200] MPa – vliv vrubů závitu
$\tau_{D\check{s}} \equiv 0,6 \cdot \sigma_{D\check{s}}$	40 [\div 60] MPa	80 [\div 120] MPa
vliv nerovnoměrného zatížení závitů:		
$p_{Dz} \equiv 0,2 \cdot p_D \equiv 0,2 \cdot \sigma_D$	20 [\div 40] MPa	<— (rozhoduje materiál matice)
vliv pohybu:		
$p_{Dz \text{ poh zat}} \equiv 0,2 \cdot p_{Dz}$	5 [\div 10] MPa	<— (rozhoduje materiál matice)

Obr. 5.1 – 38

Materiály:

- málo namáhané spoje: ocel tř. 11 100 (11 109 a 11 100)
- běžné namáhané spoje: ocel tř. 11 300 (11 340 a 11 370)
11 500 (11 500)
11 600 (11 600)
12 000 (12 040 a 12 050)
- vysoce namáhané spoje : ocel tř. 13 200 (13 240)
14 200 (14 240)
15 200 (15 230)
- v agresivním prostředí: tažené mosazi tř. 42 3200 (42 3213 a 42 3223)

5.1.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

CHARAKTERISTIKA VLASTNOSTÍ KOMPLEXNÍ KVALITY

Provoz, údržba, opravy

- Přenos všech druhů zatížení (přenos tečných sil buď třením nebo lícovanými šrouby).
- Snadná rozebiratelnost.
- Spolehlivost proti uvolnění lze zvýšit konstrukčními úpravami.
- Spolehlivost při dynamickém zatížení je snižována mnoha vruby.

Výroba, montáž

- Nenáročnost na provedení, konstrukční úpravy spojovaných částí jsou jednoduché, vlastní spojovací části se v rozhodující většině případů nakupují jako standardizované díly.
- Nejméně vhodným prvkem jsou závity ve spojovaných částech, zejména pokud nejsou osy otvorů kolmé vůči povrchům a pokud nejsou otvory průchozí (nebezpečí zlomení nástrojů).

CHARAKTERISTIKA ČASOVÝCH/"TERMÍNOVÝCH" VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Relativně rychlý návrh, výroba (a nákup), montáž a demontáž.

CHARAKTERISTIKA EKONOMICKÝCH/"NÁKLADOVÝCH" VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

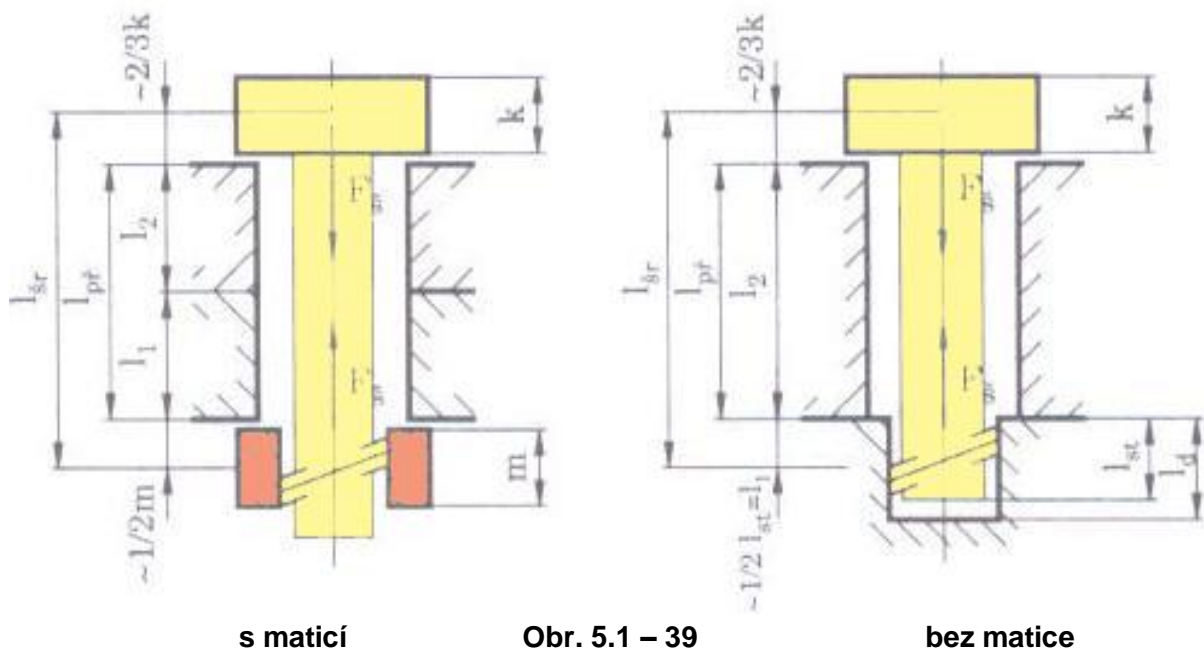
- Při vhodném návrhu z hlediska výroby relativně nenákladný spoj.
- Provozní náklady nulové.
- Náklady na demontáž minimální (pokud spoj nezkorodoval).

5.1.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

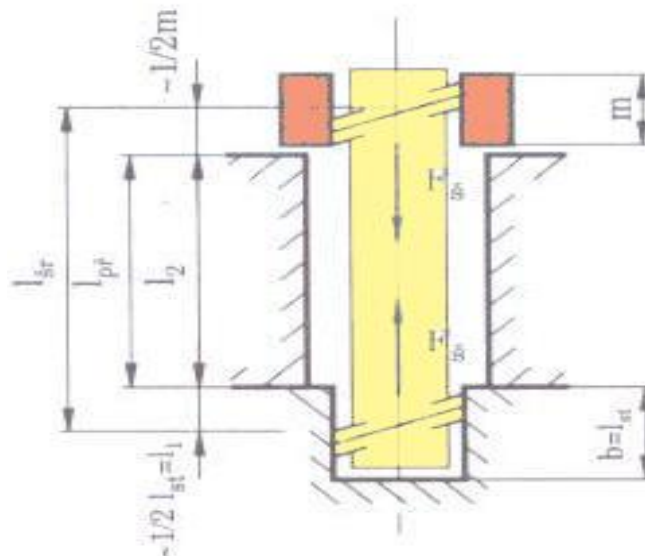
(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY (zjednodušeně pro typická provedení)

- se šroubem s hlavou



- se závrtným šroubem



Obr. 5.1 – 40 vždy s maticí

ÚNOSNOST A PEVNOST PŘI PROVOZU

Provozní zatížení (max. zatíženého šroub. spoje) (jmenovité)

Typické případy:

I. $n_{\text{šs}}$ šroubových spojů je zatěžováno \perp na osu silou $F_{\text{celk}\perp}$:

(pokud není smyková síla zachycena vlož. elementy např. kolíky, pery apod. nebo lícovanými šrouby)

$$F_{\text{šs}jm} \leftarrow F_{\text{celk}\perp} = n_{\text{šs}} \cdot F_{\text{šs}jm} \cdot f \cdot \frac{1}{s_f} \quad \text{orientačně: } s_f \cong (1,5 \div 2,5) \quad (5.1 - 2)$$

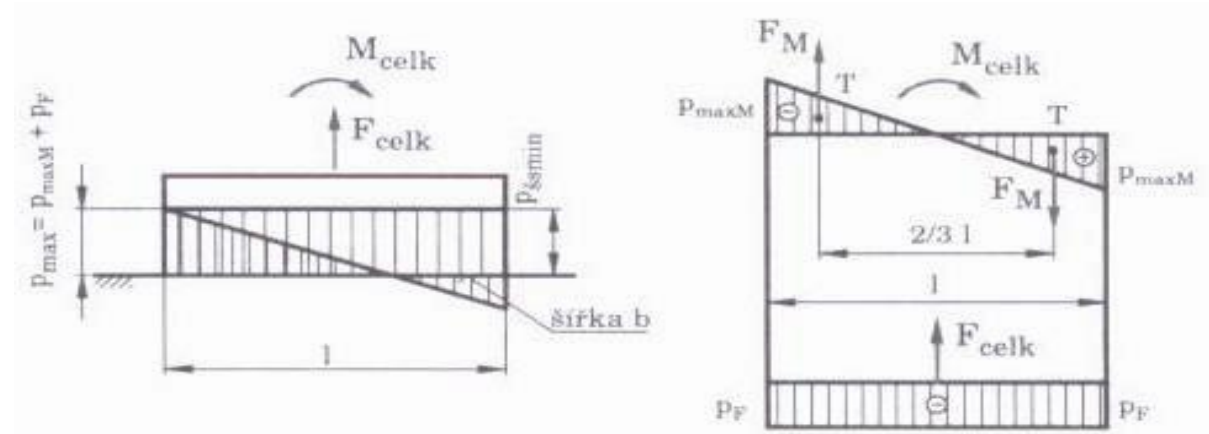
Poznámka:

Protože je předpoklad, že další řešení může být staticky neurčitě nestanovuje se zatím max. (mezní) zatížení, ale pouze (max.) provozní (jmenovité vnější) zatížení šroubového spoje $F_{\text{šs}jm}$.

II. $n_{\text{šs}}$ šroubových spojů je zatěžováno \parallel s osou:

A) Rovnoměrné zatížení silou F_{celk} :

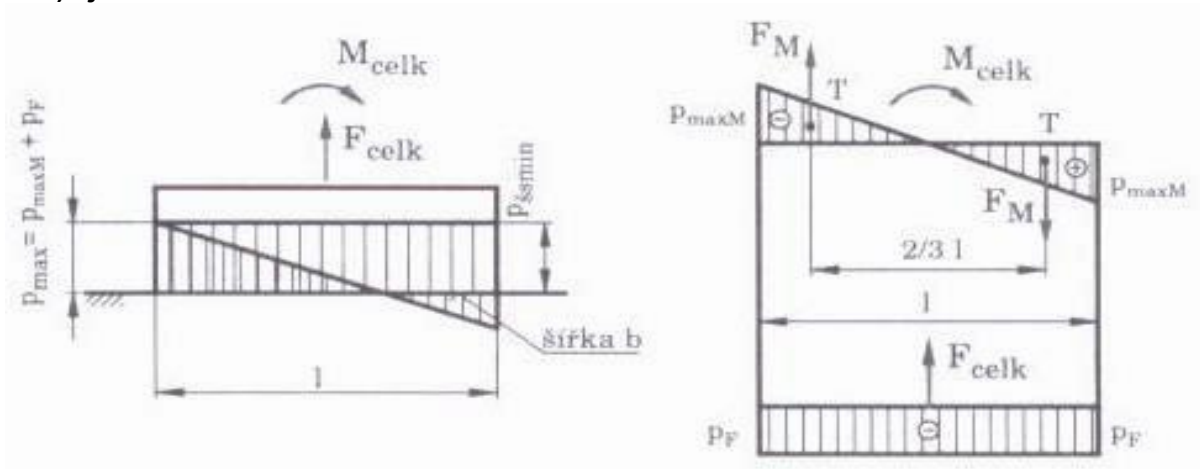
$$F_{\text{šs}jm} \leftarrow F_{\text{celk}} = n_{\text{šs}} \cdot F_{\text{šs}jm}$$



Obr. 5.1 – 41

B) Rovinné zatížení od F_{celk} a M_{celk} :

a) zjednodušeně:



Obr. 5.1 - 42

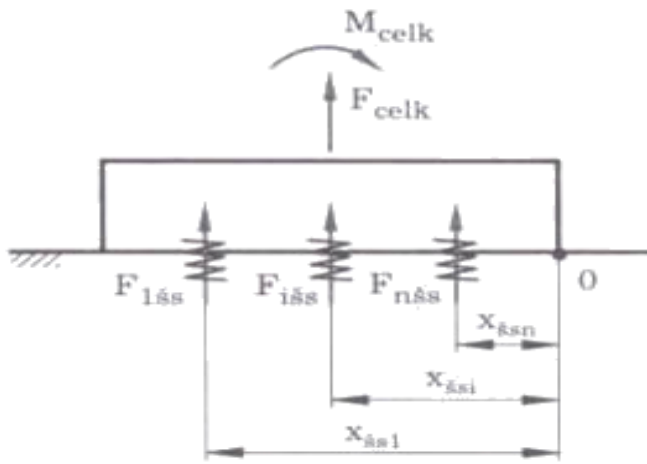
$$M_{celk} = F_M \cdot \frac{2}{3} l \quad \Rightarrow \quad F_M = \frac{M_{celk}}{\frac{2}{3} l} \quad (5.1 - 3)$$

$$F_M = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} p_{maxM} \cdot b \quad \Rightarrow \quad p_{maxM} = \frac{M_{celk}}{\frac{1}{6} l^2 \cdot b} = \frac{M_{celk}}{W_o} \quad (5.1 - 4)$$

$$p_F = \frac{F_{celk}}{l \cdot b}; \quad p_{max} = p_F + p_{maxM} \quad (5.1 - 5)$$

$$F_{\dot{S}S_{jm}} \Leftarrow p_{max}(F_{celk}, M_{celk}) = p_{\dot{S}S_{jm}} = \frac{n_{\dot{S}S} \cdot F_{\dot{S}S_{jm}}}{l \cdot b} \quad (5.1 - 6)$$

b) přesněji s uvažováním výsledné (provozní) tuhosti jednotlivých šroubových spojů a pomocí „středu pružnosti“:



Obr. 5.1 - 43

$$F_{\dot{S}S_{jm}} = f_{ce}(F_{celk}, M_{celk}, k_{\dot{S}S_i}, x_{\dot{S}S_i})$$

C) Prostorové zatížení od F_{celk} a M_{celk}

- řeší se analogicky jako v rovině, ale navíc nutné uvažovat i třetí rozměr.

Stanovení max. zatížení šroubu a předpětí spoje (pro max. zatížený šroubový spoj)

Méně důležité šroubové spoje:

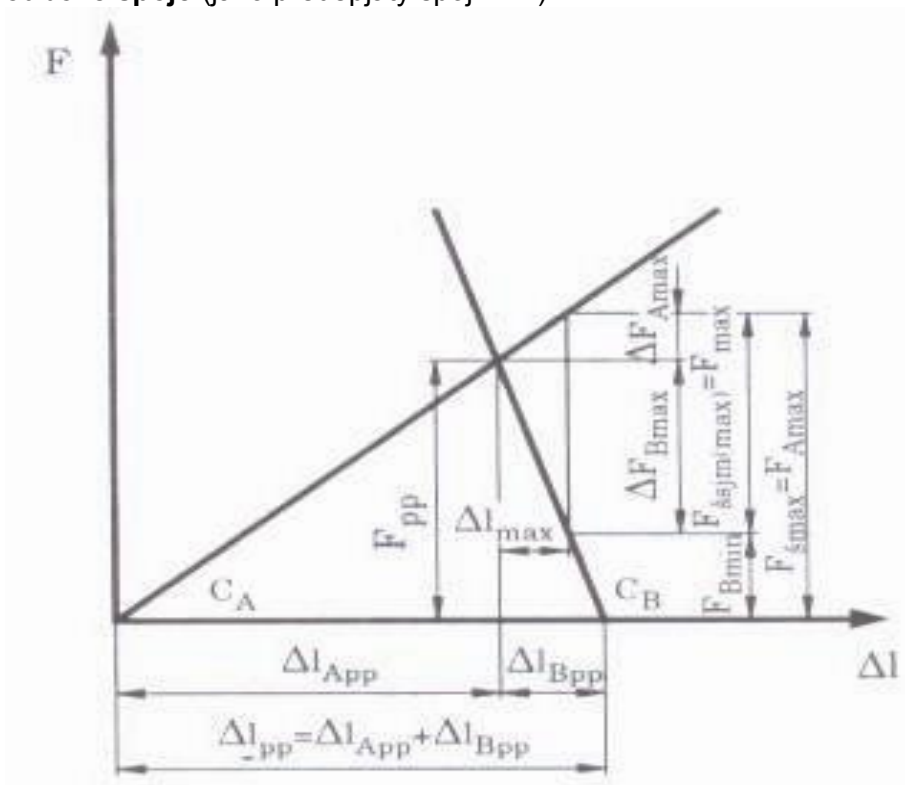
= max. zatížení šroubu: $F_{\text{š}}$ se předpokládá, že bude mít velikost max. provozního zatížení šroubového spojení $F_{\text{šS(max)}}$ zvětšeného součinitelem bezpečnosti s :

$$F_{\text{šmax}} = F_{\text{šS(max)}} \cdot s \quad (5.1 - 7)$$

kde: $s \cong (1,5 \div 2,5)$

přičemž nižší hodnoty se volí pro větší $\varnothing d$, vyšší hodnoty se volí pro menší $\varnothing d$ (u menších průměrů šroubů je větší nebezpečí "přetržení" při předepínání) předpětí spoje F_{PP} se nestanovuje, předpokládá se, že při předpětí („utažení“) bude při montáži úměrné velikosti šroubu a tudíž dostatečné.

Důležité šroubové spoje (jako předepjatý spoj - PP)



Obr. 5.1 – 44

kde: k_A ...tuhost zatěžované větve šroubového spoje
 k_B ...tuhost odlehčené větve šroubového spoje

Bezpečnost spoje proti odlehnutí se vyjadřuje součinitelem neodlehnutí (nevhodně „těsnosti“) c_ψ :

$$F_{Bmin} = c_\psi \cdot F_{max} > 0$$

$$c_\psi \cong \begin{matrix} (0,5 \div 1,5) \\ \text{větší } \varnothing \text{ šr.} & \text{menší } \varnothing \text{ šr.} \end{matrix}$$

⇒ Max. zatížení šroubu:

$$F_{Smax} = F_{Amax} = F_{Bmin} + F_{max} = \underbrace{(1 + c_\psi)}_{C_{pp} = 1,5 \div 2,5} \cdot F_{max}$$

⇒ Předpětí spoje (pro daný součinitel neodlehnutí spoje c_ψ):

$$F_{PP} = F_{Bmin} + \Delta F_{Bmax} = c_\psi \cdot F_{max} + \frac{k_B}{k_A + k_B} \cdot F_{max} = \left(c_\psi + \frac{\frac{k_B}{k_A}}{1 + \frac{k_B}{k_A}} \right) \cdot F_{max}$$

Poznámka:

Pro běžné krátké šrouby tj. pro $\frac{1}{d_s} = 3$

$$\text{výpočtem } \Rightarrow \frac{k_B}{k_A} \cong 10$$

$$F_{PP} = \frac{c_\psi + 10}{1 + 10} \cdot F_{max} = (c_\psi + 0,9) \cdot F_{max}$$

závěr - pro běžné krátké šrouby je efekt PP spoje malý: $c_{PP} \cong (1,4 \div 2,4)$!

Pevnost při maximálním zatížení napětí v jádře šroubu

$$\sigma_t = \frac{F_{Smax}}{S_{Smin}} \quad (5.1 - 8)$$

$$\text{kde: obvykle } S_{Smin} \text{ je min. průřez jádra závitu: } S_{Smin} = \frac{\pi \cdot d_{Smin}^2}{4} \quad (5.1 - 9)$$

Pozor, v tab. uváděna (vlivem řezu závítovou plochou):

$$S_{sj} \text{ pro } d_{sj} = \frac{d_2 + d_3}{2} > d_3$$

měrný tlak v závitech

Pokud jsou použity normalizované výšky matic a dodrženy doporučené min. délky závítů (odst. 5.1.1) není nutné tlak v závitech hodnotit.

$$p_{z(stř)} = \frac{F_{Smax}}{n_z \cdot S_{1Z}} = \frac{F_{Smax}}{n_z \cdot \frac{\pi \cdot (d^2 - D_1^2)}{4}} \cong \underbrace{\frac{F_{Smax}}{n_z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1}}_{\text{zjednodušeně (odst. 5.1.2)}} \leq p_{DZ}$$

zjednodušeně (odst. 5.1.2)

přičemž je nutné uvažovat vysokou nerovnoměrnost rozložení tlaku v závitech (na 1. závit až 30 ÷ 40%)

Poznámka:

- Vlivem nerovnoměrnosti zatížení v závitech má smysl zvyšovat počet závitů jen do určité míry, další závity již prakticky nemají vliv na snížení max. měrného $p_{Z(max)}$.

Poznámky: (Souhrnné poznámky k únosnosti a pevnosti při provozu)

- Při návrhu šroubového spoje obvykle : $\{F_i, M_i\} = c_{dyn} \cdot \{F_i, M_i\} \Rightarrow$ počty, tvary, rozměry ...
- Při hodnocení šroubového spoje obvykle : bezpečnost $\Leftarrow \{F_i, M_i\}_{(max)}$, počty, tvary, rozměry ...
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} \in \{1(stat), 2(dyn)\}$

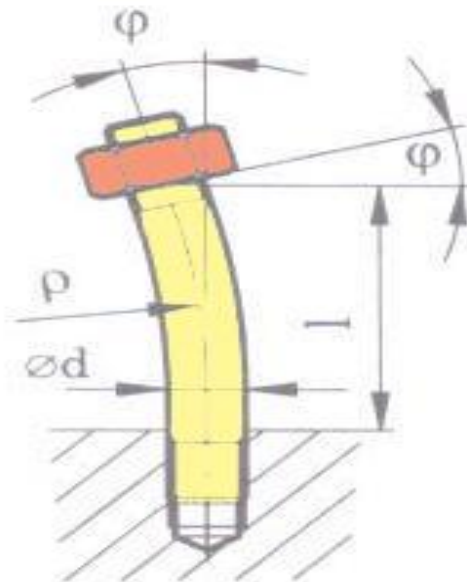
Konstrukční úpravy pro zvýšení únosnosti

Snížení přídatného ohybového namáhání šroubu (zejména opracováním a kolmostí dosedacích ploch, větší délkou a menším průměrem dřívku)

$$M_o = \frac{E \cdot J}{l} \cdot \varphi \rightarrow \quad (5.1 - 10)$$

$$\rightarrow \sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (5.1 - 11)$$

(pro známé φ [rad])



Obr. 5.1 - 45

Poznámka:

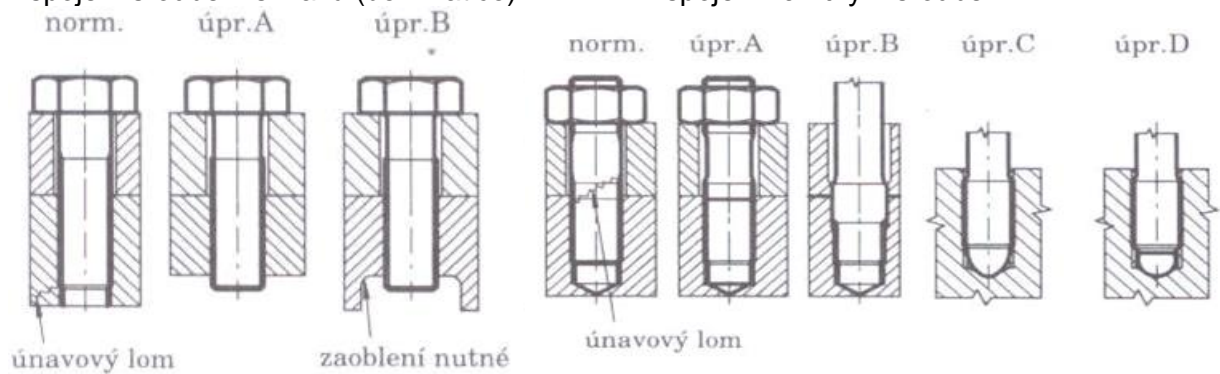
Ohybové napětí až $\sigma_o = 6 \cdot \sigma_t$! \Rightarrow ohyb je velmi nepříznivý!

Snížení napětí v kritických místech (zejména odstraněním špiček napětí ve vrubech a přechodech):

Šroub – spojovaná část:

spojení šroubem s hlavu (bez matice):

spojení závrtným šroubem:

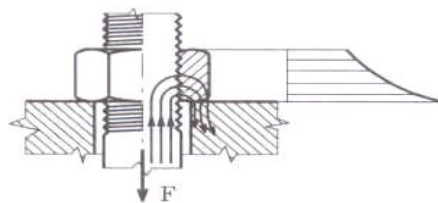


Obr. 5.1. - 46

Šroub – matice:

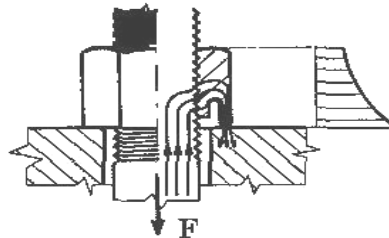
a) normalizované

průběh napětí



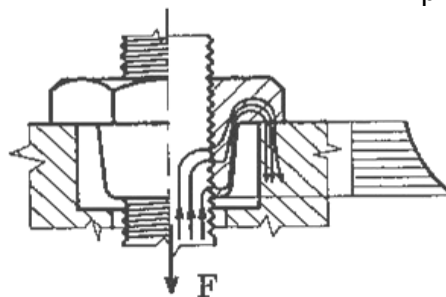
b) úprava A

průběh napětí



c) úprava B

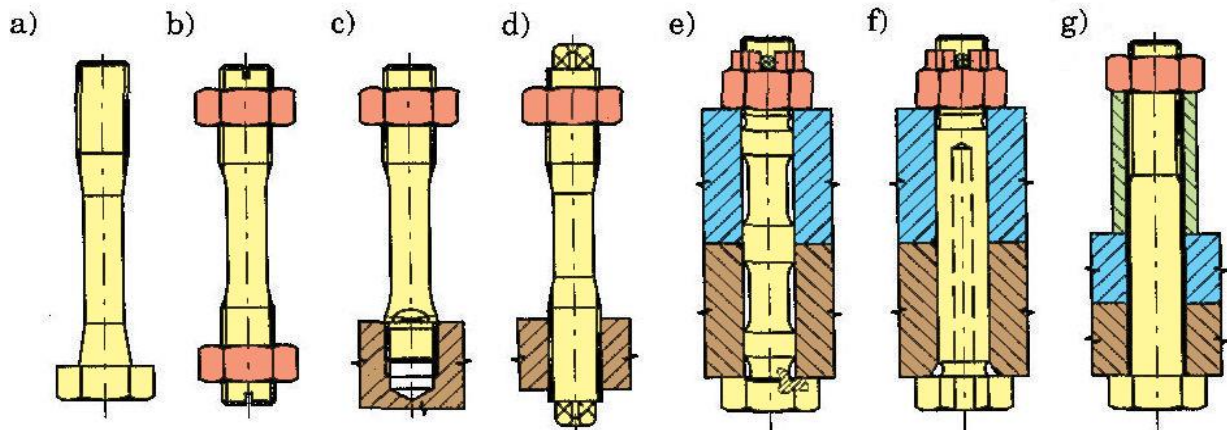
průběh napětí



Obr. 5.1 - 47

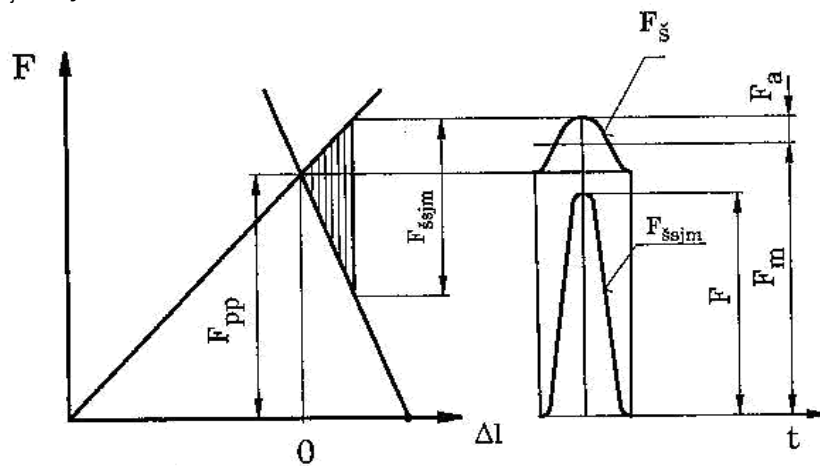
Snížení kolísání napětí ve spoji při dynamickém zatížení (zatěžované části co nejpoddajnější, odlehčované co nejtužší) co nejpoddajnější zatěžování větví šroubového spoje, co nejtužší odlehčovanou větví šroubového spoje:

Konstrukční úpravy pro zvýšení poddajnosti zatěžovaných částí:



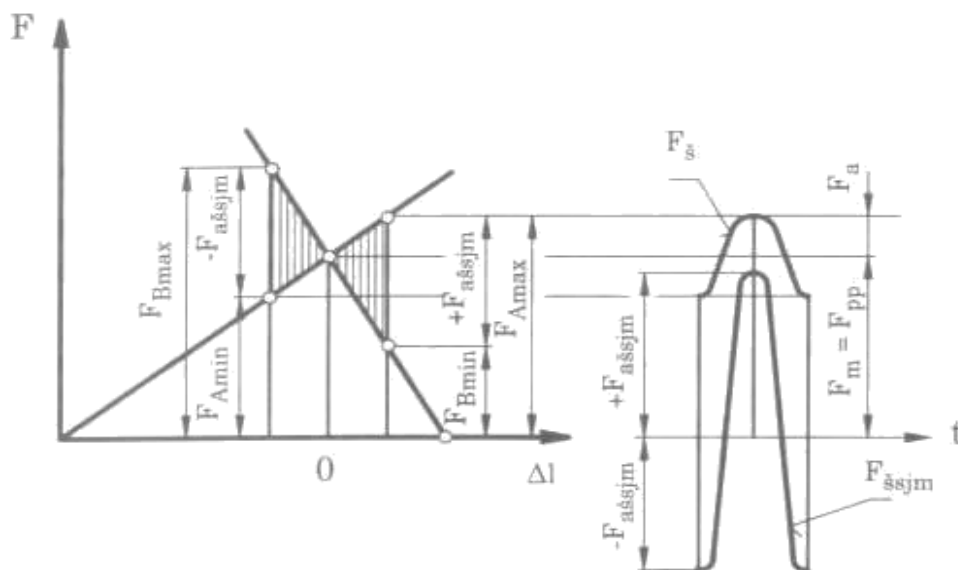
Obr. 5.1 - 48

Př. při zatížení F_{ssjm} můjívém:



Obr. 5.1. - 49

Př. při zatížení F_{ssjm} střídavém:

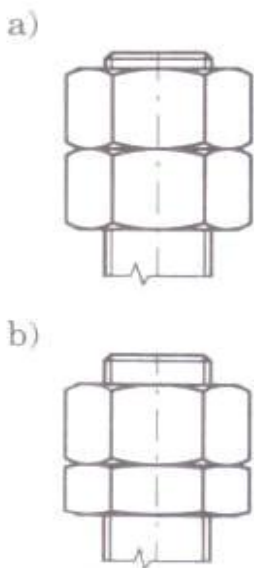


Obr. 5.1.- 50

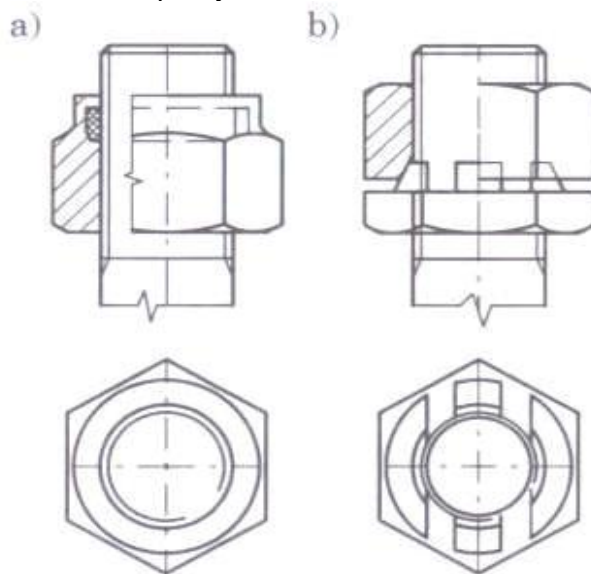
SPOLEHLIVOST V PROVOZU

Konstrukční úpravy pro zvýšení spolehlivosti šroubového spoje proti uvolnění pojištění třením

Přítužné matice:

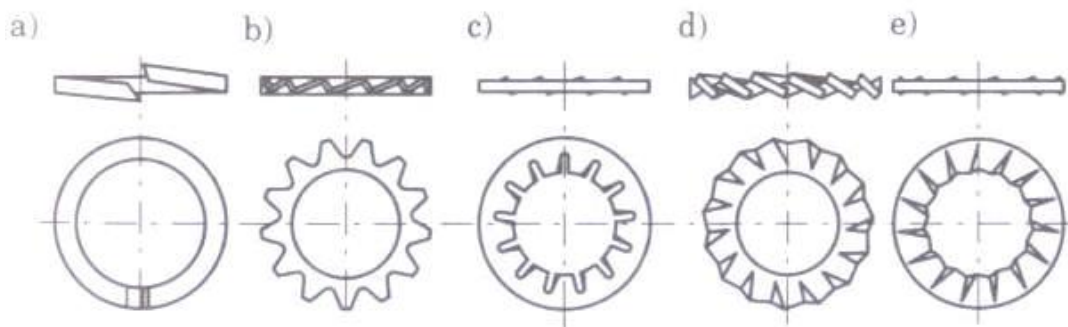


Zvláštní úpravy:



Obr. 5.1 - 51

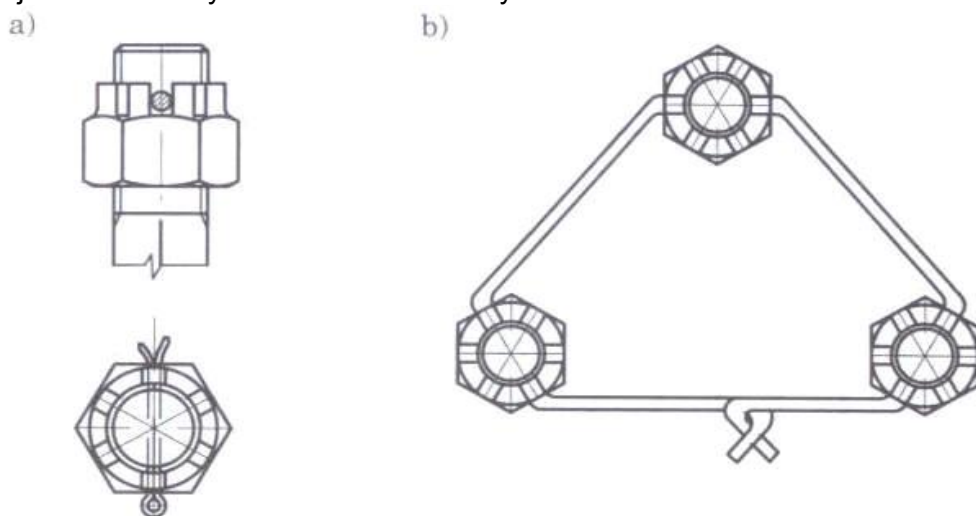
...upravené podložky:



Obr. 5.1 - 52

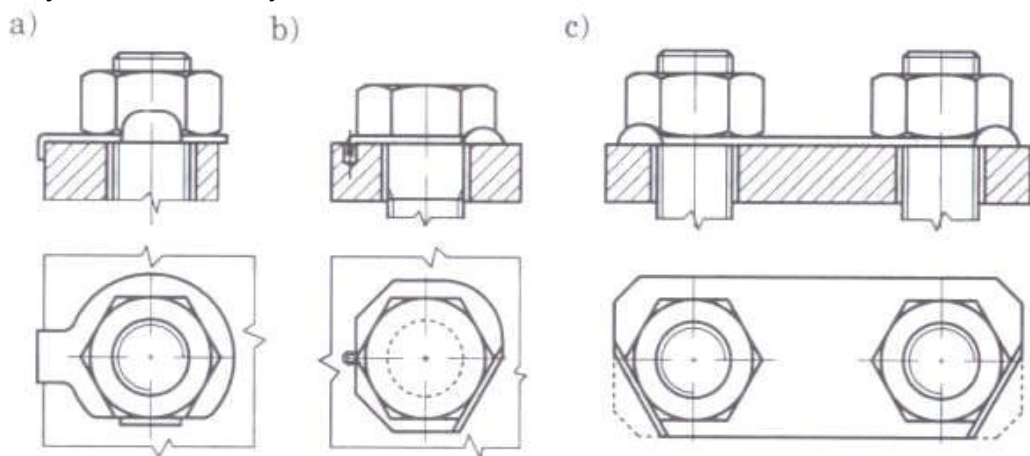
pojištění mechanické

Pojištění korunných matic a šestihanných hlav šroubů:



Obr. 5.1. - 53

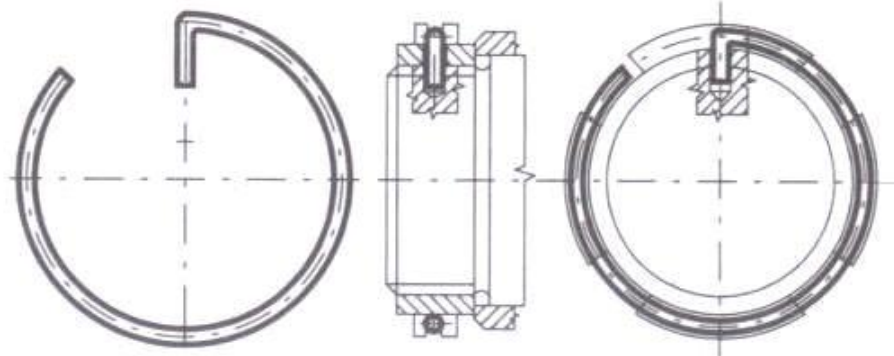
Pojištění šestihanných matic:



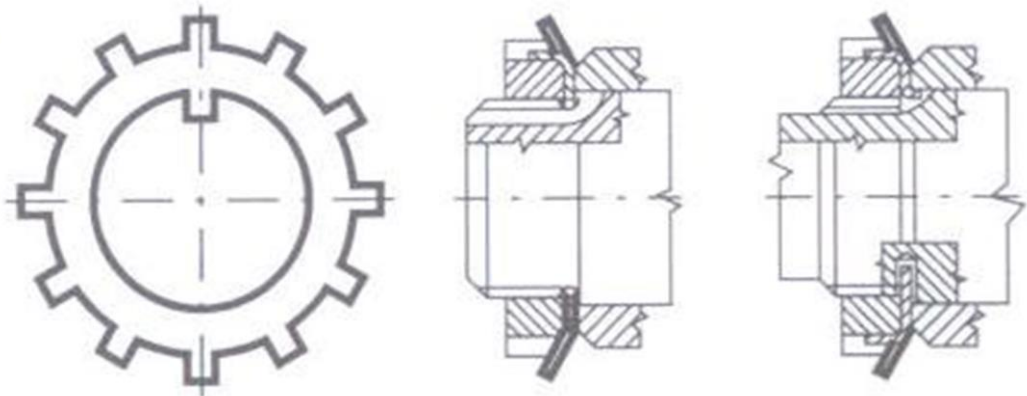
Obr. 5.1 - 54

Pojištění speciálních matic:

a)



b)



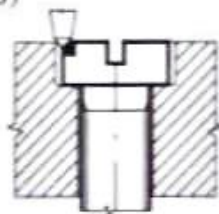
Obr. 5.1 - 55

Pojištění zapuštěných hlav šroubů:

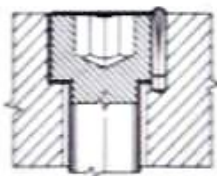
a)



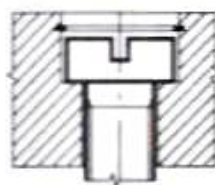
b)



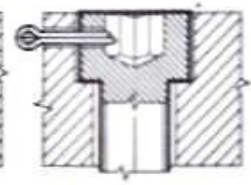
c)



d)



e)

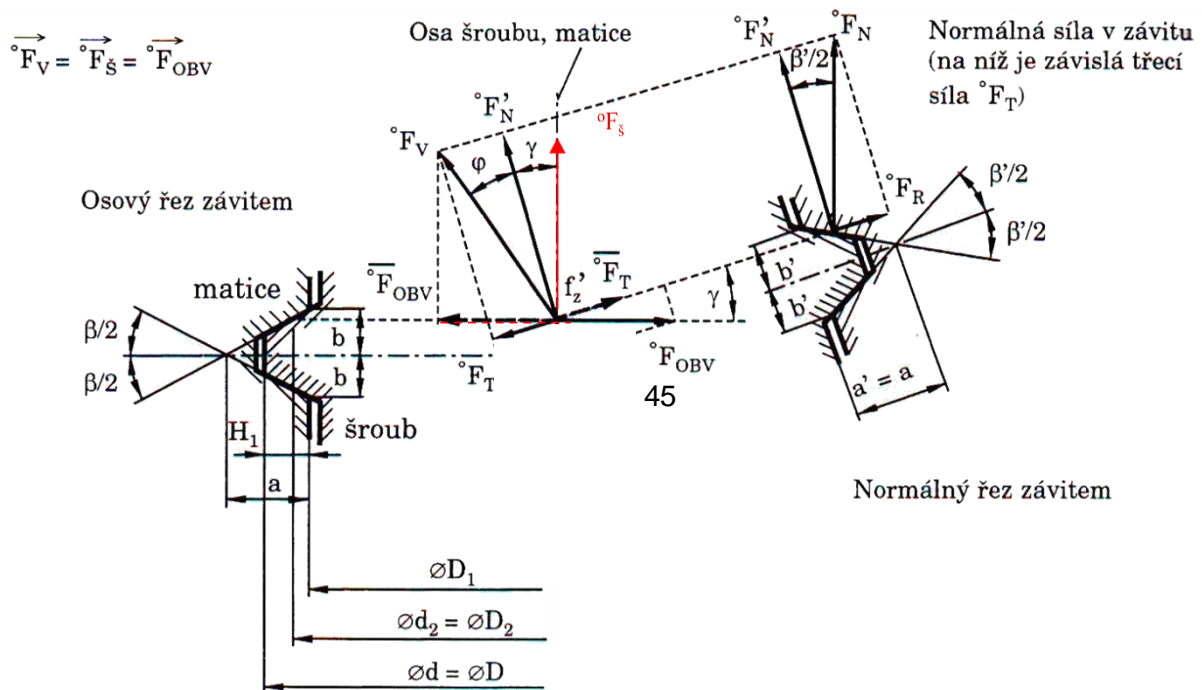


Obr. 5.1 - 56

MONTÁŽ / DEMONTÁŽ A PEVNOST PŘI MONTÁŽI

Utahovací / povolovací moment pro stanovení předpětí

Silové poměry na středním průměru závitu při utahování/povolování šroubového spoje
 Rovnováha bodu (elementární plochy na střednici závité plochy zatížené od osové síly ve šroubu) při posuvu vlivem obvodové síly závitu (vyvozené utahování nebo povolování spoje) tj. řešení rovnováhy bodu pohybujícího se po nakloněné rovině při zatížení "svislou" a "vodorovnou" silou (u šroubového spoje se svislou osou):



Obr. 5.1 - 57

Poznámky:

- označení $^\circ$ znamená působení po celém obvodu.
- označení $\bar{}$ platí pro opačný smysl pohybu, tj. povolování šroubového spoje.
 (v následujících vztazích je však pro jednoduchost využito, že $\bar{} = -^\circ F$)

Z rovnováhy sil v obvodovém a osovém směru vůči šroubu:

$$^\circ F_{\text{OBV}} = ^\circ F_{\text{S}} \cdot \text{tg}(\gamma \pm \varphi) \cong ^\circ F_{\text{S}} (\text{tg}\gamma \pm \text{tg}\varphi) \quad (\gamma, \varphi \text{ jsou malá})$$

kde:

$$\check{\alpha} \leftarrow \text{tg}\gamma = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (5.1 - 12)$$

$$\frac{\beta'}{2} \cong \frac{\beta}{2} \leftarrow \text{tg}\beta = \frac{b \cdot \cos\gamma}{a} = \text{tg}\frac{\beta}{2} \cdot \cos\gamma \cong \text{tg}\frac{\beta}{2} \quad (\gamma \text{ je malé}) \quad (5.1 - 13)$$

$$\varphi' \leftarrow \text{tg}\varphi' = f_z' = \frac{f_z}{\cos\frac{\beta'}{2}} \cong \frac{f_z}{\cos\frac{\beta}{2}} \quad (\gamma \text{ je malé}) \quad (5.1 - 14)$$

Z rovnováhy složek sil v obvodovém a osovém směru vůči šroubu:

$$(1) \quad {}^\circ F'_N \pm {}^\circ F_{OBV} \cdot \sin \gamma - {}^\circ F_\xi \cdot \cos \gamma = 0 \rightarrow {}^\circ F'_N = \pm {}^\circ F_{OBV} \cdot \sin \gamma + {}^\circ F_\xi \cdot \cos \gamma \quad (5.1 - 15)$$

$$(2) \quad \pm {}^\circ F_{OBV} \cdot \cos \gamma - {}^\circ F_\xi \cdot \sin \gamma - {}^\circ F_N \cdot f = 0 \quad (5.1 - 16)$$

Poznámka:

- horní znaménka platí pro utahování; dolní znaménka platí pro povolování

$$\text{dosazením z (1) do (2), } {}^\circ F_N = \frac{{}^\circ F'_N}{\cos \frac{\beta'}{2}} \quad (5.1 - 17)$$

$$\pm {}^\circ F_{OBV} \cdot \cos \gamma - {}^\circ F_\xi \cdot \sin \gamma - {}^\circ F_{OBV} \cdot \sin \gamma \frac{f}{\cos \frac{\beta'}{2}} \pm {}^\circ F_\xi \cos \gamma \frac{f}{\cos \frac{\beta'}{2}} = 0 \quad (5.1 - 18)$$

$${}^\circ F_{OBV} = {}^\circ F_\xi \frac{\sin \gamma \pm \cos \gamma \cdot \text{tg} \varphi'}{\cos \gamma \pm \sin \gamma \cdot \text{tg} \varphi'} = {}^\circ F_\xi \frac{\text{tg} \gamma \pm \text{tg} \varphi'}{1 \pm \cos \gamma \pm \sin \gamma \cdot \text{tg} \varphi'} \cong {}^\circ F_\xi (\text{tg} \gamma + \text{tg} \varphi) \quad (\gamma, \varphi' \text{ jsou malá}) \quad (5.1 - 19)$$

Poznámka:

- Pozor, v literatuře je někdy označována jako úhel „β“ pouze polovina vrcholového úhlu profilu závitu, takže potom v uvedených vztazích je nutné zaměnit (β / 2) a (β' / 2) za β a β'. U metrických závitů pro spojovací šrouby je normalizován jako β právě tento (úplný) vrcholový úhel (β = 60°).

Třecí moment v závitech při utahování (povolování) šroubového spoje

$$M_Z = \frac{d_2}{2} \oint_0^{2\pi} {}^\circ F_{OBV} = F_\xi \frac{d_2}{2} \text{tg}(\gamma \pm \varphi) \cong F_\xi \frac{d_2}{2} (\text{tg} \gamma \pm \text{tg} \varphi) \quad (5.1 - 20)$$

$$\text{což po dosazení za } \text{tg} \gamma = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad \text{a} \quad \text{tg} \varphi' \cong \frac{f_z}{\cos \frac{\beta'}{2}} \cong \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} \quad (5.1 - 21)$$

$$M_Z \cong F_\xi \frac{d_2}{2} \left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \pm \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} \right) \quad (5.1 - 22)$$

kde: $f_{z...}$ (skutečný) součinitel tření v závitech
 $f'_{z...}$ ekvivalentní součinitel tření v závitech

$$f'_z = \frac{f_z}{\cos \frac{\beta'}{2}} \cong \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{f_z}{\cos 60^\circ} \doteq 1,15 f_z \quad (5.1 - 23)$$

suché plochy		
povrch	literatura	orientačně
obrobený	0,20 – 0,35	(0,1 ÷ 0,4) → ~ 0,30
fosfátový	0,28 – 0,40	
pozinkovaný	0,15 – 0,35	
kadmiovaný	0,10 – 0,18	

Obr. 5.1 - 58

Poznámky:

- Samosvornost pro $\varphi \geq \gamma \leftarrow \bar{M}_Z = F_S \cdot (d_2 / 2) \cdot \text{tg}(\gamma - \varphi') \geq 0$ (u spojovacích šroubů je vždy splněno).

- Účinnost závitu při utahování:

$$n_z = \frac{M_{z(fz=0)}}{M_z} = \frac{F_S \frac{d_3}{2} \text{tg} \gamma}{F_S \frac{d_2}{2} \text{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')} \quad (5.1 - 24)$$

- Účinnost" závitu při povolování:

$$n_z = \frac{M_z}{M_{z(fz=0)}} = \frac{F_S \frac{d_3}{2} \text{tg}(\gamma - \varphi')}{F_S \frac{d_2}{2} \text{tg} \gamma} = \frac{\text{tg}(\gamma - \varphi')}{\text{tg} \gamma} \quad (5.1 - 25)$$

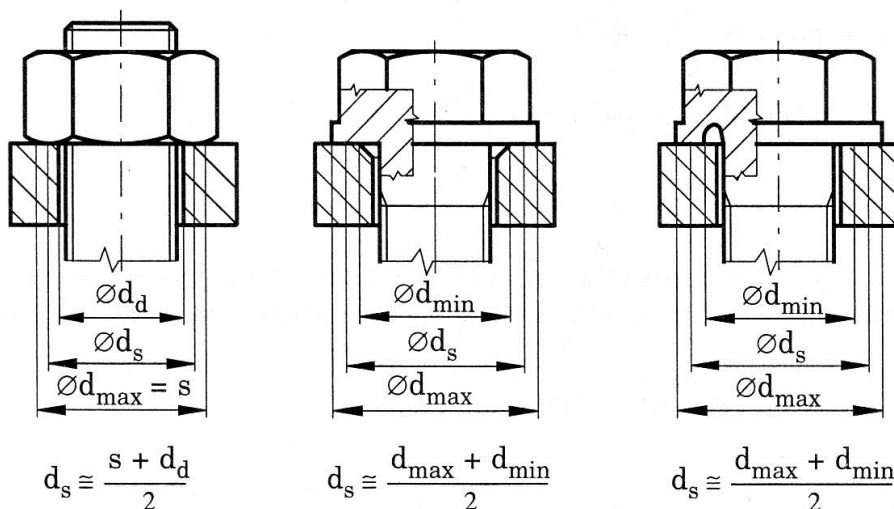
Třecí moment v dosedací ploše matice / hlavy šroubu (při utahování i povolování) šroubového spoje

$$M_{M/H} \cong F_S \cdot \frac{d_s}{2} \cdot f_{M/H} \quad (5.1 - 26)$$

kde: $f_{M/H}$ součinitel tření ve stykové ploše (matice/hlavy šroubu se sevř. částmi):

suché plochy		
	literatura	orientačně
střední hodnoty:	0,15 ÷ 0,22	0,2

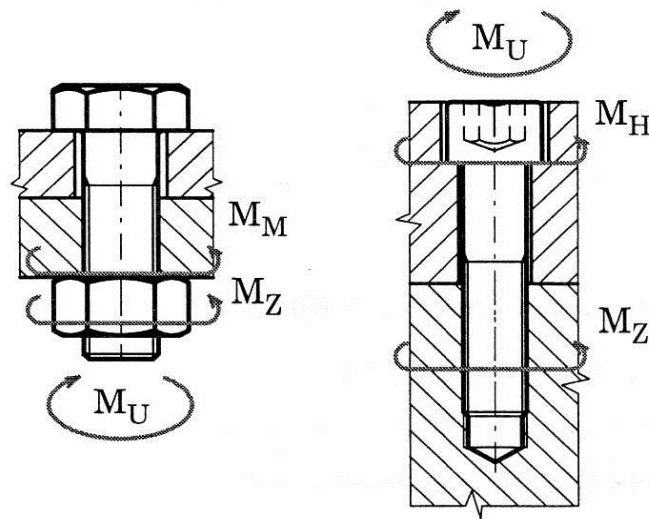
$\varnothing d_s$... přibližný stř. průměr stykové plochy (matice/hlavy šroubu s přilehlou spojov. částí)
Př. stanovení d_s :



s ... otvor klíče

Obr. 5.1 - 46

Utahovací / povolovací moment



Obr. 5.1 – 47

$$M_U = M_{M/H} + M_Z \quad (5.1 - 27)$$

kde:

$$M_{\frac{M}{H}} \cong F_{\dot{S}} \cdot \frac{d_s}{2} \cdot f_{\frac{M}{H}} \quad (5.1 - 28)$$

$$M_Z \cong F_{\dot{S}} \cdot \frac{d_2}{2} \left(\frac{p_h}{\pi \cdot d_2} \pm \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} \right) \quad (5.1 - 29)$$

Napětí ve šroubu při montáži / demontáži

- napětí v jádře šroubu:

I tehdy, jestliže není šroubový spoj při utahování / povolování (obvykle) zatížen vnější silou, je dřík šroubu zatížen:

= osovou (předepínací) silou:

$$F_{PP} \Rightarrow \sigma_{\dot{S}} = \frac{F_{PP}}{\frac{\pi \cdot d_{\dot{S}min}^2}{4}} \quad (5.1 - 30)$$

= momentem v závitech:

$$M_Z = M_U - M_{M/H} \Rightarrow \tau_{\dot{S}} = \frac{M_Z}{\frac{\pi \cdot d_{\dot{S}min}^3}{16}} \quad (5.1 - 31)$$

V nejmenším průřezu dříku, obvykle v jádře závitu, proto může složením uvedených namáhání vzniknout při montáži / demontáži značné (redukované) napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{\dot{S}}^2 + \alpha \tau_{\dot{S}}^2} \leq \sigma_D \quad (5.1 - 32)$$

- měrný tlak v závitech:

I při menším zatížení než max. provozním se jedná o zatížení za pohybu. V kritických případech je proto nutné hodnotit. Vzhledem ke krátkodobému působení však vyhovují i tlaky až do horní hranice hodnot dovolených v závitech při zatížení za pohybu:

$$p_Z \cong \frac{F_{PP}}{n_z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_{Dz \text{ poh.zat.}} \quad (5.1 - 33)$$

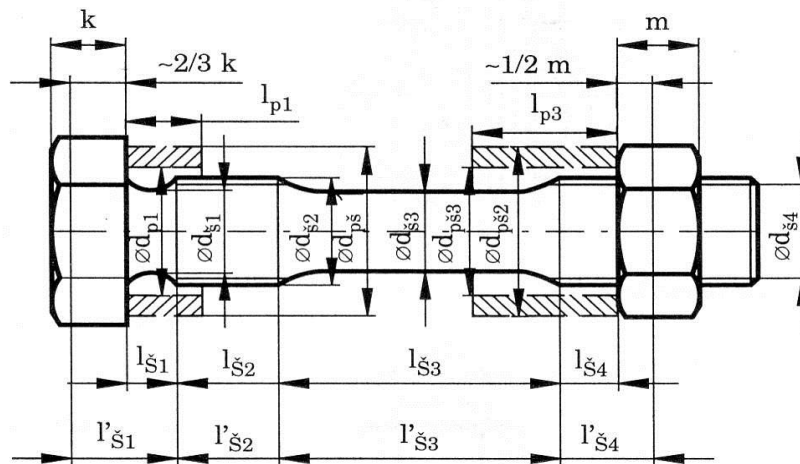
Způsoby nastavení stanoveného předpětí

- momentovými klíči (mechanickými)
- elektrickými nebo pneumatickými (momentovými) klíči
- měřením úhlu dotažení matice, šroubu apod.
- měřením deformace šroubu apod.
- zahřátím šroubu (předepínacího elementu)
- dotažením speciálně upravených šroubů či podložek

DEFORMACE, TUHOSTI A PODDAJNOSTI

Poddajnosti / tuhosti prvků šroubového spoje poddajnost / tuhost šroubu, matice, podložek ap.

Příklad:



Obr. 5.1 - 48

přibližný výpočet: pro $l_s \geq (5 \div 6) d_s$

$$p_{S\dot{S}r} \cong \frac{1}{k_{S\dot{S}r}} = \sum_{i=1}^n \frac{l_{\dot{S}i}}{E_{\dot{S}} \cdot S_{\dot{S}i}} + \sum_{j=1}^n \frac{l_{Pj}}{E_p \cdot S_{Pj}} \quad [mm \cdot N^{-1}] \quad (5.1 - 34)$$

přibližný výpočet: pro $l_s < (5 \div 6) d_s$

$$p_{S\dot{S}r} \cong \frac{1}{k_{S\dot{S}r}} = \sum_{i=1}^n \frac{l_{\dot{E}i}}{E_{\dot{S}} \cdot S_{\dot{E}i}} + \sum_{j=1}^n \frac{l_{Pj}}{E_p \cdot S_{Pj}} + p_{m\dot{s}} + p_{k\dot{s}} \quad [mm \cdot N^{-1}] \quad (5.1 - 35)$$

$$\text{kde: } S_{\dot{S}j} = \frac{\pi \cdot d_{\dot{S}t}^2}{4} \quad [mm^2] \quad (5.1 - 36)$$

$$S_{Pj} = \frac{\pi \cdot (d_{Pej}^2 - d_{Pij}^2)}{4} \quad [mm^2] \quad (5.1 - 37)$$

$$p_{m\dot{s}} \cong \frac{1}{c_m} = \frac{\frac{1}{2}m}{E_{\dot{S}} \cdot S_{\dot{S}4}} \quad [mm \cdot N^{-1}] \quad (5.1 - 38)$$

$$p_{k\dot{s}} \cong \frac{1}{c_{k\dot{s}}} = \frac{\frac{1}{2}k}{E_{\dot{S}} \cdot S_{\dot{S}1}} \quad [mm \cdot N^{-1}] \quad (5.1 - 39)$$

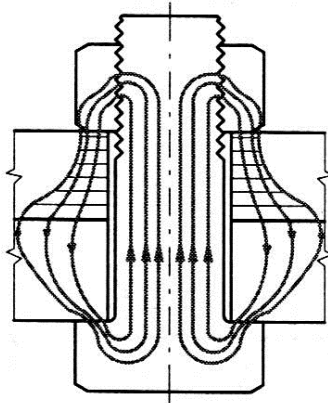
kde: p [$mm \cdot N^{-1}$] poddajnost
 k [$N \cdot mm^{-1}$] tuhost

Poznámka:

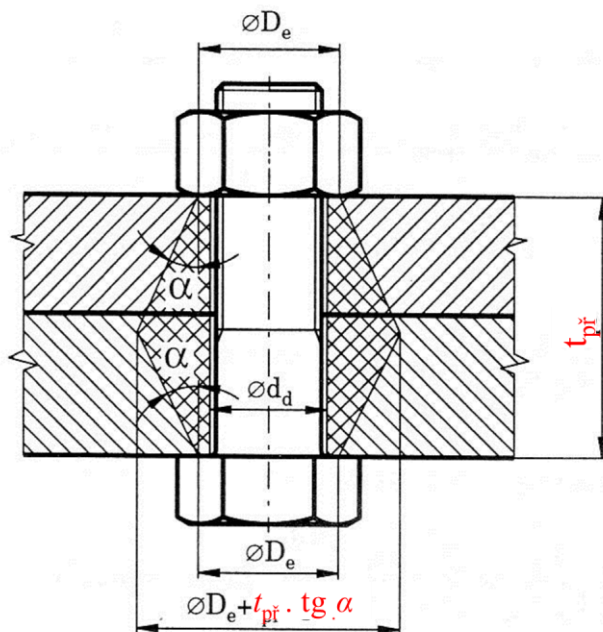
- index $S_{\dot{S}r}$ znamená: soustava šroubu.

poddajnost / tuhost přírub

= obecně:

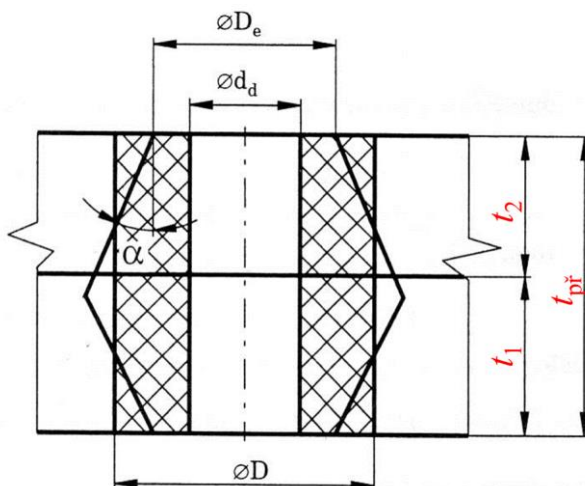


= náhrada dvěma kuželi:



vztahy pro poddajnost/tuhost stále složité proto \Rightarrow náhrada kuželů válcem \Rightarrow

= náhrada kuželů válcem:



$$\emptyset D = D_e + \frac{t_{př}}{2} \operatorname{tg} \alpha \quad (5.1 - 40)$$

kde: D_e vnější průměr dosedací plochy matice / hlavy

= dle Rötchera: pro $\operatorname{tg} \alpha = 1$ (tzv. Bachův dvojkůžel s úhlem $\alpha = 45^\circ$)

$$D \cong D_e + (t_{př} / 2) \quad \text{jen pro } (t_{př} / D_e) \leq 0,1$$

= zpřesnění: pro $\operatorname{tg} \alpha = 0,4 \div 0,5$

$$D \cong D_e + (t_{př} / (4 \div 5))$$

= zpřesnění: pro $\operatorname{tg} \alpha = 0,4 \div 0,5$ a více válců

$$D_i \cong D_{i-1} + t_{př} / (4 \div 5) \quad D_0 = D_e, \quad i = 1 \div n$$

= dle Weisse–Wallnera a Fritsche: pro $\operatorname{tg} \alpha$ dle druhu materiálu

$$D \cong D_e + t_{př} / 10 \quad \text{pro ocel}$$

$$D \cong D_e + t_{př} / 8 \quad \text{pro litinu}$$

$$D \cong D_e + t_{př} / 6 \quad \text{pro Al slitiny}$$

$$\rho_{SPř} = 1 / k_{SPř} \cong t_{př} / (E_{př} \cdot S_{př}) \quad \text{kde: } S_{př} \cong \pi \cdot (D_e^2 - D_d^2) / 4$$

Poznámka:

- index $_{SPř}$ znamená: soustava přírub.

Deformace šroubového spoje při vnějším zatěžování

Deformace šroubového spoje má smysl řešit pouze za předpokladu, že spojované části jsou i při maximálním vnějším zatížení stále sevřené (tj. nedojde k jejich odlehnutí ve styku, neboť by to již nebyl spoj!.)

Jak bylo vysvětleno v odstavci 2.3.4, chová se za těchto okolností spoj jako dvě paralelní pružiny - větve A, B tj.:

$$k_{\text{šs}} = k_{AB} = k_A + k_B \quad (5.1 - 41)$$

kde:

- jednu pružinu (větev A předepjatého spoje) tvoří obvykle šroub (a jeho hlava, pokud ji má), matice, podložky, nátrubky a všechny další deformované části a styky, jejichž zatížení se při normálním zatěžování spoje (tj. při odlehčování styku spojovaných částí - "přírub") dále zvyšuje, tzn.: $k_A = k_{\text{šr}}$
- druhou pružinu (větev B předepjatého spoje) pak tvoří zbývající části a styky, jejichž zatížení se při normálním zatěžování spoje (viz výše) snižuje, tj.: $k_B = k_{\text{SPř}}$

Výsledná deformace pro vnější zatížení spoje $F_{\max} = F_{\text{šs}}$ je potom:

$$\Delta l_{\max} = F_{\max} / k_{AB} = F_{\max} / (k_A + k_B) \quad (5.1 - 42)$$

Poznámka:

- Z výrazu pro Δl_{max} vyplývá, že pokud $k_A / k_B \rightarrow 0$ (tj. při zanedbané poddajnosti přírub 1 / k_B , tj. $k_B \rightarrow \infty$):

$$\lim_{k_B \rightarrow \infty} \Delta l_{min} = \frac{F_{max}}{k_A + k_B} = \frac{\frac{F_{max}}{k_B}}{\frac{k_A}{k_B} + 1} = 0 \quad (5.1 - 43)$$

Z toho vyplývá, že při zjednodušených výpočtech méně důležitých šroubových spojů bez uvažování poddajnosti přírub nelze počítat deformace těchto spojů.

Deformace prvků šroubového spoje při jeho předepínání (utahování)

Jak bylo vysvětleno v odstav. 2.3.4 chová se za těchto okolností spoj jako dvě sériové pružiny - větve A, B (z nichž každá je rovněž tvořena soustavou pružin (prvků) v sérii), tj.:

$$\frac{1}{k_{SSPP}} = \frac{1}{k_{ABPP}} = \frac{1}{k_A} = \frac{1}{k_B} \quad (5.1 - 44)$$

kde význam k_A , k_B byl vysvětlen v předchozím textu.

Výsledná deformace v uzavřené soustavě pružin při vnitřním předpětí spoje F_{PP} potom bude:

$$\Delta l_{PP} = \frac{F_{PP}}{k_{ABPP}} = \frac{F_{PP}}{\frac{k_A \cdot k_B}{k_A + k_B}} \quad (5.1 - 45)$$

Poznámka:

- Z výrazu pro Δl_{PP} vyplývá, že pokud $k_B \rightarrow 0$ (tj. při zanedbané poddajnosti 1 / k_B):

$$\lim_{k_B \rightarrow 0} \Delta l_{PP} = \frac{F_{PP}}{\frac{k_A \cdot k_B}{k_A + k_B}} = \frac{F_{PP}}{\frac{k_A}{1 + \frac{k_A}{k_B}}} \cong \frac{F_{PP}}{k_A} = \Delta l_{APP} \quad (5.1 - 46)$$

- Z toho vyplývá, že při zjednodušených výpočtech méně důležitých šroubových spojů bez uvažování poddajnosti přírub lze předpětí zjistit a nastavit i pouze pomocí tuhosti a deformace větve šroubu. Jeho skutečná hodnota však bude menší (čím poddajnější budou příruby).

5.2 Spoje zděřemi (zděřové spoje)

5.2.1. Charakteristika

(konstrukční znakové vlastnosti)

Pevná (tj. nepohyblivá) (prakticky) nerozebíratelná spojení na principu stálého pružného předpětí vyvozeného zděří (zděřemi nasazovanými s přesahem vůči upraveným plochám na spojovaných částech).

Poznámka:

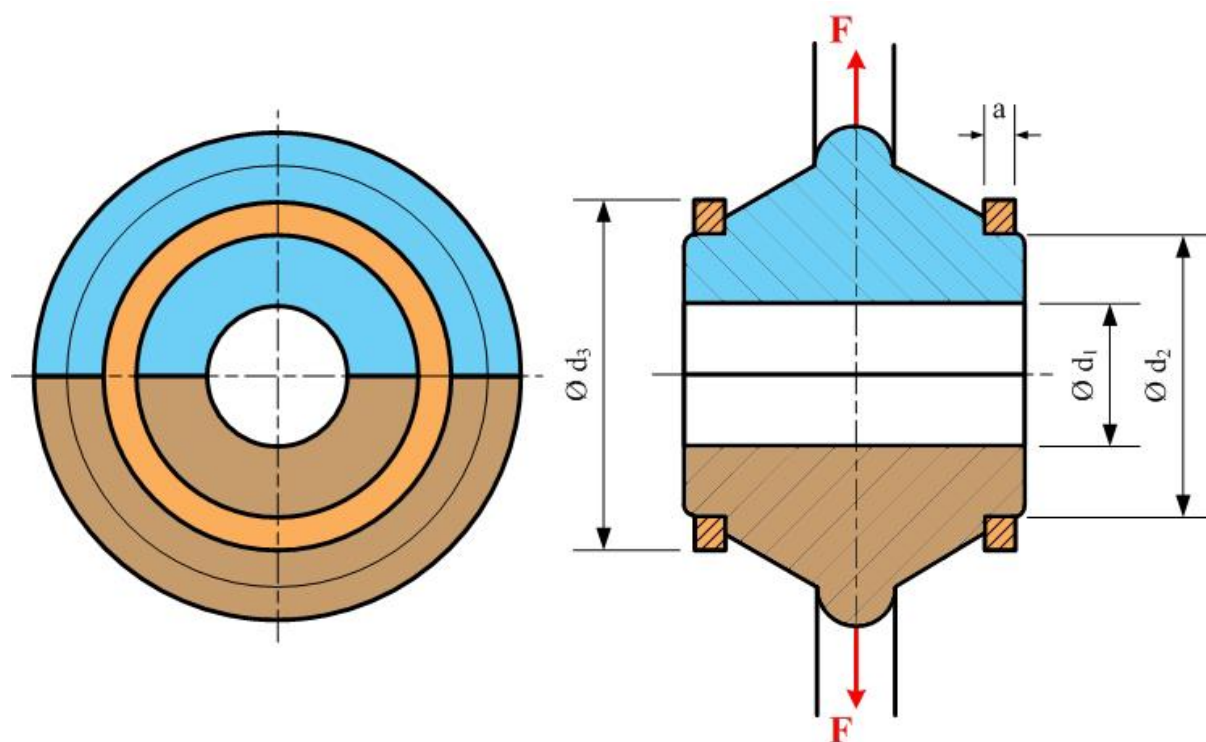
Základním modulem spojů je spoj s jednou zděří. U spojů s více zděřemi je nejprve nutné podle obecného postupu uvedeného v A1. kapitole SPOJE – ZÁKLADNÍ PRINCIPY určit max. zatížení připadající na jeden (shodně nebo nejvíce zatížený) spoj. Ten se pak řeší jako samostatný zděřový spoj, jehož návrh (příp. hodnocení) se z výrobních a ekonomických důvodů obvykle aplikuje i na zbývající (méně nebo shodně) zatížené spoje.

5.2.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

5.2.2 – I. SPOJE S KRUHOVOU ZDĚŘÍ

TVARY



Obr. 5.2 - 1

Poznámka:

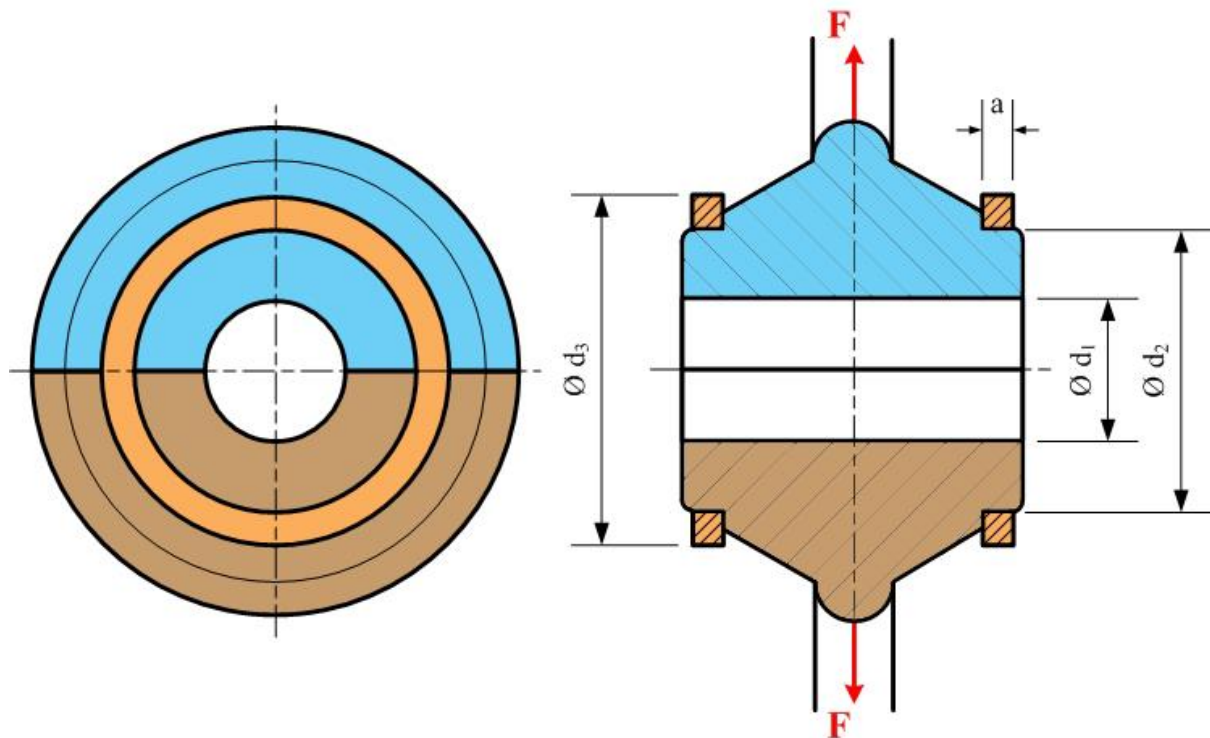
- Na shodném principu existují tzv. "oválné zděře" ve tvaru oválného anuloidu.

Materiály pro zděře:

Houževnaté oceli, obvykle řady 11 300 (např. 11 341, 11 345, 11 375).

5.2.2 – II. SPOJE S PLOCHOU ZDĚŘÍ

TVARY



Obr. 5.2 - 2

Poznámka:

- Na shodném principu existují ještě tzv. "tyčové zděře" ve tvaru plné nebo duté tyče, montované do průchozích otvorů ve spojovaných částech. Jedna z kruhových hlav zděře je proto z montážních důvodů připojena pomocí závitu - jedná se tudíž v podstatě o šroubový spoj (montovaný za tepla).

Materiály pro zděře:

Houževnaté oceli, obvykle řady 11 300 (např. 11 341, 11 345, 11 375 jako kruhové zděře).

5.2.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

CHARAKTERISTIKA VLASTNOSTÍ KOMPLEXNÍ KVALITY

Provoz, údržba, opravy

- Přenos všech druhů zatížení ve stykové ploše, dokud nedojde k jejímu odlehčení. Využívají se proto i k opravám prasklých, obtížně svařitelných a jinak nenahraditelných součástí (velké odlitky apod.), pokud je dostatek místa pro vytvoření prostoru pro zděře.
- Vhodnost pro velké i rázové zatížení.
- Vysoká spolehlivost spojení, vrubový účinek lze snížit zaoblením všech přechodů a hran.
- Nepotřebnost údržby, avšak při nutnosti demontáže je spoj prakticky nerozebíratelný (zděř demontovanou za studena již nelze použít).

Výroba, montáž

- Obtížná vyrobiteľnosť dosedacích ploch pro ploché zděře.
- Značná náročnosť na přesnosť výrobních tolerancí.
- Relativní obtížnost montáže - pouze za tepla.
- Vhodnost prakticky pouze pro kusovou výrobu.

Ostatní hlediska

- Relativně nebezpečná montáž - manipulace s horkou zděří.
- Tolerance uložení v podstatě nemusejí odpovídat ČSN, neboť nejsou požadavky na vyměnitelnost zděří.

CHARAKTERISTIKA ČASOVÝCH/"TERMÍNOVÝCH" VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Vhodnost pro rychlý návrh a realizaci, pokud jsou k dispozici vhodné prostředky pro výrobu a ohřátí.
- Nevhodnost pro rychlé opravy a demontáž.

CHARAKTERISTIKA EKONOMICKÝCH/"NÁKLADOVÝCH" VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

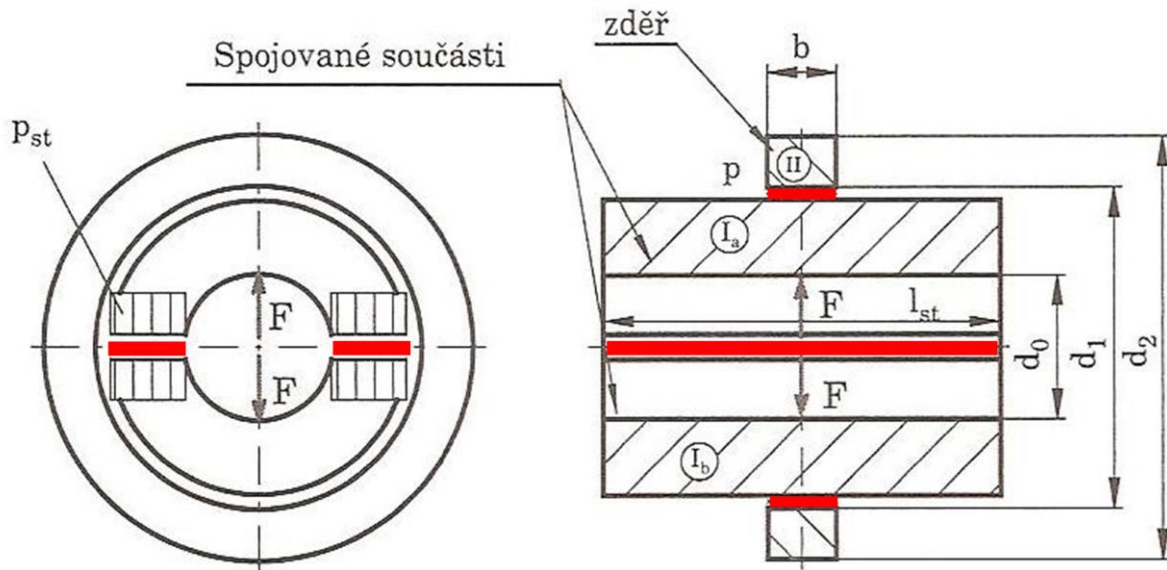
- Výrobní náklady zvyšovány obtížností úprav spoj. částí.
- Provozní náklady nulové.
- Náklady na demontáž značné.

5.2.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

5.2.4 – I. SPOJE S KRUHOVOU ZDĚŘÍ

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY



Obr. 5.2 - 3

Poznámka:

- obvykle: $b \sim 0,15 d_1$, $d_2 \sim 1,3 d_1$ ($d_1 \sim 1,8 d_0$)

ÚNOSNOST A PEVNOST

Max. přenášené zatížení (mezí)

Z vnějšího zatížení spoje (zde např. silami F , obecně viz. A1 kap. SPOJE-ZÁKLADNÍ PRINCIPY):

$$F \cong F_{pp} = [(d_1 - d_0) \cdot l_{st}] \cdot \frac{p_{st}}{s} = d_1 \cdot b \cdot p \cdot \frac{1}{s} \quad (5.2 - 1)$$

kde: $s \cong (1,5 \div 2,5)$

Poznámky:

- Vzhledem k zanedbatelné poddajnosti spojovaných částí oproti poddajnosti zděře nebude jejich deformace (pro zjednodušení) v dalším řešení uvažována. Řešení zatížení spoje se tím stává staticky určité a již v této fázi lze stanovit jeho předpětí ($F_{pp} \cong F$).
- Při návrhu spoje obvykle: $F_{(max)} = c_{dyn} \cdot F \Leftrightarrow p_{stmin} \Leftrightarrow p_{min}$
- Při hodnocení spoje obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow F_{(max)}, p_{stmin} \Leftrightarrow p_{min}$
- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} \in \{1(stat), 2(dyn)\}$

Minimální teoretický přesah ($\delta^1 d_1$ spojovaných částí vůči $\delta^2 d_1$ zděře)

Při zanedbávání relativně malé poddajnosti částí (což lze kompenzovat i v součiniteli bezpečnosti s) platí analogicky jako u tenkostěnné nádoby:

$$\left(\sigma = E \cdot \varepsilon ; \quad \sigma \cong \frac{F_{zd}}{S} = \frac{p \cdot d_1}{(d_2 - d_1)} ; \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\Delta d_1}{d_1} \right) \quad (5.2 - 2)$$

$$\Delta d_{1potř} = d_1 \cdot \varepsilon = d_1 \frac{\sigma}{E} \cong d_1 \cdot \frac{p \cdot d_1}{E \cdot (d_2 - d_1)} = \dots \quad (5.2 - 3)$$

Poznámky:

- Při přesnějším výpočtu (zejm. pro malé $\delta^1 d_1$) by se řešilo analogicky jako nalisovaný spoj pro (maximální) jmenovité provozní zatížení.
- Při návrhu spoje obvykle: $p_{min} \Leftrightarrow \delta^1 d_{1potř}$

Skutečný teoretický přesah ($\Delta d_{1min}, \Delta d_{1max}$)

Analogicky jako u nalisovaných spojů lze stanovit z nejbližšího normalizovaného uložení (příp. v tomto případě pouhým přičtením součtu velikostí tolerančních polí pro vnější spojovaných částí k $\Delta d_{1min} = \Delta d_{1potř}$).

Poznámka:

Při návrhu spoje obvykle: $\Delta d_{1potř} \Leftrightarrow \Delta d_{1min} \Leftrightarrow \Delta d_{1max}$

Tlak ve stykové ploše (zděře se spojovanými částmi)

$$\Delta d_1 \cong \frac{d_1}{E} \frac{p \cdot d_1}{d_2 - d_1} \rightarrow p \leq p_D \quad (5.2 - 4)$$

Poznámka:

- Při návrhu (hodnocení) spoje obvykle: $\Delta d_{1max} \Leftrightarrow p_{max}$

Napětí v materiálu (zděře)

$$\sigma = \frac{F_{zd}}{S} = \frac{d_1 \cdot b \cdot p}{(d_2 - d_1) \cdot b} \leq \sigma_D \quad (5.2 - 5)$$

Poznámka:

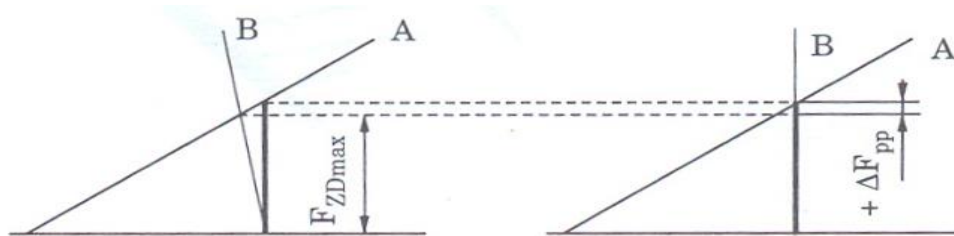
- Při návrhu (hodnocení) spoje obvykle: $\Delta d_{1max} \rightarrow \sigma_{max}$

Minimální teoretický přesah (l spojovaných částí vůči l zděře)

Při zanedbávání relativně malé poddajnosti spojovaných částí (což lze kompenzovat i v součiniteli bezpečnosti s), platí:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon ; \quad \sigma \cong \frac{F_{zd}}{S} = \frac{F_{zd}}{b \cdot h} ; \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (5.2 - 8)$$

$$\Delta l_{potř} = l \cdot \varepsilon = l \cdot \frac{\sigma}{E} = l \cdot \frac{b \cdot h}{E} = \dots \quad (5.2 - 9)$$



Obr. 5.2 - 4

Poznámky:

- Při přesnějším výpočtu by se řešilo analogicky jako předepjatý šroubový spoj pro (maximální) provozní zatížení F_{max} .
- Při návrhu spoje obvykle: $F_{ZD} \Leftrightarrow \Delta l_{meteor}$

Skutečný teoretický přesah (Δl_{min} , Δl_{max})

Analogicky jako u nalisovaných spojů lze stanovit z nejbližšího normalizovaného uložení (příp. v tomto případě pouhým přičtením součtu velikostí tolerančních polí pro délku l k $\Delta l_{min} = \Delta l_{potř}$).

Poznámka:

- Při návrhu spoje obvykle: $\Delta l_{potř} \Leftrightarrow \Delta l_{min} \Leftrightarrow \Delta l_{max}$

Měrný tlak ve stykové ploše (zděře se spoj. částmi)

$$p = \frac{F_{zd}}{(d - d_1) \cdot h} \leq p_{max} \quad (5.2 - 10)$$

Poznámka:

- Při návrhu (hodnocení) spoje obvykle: $F_{ZD}(max) \Leftrightarrow p_{max}$

Napětí v materiálu (zděře)

$$\sigma = \frac{F_{zd}}{S} = \frac{F_{zd}}{b \cdot h} \leq \sigma_D \quad (5.2 - 11)$$

Poznámka:

- Při návrhu (hodnocení) spoje obvykle: $F_{ZD}(max) \Leftrightarrow \sigma_{max}$

MONTÁŽ

Teplota pro natažení za tepla

Analogicky jako u nalisovaného spoje:

$$t_{MONT} = t_o + \frac{\Delta l + v}{\alpha \cdot l} \leq t_D \quad (\Delta t_{SOUČ} = 0) \quad (5.2 - 12)$$

- kde: $v \cong 0,01 \sqrt{l}$ [mm]
 $\alpha_l \cong 11 \cdot 10^{-6}$ [K⁻¹]
 $t_D \cong$ až 600° C (zděře nejsou tepelně zpracovány)

C Přenosové části

Přenosové strojní části – stavební orgány

1. PŘENOSOVÉ ČÁSTI – ZÁKLADNÍ POZNATKY

1.1 Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

“PŘENOSOVÉ ČÁSTI” jsou (převážně štíhlé) strojní části (stavební orgány), jejichž hlavními funkcemi jsou přenést:

$f_{ce}(A)$: (vstupní) zatížení a/nebo pohyb do jiného (výstupního) místa

$f_{ce}(B)$: (zatěžovací) účinky vnějšího (vstupního i výstupního) zatížení do uložení/rámu

Poznámky:

- Nové (v dostupné literatuře dosud nepoužité) označení “přenosové (strojní) části” je použito, protože obě funkce $f_{ce}(A)$ i $f_{ce}(B)$ jsou kromě (tradičně uváděných) hřídelí a os běžně zajišťovány i řadou dalších typů (jednotlivých i více pevně spojených) součástí, u nichž sice dominují ještě další funkce (a to i v názvu jako jsou např. vřetena, rotory, pohybové šrouby, samostatně uložená ozubená kola, ale i páky, táhla, ojnice apod.), avšak pro něž všechny uvedené (obecné) poznatky rovněž platí.
- Počty vstupních a výstupních míst ($f_{ce}(A)$) ani uložení ($f_{ce}(B)$) nejsou omezeny, výhodné a obvyklé je však dodržování statické určitosti.
- S výjimkou speciálních případů (např. u tzv. “ohebných hřídelí” - bowdenů) má stavební struktura přenosových částí schopnost plnit obě funkce $f_{ce}(A)$ i $f_{ce}(B)$, i když nejsou vždy využity (např. u os, kde je využívána pouze funkce $f_{ce}(B)$, nebo u táhel a ojníc, kde je využívána pouze funkce $f_{ce}(A)$).
- Dále bude pozornost soustředěna především na nejběžnější rotační tuhé přenosové části (zjednodušeně “rotační přenosové části”) schopné plnit jak $f_{ce}(A)$ (převážně přenosem točivého momentu), tak $f_{ce}(B)$ (převážně přenosem příčných sil).“

1.2 Vnější účinky na přenosové části

Princip řešení:

- 1) Dané vnější silové a momentové zatížení $\{F_i, M_i\}_{i=1 \div n}$ se rozloží na složky sil a momentů ve vhodně zvolených souřadných systémech a vyřeší se odpovídající (staticky určité nebo neurčité) složky sil a momentů (tj. silové a momentové reakce) v uloženích “rotační nosné části” $\Rightarrow \{F_i, M_i\}_{i=1, \dots, n}$ [podrobněji viz úvodní 2. kapitola FYZIKÁLNÍ ZÁKLADY SČ TS]
- 2) Přiřadí se odpovídající rychlost otáčení n okolo podélné osy rotační přenosové části (obecně složky rychlosti pohybu).
- 3) Přiřadí se doba trvání t charakteristik zatížení ad. 1) a 2).

Poznámky:

- Při časově proměnlivých vnějších účincích lze pomocí vhodného počtu n_{st} (náhradních) kombinací (stavů) charakteristik zatížení ad. 1), 2) a 3) vyjádřit tzv. „spektrum (soubor) zatížení“ rotační přenosové části:
 - $\{ \{ F_i, M_i \}_{i=1 \div n, j} ; n_j ; \dot{t}_j \}_{j=1 \div n_{st}}$
- Rychlosti otáčení n_j (obecně složky pohybu) mohou být i nulové.
- Úplné spektrum zatížení vč. účinků ad. 2). a ad. 3) má význam pouze pro řešení úloh trvanlivosti a dynamiky. Dále bude proto uvažováno pouze silové a momentové zatížení ad. 1) [v jednom obecném zatěžovacím stavu), které pro běžné návrhy a hodnocení přenosových částí plně dostačuje.

1.3 Vnitřní zatížení a namáhání přenosové části

Princip řešení:

Podle základních zákonů statiky, příp. pružnosti (ve staticky neurčitých případech).
[podrobněji viz úvodní 2. kapitola FYZIKÁLNÍ ZÁKLADY SČ TS]

2. TUHÉ PŘENOSOVÉ ČÁSTI

2.1 Rotační přenosové části - hřídele, osy apod.

2.1.1. Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Tuhé přenosové části osově symetrického tvaru. Podle zajištění hlavních funkcí (kap B 1.) setradičně rozlišují dva základní typy v TS obecně využívaných rotačních přenosových částí:

- I. **Hřídele:** Zajišťují přenos točivého momentu a pohybu, tj. $f_{ce}(A)$, i příčných, příp. podélných sil, tj. $f_{ce}(B)$. Tyto síly nemusejí souviset pouze s přenášeným točivým momentem (od vyvolaných sil v převodových prvcích, např. v ozubení, řemenových převodech, apod.), ale mohou být i "přímé" (např. od vlastní hmotnosti hřídele, od zatížení v místech uložení jiných hřídelí, od technologických (řezných, tvářecích) sil, apod.).
- II **Osy:** Zajišťují pouze přenos příčných, příp. osových sil, tj. $f_{ce}(B)$ (za rotace nebo bez rotace), obvykle od rotujících částí.

Poznámky:

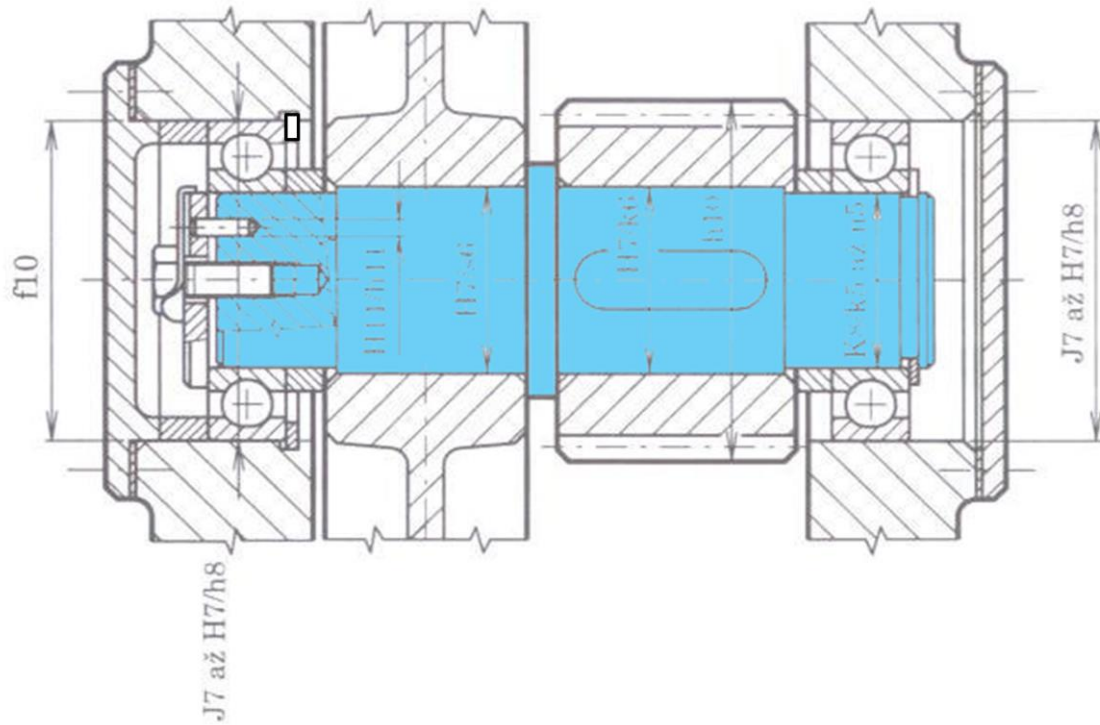
- *Specifické poznatky o ostatních rotačních přenosových částech (např. o pohybových šroubech, vřetenech apod.) jsou probírány až v souvisejících speciálních kapitolách SČ TS a v dalších výrobových/oborově specifických předmětech.*
- *V odborné literatuře jsou obvykle ke HŘÍDELÍM a OSÁM paralelně přiřazovány též ČEPY. Tyto strojní části (správně stavební orgány – ČEPOVÁ ULOŽENÍ) však převážně zajišťují pouze dílčí funkci "otočné/neotočné uložení" rotační přenosové části (hřídele, osy, vřetene, rotoru, pohybového šroubu, apod.) na jejich koncích (v rámu, ložisku apod.). Zde jsou proto ČEPY dále uvažovány pouze jako prvek rotačních přenosových částí (podobně jako závity u šroubových spojů), který však může být i samostatnou strojní částí (např. čepy pro zavěšení a přenášení licích pánví, apod.) tak, jako u ostatních SČ TS.*

2.1.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ

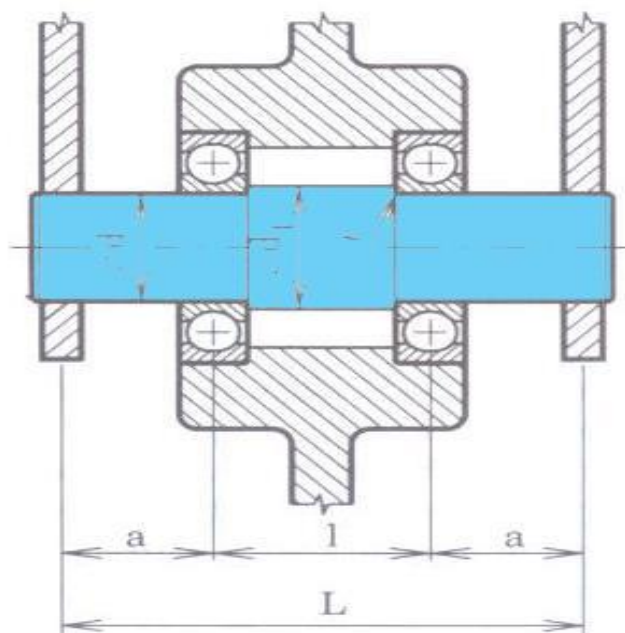
I. Hřídele



Obr. 2.1.2 - 1

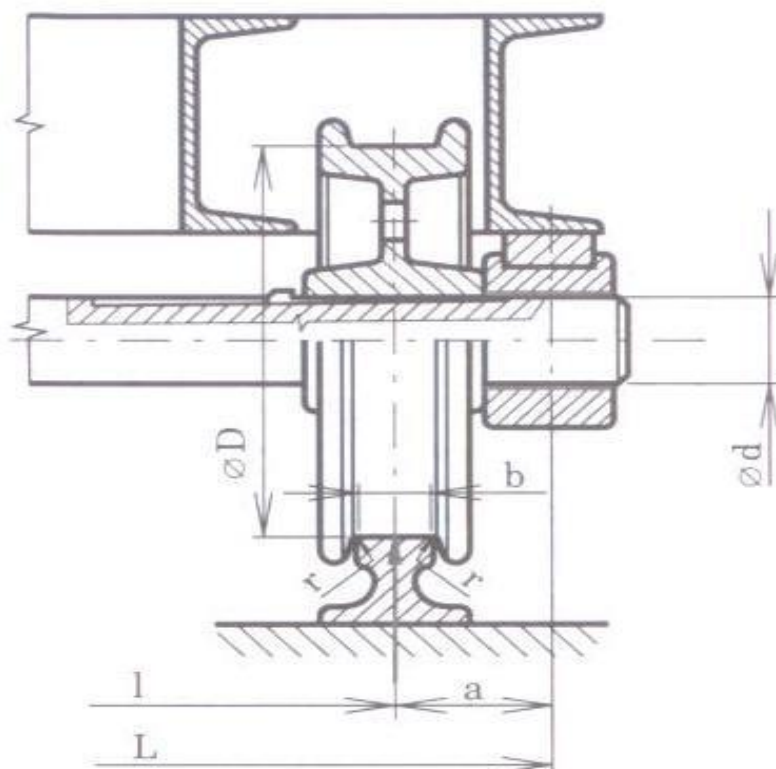
II. Osy

A) Neotočné



Obr. 2.1.2 - 2

B) Otočné



Obr. 2.1.2 - 3

TVARY, ROZMĚRY, TOLERANCE A JAKOSTI POVRCHU

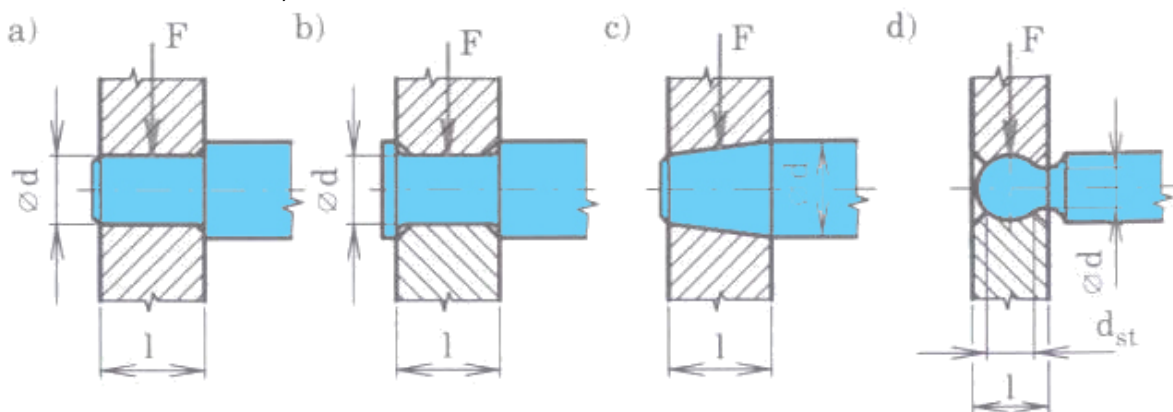
Tvary, rozměry, tolerance a jakosti povrchu souhrnně

Převážně osově symetrické tvary a rozměry, jejichž tolerance a jakosti povrchu jsou vesměs stanovovány optimálním návrhem z hledisek všech vlastností požadovaných na rotační přenosové části (hřídeli, ose, vřetenu, apod.) včetně všech jejích spojů a uložení (jak je konkrétně uvedeno v příslušných kapitolách).

Tvary a rozměry čepů

A) Radiální čepy

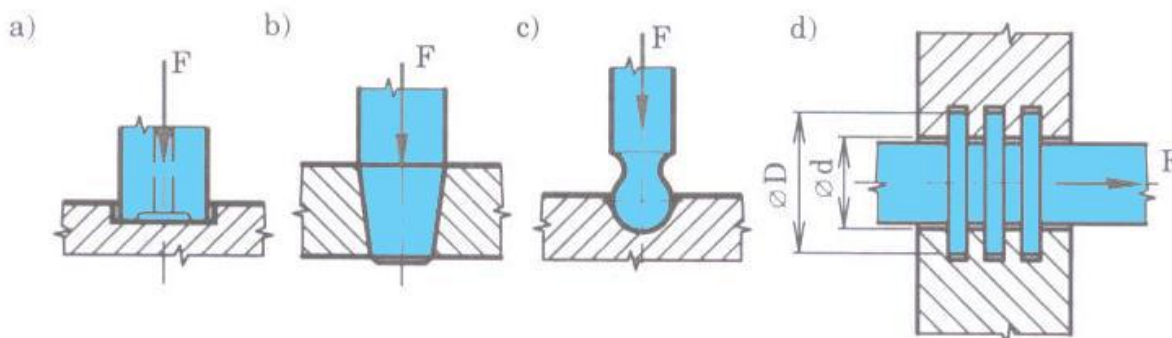
- čelní válcové a) obvykle $l \sim (0,5 \div 1,5)d$
- krční válcové b) obvykle $l \sim (0,5 \div 1,5)d$
- kuželové c) obvykle $l \sim (0,5 \div 1,5)d$
- kulové d)



Obr. 2.1.2 - 4

B) Axiální čepy

- patní čelní a)
- kuželové b)
- kulové c)
- hřebenové d)



Obr. 2.1.2 - 5

MATERIÁLY

I. a II. hřídele a osy

Obvykle:

oceli tř.: 11 400 ÷ 11 600
 oceli tř.: 12 000
 oceli tř.: 14 100 ÷ 14 300
 oceli tř.: 15 200 ÷ 15 300
 oceli tř.: 16 100 ÷ 16 200

Poznámky (obecně pro rotační přenosové části):

- Orientační pevnostní hodnoty:

materiál např.:	11 500
σ_{pt} (z označení) →	500 MPa
$\sigma_{kt} \equiv (0,6 + 0,8) \cdot \sigma_{pt}$	(x 0,6) 300) MPa
$\sigma_D \equiv \sigma_{kt} / (1,5 + 2,5)$	120 (+ 200) MPa
$\tau_D \equiv 0,6 \cdot \sigma_D$	80 (+ 120) MPa
$\sigma_C \equiv (0,3 + 0,4) \cdot \sigma_{pt}$	150 (+ 200) MPa
$\tau_C \equiv 0,6 \cdot \sigma_C$	90 (+ 120) MPa
$p_D \equiv \sigma_D$	120 (+ 200) MPa (v plochém čepu)
$p_{Dpoh,zat} \equiv 0,1 \cdot p_D$	10 (+ 20) MPa
$p_{Dvo} \equiv \pi / 4 \cdot p_D$	100 (+ 160) MPa (ve válcovém čepu)
$p_{Dvpoh,zat} \equiv 0,1 \cdot p_{Do}$	10 (+ 15) MPa

- Pozor, dovolené měrné tlaky za pohybu při zatížení jsou oproti ("málo pohyblivým") spojům čepy cca poloviční (1/5 → 1/10).
- Pozor, pro dovolené měrné tlaky ve stycích $p_{Dst} = p_{Dmin}$, případně $p_{Dost} = p_{Dmin}$, (tzn.. vždy je rozhodující p_D méně kvalitního materiálu ve stýkající se materiálové dvojici).
- Ve stycích s pohybem při zatížení musí mít materiály rozdílné tvrdosti povrchu.

2.1.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

CHARAKTERISTIKA VLASTNOSTÍ KOMPLEXNÍ KVALITY

Provoz, údržba, opravy

- Přenos točivých momentů (s výjimkou os, apod.).
- Přenos příčných i osových sil do uložení (ložisek) rotačního typu.
- Další funkce podle typu rotační přenosové části.
- Vhodnost pro různé typy a smysly zatížení je ovlivněna konstrukcí spojů a uložení.
- Spolehlivost proti poruše (zejména při dynamickém namáhání) je nepříznivě ovlivňována vrubovými účinky (nezbytných) tvarových přechodů a prvků.

Výroba, montáž

- Rotační tvary jsou relativně příznivé pro výrobu a montáž, obvykle jsou však zásadně ovlivněny požadavky na jednotlivé spoje a uložení, montáž pak i konstrukčním řešením okolí (např. rám s dělicí rovinou nebo bez, apod.).

CHARAKTERISTIKA ČASOVÝCH/TERMÍNOVÝCH VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Rotační tvary jsou relativně příznivé pro rychlý návrh, výrobu, montáž i demontáž. Rychlost mohou významně ovlivnit požadavky na jednotlivé spoje a uložení.

CHARAKTERISTIKA EKONOMICKÝCH/NÁKLADOVÝCH VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Rotační tvary jsou příznivé pro nízké výrobní náklady, mohou však být rovněž významně ovlivněny konstrukčním řešením spojů, uložení a rámu.
- Provozní náklady jsou prakticky nulové.
- Pro náklady na demontáž platí totéž, co pro výrobní náklady.

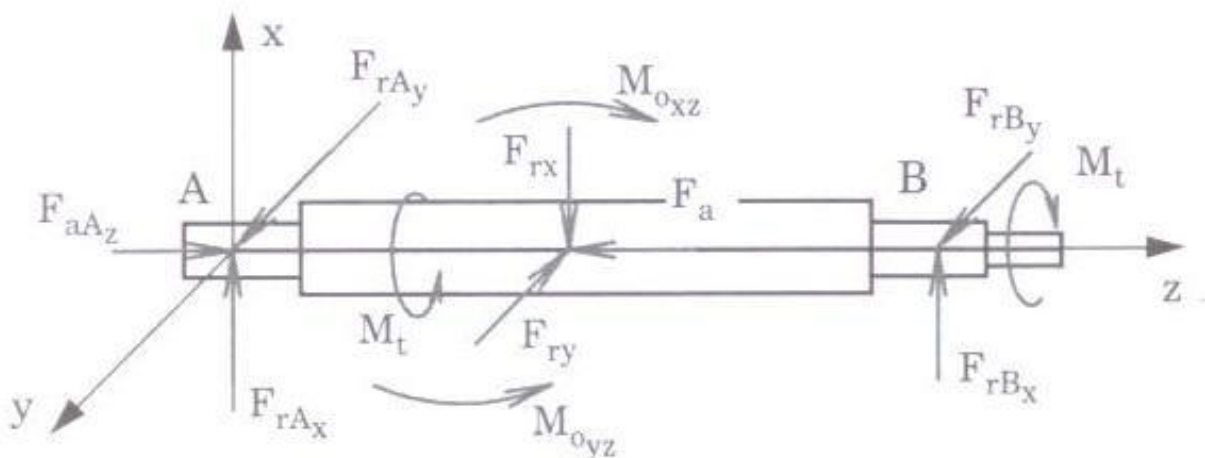
2.1.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

Mastery celkové stavební struktury

(vzhledem k vysoké variabilitě tvarů jsou mastery znázorněny pouze schématicky):

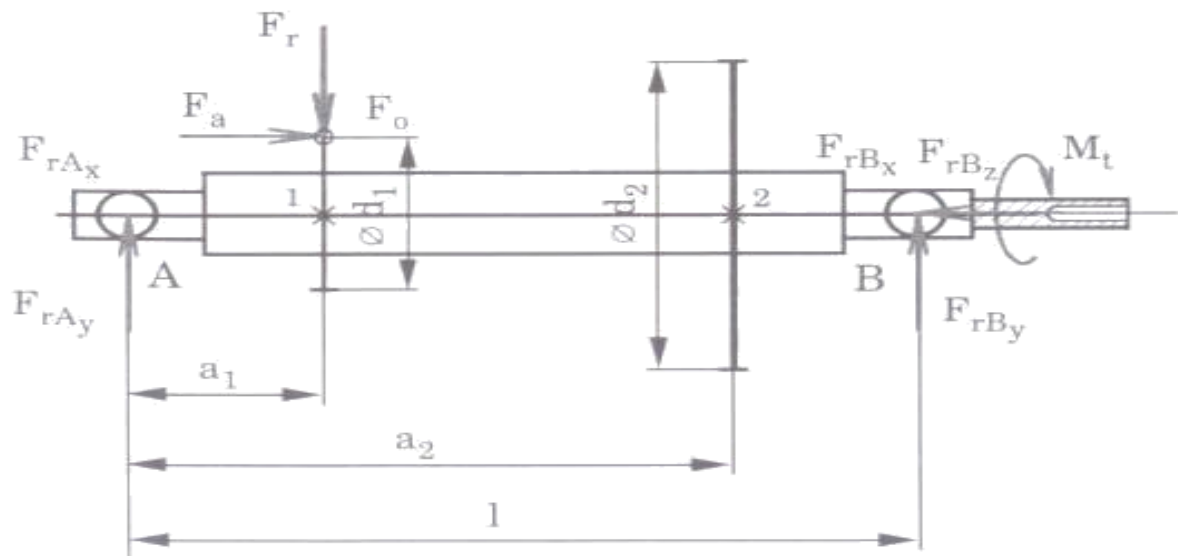


Obr. 2.1.4 - 1

Poznámky:

- Zatížení může působit ve více místech, obvykle má obecnou prostorovou orientaci (na schématu je již znázorněno po transformaci do pravoúhlého souřadného systému x, y, z), a obvykle má i více zatěžovacích stavů (viz kap B1). U os jsou vždy točivé („kroucí“) momenty M_i nulové.
- Uložení může být i ve více podporách (s různou kombinací zachycení radiálních a axiálních sil). Výsledné radiální uložení může být staticky neurčité, výsledné axiální uložení „musí“ být staticky běžně určité (výjimkou jsou rotační přenosové části typu pohybový šroub).

I. Hřídele

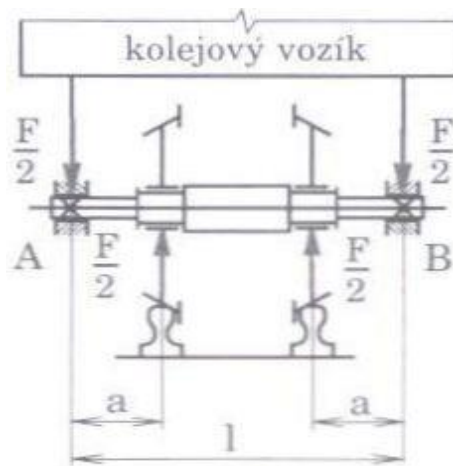


Obr. 2.1.4 - 2

II. Osy

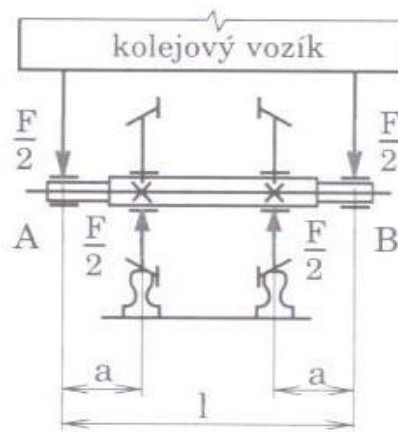
A) neotočné

Příklad:



Obr. 2.1.4 - 3

B) otočné
Příklad:



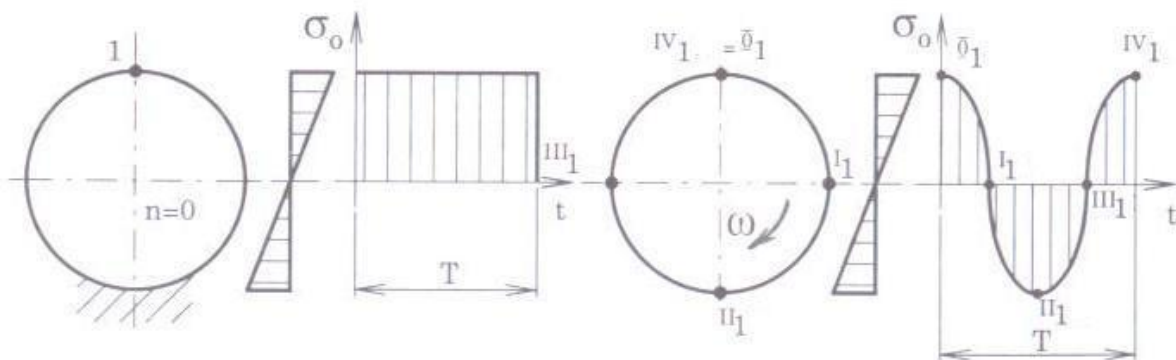
Obr. 2.1.4 - 4

Poznámka:

- Pozor, namáhání otočné osy a neotočné osy je i při shodné orientaci a velikosti působících sil rozdílné!

ad A):

ad B):

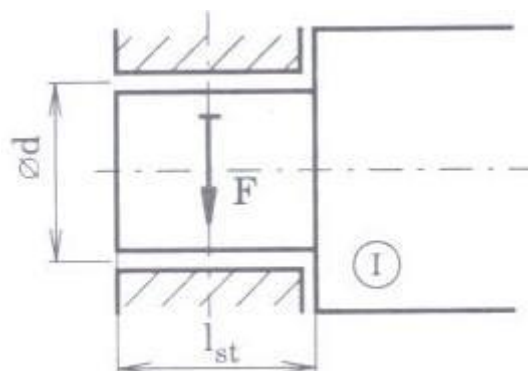


Obr. 2.1.4 - 5

Mastery (dílní) stavební struktury čepů

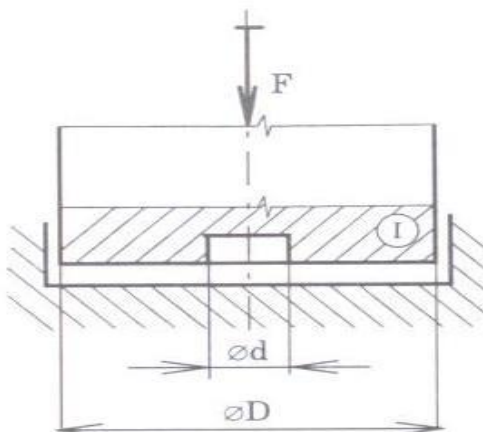
(na hřídelích a osách, obecně na rotačních přenosových částech)

A) Radiální čepy



Obr. 2.1.4 - 6

B) Axiální čepy



Obr. 2.1.4 - 7

Poznámky:

- Uvedené výpočtové postupy jsou aplikacemi obecné teorie pevnosti a deformací nosníků (s kruhovými a mezikruhovými náhradními průřezy), které lze použít v běžné inženýrské praxi i bez počítače. Vzhledem k mimořádné rozmanitosti konstrukčních řešení však mohly být uvedeny pouze obecné postupy doplněné o specifické poznatky pro rotační přenosové části, zejména pro hřídele a osy.
- Existuje samozřejmě i řada dalších, podstatně přesnějších metod, např.:
 - = metoda počátečních parametrů
 - = metoda přenosových matic
 - = metoda konečných, příp. hraničních prvků
- Tyto metody jsou však podstatně složitější a bez počítače prakticky nepoužitelné. Jejich popis přesahuje rámec těchto textů a případné bližší informace je nutné vyhledat ve speciální odborné literatuře.

ÚNOSNOST A PEVNOST (PRO ROTAČNÍ PŘENOSOVOU ČÁST JAKO CELEK) (redukované) napětí v materiálu

A) Hrubý statický výpočet (pro návrh, příp. i hodnocení)

Uvažuje se pouze zatížení rotační přenosové části od točivého momentu M_t (všechna ostatní zatížení se zanedbají) působícího na odhadnutý nebo přibližně vypočtený střední průměr $d_{stř}$. Toto zjednodušení se kompenzuje snížením dovoleného smykového napětí na $\tau_D \cong 30$ MPa.

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_k} \leq \overline{\tau}_D \quad (2.1-1)$$

a) pro hrubé hodnocení:

$$\Rightarrow \frac{M_t \text{ [Nmm]}}{\frac{\pi d_{stř}^3 \text{ [mm}^3\text{]}}{16}} \leq \overline{\tau}_D \text{ [MPa]} \quad (2.1-2)$$

kde:

$$\tau_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \sigma_D \cong (0,5 \div 0,6) \cdot \sigma_{Kt} / \{(1,5 \div 2,5) \cdot 2\} \cong (0,5 \div 0,6) \cdot (0,6 \div 0,8) \cdot \sigma_{Pt} / \{(1,5 \div 2,5) \cdot 2\} \quad (2.1-3)$$

kdy pro standardní materiál 11 500 ($\sigma_{Pt} = 500 \text{ MPa}$):

$$\overline{\tau_D} \cong (0,5) \cdot (0,6) \cdot 500 / \{2,5 \cdot 2\} \cong 30 \text{ MPa} \quad (2.1-4)$$

b) pro hrubý návrh:

– úprava pro opakované výpočty:

$$d_{stř}[mm] \geq \underbrace{\sqrt[3]{\frac{M_t[Nmm]}{\frac{\pi}{16} \tau_D}}}_{\text{pro: } \tau_D \cong 30 \text{ MPa}} \cong 0,55 \cdot \sqrt[3]{M_t[Nmm]} \quad (2.1-5)$$

– další známá, avšak v podstatě zbytečná úprava (protože M_t je stejně nutné pro další řešení průřezů, spojů atd. vypočítat):

$$d_{stř}[mm] \cong \underbrace{120}_{\text{pro: } \tau_D \cong 30 \text{ MPa}} \cdot \sqrt[3]{\frac{P[kW]}{n[\text{min}^{-1}]}} \quad (2.1-6)$$

Poznámky:

- Pozor, $d_{stř}$ není východiskem pro průměry na koncích (kde ohybové namáhání je obvykle nulové, takže tam nemá smysl uvažovat snížené τ_D), ale pro průměry po celé délce rotační přenosové části!
- U os (které nejsou zatíženy točivým momentem, příp. u rotačních přenosových částí bez zatížení točivým momentem), se musí tento hrubý výpočet pomocí $d_{stř}$ provádět pro jejich zjednodušené ohybové zatížení, které však obvykle bývá jednoduché.
- Při návrhu podle M_t obvykle: $M_{t(max)} = c_{dyn} \cdot M_t \Leftrightarrow d_{stř}$
- Při hodnocení podle M_t obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow M_{t(max)}$, $d_{stř}$
- Při návrhu os pro $M_t \cong 0$ obvykle: $\{F_1, M_{oi}\}_{(max)} = c_{dyn} \cdot \{F_1, M_{oi}\} \Leftrightarrow d_{stř}$
- Při hodnocení os pro $M_t \cong 0$ obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow \{F_1, M_{oi}\}_{(max)}$, $d_{stř}$
- Orientačně lze uvažovat: $c_{dyn} \in \{1(stat), 2(dyn)\}$

B) Zpřesněný statický výpočet (jen pro hodnocení)

1) výchozí výpočty (rekapitulace)

- Pokud je zadán přenášený výkon P a otáčky n (příp. úhlová rychlost ω), vypočte se odpovídající přenášený točivý moment M_t a přiřadí se do míst působení (orientovaně).
- Pokud je vypočten nebo zadán přenášený točivý moment M_t , vypočtou se (orientované) složky sil F_o , F_r , F_a ve všech zatížených záběrových bodech převodových prvků (obvykle v jednom vstupním a jednom výstupním, vstup i výstup M_t však může být též prostřednictvím spojky).
- Pokud jsou zadány (orientované) složky sil F_o , F_r , F_a ve všech zátěžných záběrových bodech převodových prvků (viz pozn. výše), vypočtou se v nich orientované točivé momenty M_t .

- Přiřadí se všechny další vnější točivé momenty a příčné i osové síly, kterými je rotační přenosová část (hřídel, osa apod.) zatížena (pozor, výsledný součet všech vstupních a výstupních točivých momentů musí být roven 0!).
- Z podmínek vnější rovnováhy sil a momentů (ve vhodně zvoleném pravoúhlém souřadném systému, jehož jedna osa je shodná s osou rotační přenosové části) se vyřeší neznámé síly a příp. momenty v uložení (podrobněji viz úvodní 2. kapitola FYZIKÁLNÍ ZÁKLADY SČ TS). Pokud je uložení staticky neurčité, je nutné do řešení rovnováhy zahrnout i deformační podmínky.

2) vlastní pevnostní výpočty

Na základě podmínek vnitřní rovnováhy se vypočtou složky silových a momentových zatížení (obecně M_{ki} , M_{oxzi} , M_{oyzi} , F_{azi} , F_{sxi} , F_{syi} , kde osa z je totožná s osou hřídele, osy obecně rotační přenosové části) těch řezů i , u nichž lze předpokládat (nebo u nichž bylo zjednodušeným výpočtem zjištěno) zvýšené napětí. Pro každý takový řez se pak v dalším kroku nebo nejčastěji zároveň:

- tato napětí vypočtou (obecně: τ_{ki} , σ_{oxi} , σ_{oyi} , σ_i , τ_{sxi} , τ_{syi})
- a pomocí některé z pevnostních hypotéz přepočtou na odpovídající redukované napětí $\sigma_{redi} \leq \sigma_D$ (správněji by se měla zjistit bezpečnost $S_{i\text{ skut}} = \sigma_{kt} / \sigma_{red\ i}$ která by se měla porovnat s požadovanou optimální hodnotou $S_{(D)}$).

Poznámky:

- V místech zeslabených drážkami apod. se uvažuje při výpočtu napětí („efektivní“) kruhový průřez o průměru rovném vepsané kružnici.
- V místech s odstupňovaným průměrem je nutné hodnotit napětí z obou stran řezu, pokud zde zároveň dochází ke (skokové) změně vnějšího zatížení, jinak postačuje pouze hodnocení napětí v řezu s menšími rozměry.
- I při těchto zpřesněných výpočtech se však obvykle nezjišťují smyková, tahová a tlaková napětí, neboť bývají (vlivem převažující délky rotačních přenosových částí vůči průměru) vůči napětím v krutu a v ohybu zanedbatelná.
- Při návrhu rotační přenosové části iteracemi výpočtů pro hodnocení obvykle: $\{F_i, M_{ii}\}_{(max)} = c_{dyn} \cdot \{F_i, M_{ii}\} \Leftrightarrow \text{materiál, rozměry, ...}$
- Při hodnocení rotační přenosové části obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow \{F_i, M_{ii}\}_{(max)}$, materiál, rozměry, ...
- Orientačně lze uvažovat: $c_{dyn} \in \{1(stat), 2(dyn)\}$

C) Výpočet pro hodnocení dynamické (únavové) pevnosti

Tento výpočet je dalším zpřesněním předchozího (zpřesněného statického) výpočtu pro dynamicky namáhané rotační přenosové části.

Princip:

Ve všech kritických řezech s výraznými vrubovými účinky:

- se pro jednotlivá vzniklá napětí vypočtou jejich střední velikosti (obecně: τ_{km} , σ_{om} , σ_{im} , τ_{sm}) a amplitudy (obecně τ_{ka} , σ_{oa} , σ_{ia} , τ_{sa})
- pomocí Haighova (nebo Smithova) diagramu (pro každý vrub a druh namáhání) se vypočtou dílčí bezpečnosti oproti příslušné mezi únavy.
- z nich se pak pro každý vrub j vyjádří jeho výsledná bezpečnost v únavě $s_j \geq s_D$

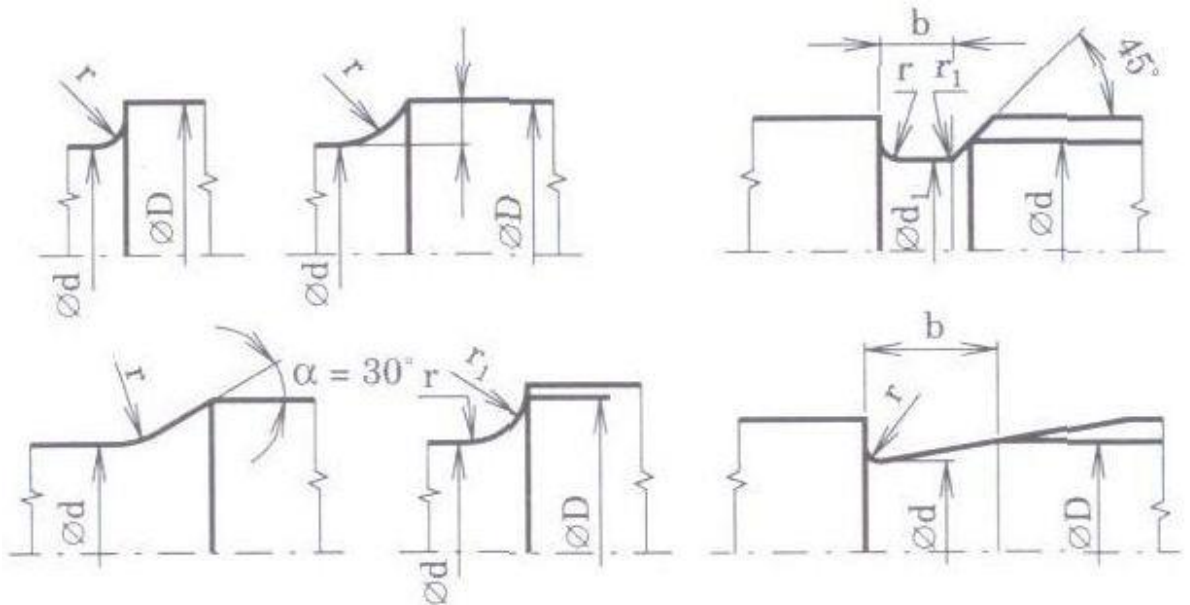
Poznámka:

- Pozor, otáčení rotační přenosové části může způsobit proměnlivé namáhání i při statickém vnějším zatížení (viz např. poznámka u masteru stavební struktury otočných os).

Konstrukční úpravy pro zvýšení pevnosti
(pro odstranění špiček napětí v kritických místech)

Úpravy tvarů

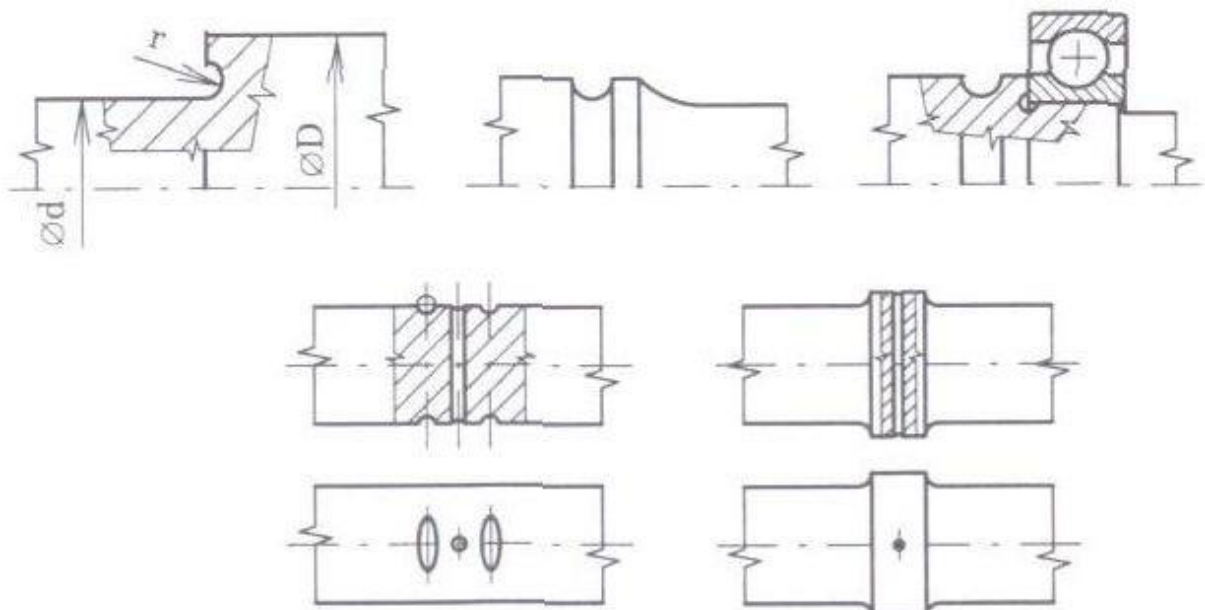
Úpravy v přechodech průměrů apod.:



Obr. 2.1.4 - 8

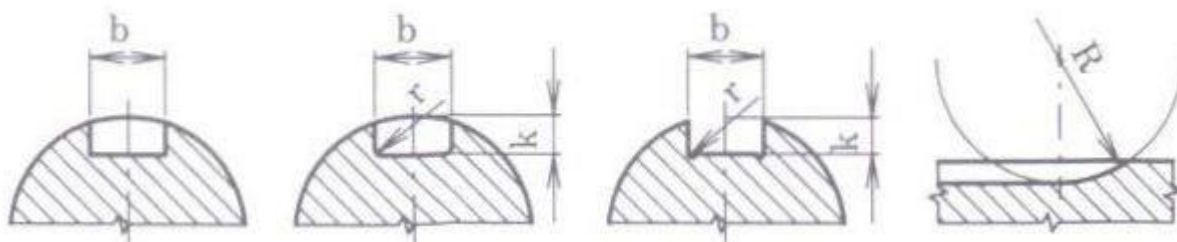
$$r \geq d ; D = 1,3 d ; r_1 \geq 0,1 d$$

Úpravy v místech s příčným otvorem:



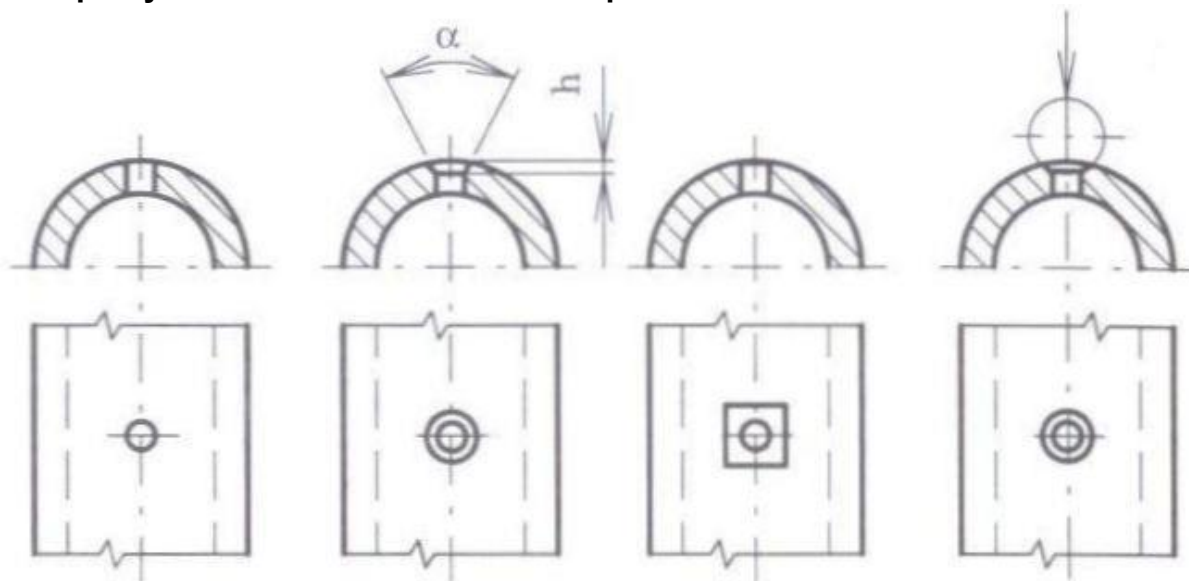
Obr. 2.1.4 - 9

Úpravy v místech drážek:



Obr. 2.1.4 - 10

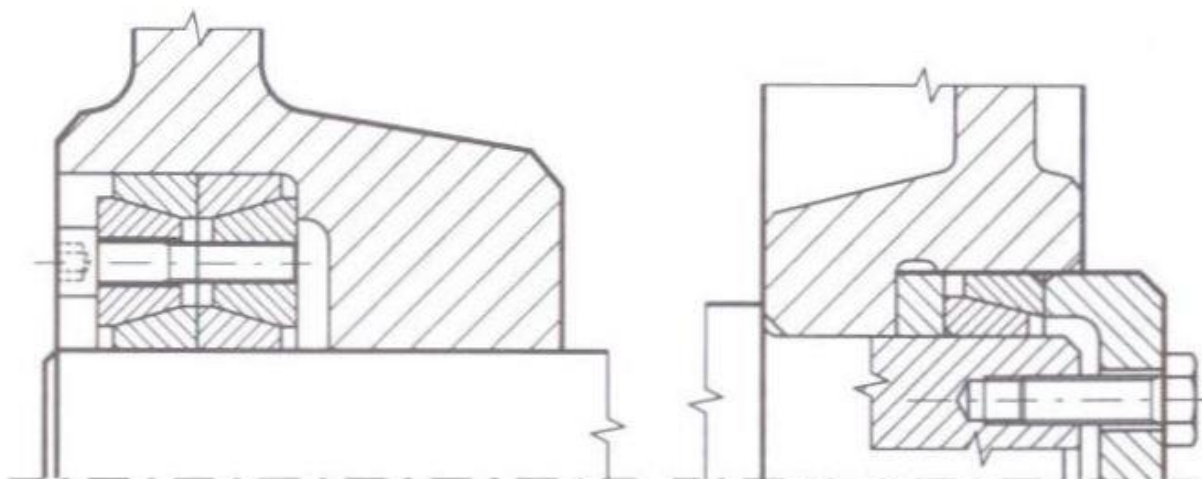
Úpravy v místech mazacích otvorů apod.:



Obr. 2.1.4 - 11

Úpravy spojů

Použití upínacích kroužků:



Obr. 2.1.4 - 12

Úpravy nalisovaných spojů:

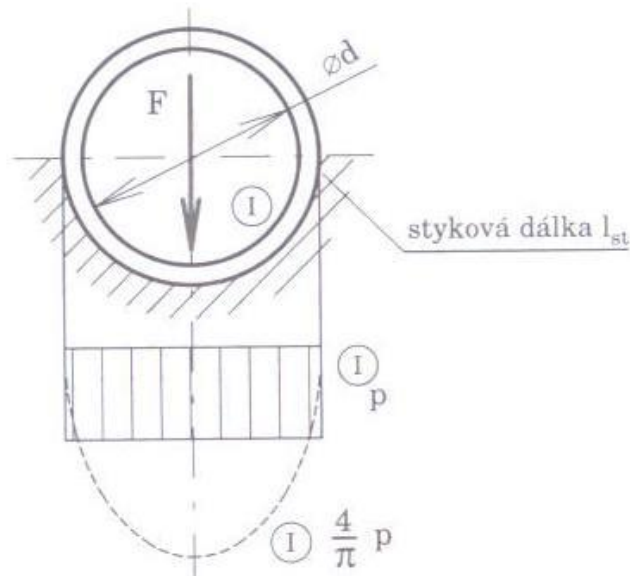


Obr. 2.1.4 - 13

ČEPY

A) Radiální čepy

- měrný tlak ve styku čepu s válcovým uložením:
(v ploše I na průmět stykové plochy):



Obr. 2.1.4 – 14

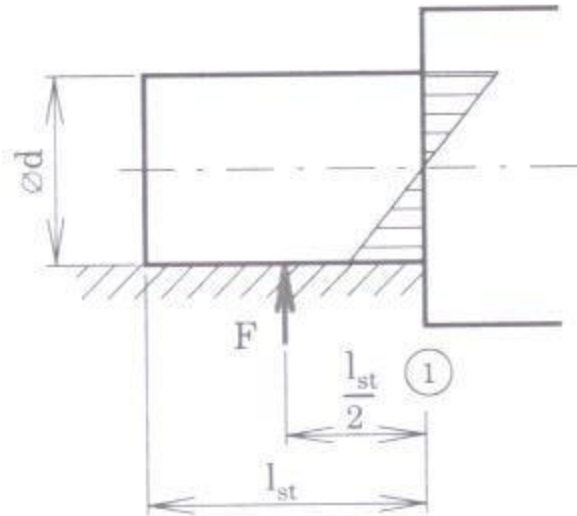
$$I p = \frac{I_F}{I_S} = \frac{F}{l_{st} \cdot d} \leq p_{Dv_{poh,zah}} \quad (2.1.-7)$$

Poznámky:

- Vliv válcového (příp. kulového) uložení na zvýšení měrného tlaku se zahrnuje snížením dovoleného měrného tlaku na $p_{Dv_{poh,zat}} \cong p / 4 \cdot p_{Dv_{poh,zat}}$, lze však předpokládat, že se styk zaběháním zlepšší.
- Pokud je čep uložen ve valivém ložisku, není již nutné měrný tlak hodnotit.

- Napětí v materiálu:

Ohyb čepu (zjednodušení pro větší bezpečnost) v řezu 1:



Obr. 2.1.4 – 15

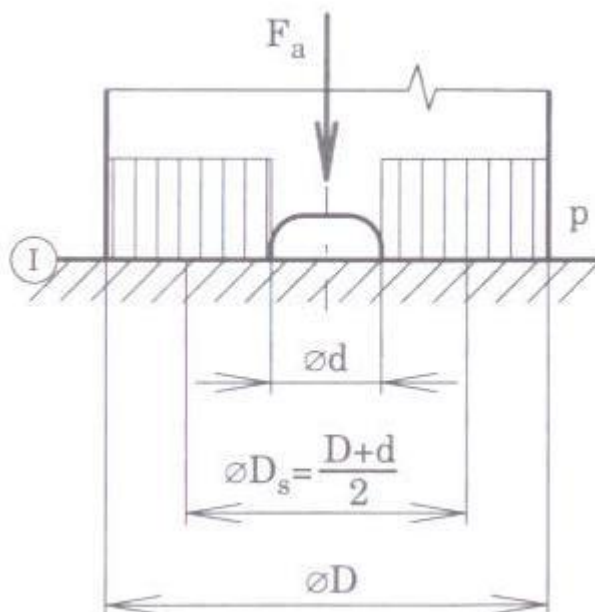
$$\sigma_{01} = \frac{M_{01}}{W_{01}} = \frac{F \cdot \frac{l_{st}}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \dots \leq \sigma_D \quad (2.1-8)$$

Poznámky:

- Vzhledem ke zjednodušení namáhání na nepříznivější ohybové není již nutné hodnotit smykové napětí v řezu 1 od síly F .
- Smykové napětí od krutu vlivem třecího momentu $M_t \cong F \cdot f_c \cdot d/2$ je rovněž zanedbatelné.
- Tento výpočet se samostatně uplatní pouze v případě návrhu, příp. pevnostním hodnocení radiálního čepu jako relativně samostatné části, tj. např.:
 - = jako doplněk hrubého statického výpočtu rotační přenosové části (viz odstavec (A) v předchozím oddíle „Rotační přenosová část jako celek“).
 - = tvoří-li radiální čep samostatnou část TS, která již není dále řešena jako prvek rotační přenosové části (viz odstavec (B) v předchozím oddíle „Rotační přenosová část jako celek“).
- Při návrhu čepu jako samostatné strojní části obvykle: $F_{(max)} = c_{dyn} \cdot F \Leftrightarrow$ materiál, rozměry ...
- Při hodnocení čepu jako samostatné strojní části obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow F_{(max)}$, materiál, rozměry ...
- Orientačně lze uvažovat: $c_{dyn} \in \{1(stat), 2(dyn)\}$

B) Axiální čepy

- **měrný tlak** ve styku mezikruhového čela čepu s uložením (v ploše I obecně na průmět stykové plochy):



Obr. 2.1.4 - 16

$$p = \frac{I_{F_a}}{I_S} = \frac{F_a}{\frac{\pi(D^2-d^2)}{4}} = \dots \leq p_{Dv_{poh,zat}} \quad (2.1-9)$$

Poznámky:

- Vliv zvýšení měrného tlaku u kulového uložení se zjednodušeně zahrnuje snížením dovoleného měrného tlaku na $p_{Dkpoh,zat} \cong \sim 4 / \pi \cdot p_{Dpoh,zat}$, lze však předpokládat, že se plocha styku zaběháním zvětší a tím měrný tlak zmenší. Smykové napětí od krutu vlivem třecího momentu $M_T \cong F_a \cdot f_{\zeta} \cdot D_s / 2$ je zanedbatelné.
- Pro tlakové napětí v materiálu čepu vzhledem k hodnocení měrného tlaku $p < \sigma_D$ vždy platí, že: $\sigma_{tl} < \sigma_D$
- Při návrhu čepu jako samostatné strojní části obvykle: $F_{(max)} = c_{dyn} \cdot F_a \Rightarrow$ materiál, rozměry ...
- Při hodnocení čepu jako samostatné strojní části obvykle: bezpečnost $\Leftarrow F_{a(max)}$, materiál, rozměry ...
- Orientačně lze uvažovat: $c_{dyn} \in \{1(stat), 2(dyn)\}$

POSUNUTÍ A NATOČENÍ OD DEFORMACÍ

Rotační přenosové části (hřídele, osy, ...) se vzhledem ke svému charakteristickému tvaru (kdy délka většinou značně převyšuje průměry) při provozním zatížení značně deformují.

Vzájemná natočení řezů od deformací krutem např. významně ovlivňují torzní tuhost a dynamické charakteristiky celého převodového mechanismu. Posunutí a natočení od deformací ohybem mají např. vliv na posuvy a náklony v místech záběru ozubených kol, naklopení ložisek v podporách, apod.

Z těchto důvodů se rotační přenosové části navrhují a *hodnotí* tak, aby jejich deformace (tj. posuvy, příp. natočení při deformacích) při provozním zatížení nepřesáhly v kritických místech stanovené mezní hodnoty, např.:

– v krutu: $\varphi_k \leq 0,25 \text{ } ^\circ /m$

– v ohybu:

- = v místě zubového záběru: $u_o \leq 0,03 \text{ mm}$
 - příp. $u_o \leq (0,0001 \div 0,0005) \cdot l$ kde: $l \dots$ (vzdál. lož. [mm])
 - příp. $u_o \leq (0,005 \div 0,010) \cdot m$ kde: $m \dots$ (modul oz. [mm])
- = v místě kluzných ložisek: $\varphi_o \leq 0,0003 \text{ rad}$
- = v místě kuželíkových ložisek: $\varphi_o \leq 0,0006 \text{ rad}$
- = v místě jednoř. kul. a váleč.: $\varphi_o \leq 0,0020 \text{ rad}$
- = v místě soudečk. dvouř. lož.: $\varphi_o \leq 0,0300 \text{ rad}$

1) Výchozí výpočty (rekapitulace):

Výchozí výpočty jsou shodné jako prvé tři kroky při zpřesněných statických výpočtech (pro hodnocení) únosnosti a pevnosti, tzn., že je třeba nejprve zjistit vnější (prostorově orientované), silové a momentové zatížení rotační přenosové části.

2) Vlastní deformační výpočty:

Rotační přenosové části jsou obecně deformovány:

- krutem
- ohybem a smykem
- tahem a tlakem

Vzhledem k tomu, že u nich obvykle výrazně převyšuje délka (příp. vzdálenost uložení) nad průměrem, jsou (jsou posuvy a natočení od) deformace smykem, tahem a tlakem většinou zanedbatelné (vůči posuvům a natočením od deformací krutem a ohybem).

Dále proto budou uvažovány pouze deformace krutem a ohybem.

Výpočty (posuvů a natočení od) deformací smykem, tahem a tlakem lze v nezbytných případech řešit analogicky s využitím obecné teorie pružnosti pro nosníky (obecně odstupňovaného) kruhového (příp. mezikruhového) průřezu.

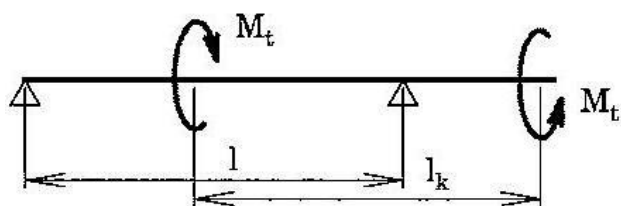
A) Hrubý (přibližný) deformační výpočet

Rotační přenosová část se nahradí nosníkem konstantního kruhového (příp. mezikruhového) průřezu, který co nejvíce odpovídá statickým charakteristikám (I_{ki} , I_{oi} , tj. nikoli průměrům d ! původních odstupňovaných průřezů.

Posuvy a natočení od deformací se pak řeší podle jednoduchých vztahů uváděných pro nejběžnější případy ve strojnických příručkách:

- pro deformace krutem:

Příklad:



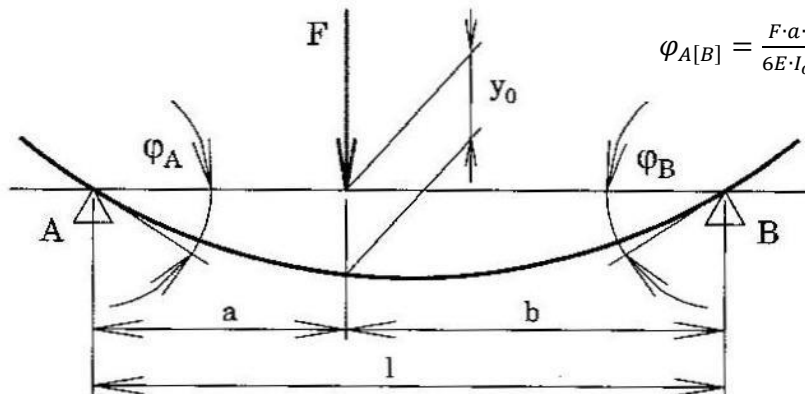
$$\varphi_k = \frac{M_t \cdot l_k}{G \cdot I_k} \text{ [rad]} \quad (2.1-10)$$

Obr. 2.1.4 – 17

kde: M_t [Nmm] ... vstupní a výstupní točivý moment
 l_k [mm] ... zkrucovaná délka
 $I_k = \frac{\pi \cdot d_{stř}^4}{32}$ [mm⁴] ... náhradní kvadratický moment průřezu v krutu
 (válce o konstantním průměru $d_{stř}$)
 G [MPa] ... modul pružnosti ve smyku

- pro deformace ohybem:

Příklad:



$$u_o = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3E \cdot I_o \cdot l} \text{ [mm]} \quad (2.1-11)$$

$$\varphi_{A[B]} = \frac{F \cdot a \cdot b}{6E \cdot I_o \cdot l} \cdot \left(1 + \frac{b[a]}{a[b]}\right) \text{ [rad]} \quad (2.1-12)$$

Obr. 2.1.4 - 18

kde: F [N] ... zatěžující síla
 l [mm] ... vzdálenost podpor
 a, b [mm] ... vzdálenost F od podpor
 $I_o = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ [mm⁴] ... náhradní kvadratický moment průřezu v ohybu
 (válce o konst. průměru $d_{stř}$)
 E [MPa] ... modul pružnosti v tahu

B) Zpřesněný deformační výpočet

Rotační přenosová část se uvažuje jako nosník s úseky konstantního kruhového (příp. mezikruhového) průřezu:

- pro deformace krutem:

Ize jednoduše řešit jako soustavu torzních pružin v sérii:

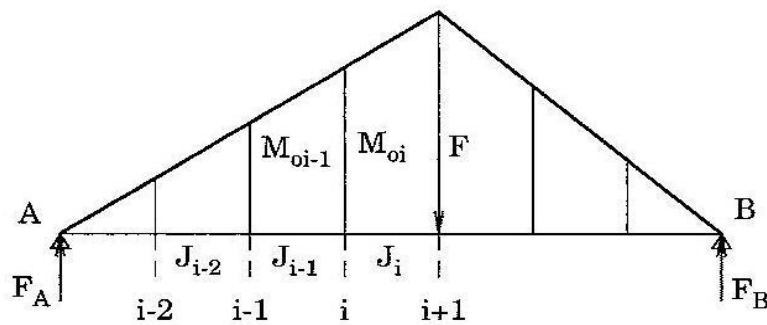
$$\varphi_k = \frac{M_t}{G} \cdot \sum \frac{l_{ki}}{I_{ki}} \quad (2.1-13)$$

(pro obvyklý jeden vstupní a jeden výstupní řez)

- pro deformace ohybem:

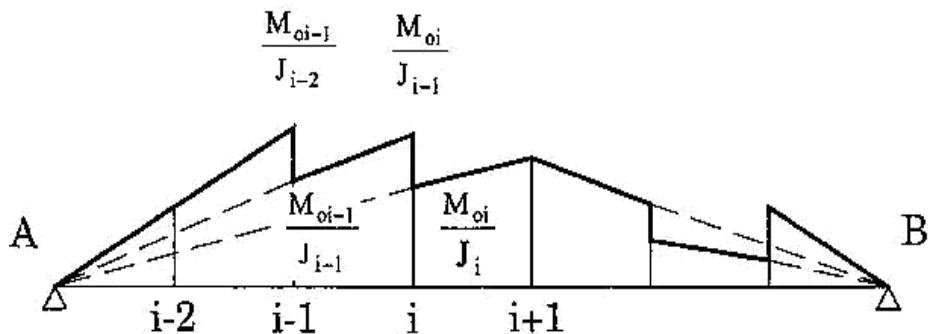
Ize nejjednodušeji řešit pomocí Mohrovy metody modifikované pro nosníky s úseky konstantního průřezu (obecně ve dvou vhodně zvolených na sebe kolmých rovinách procházejících osou rotační přenosové části):

- vypočtou se (příp. se využijí z provedeného pevnostního výpočtu) ohybové momenty ve všech řezech, v nichž dochází ke změně průřezu anebo vnějšího zatížení: (příklad pro zatížení jednou radiální silou)



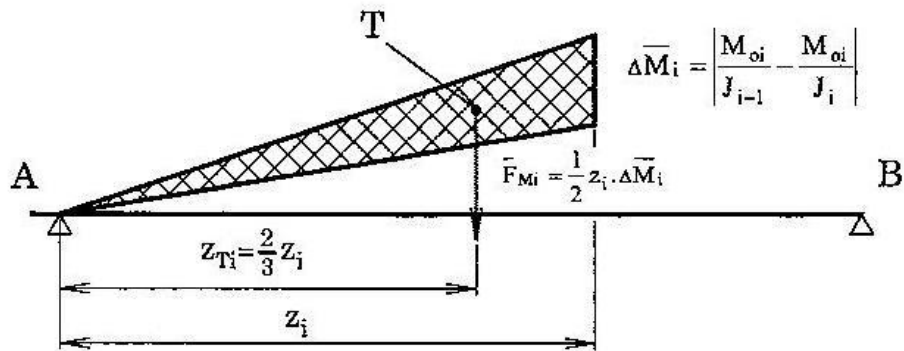
Obr. 2.1.4 - 19

- vypočtou se "redukované" hodnoty ohybových momentů ve všech řezech dělením skutečných hodnot kvadratickými momenty průřezů po obou stranách řezu a hodnoty vynesené do diagramu se opět spojí s místem původního nulového ohybového momentu:



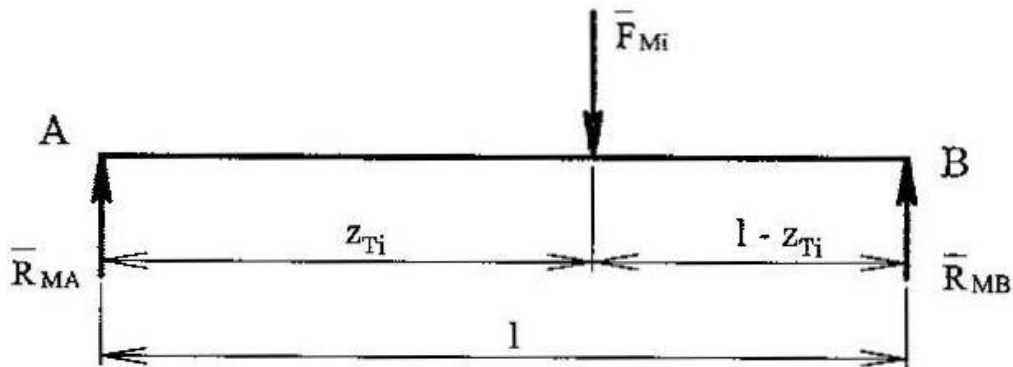
Obr. 2.1.4 - 20

- vypočtou se:
 - = absolutní hodnoty rozdílů ΔM_i redukovaných momentů z obou stran jednotlivých řezů
 - = velikosti \bar{F}_{Mi} všech (dílčích) trojúhelníkových redukovaných momentových ploch (s jednou stranou tvořenou $\Delta \bar{M}_i$ a s vrcholy na osách v místě nulového momentu), přičemž se velikosti ploch "odečítaných" trojúhelníků vyjádří zápornými hodnotami
 - = vzdálenosti těžišť z_{Ti} těchto trojúhelníkových ploch od svých vrcholů (s nulovým ohybovým momentem)



Obr. 2.1.4 - 21

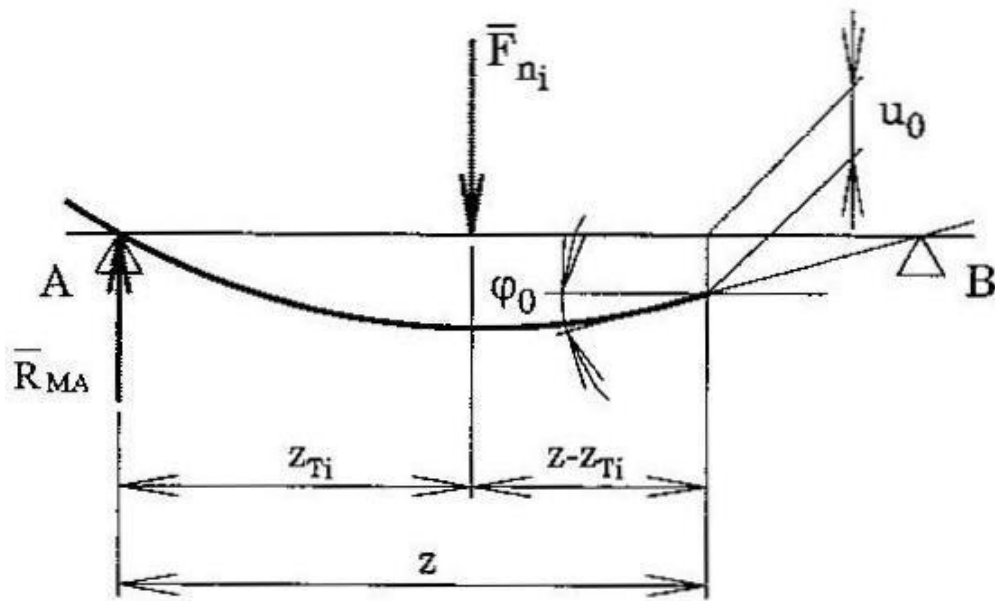
- vypočtou se reakce \bar{R}_{MA} a \bar{R}_{MB} v podporách od zatížení výslednou redukovanou momentovou plochou (tj. od všech výslednic \bar{F}_{Mi} působících v těžištích jednotlivých trojúhelníkových redukovaných momentových ploch):



Obr. 2.1.4 - 22

$$\bar{R}_{MA} = \frac{\sum_i^n \bar{F}_{Mi} \cdot (l - z_{Ti})}{l} \qquad \bar{R}_{MB} = \sum_i^n \bar{F}_{Mi} - \bar{R}_{MA} \qquad (2.1-14)$$

- vypočtou se podle Mohrovy metody (v libovolném místě):
 - = složky posuvu $u_{o(x,y)}$ od ohybové deformace jako výsledný "ohybový moment" redukované momentové plochy a příslušných reakcí (po jedné straně "řezu") k tomuto místu dělený modulem pružnosti E
 - = složky úhlu sklonu $\varphi_{o(x,y)}$ od ohybové deformace jako výsledná "smyková síla" od redukované momentové plochy a příslušných reakcí (po jedné straně "řezu") dělený modulem pružnosti E (v rovinách xz a yz).



Obr. 2.1.4 - 23

$$u_{0(x,y)} = \frac{1}{E} [\bar{R}_{MA} \cdot z - \sum_i^{iz} \bar{F}_{Mi} (z - z_{Ti})] \text{ [mm]} \quad (2.1-15)$$

$$\varphi_{0(x,y)} = \frac{1}{E} [\bar{R}_{MA} - \sum_i^{iz} \bar{F}_{Mi}] \text{ [rad]} \quad (2.1-16)$$

- Vypočtené složky posuvů $u_{0(x,y)}$ a natočení $\varphi_{0(x,y)}$ se vektorově sečtou a provnají s dovolenými mezními hodnotami:

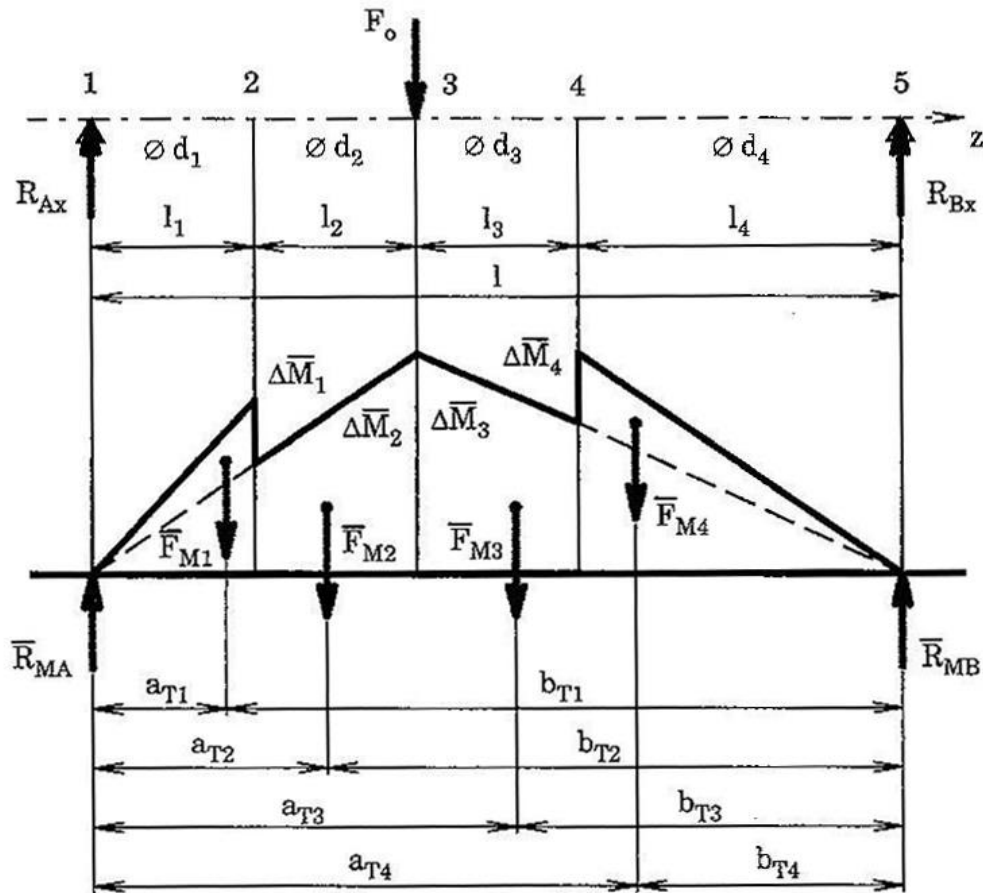
$$u_0 = \sqrt{u_{0x}^2 + u_{0y}^2} \leq u_D \quad (2.1-17)$$

$$\varphi_0 = \sqrt{\varphi_{0x}^2 + \varphi_{0y}^2} \leq \varphi_D \quad (2.1-18)$$

Poznámky:

- Uvedený postup vznikl úpravou v literatuře publikované "klasické" graficko-početní metody, která je pro praktické inženýrské využití (v případech, kdy nelze použít nebo není efektivní použití počítačového programu) nevhodná.
- Použití a relativní jednoduchost uvedeného postupu jsou zřejmé z následující aplikace nosníku (rotační nosné části) se čtyřmi odstupňovanými úseky o δ_i při zatížení (příčnou) silou F . Po zjednodušení jsou navíc:
 = prvé tři kroky (až po výpočet ΔM_i) sloučeny
 = doplněna označení $a_{Ti} = z_{Ti}$, $b_{Ti} = l - z_{Ti}$

Příklad:



Obr. 2.1.4 - 24

$$F_0 = 2612,2 \text{ N}$$

$$l_1 = 22 \text{ mm}, l_2 = 23 \text{ mm}, l_3 = 33 \text{ mm}, l_4 = 32 \text{ mm} \Rightarrow l = 110 \text{ mm}$$

$$d_1 = 40 \text{ mm}, d_2 = 45 \text{ mm}, d_3 = 45 \text{ mm}, d_4 = 35 \text{ mm}$$

$$R_{Ax} = F_0 \frac{l_3 + l_4}{l} = 2612,2 \frac{33 + 32}{110} = 1543,6 \quad (2.1-19)$$

$$R_{Bx} = F_0 + R_{Ax} = 2612,2 + 1543,6 = 1068,6 \quad (2.1-20)$$

$$I_1 = \frac{\pi \cdot 40^4}{64} = 125,6 \cdot 10^3 \quad (2.1-21)$$

$$I_2 = I_3 = \frac{\pi \cdot 45^4}{64} = 201,3 \cdot 10^3 \quad (2.1-22)$$

$$I_4 = \frac{\pi \cdot 35^4}{64} = 73,7 \cdot 10^3 \quad (2.1-23)$$

$$a_{T1} = \frac{2}{3} l_1 = \frac{2}{3} 22 \cong 15; b_{T1} = 110 - 15 = 95 \quad (2.1-24)$$

$$a_{T2} = \frac{2}{3} (l_1 - l_2) = \frac{2}{3} (22 + 23) = 30; b_{T2} = 110 - 30 = 80 \quad (2.1-25)$$

$$a_{T3} = l - \frac{2}{3} (l_3 - l_4) = 110 - \frac{2}{3} (33 + 32) = 67; b_{T3} = 110 - 67 = 43 \quad (2.1-26)$$

$$a_{T4} = l - \frac{2}{3} l_4 = 110 - \frac{2}{3} 32 = 89; b_{T4} = 110 - 89 = 21 \quad (2.1-27)$$

$$\Delta \bar{M}_1 = R_{Ax} \cdot l_1 \cdot \left(\frac{1}{l_1} - \frac{1}{l_2} \right) = 12543,6 \cdot 22 \cdot \left(\frac{1}{125,6 \cdot 10^3} - \frac{1}{201,3 \cdot 10^3} \right) = 0,102 \quad (2.1-28)$$

$$\Delta \bar{M}_2 = R_{Ax} \cdot (l_1 + l_2) \cdot \left(\frac{1}{l_2} - 0 \right) = 12543,6 \cdot (22 + 23) \cdot \left(\frac{1}{201,3 \cdot 10^3} - 0 \right) = 0,345 \quad (2.1-29)$$

$$\Delta \bar{M}_1 = R_{Bx} \cdot (l_3 + l_4) \cdot \left(\frac{1}{l_3} - 0 \right) = 1068,6 \cdot (33 + 32) \cdot \left(\frac{1}{201,3 \cdot 10^3} - 0 \right) = 0,345 = \Delta \bar{M}_2 \quad (2.1-30)$$

$$\Delta \bar{M}_1 = R_{Bx} \cdot l_4 \cdot \left(\frac{1}{l_4} - \frac{1}{l_3} \right) = 1068,6 \cdot 32 \cdot \left(\frac{1}{73,7 \cdot 10^3} - \frac{1}{201,3 \cdot 10^3} \right) = 0,294 \quad (2.1-31)$$

$$\bar{F}_{M1} = \frac{1}{2} \cdot l_1 \cdot \Delta \bar{M}_1 = \frac{1}{2} \cdot 23 \cdot 0,102 = 1,173 \quad (2.1-32)$$

$$\bar{F}_{M2} = \frac{1}{2} \cdot (l_1 + l_2) \cdot \Delta \bar{M}_2 = \frac{1}{2} \cdot (22 + 23) \cdot 0,345 = 7,763 \quad (2.1-33)$$

$$\bar{F}_{M3} = \frac{1}{2} \cdot (l_3 + l_4) \cdot \Delta \bar{M}_3 = \frac{1}{2} \cdot (33 + 32) \cdot 0,345 = 11,213 \quad (2.1-34)$$

$$\bar{F}_{M4} = \frac{1}{2} \cdot l_4 \cdot \Delta \bar{M}_4 = \frac{1}{2} \cdot 32 \cdot 0,294 = 4,704 \quad (2.1-35)$$

$$\bar{R}_{MA} = \frac{\sum \bar{F}_{Mi} \cdot b_{Ti}}{l} = \frac{1,173 \cdot 95 + 7,763 \cdot 80 + 11,213 \cdot 43 + 4,704 \cdot 21}{110} = 11,940 \quad (2.1-36)$$

$$\bar{R}_{MB} = \sum \bar{F}_{Mi} - \bar{R}_{MA} = 1,173 + 7,763 + 11,213 + 4,704 - 11,940 = 12,913 \quad (2.1-37)$$

$$u_{x0} = u_{F0} = \frac{1}{E} [\bar{R}_{MA}(l_1 + l_2) - \bar{F}_{M1}(b_{T1} - (l_3 + l_4)) - \bar{F}_{M2}(b_{T2} - (l_3 + l_4))] = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} [11,940(22 + 23) - 1,173(95 - (33 + 32)) - 7,763(80 - (33 + 32))] = 1,8 \cdot 10^{-3} mm \quad (2.1-38)$$

DYNAMICKÉ CHARAKTERISTIKY KMITÁNÍ

Tyto charakteristiky je nutné konstrukcí rotační přenosové části a jejího uložení ovlivňovat a hodnoti, protože nadměrné kmitání nepříznivě ovlivňuje provozní vlastnosti příslušného mechanismu:

Základní podmínka: $\eta < 0,8$ nebo $\eta > 1,2$

kde: $\eta = \frac{\omega}{\Omega}$ [1] ...tzv. provozní „naladění soustavy“

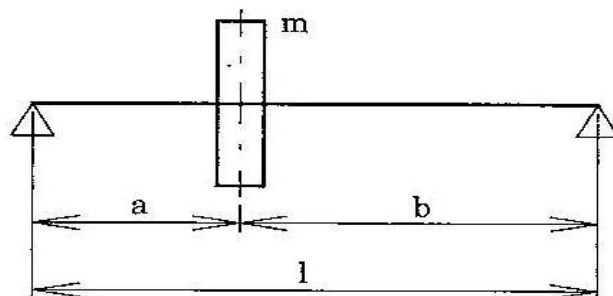
ω [rad/s] ... provozní úhlové frekvence, např.:

= otáčení: $\omega_{ot} = \frac{\pi \cdot n}{30}$ (n [ot/min] ...rychl. ot. hřídele)

= zubové: $\omega_z = z \cdot \omega_{ot}$ (z [1] ...počet zubů oz. kola)

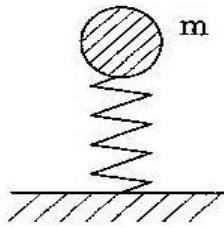
Ω [rad/s] ... vlastní úhlová frekvence soustavy

- pro **ohybové vlastní frekvence** (rotační přenosová část se neotáčí):



Obr. 2.1.4 - 25

Příklad pro diskretizovaný model s jedním kotoučem:
fyzikální model:

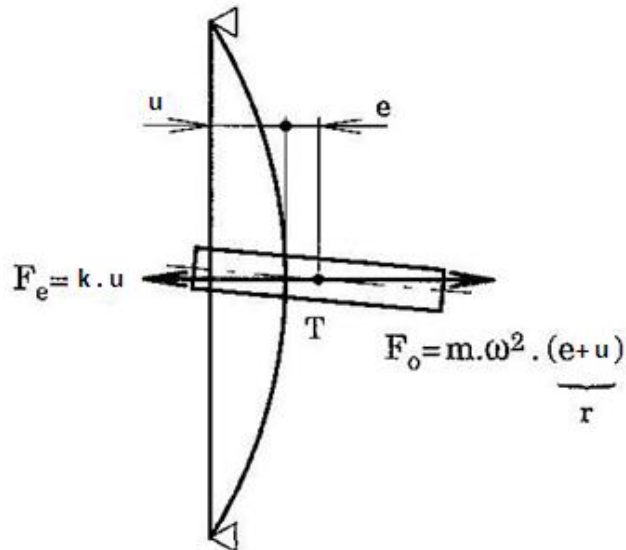


Obr. 2.1.4 - 26

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{kde: } k = \frac{F}{u} = \frac{3 \cdot E \cdot I_0 \cdot l}{a^2 \cdot b^2} \quad (2.1-39)$$

(pro složitější případy je nutné vyhledat způsob řešení ve spec. odborné literatuře).

- pro **krouživé vlastní frekvence** (rotační přenos. část se otáčí úhlovou rychlostí ω):
Příklad pro diskretizovaný model s jedním kotoučem:



Obr. 2.1.4 - 27

$$F_0 = F_e \quad (2.1-40)$$

$$m \cdot \omega^2 \cdot (e + u) = k \cdot u \rightarrow u = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{k - m \omega^2} \quad (2.1-41)$$

tj. pro (resonance) :

$$k = m \cdot \omega^2 \rightarrow \Omega_k = \sqrt{\frac{k}{m}} \rightarrow \lim u = \infty \quad (2.1-42)$$

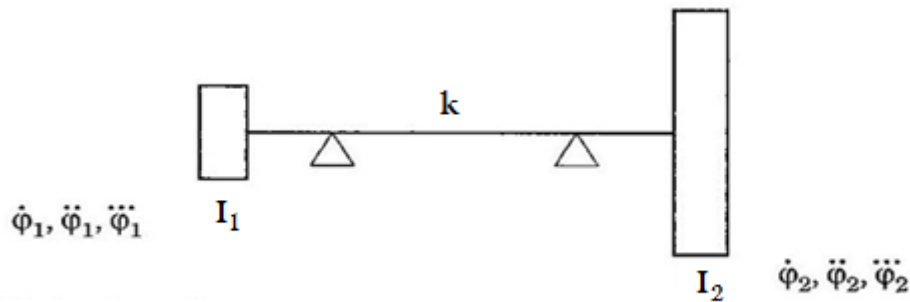
(pro daný příklad $\Omega_k = \Omega_0$)

kde: k ... viz ohybové kmitání
 u ... deformace od odstředivé síly F_0

(pro složitější případy je nutné vyhledat způsob řešení ve spec. odborné literatuře).

- pro **torzní vlastní frekvence**

Příklad pro diskretizovaný model se dvěma kotouči:



Obr. 2.1.4 - 28

Pohybové rovnice:

$$(1) I_1 \varphi_1 + k \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \quad (2.1-43)$$

$$(2) I_2 \varphi_2 + k \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \quad (2.1-44)$$

kde za předpokladu harmonického kmitání:

$$\varphi_{1,2} = \Phi_{1,2} \cdot \sin \Omega_t \cdot t \quad (2.1-45)$$

$$\dot{\varphi}_{1,2} = -\Phi_{1,2} \cdot \Omega_t \cdot \cos \Omega_t \cdot t \quad (2.1-46)$$

$$\ddot{\varphi}_{1,2} = -\Phi_{1,2} \cdot \Omega_t^2 \cdot \sin \Omega_t \cdot t \quad (2.1-47)$$

$$(1) -I_1 \cdot \Omega_t^2 \cdot \Phi_1 \cdot \sin \Omega_t \cdot t + k(\Phi_1 - \Phi_2) \cdot \sin \Omega_t \cdot t = 0 \quad \left/ \cdot -\frac{1}{I_1} \Rightarrow \quad (2.1-48)$$

$$(2) -I_2 \cdot \Omega_t^2 \cdot \Phi_2 \cdot \sin \Omega_t \cdot t + k(\Phi_2 - \Phi_1) \cdot \sin \Omega_t \cdot t = 0 \quad \left/ \cdot -\frac{1}{I_2} \Rightarrow \quad (2.1-49)$$

$$\left. \begin{aligned} (1) + \Omega_t^2 \cdot \Phi_2 - \frac{k}{I_1} (\Phi_1 - \Phi_2) &= 0 \\ (2) + \Omega_t^2 \cdot \Phi_1 - \frac{k}{I_2} (\Phi_2 - \Phi_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.1-50)$$

$$\Rightarrow \Omega_t^2 (\Phi_1 - \Phi_2) - \left(\frac{k}{I_1} + \frac{k}{I_2} \right) (\Phi_1 - \Phi_2) = 0 \Rightarrow \quad (2.1-51)$$

$$\Rightarrow \Omega_t^2 = \frac{k}{I_1} + \frac{k}{I_2} \rightarrow \quad (2.1-52)$$

$$\Rightarrow \Omega_t = \sqrt{\frac{k}{\frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2}}} \quad (2.1-53)$$

(pro složitější případy je nutné vyhledat způsob řešení ve spec. odborné literatuře).

C Otočná uložení

**Strojní části – stavební orgány
pro otočná uložení/spojení**

1. OTOČNÁ ULOŽENÍ – ZÁKLADNÍ POZNATKY

1.1 Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Otočná uložení jsou strojní části (stavební orgány TS), jejichž hlavní funkcí je vymezení vzájemnou polohu dvou částí TS s důrazem na umožnění jejich vzájemného otočného pohybu. Podle vhodnosti a schopnosti pro směr zachycovaných sil se rozlišují uložení:

radiální

- čistě radiální
- se schopností udržovat i axiální polohu
- se schopností zachycovat i axiální provozní síly

axiální

- čistě axiální
- se schopností udržovat i radiální polohu
- se schopností zachycovat i radiální provozní síly

Poznámky:

- *Základním modulem otočných uložení je uložení s jedním ložiskem. Při uložení na více ložiskách je nejprve nutné podle obecného postupu uvedeného v úvodní 2. kapitole FYZIKÁLNÍ ZÁKLADY ČMS určit zatížení připadající na jednotlivá uložení (která se pak řeší samostatně).*
- *Při staticky neurčitém uložení je nutné ke statickým podmínkám rovnováhy připojit deformační podmínky.*

1.2 Mazání uložení (ložisek)

1.2.1. Účel mazání

- snížení třecích ztrát
- snížení opotřebení
- snížení hlučnosti
- zvýšení tlumení
- zvýšení korozivzdornosti

1.2.2. Maziva

DRUHY MAZIV

(A) Tuhá maziva

Použití:

pro nepřístupná místa, přerušovaný chod, vysoké teploty:

Druhy:

- anorganická maziva: grafit, oxid molybdenu, siřník wolframu, nitrid boru
- chemicky nanášená maziva: sulfidy, chloridy, fosfáty

(B) Plastická maziva

Vyrábějí se z minerálních olejů zahuštěním přísadami mýdel a mastných kyselin.

Použití:

pro obtížně přístupná místa, nižší rychlosti a tlaky

Druhy:

označované:

- T- ..., PM- obvykle pro valivá i kluzná uložení, rozdíly v :
= rozsahu přípustných provozních teplot (-60 ÷ 150°C)
= odolnosti proti vodě
= mezních otáčkách ($\leq 25\,000$)
- T -A ...pro valivá i kluzná uložení ve styku s vodou

(C) Kapalná maziva

Jsou to minerální oleje (s přísadami)

Použití:

v ostatních běžných případech (viz Druhy)

Druhy:

- OD - * - tmavé oleje (ČSN 65 6660)
(pro velké tlaky a rázy, pro prašné a vlhké prostředí)
- OL - B* - běžné ložiskové oleje (ČSN 65 6611)
(pro krátkodobé způsoby mazání)
- OL - J* - jakostní ložiskové oleje (ČSN 65 6610)
(pro běžné podmínky)
- OL - P* - ložiskové oleje s přísadou (ČSN 65 6612)
(pro vysoké otáčky a vyšší nároky)
- OT - * - turbinové oleje (ČSN 65 6620)
(pro turbíny, turbokompresory, rychloběžné převodovky)
- OT - K* - trvanlivé turbinové oleje (ČSN 65 6650)
(pro kompresory, převodovky, mazací hydrauliku i při vyšších teplotách)

Viskozita:

Jednotlivé druhy olejů se dále rozlišují podle své viskozity (vyznačeno číslicí v označení v místě *)

ν [m^2/s] ... kinematická viskozita

η [Pa·s] ... dynamická viskozita

Základní vlastnosti olejů se udávají při 50° C.

Poznámky:

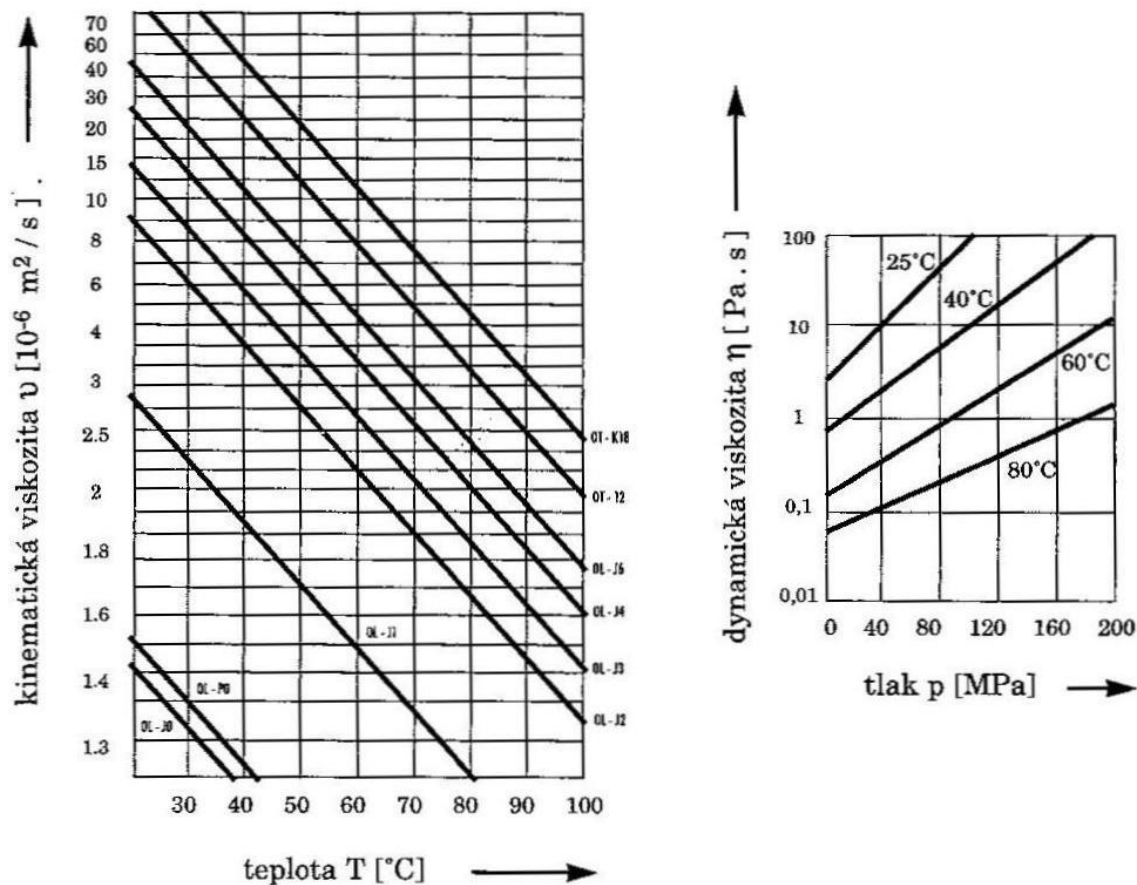
- $\eta = \nu \cdot \rho$ [Pa · s]

- ν = kin. viskozita [$m^2 \cdot s^{-1}$]

- ρ = měř. hustota [$kg \cdot m^{-3}$]

- g = gravitační zrychlení (9,81) [$m \cdot s^{-2}$]

- Viskozita olejů klesá s rostoucí teplotou a roste s tlakem (při téže teplotě).



Obr. 1.2-1

(D) Plynná maziva

Použití:

ve speciálních podmínkách, kdy se jiná maziva porušují, odpařují nebo znečišťují okolí.

Druhy:

- plyny H₂, CO₂, N₂, He, O₂, vzduch:
 - = teploty až do 1000° C (vzduch)
 - = otáčky až do 100 000 min⁻¹
 - = odolnost i vůči radioaktivnímu záření apod.

PŘÍSAKY DO MAZIV

Přísky (aditiva) se přidávají do maziv pro zlepšení jejich vlastností, zejména pro:

- zvýšení odolnosti proti stárnutí (oxidaci)
- zvýšení odolnosti vůči otěru (chemickým "leštěním")
- zvýšení únosnosti v těžkých podmínkách (proti zadírání)
- snížení korozních účinků na kovové povrchy
- snížení katalytických účinků kovových povrchů

Aditiva nelze libovolně mísit, výsledný účinek by mohl být horší než bez aditivů.

1.2.3. Mazací soustavy

Úkolem mazací soustavy je spolehlivé zásobování všech uložení potřebným množstvím maziva.

Druhy mazacích soustav:

z hlediska principu

- “průchozí” - mazivo se nevrací, pouze prochází
- “oběhové” - mazivo se vrací přes nádrž (zásobník), kde se uklidní a přes filtry vrací zpět

z hlediska počtu mazacích míst

- “lokální” - odděleně pro každé uložení
- “centrálně” - najednou pro více uložení

Kriteria pro volbu druhu mazací soustavy:

- druh maziva a dodávané množství
- počet mazacích míst
- výrobní a provozní náklady

Poznámky:

- *Vstupní přetlak oleje u hydrodynamických ložisek (viz C3. kap.) obvykle 0,05 ÷ 0,2 MPa.*

2. OTOČNÁ ULOŽENÍ S VALIVÝM DOTYKEM (VALIVÁ ULOŽENÍ)

2.1 Uložení s valivými ložisky

2.1.1. Charakteristika

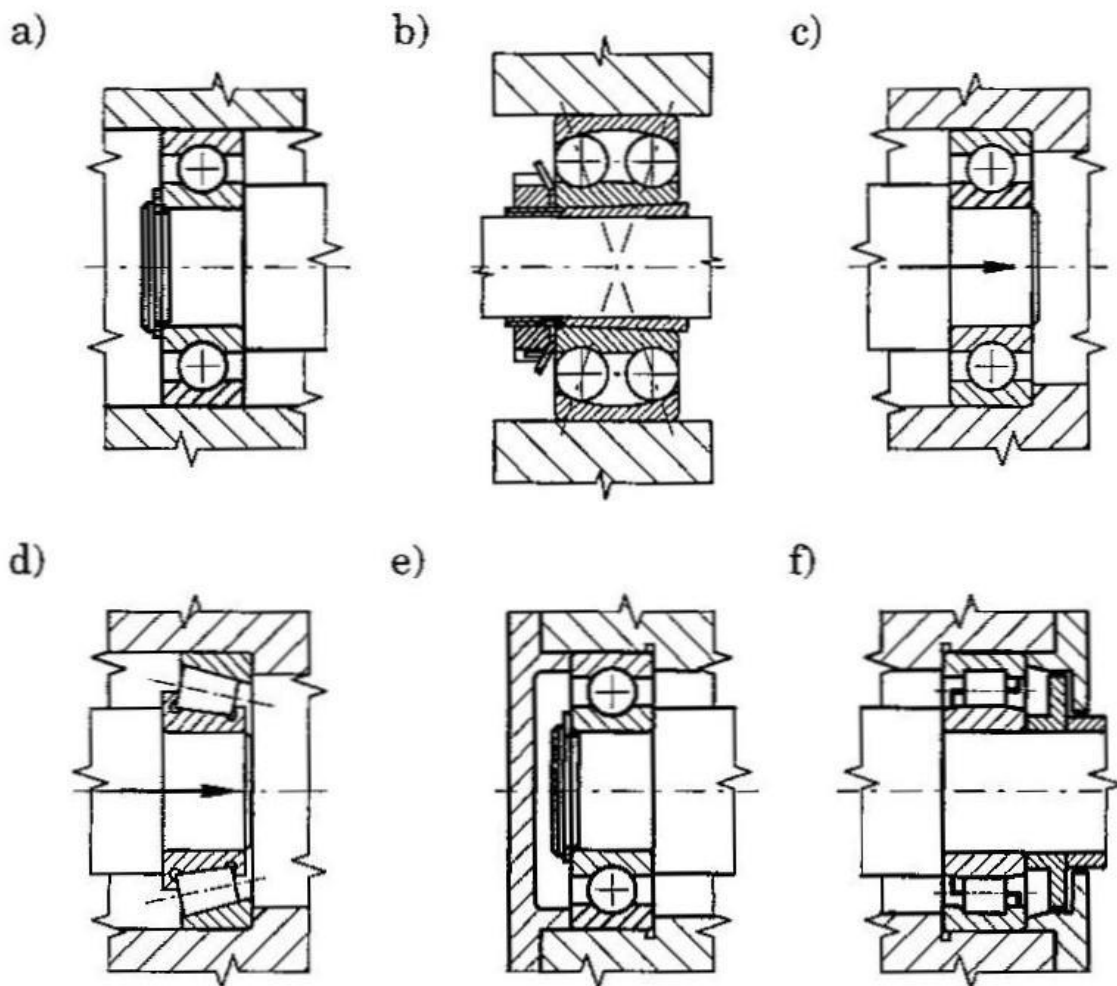
(znakové konstrukční vlastnosti)

Otočná uložení na principu valivého dotyku s valivým třením obvykle s použitím samostatně vyráběného komponentu - valivého ložiska.

2.1.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ



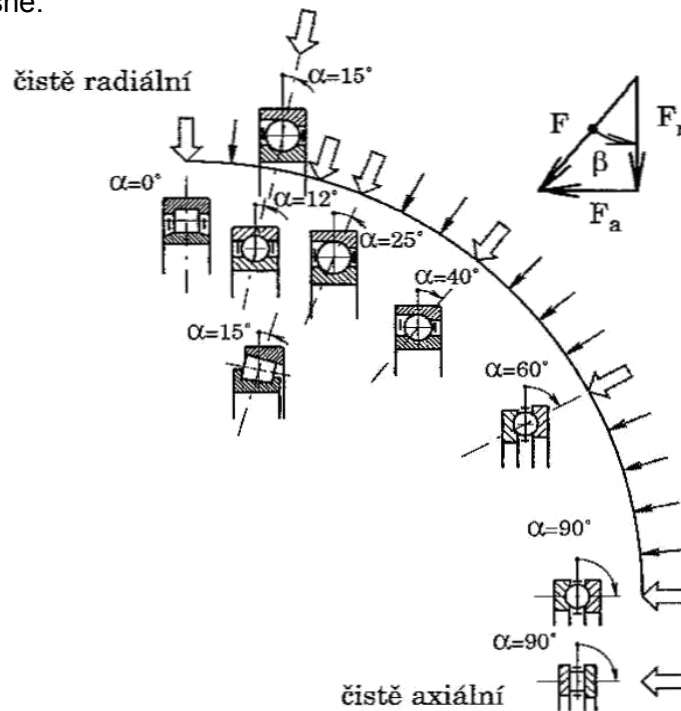
Obr. 2.1-1

TVARY (DRUHY/TYPY) VALIVÝCH LOŽISEK (ČSN 02 4629)

Podle směru zachycovaných sil (a pohybů)

- (A) **radiální** (vnější a vnitřní kroužek, klec, val. tělesa)
- (B) **axiální** (kroužky, klec, valivá tělesa)

Nelze vymezit přesně:



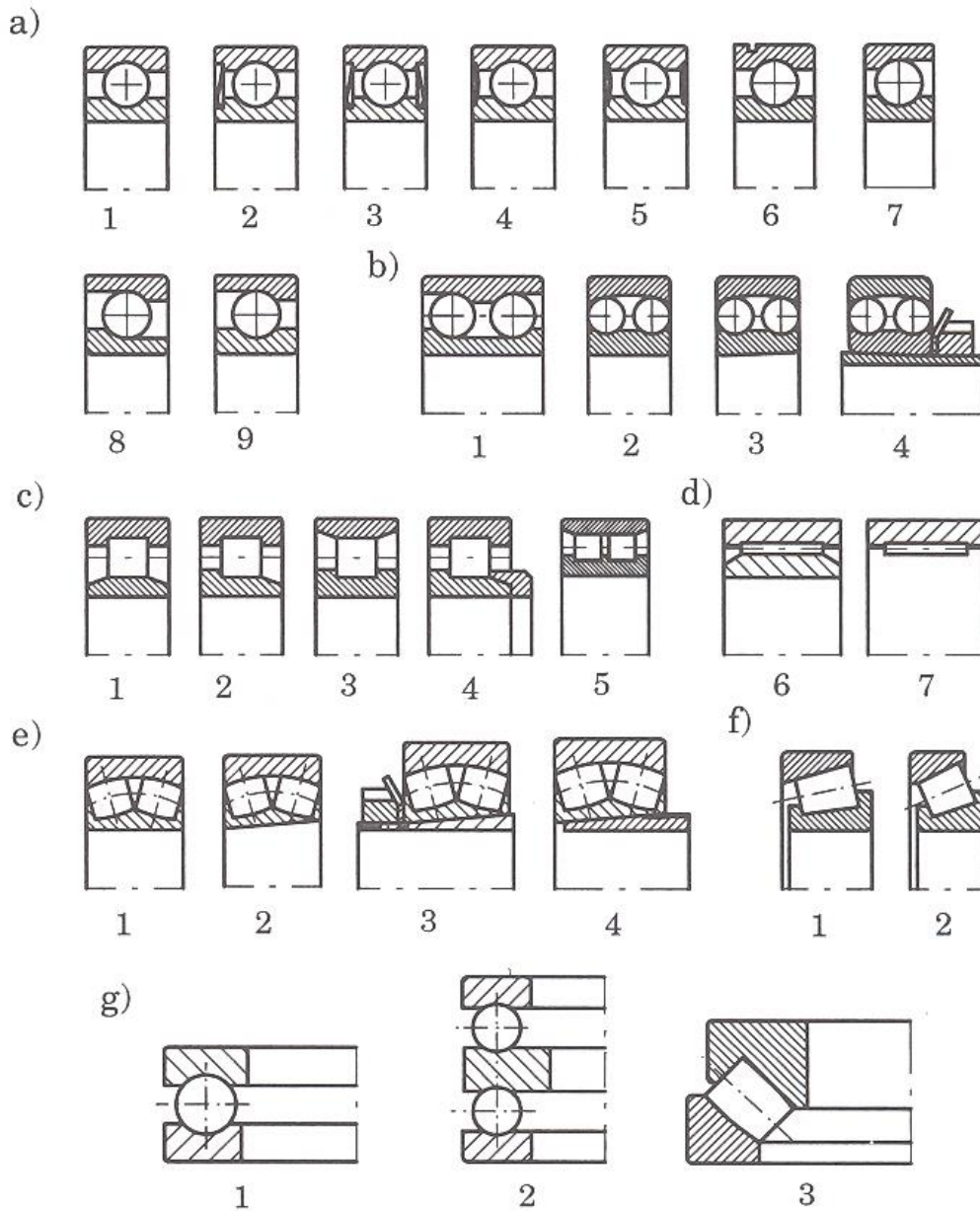
kde: α ... úhel styku valivých těles

Obr. 2.1-2

Podle konstrukce (základem je tvar valivých těles)

(A) Standardní ložiska

- | | | |
|-----------------------------------|----|-----------|
| • Jednořadá kuličková | a) | 1 ÷ 6 |
| = čistě radiální | | 7 ÷ 9 |
| = s kosoúhlým stykem | | |
| • Dvouřadá kuličková | b) | 1 |
| = s kosoúhlým stykem | | 2 ÷ 4 |
| = naklápěcí | | |
| • Válečková ložiska | c) | 1 ÷ 4 |
| = jednořadá (NU, NJ, N) | | |
| = dvouřadá (NN s kuželovou dírou) | 5 | |
| • Jehlová ložiska | d) | 1 |
| = jednořadá | | 2 |
| = jednořadá bez vnitř. kroužku | | |
| • Dvouřadá soudečková | e) | ... 1 ÷ 4 |
| • Kuželíková ložiska | f) | ... 1 ÷ 2 |
| • Axiální ložiska | g) | |
| = kuličková jednosměrná | | 1 |
| = kuličková obousměrná | | 2 |
| = soudečková | | 3 |

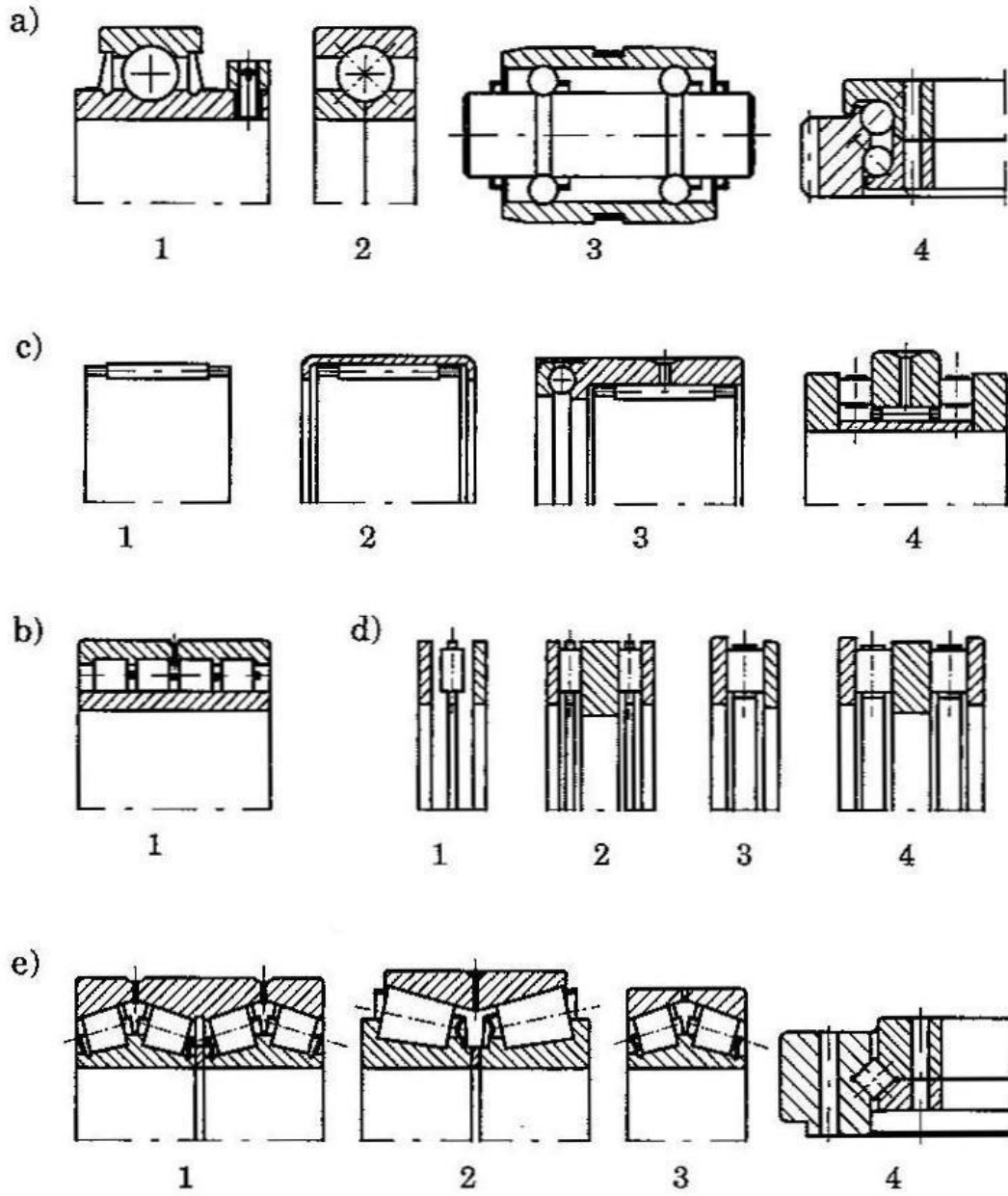


Obr. 2.1-3

(B) Speciální ložiska

- Kuličková
= se čtyřbodovým stykem
- Válečková
= víceřadá
- Jehlová
= klec s jehlami
= pouzdro s jehlami
- Axiální
= jehlová
= válečková
- Kuželíková
= víceřadá
= křížová

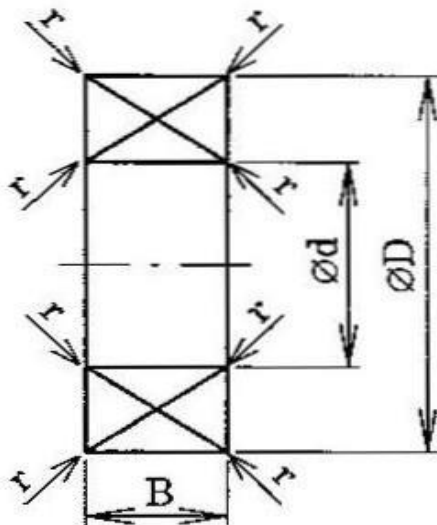
a)	2
b)	1
c)	1
d)	2
	1 a 2
	3 a 4
e)	1, 2, 3
	4



Obr. 2.1-4

ROZMĚRY VALIVÝCH LOŽISEK (ČSN 02 4629)

Základní rozměry:



Obr. 2.1-5

- $\varnothing d$... vnitřní průměr
- $\varnothing D$... vnější průměr
- B ... šířka
- r ... poloměr zaoblení

Rozměrové řady

Jednotlivé typy ložisek v rozměrových řadách: $d \Rightarrow D, B, \dots \Rightarrow$

Poznámky:

- pro d : $20 \div 480$ mm:
 $d = (\text{poslední dvojčíslí označení dle ČSN}) \times 5$
např.: 6220 $\Rightarrow d = 20 \times 5 = 100$ mm

PŘESNOST ROZMĚRŮ A CHODU VAL. LOŽISEK (ČSN 02 4612) (ČSN ISO 492)

Tolerance:

- rozměrů
- házení při otáčení:
 - = radiální pro rad. ložiska
 - = axiální pro ax. ložiska

PŘESNOST ROZMĚRŮ A CHODU VALIVÝCH LOŽISEK (ČSN 02 4612) (ČSN ISO 492)

Tolerance:

- rozměrů
- házení při otáčení:
 - = radiální pro rad. ložiska
 - = axiální pro ax. ložiska

Označování (zvýšené) přesnosti

Označení	Velikost radiálního házení	Poznámka
[P0]	100%	základní přesnost
P6	50% [P0]	zvýšená přesnost
P5	25% [P0]	zvýšená přesnost
P4	20% [P0]	zvýšená přesnost

VŮLE VE VALIVÝCH LOŽISKÁCH

(A) Radiální ložiska

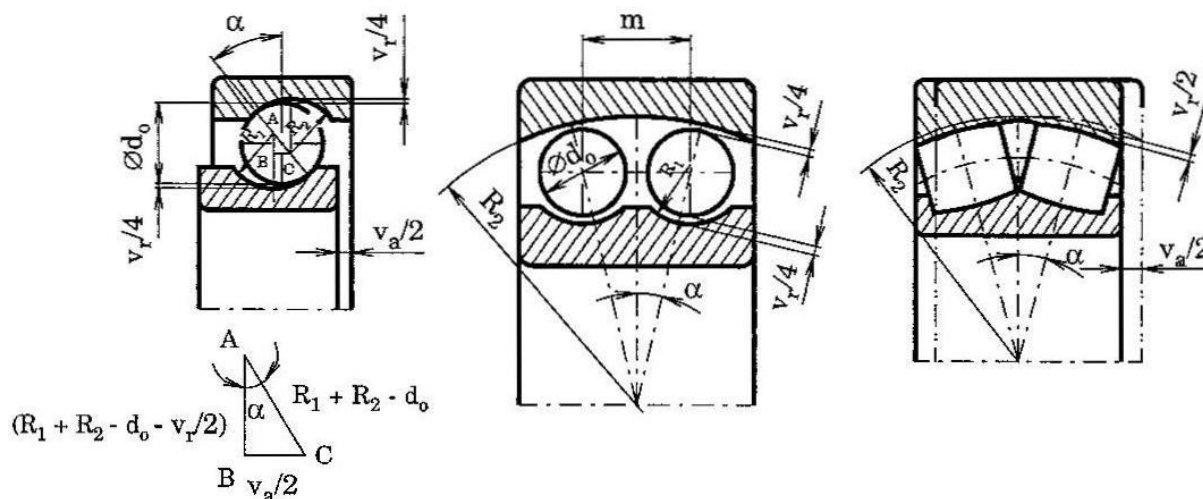
Radiální vůle

Provozní vůle by měla být teoreticky nulová, nutné však ponechat určitou rad. vůli, neboť přesah (nasazení na hřídel a do díry) by značně snížil trvanlivost ložiska:

označení	poznámka
C3, C4, C5	větší vůle (pro nepříznivé provoz. podmínky) (vys. otáčky, rozdíly teplot, naklopení,...)
bez označ.	norm. vůle (pro norm. provozní podmínky)
C1, C2	menší vůle (pro zvýšenou provoz. přesnost)

Axiální vůle

Je závislá na druhu ložiska a velikosti radiální vůle.



Obr. 2.1-6

(B) Axiální ložiska

Radiální vůle

Není důležitá.

Axiální vůle

Není dána rozměry ložiska ani jejich tolerancemi, vzniká (příp. se nastavuje) až při montáži.

ULOŽENÍ VALIVÝCH LOŽISEK

Důležité pro trvanlivost valivého ložiska.

Faktory ovlivňující volbu uložení:

- velikost a způsob zatížení
- materiál a tuhost uložených částí
- tepelné poměry v ložisku
- dilatace uložených částí
- požadavky na přesnost
- požadavky na montáž a demontáž

Pravidla a doporučená uložení:

- Kroužek otáčející se vůči směru působícího zatížení (obvodové zatížení) musí být uložen pevně (aby se neodvaloval):
(J7, K7)/ j6, k6
(díra pro vnější kroužek - častější případ / čep pro vnitřní kroužek - častější případ)
- Kroužek neotáčející se vůči směru zatížení může být uložen volně (bodové zatížení)
H7, H8 (G7)/(h6, g6)
(díra pro vnější kroužek - častější případ / čep pro vnitřní kroužek)

MATERIÁLY VALIVÝCH LOŽISEK

Kroužky a valivá tělesa

Vysoké nároky (lokální střídavé napětí), proto kromě vysoké statické pevnosti a přesného složení též vysoké nároky na homogenitu.

Obvykle: chromové oceli tř. 14, kalené a popouštěné na min. tvrdost 59 HRC

Klece

Obvykle lisovány z ocelového plechu.

Kvalitnější ložiska mají mosazné klece, resp. klece z keramických materiálů.

2.1.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Zachycování radiálních a axiálních posuvů a sil podle druhu použitého ložiska a jeho uložení na/v obou částech stroje (obvykle na hřídeli a ve skříni) a to i při vysokých otáčkách a teplotách.
- Nejsou vhodná pro rázová zatížení.
- Vůle v ložisku mohou být na závadu.
- Malé ztráty, účinnost $\eta \cong 0,98$.
- Malé podélné rozměry v porovnání s jinými typy uložení.
- Větší průměry v porovnání s jinými typy uložení.
- Jednoduchost výměny ložisek je ovlivněna konstrukcí nosné a uložené části, obvykle jednoduchá.
- Malé nároky na údržbu (mazání tukem, příp. olejem pro mazání ozubení).

Výroba, montáž

- Výroba uložení je poměrně náročná na přesnost, ložiska se nakupují.
- Jednoduchost montáže je ovlivněna konstrukcí nosné a uložené části, obvykle jednoduchá.

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Relativně rychlý návrh, výroba (a nákup), montáž i demontáž.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

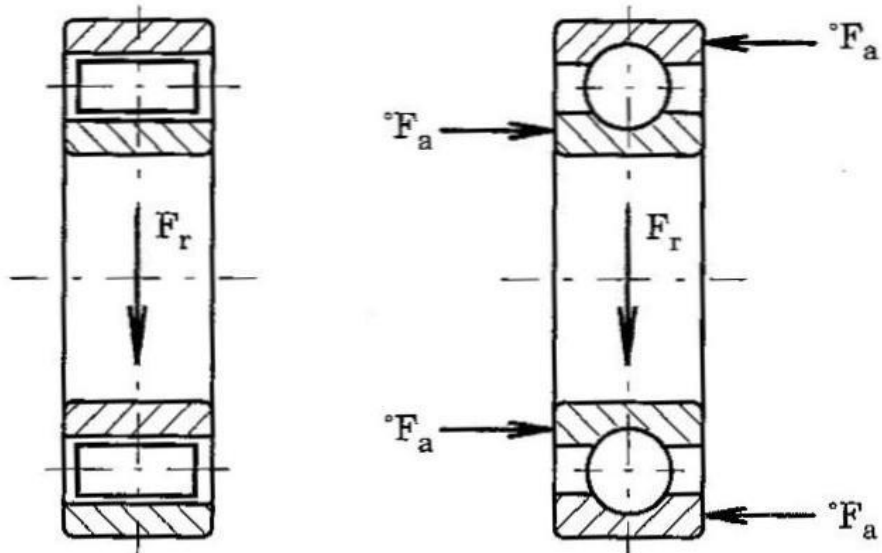
- Při vhodném návrhu z hlediska výroby relativně levné uložení (výrazně zlevňuje hromadná výroba ložisek).
- Provozní náklady malé (mazání).
- Náklady na demontáž malé.

2.1.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

radiální ložiska



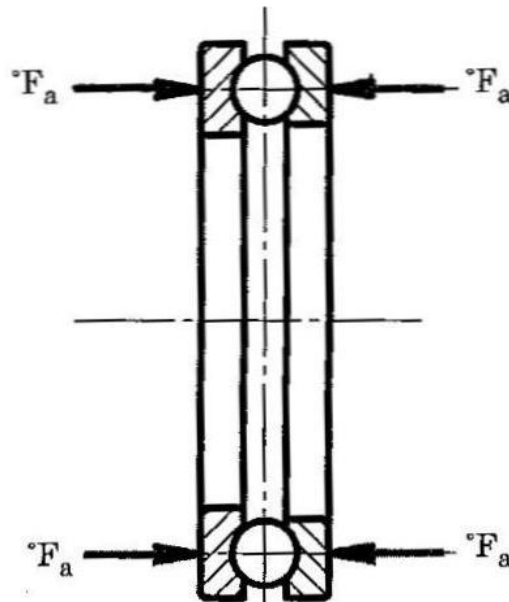
... apod.

Obr. 2.1-7

Poznámka:

- Označení $^{\circ}$ znamená působení po celém obvodu

axiální ložiska



... apod.

Obr. 2.1-8

Poznámka:

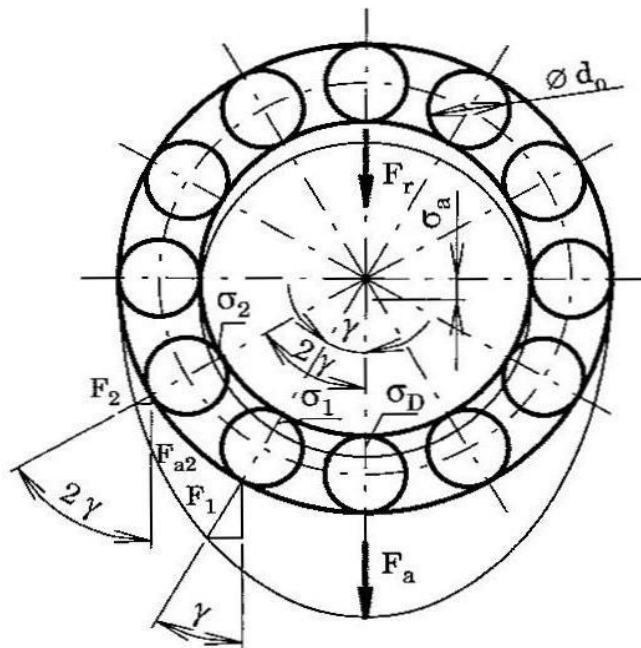
- Označení $^{\circ}$ znamená působení po celém obvodu

Vnitřní síly v ložisku

Rozdělení sil na valivá tělesa v ložisku

- síla na nejvíce zatížené valivé těleso:

- pro radiální ložiska

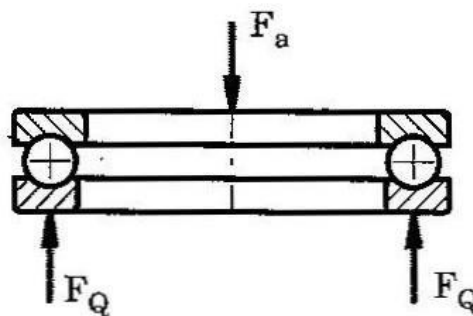


Vlivem vůlí v ložisku

$$(a) \quad F_Q = \frac{5 \cdot F_r}{i \cdot z \cdot \cos \alpha} \quad (2.1-1)$$

Obr. 2.1- 8

- pro axiální ložiska



Obr. 2.1 - 9

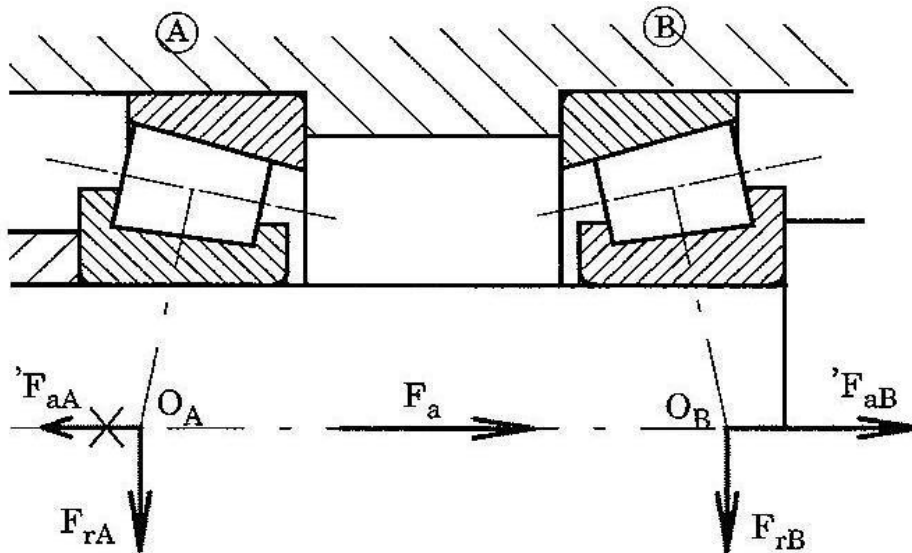
$$(b) \quad F_Q = \frac{F_a}{i \cdot z \cdot \sin \alpha} \quad (2.1-2)$$

kde: i ... počet (paralelně) nesoucích řad valivých těles
 z ... počet valivých těles v jedné řadě
 α ... úhel styku valivých těles

- Podstatně jednodušší je však následující (v literatuře neuváděný) postup:
 - Vnější axiální síla (výslednice všech vnějších ax. sil) F_a se sečte s tou přidavnou silou F'_{ai} , která má shodný smysl.
 - Tento součet ($F_a + F'_{ai}$) se porovná s zbývající přidavnou ax. silou F'_{aj} (která má opačný smysl) - projevit se může jen větší síla !
 - Větší ze sil ($F_a + F'_{ai}$) a F'_{aj} způsobí zatížení ložiska orientovaného pro zachycení ax. sil tohoto smyslu, čímž zanikne jeho přidavná ax. síla F'_a , takže výsledná ax. síla na přenosovou část a tím i toto ložisko je rovna pouze (vektorovému) součtu zbývajících přidavných ax. sil F'_a a síly F_a .
 - Opačně orientované ložisko je zatěžováno pouze vlastní přidavnou ax. silou F'_a , která se však při výpočtu jeho životnosti neprojeví (vyjde $Y = 0$ viz dále).

Příklady (pro uspořádání O):

$$a) \quad \underbrace{F_a + F_{aB}}_{\text{doprava}} \geq \underbrace{F_{aA}}_{\text{zanikne}} \quad (2.1-4)$$



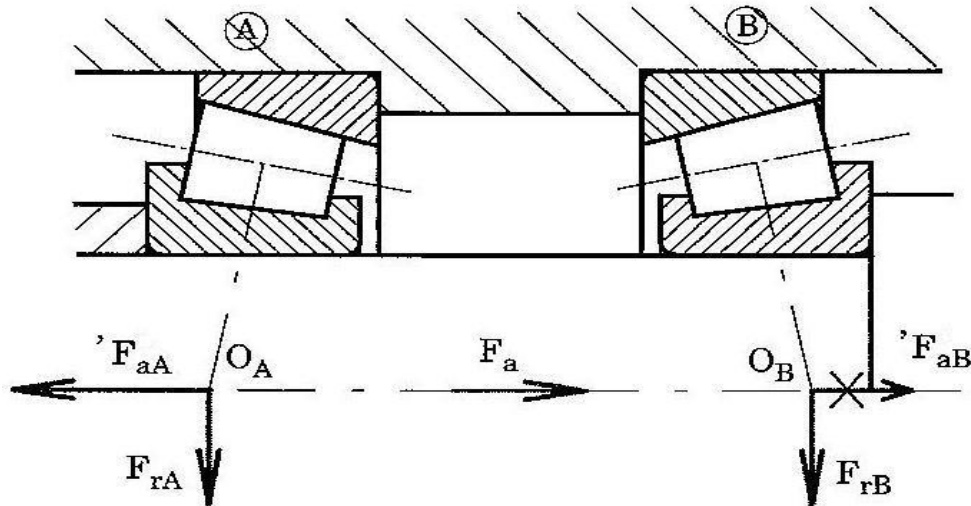
Obr. 2.1-11

výsledná ax. zatížení: $F_{aA} = F_a + F_{aB}$; $F_{aB} = F_{aB}$ (2.1-5)

Příklady (pro uspořádání O):

$$b) F_a + F'_{aB} < F'_{aA} \quad (2.1-6)$$

zanikne \rightarrow doleva



Obr. 2.1-12

výsledná ax. zatížení: $F_{aA} = F'_{aA}$; $F_{aB} = F'_{aA} - F_a$ (2.1-7)

Poznámka:

- Zcela analogicky se řeší i pro uspořádání ložisek do X. Ložiska A a B mohou být (a obvykle i bývají) rozdílná, tak jako u uložení na jiných typech valivých ložisek.

STATICKÁ ÚNOSNOST

"Statické" zatížení ložiska: za klidu, při pomalém kývání nebo otáčení.

Základní statická únosnost valivého ložiska Co [N]

Základní statická únosnost C_o [N] je rovna jednoduchému (radiálnímu pro radiální a axiálnímu pro axiální) "statickému" zatížení F [N], přičemž:

- dříve: trvalé přetvoření v nejméně zatíženém stykovém místě je 0,0001 ϕ valivého tělesa
- nyní: ve středu dotyku nejméně zatíženého tělesa je max. napětí ve styku 4000 MPa ~ zhruba odpovídá dtto, ale u některých typů ložisek C_o až (1,8 ÷ 2,2) x vyšší.

Namáhání valivého ložiska při "statickém" zatížení

(A) Jednoduché zatížení

$$F_o \leq \frac{C_o}{s_o} \quad [N] \quad (2.1-8)$$

kde: $F_o = F_{ro}$ [N] ... statické rad. zatížení pro rad. ložiska
 $F_o = F_{ao}$ [N] ... statické ax. zatížení pro ax. Ložiska

(B) Kombinované zatížení (radiální a axiální silou F_{ro} a F_{ao})

$$F_{ekv o} = X_o \cdot F_{ro} + Y_o \cdot F_{ao} \leq \frac{C_o}{s_o} \quad [N] \quad (2.1-9)$$

kde: $F_{ekv o}$ [N] ... ekvivalentní statické zatížení
 X_o součinitel statického radiálního zatížení
 Y_o součinitel statického axiálního zatížení

kde (pro (A) i (B)):

$s_o \cong (0,5 \div 1)$... "statická" bezpečnost ložiska (podrobněji v katalogích ložisek)

Poznámky:

- Hodnoty C_o , X_o , Y_o a další jsou uvedeny v katalogích ložisek
- Při návrhu ložiska obvykle: $F_{(max)o} = c_{dyn} \cdot F_o \Leftrightarrow C_o$, (typ, rozm.)
- Při hodnocení ložiska obvykle: bezpečnost $\Leftarrow F_{(max)o}$, C_o , (typ, rozm.)
- Orientačně lze uvažovat: $c_{dyn} \in \{1(stat.), 2(dyn.)\}$

DYNAMICKÁ ÚNOSNOST A TRVANLIVOST

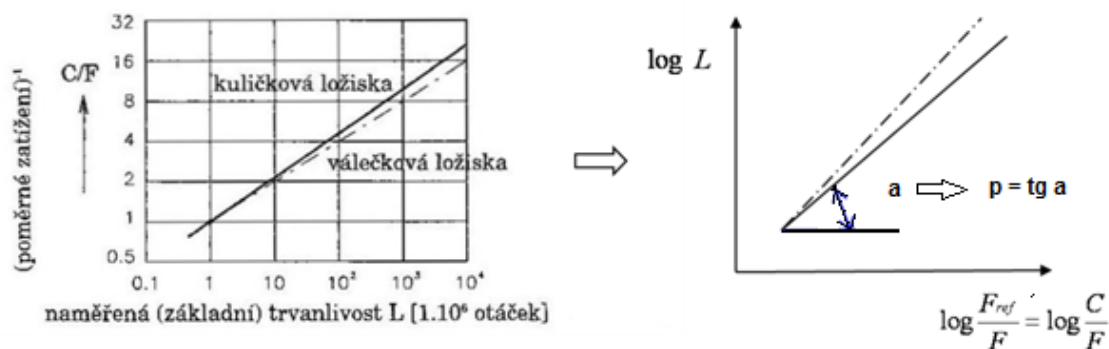
"Dynamické" zatížení ložiska: při (rychlejším a rychlém) otáčení.

Pozor: zde termín "dynamický" neznamená proměnlivost zatížení !

Základní dynamická únosnost valivého ložiska C [N]

Východiskem pro stanovení definice (a velikosti) C je definice základní trvanlivosti L.

Měřením bylo zjištěno:



Obr. 2.1-13

$$\Leftrightarrow \log L = p \cdot \log \frac{F_{ref}}{F} \Rightarrow \log L = \log \left(\frac{F_{ref}}{F} \right)^p \Rightarrow L = \left(\frac{F_{ref}}{F} \right)^p = \left(\frac{C}{F} \right)^p [10^6 \text{ ot}] \quad (2.1-10)$$

kde:

F_{ref} libovolná konstantní „referenční“ síla (pro docílení bezrozměrného argumentu log) a na základě měření - viz diagram výše:

$p = 3$ pro kuličková ložiska ("bodový" styk)

$p = 3,3$ pro válečková, jehlová, soudečková a kuželíková ložiska ("čárový" styk)

Po označení $F_{ref} = C$ dostaneme pro $C = F$ $L = 1 \cdot 10^6$ ot (otočení ložiska!)

⇒ Základní dynam. únosnost C [N] je rovna základnímu (tj. radiálnímu pro rad. ložiska, axiálnímu pro ax. ložiska) "dynamickému" zatížení F [N], při němž je základní trvanlivost:

$$L = 1 \cdot 10^6 \text{ ot. (pro 90\% ložisek)}$$

Poznámka:

- Základní dynamickou únosnost ložiska lze teoreticky vypočítat ze závislosti:

$$C = f_{lož} (C_{mat}, i, \alpha, z, d_o / l_o) [N], \quad (2.1-11)$$

kde nezávisle proměnnými jsou materiálové, tvarové a rozměrové parametry stavební struktury ložiska.

Trvanlivost valivého ložiska při "dynamickém" namáhání

(A) Jednoduché zatížení (radiální pro rad. ložiska, axiální pro ax. ložiska)

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{16667}{n} \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^p \geq s_d \cdot t \quad [h] \quad (2.1-12)$$

F [N] "dynamické" zatížení ložiska

kde:

$F = F_r$ "dynamické" radiální zatížení pro rad. ložiska

$F = F_a$ "dynamické" axiální zatížení pro ax. ložiska

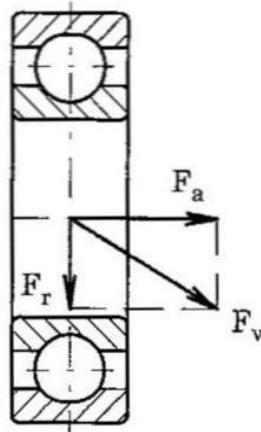
n [min^{-1}] rychlost otáčení (kroužků ložiska vůči sobě, nesprávně „hřídele“)

t [h] požadovaná trvanlivost (doba chodu/běhu)

(B) Kombinované a proměnlivé zatížení

(převedení na (A) pomocí ekvivalentního zatížení F_{ekv})

a) kombinované zatížení (radiální a axiální silou F_r a F_a)



Obr. 2.1 – 14

$$L_h = \frac{16667}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^p \geq s_d \cdot t \quad [h] \quad (2.1-13)$$

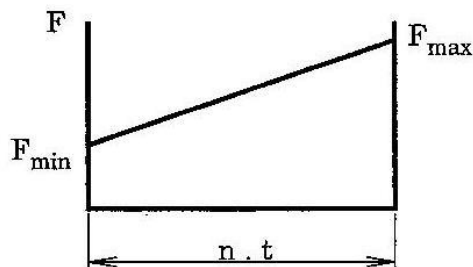
$$F_{ekv} = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [N] \quad (2.1-14)$$

- Xsoučinitel dynamického radiálního zatížení
Vrotační součinitel (vliv otáčení vnitř. kroužku vůči zatížení)
- dříve: V = 1při obvodovém zatížení vnitřního kroužku ložiska
V = 1,2 ...při bodovém zatížení vnitřního kroužku ložiska
- nyní: V = 1(tzn. že se V ve výrazech nevyskytuje)
Ysoučinitel dynamického axiálního zatížení
n [min⁻¹]frekvence otáčení
(kroužků ložiska vůči sobě, nesprávně „hřídele“)
t [h]požadovaná trvanlivost (doba chodu (běhu))

b) proměnlivé zatížení v čase

$$L_h = \frac{16667}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_e} \right)^p \geq s_d \cdot t \quad [h] \quad (2.1-15)$$

kde pro: $F = F_{min} \div F_{max}, n_{(konst)}, t$



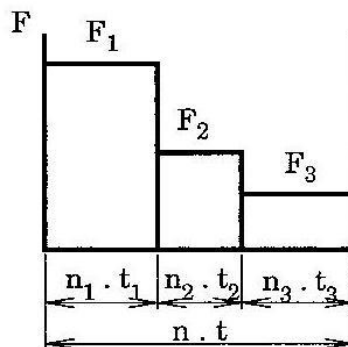
Obr. 2.1-15

$$F_e = \frac{F_{min} + 2 \cdot F_{max}}{3} \quad [N] \quad (2.1-16)$$

$n (= n_s) \quad [min^{-1}]$

$t \quad [h]$

a pro: $F, n, t = \{ F_i, n_i, t_i \}_{i=1 \div n}$



Obr. 2.1 - 16

$$F_e = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 \cdot n_1 \cdot t_1 + F_2^3 \cdot n_2 \cdot t_2 + \dots + F_n^3 \cdot n_n \cdot t_n}{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n}} \quad [N] \quad (2.1-17)$$

$$n_z \cong \frac{n_1 \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} \quad [min^{-1}] \quad (2.1-18)$$

$$t = \sum t_i \quad [h]$$

a kde (pro (A) i (B)):

$$s_d \cong (1 \div 1,5) \dots \text{„dynamická“ bezpečnost ložiska (podrobněji v katal. ložisek)}$$

Poznámka:

- Pokud je kterékoli z uvedených zatížení ložiska F_i kombinované (tzn. složené z radiální a axiální síly), vyjádří se pomocí F_{ekv} ($F_{min} = F_{min\,ekv}$, $F_{max} = F_{max\,ekv}$, příp. $F_i = F_{i\,ekv}$).

Poznámky: (souhrnné poznámky)

- Hodnoty C , X , Y , V a další jsou uvedeny v katalogích ložisek.
- Při návrhu ložiska obvykle: $\{F_{(max)i} = c_{dyn} \cdot F_i, n_i, t_i\} \Rightarrow C$, (typ, rozm.)
- Při hodnocení ložiska obvykle: bezpečnost $\Leftarrow \{F_{(max)i}, n_i, t_i\}, C$, (typ, rozm.)
- Orientačně lze uvažovat: $c_{dyn} \in \{1 \text{ (stat)}, 2 \text{ (dyn)}\}$

DEFORMACE VALIVÝCH LOŽISEK

Napětí a přetvoření valivých těles

Postup řešení:

- Výpočet rozložení sil na jednotlivá valivá tělesa (viz výše)
- Výpočet (nejvíce zatíženého) valivého tělesa pomocí Hertzových tlaků (vztahy v literatuře) v závislosti na druhu styku (tvary, rozměry, materiály, ...)

Vzájemné posunutí kroužků ložiska

- radiální
- axiální

Druh ložiska	Radiální posunutí δ_r ($\delta_a = 0$)	Axiální posunutí δ_a ($\delta_r = 0$)
Dvouřadé naklápěcí	$\frac{0,000\,698}{\cos \alpha} \cdot \left(\frac{Q^2}{d_0}\right)^{1/3}$	$\frac{0,000\,698}{\sin \alpha} \cdot \left(\frac{Q^2}{d_0}\right)^{1/3}$
Jednořadé kuličkové		není jednoduchý vztah
Jednořadé kuličkové s kosoháňným stykem	$\frac{0,000\,436}{\cos \alpha} \cdot \left(\frac{Q^2}{d_0}\right)^{1/3}$	$\frac{0,000\,436}{\sin \alpha} \cdot \left(\frac{Q^2}{d_0}\right)^{1/3}$
Válečkové s přímkovým stykem na oběžných plochách	$\frac{0,000\,076\,8}{\cos \alpha} \cdot \frac{Q^{0,9}}{l_a^{0,8}}$	$\frac{0,000\,076\,8}{\sin \alpha} \cdot \frac{Q^{0,9}}{l_a^{0,8}}$
Válečkové s přímkovým stykem na jedné a bodovém stykem na druhé oběžné ploše	$\frac{0,000\,216}{\cos \alpha} \cdot \frac{Q^{3/4}}{l_a^{1/2}}$	$\frac{0,000\,216}{\sin \alpha} \cdot \frac{Q^{3/4}}{l_a^{1/2}}$
Axiální kuličkové	—	$\frac{0,000\,523}{\sin \alpha} \cdot \left(\frac{Q^2}{d_0}\right)^{1/3}$

$Q = F_Q \dots$ zatížení nejvíce zatíženého valivého tělesa

Obr. 2.1-17

TŘENÍ A OTEPLENÍ VE VALIVÝCH LOŽISKÁCH

Třecí moment

Valivým odporem ve valivých ložiskách.

- a) přesný výpočet: podle speciální odborné literatury
b) přibližný výpočet (při středních otáčkách a $F \cong 0,1 \cdot C$):

$$M_f \cong f \cdot F \cdot \frac{d}{2} \quad \text{kde: } f \cong (0,001 \div 0,005) \quad (2.1-19)$$

kuličková radiální jehlová bez klece

Provozní teplota

Teoretický výpočet obtížný, proto pouze podle empirických vztahů ve speciální odborné literatuře.

MEZNÍ OTÁČKY VAL. LOŽISEK

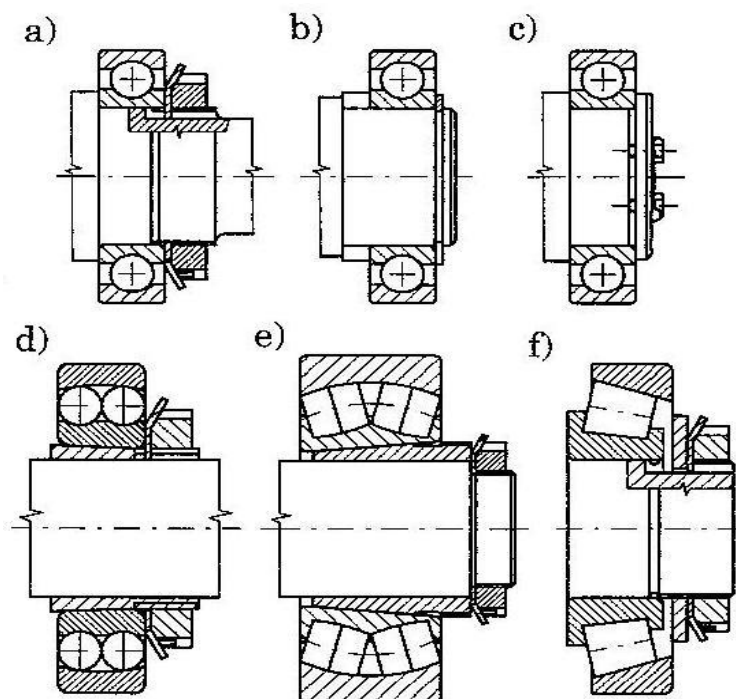
Teoretický výpočet obtížný, údaje proto přímo tabulkové v každém katalogu val. ložisek.

PŘÍPUSTNÁ NAKLOPITELNOST VAL. LOŽISEK

Přípustný úhel naklopení závisí na typu ložiska. Vybrané mezní údaje byly uvedeny v odst. B 2.1 ROTAČNÍ PŘENOSOVÉ ČÁSTI, ostatní v katalogích ložisek.

AXIÁLNÍ UCHYCENÍ KROUŽKŮ VALIVÝCH LOŽISEK

Uchycení vnitřního kroužku

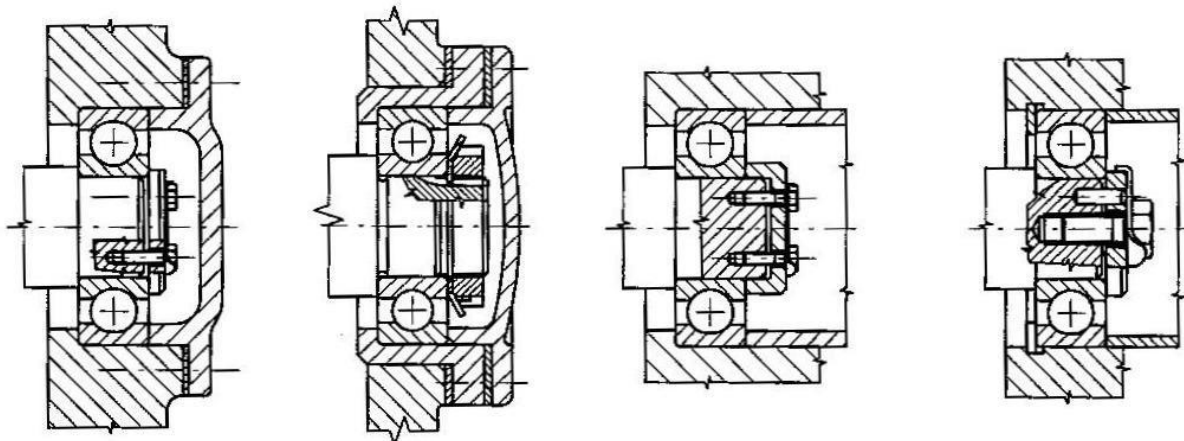


Obr. 2.1-18

Poznámka:

- Zachycování axiální síly hřídele vždy pouze v jednom uložení (může být různé pro každý smysl), ostatní ložiska kvůli dilataci:
 - = jeden kroužek (obvykle vnější) axiálně volný
 - = nebo umožnění posuvu ve funkční ploše ložiska (pouze u válečkových a jehlových).

Uchycení vnějšího kroužku

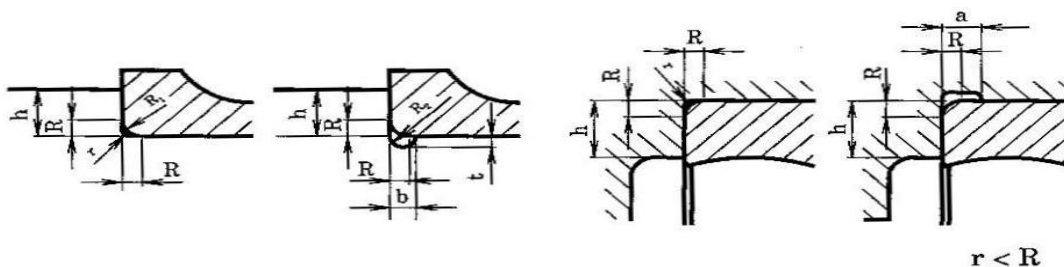


Obr. 2.1-19

Zaoblení a opěrné výšky osazení

pro vnitřní kroužek:

pro vnější kroužek:



Obr. 2.1-20

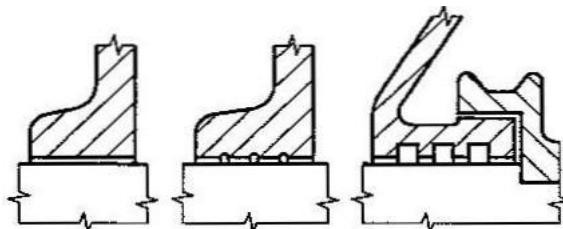
TĚSNĚNÍ VALIVÝCH LOŽISEK

Účel:

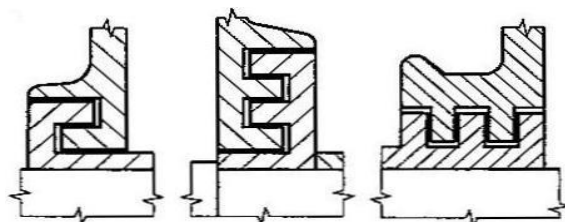
- bránit úniku maziva
- chránit proti nečistotě
- chránit proti vlhkosti

Druhy:

- bezdotykové
= štěrbinové



= labyrintové

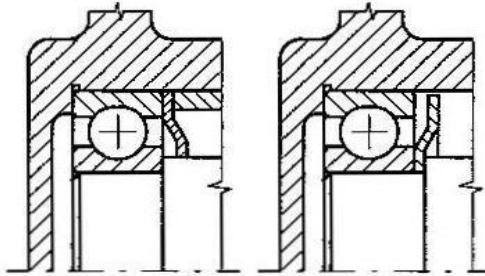


a), b) ax. labyrint,

c) rad. Labyrint

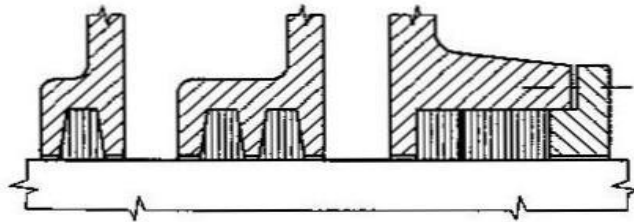
- **bezdotykové**

- = plechovými kroužky (pro tlak)

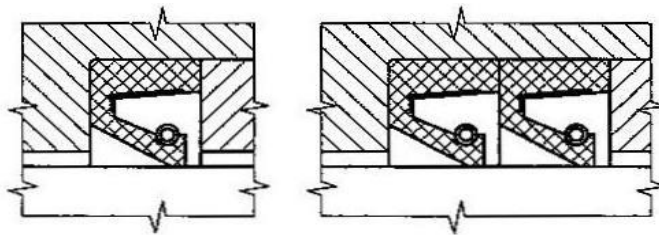


- **třecí**

- = plstěné kroužky
(tuk a bezpraš. prostř.)



- = hřídelové kroužky
(Gufero)



MAZÁNÍ VALIVÝCH LOŽISEK

Účel:

- vytvořit stálý nosný film: ve styku val. těles, na plochách kroužků, na kluz. plochách klece
- chránit proti korozi

Druhy:

- mazání plastickým mazivem
 - = běžně, výhodné z hlediska těsnění a obsluhy
 - = až do obvodové rychlosti 25 m/s
- mazání olejem
 - = při vysokých provozních teplotách
 - = při mazání sousedních součástí olejem
 - = nutné u axiálních soudečkových ložisek
- způsoby:
 - = olejovou lázní
 - = oběhové
 - = olejovou mlhou
- mazání pevným mazivem
 - = při vysokých teplotách a nízkých otáčkách (koloidní grafit v petroleji či sirník molybdeničitý)

MONTÁŽ A DEMONTÁŽ VALIVÝCH LOŽISEK

Zásady:

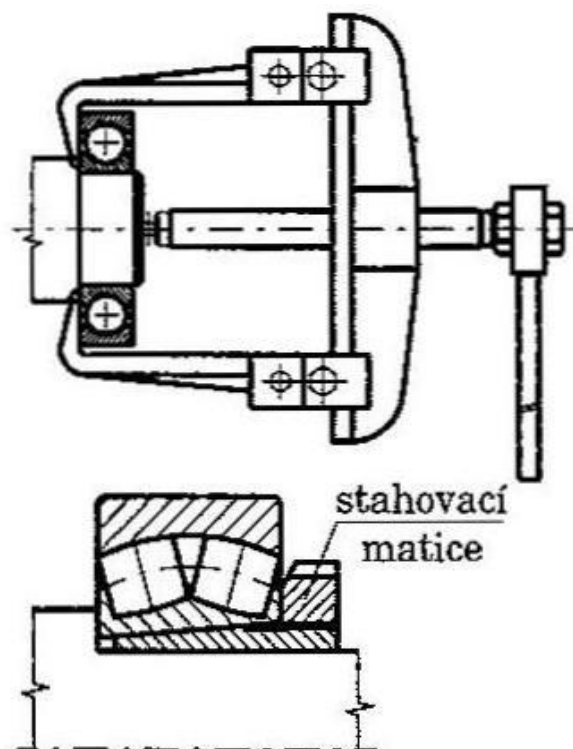
- max. čistota
- šetrné zacházení
- síly nesmí být přenášeny valivými tělesy

Způsoby:

- mechanicky
- s přehřátím v oleji

Konstrukční úpravy:

- přívody tlakového oleje pod kroužek
- vybrání pro úchyty a stahování
- upínací/stahovací pouzdra



Obr. 2.1-21

KRESLENÍ VALIVÝCH LOŽISEK

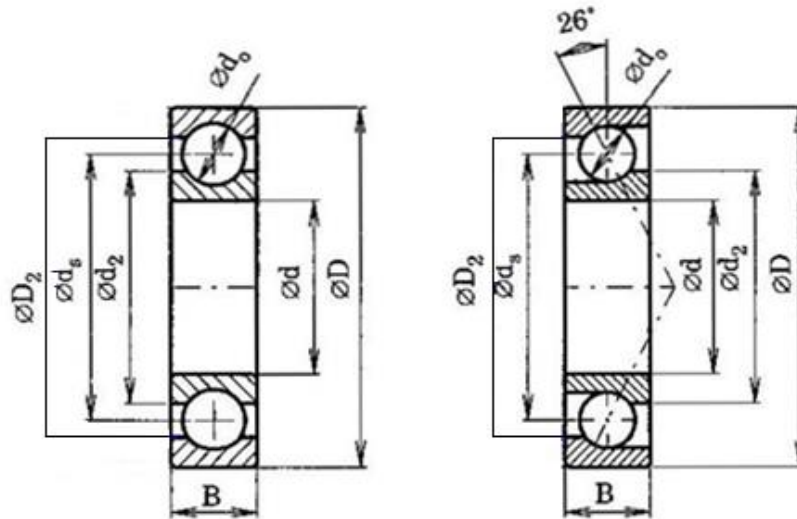
Na výkresech - zjednodušené kreslení dle ČSN 01 3014.

Rozměry vnitřních tvarů a valivých těles se počítají pomocí empirických vztahů z vnějších (tabulkových) rozměrů ložiska (D , d , B) (obojí uváděno v katalogích ložisek).

Příklady (pro informaci):

a) Typy: 160, 60, 62, 63, 64

b) Typy: 70, 72, 73



Obr. 2.1-22

$$d_s = 0,5 \cdot (D + d)$$

$$d_o = 0,3 \cdot (D - d)$$

$$d_2 = d_s - 0,6 \cdot d_o$$

$$D_2 = d_s + 0,6 \cdot d_o$$

$$d_s = 0,5 \cdot (D + d)$$

$$d_o = 0,3 \cdot (D - d)$$

$$d_2 = d_s - 0,6 \cdot d_o$$

$$D_2 = d_s + 0,6 \cdot d_o$$

Poznámka:

- Zmíněné empirické vztahy se též používají při výpočtech, při nichž je třeba znát vnitřní rozměry (stavební
- struktury) ložiska (např. při výpočtech deformací apod.), které se v katalogích ložisek neuvádějí.

3. OTOČNÁ ULOŽENÍ S PLOŠNÝM DOTYKEM (KLUZNÁ ULOŽENÍ)

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Otočná uložení na principu plošného dotyku s kluzným třením (rozdílného druhu).

Poznámky:

- *Druhy kluzného tření (podle intenzity mazání):*
 - = *suché tření: bez maziva, příp. s tuhým mazivem (grafit,, apod.), třecí plochy se plně dotýkají*
 - = *mezné tření: při nedostatečné vrstvě maziva, třecí plochy se zčásti dotýkají*
 - = *tekutinové tření: dostatečná vrstva maziva (kapalina, plyn, příp. plast. mazivo), třecí plochy se nedotýkají*
- *Průvodním jevem tření je opotřebení kluzných ploch závisející na úrovni mazání.*

3.1 Uložení s hydrodynamickými ložisky

3.1.1. Charakteristika

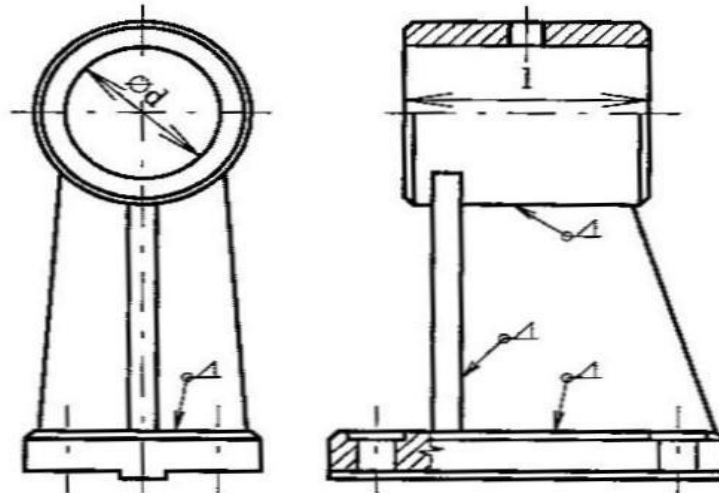
(znakové konstrukční vlastnosti)

Kluzná otočná uložení (ložiska), u nichž vrstva maziva (tzv. hydrodynamický klín) vzniká při relativním pohybu kluzných ploch (vytvářejících klínovou mezeru). Při rozběhu a doběhu proto vzniká tzv. mezné tření s počátkem, příp. koncem pohybu za suchého tření.

3.1.2. Stavební struktura (elementární konstrukční vlastnosti)

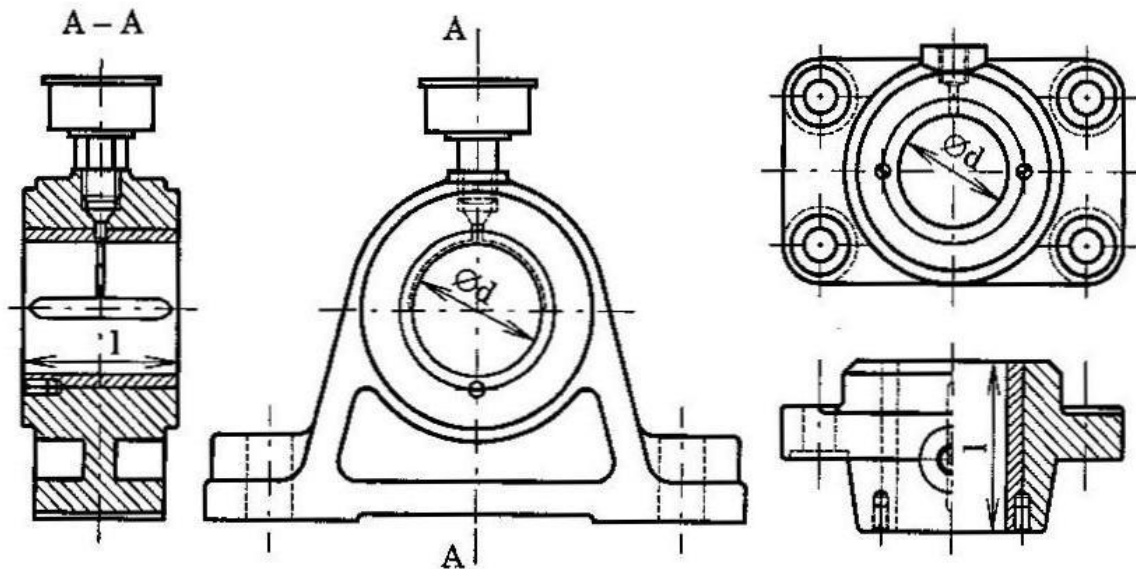
TYPICKÁ PROVEDENÍ

- A) Radiální ložiska
s jednoduchou kluznou plochou
= trubkové bez pouzdra



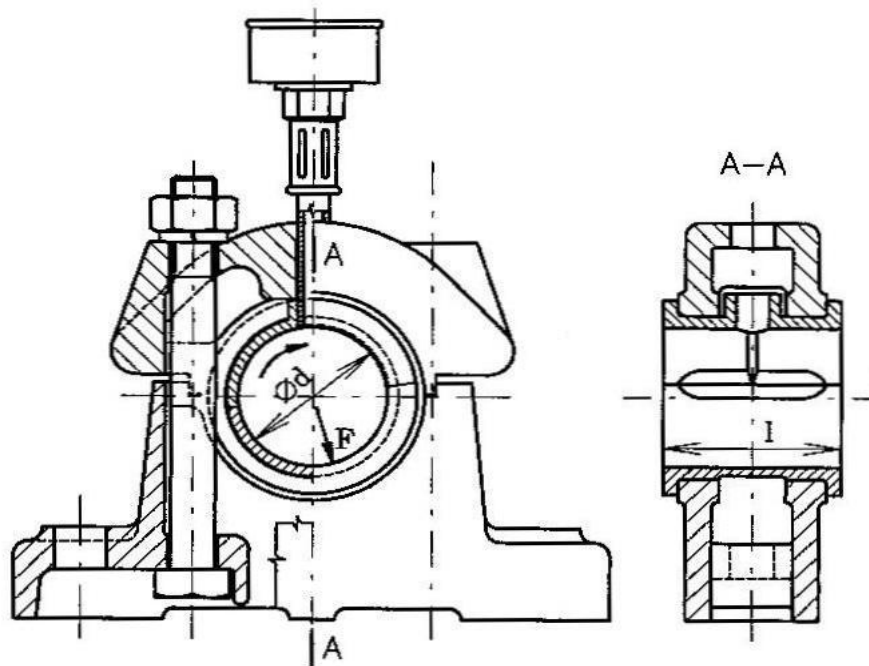
Obr. 3.1-1

= trubkové s pouzdrém



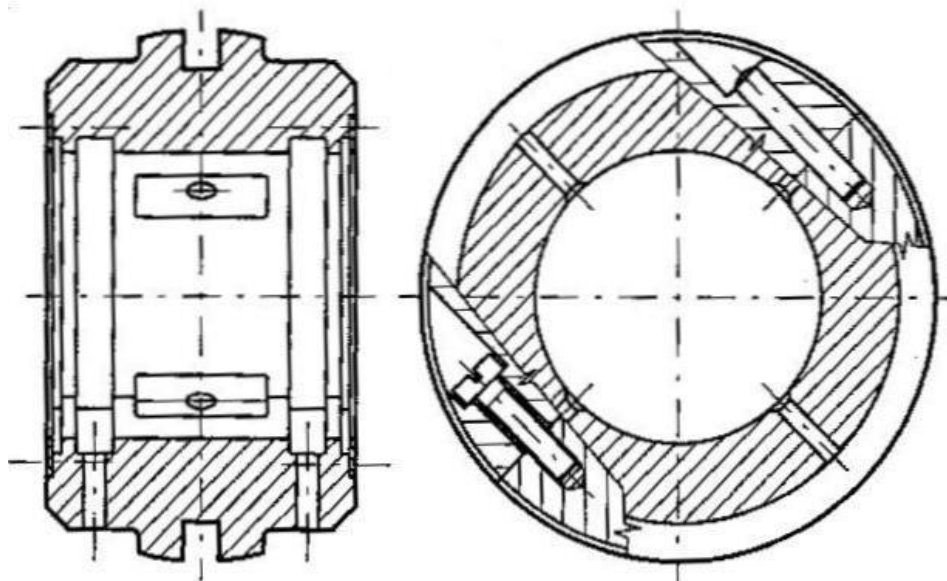
Obr. 3.1-2

= dělené s pánví



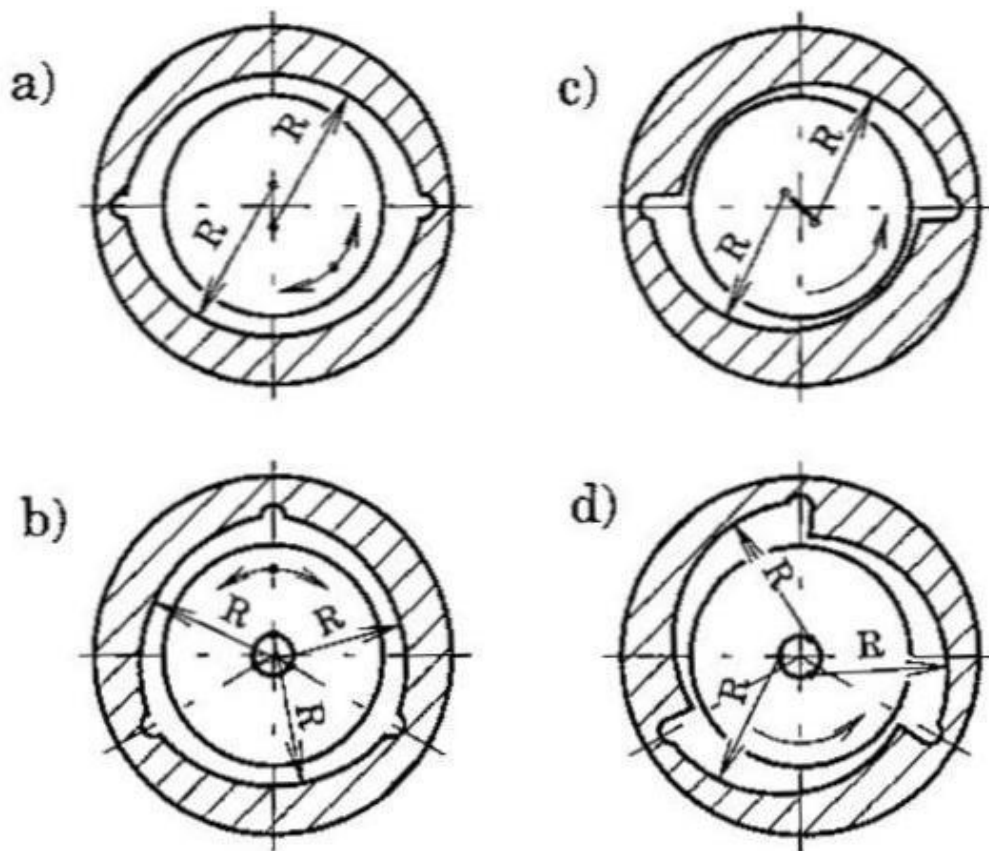
Obr. 3.1-3

víceplochá
s pevnými segmenty



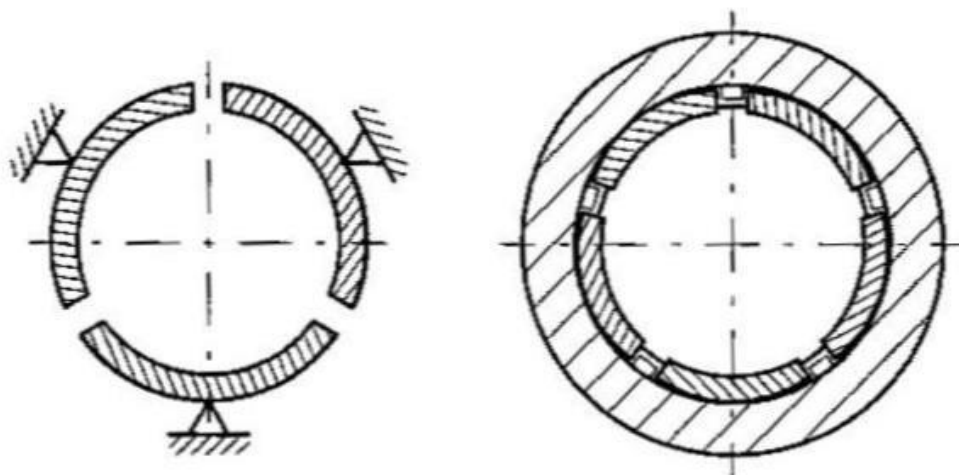
Obr. 3.1-4

= symetrická (pro oba smysly otáčení) a), b)
 = nesymetrická (pro jeden smysl otáčení) c), d)



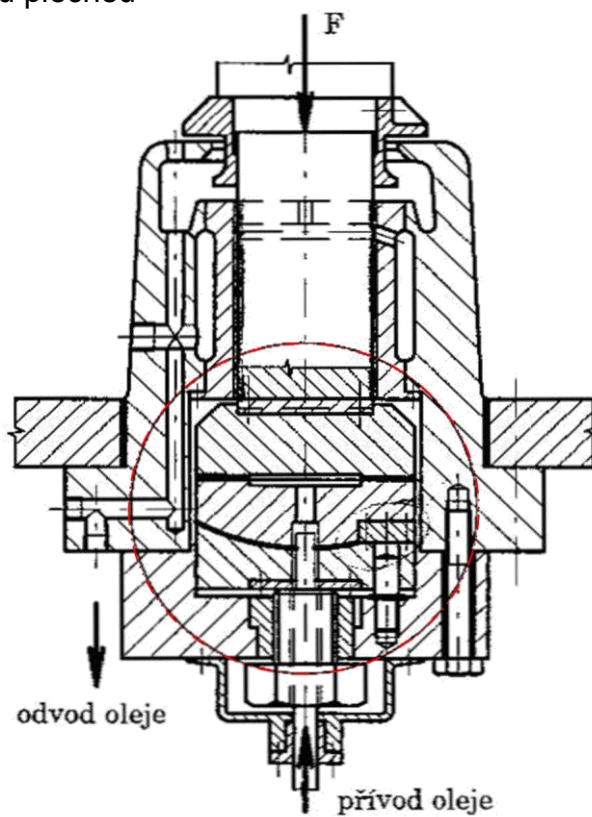
Obr. 3.1-5

= s naklápěcími segmenty



Obr. 3.1-6

**B) Axiální ložiska
s jednoduchou kluznou plochou
= s mezikruhovou plochou**

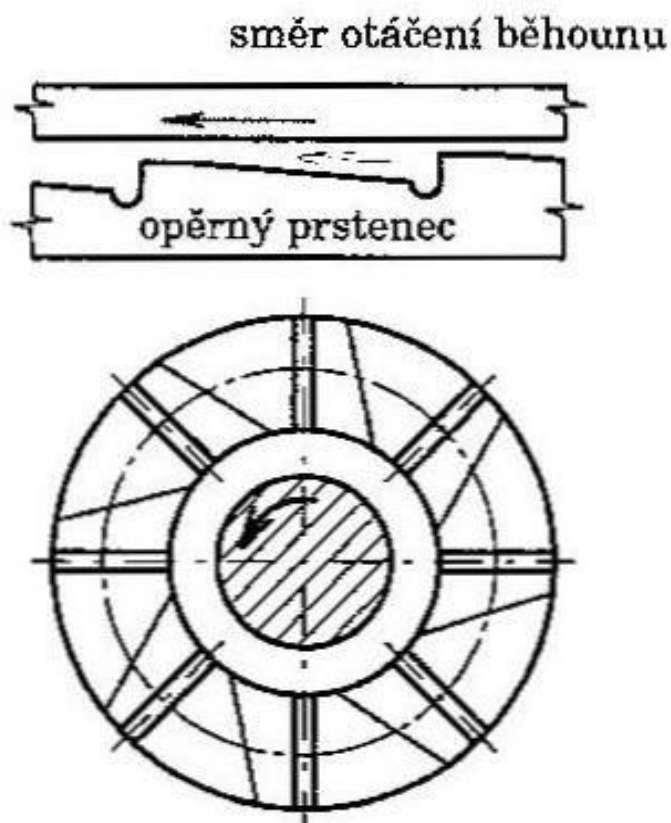


Obr. 3.1-7

Poznámka:

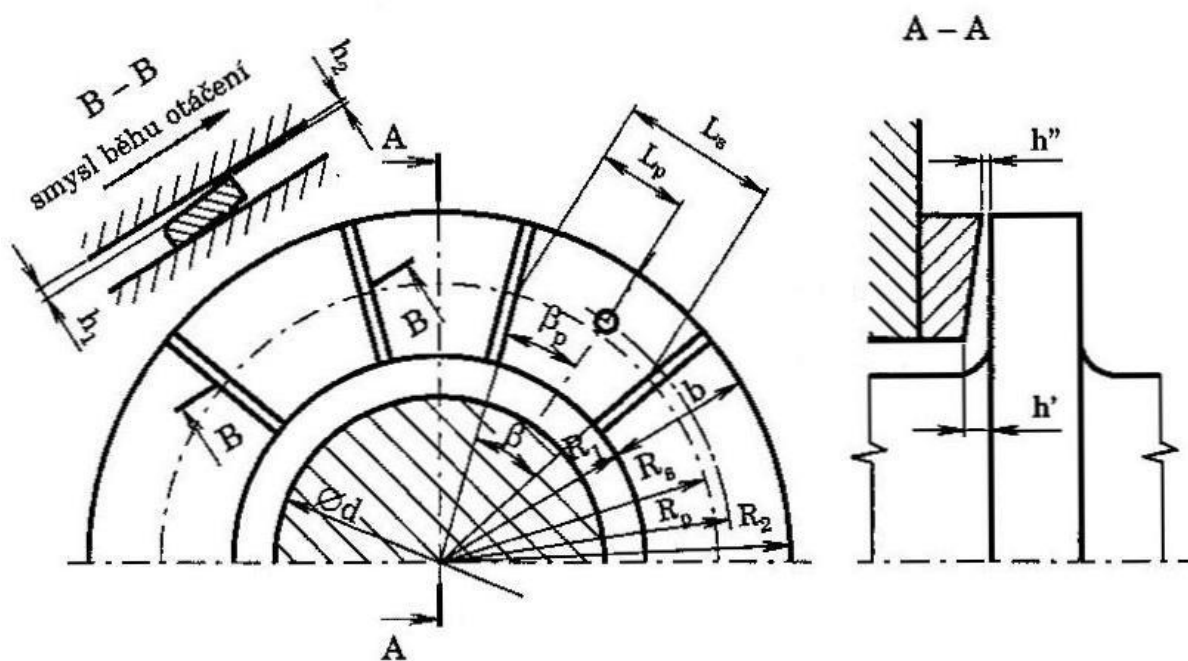
- Samostavitelná (s kulovou opěrnou plochou) axiální (patní) ložiska s tlakovým mazáním kombinované s radiálním kluzným ložiskem.

víceplochá
= s pevnými segmenty



Obr. 3.1-8

= se samostavitelnými segmenty



Obr. 3.1-9

TVARY, ROZMĚRY, DRSNOSTI POVRCHU A TOLERANCE

A) Kluzné plochy

Geometrický tvar

Dociluje se obrobením načisto (vyvrtáváním, soustružením., broušením) bez dodatečného zaškrabávání (zhoršuje geometrický tvar).

Při vyšších parametrech: předepsána přesnost geometrického tvaru.

Drsnost povrchu

provozní podmínky	drsnost Ra:	čepu	ložiska [μm]
• vysoké parametry	0,2	0,4	
• střední parametry	0,4	0,8	
• nízké parametry	0,8	1,6	

Tolerance

U radiálních kluzných ložisek třída přesnosti IT5 ÷ IT7

B) Přívod maziva

Tvary a rozměry:

mazací otvory, drážky, kapsy dle ČSN 01 5906 (vždy mělké se zaoblenými tvary)

Poloha mazacích drážek u rad. ložisek:

v nezátížené oblasti (kolmo na směr pohybu, nikdy až k krajům)

C) Pouzdra a pánve (komponenty rad. ložisek)

Poznámky:

- Pouzdro: vložka kluzného ložiska ve tvaru dutého válce.
- Pánev : část děleného pouzdra, příp. celé, avšak dělené pouzdro.

Druhy pouzder a pánví:

- dle tloušťky pouzdra/pánve s vůči průměru čepu d :

- tenkostěnné: tloušťka $s \cong (0,02 \div 0,1) \cdot d$
(obrábí se: načisto již před zamontováním - přesnost závisí na přesnosti vývrtu v ložisk. tělese)
- silnostěnné: tloušťka $s \cong (0,1 \div 0,2) \cdot d$
(obrábí se: načisto tak jako tenkostěnné, nebo s přídavkem na dodatečné obrobení)

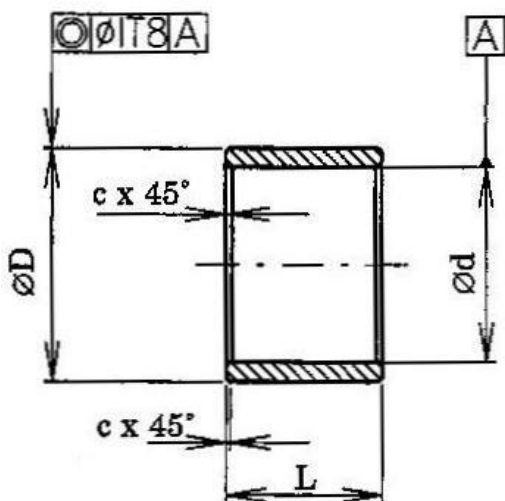
- dle počtu vrstev:

- jednovrstvé ("masivní"): z ložiskových materiálů, jen výjimečně (je to nákladné)
- dvouvrstvé ("bimetalické"): s výstelkou z ložiskových materiálů (tloušťka $s_{\text{výst}} \cong 0,2 \text{ mm}$), s klesající tloušťkou výstelky životnost ložiska stoupá
- třívrstvé: s další galvanicky nanášenou vrstvou z měkké kompozice (Pb - Sn, apod.), která umožňuje použití i netvrzených čepů.

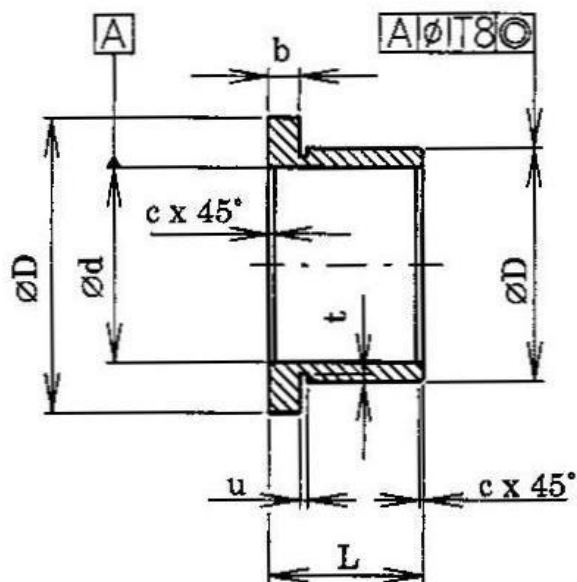
Normalizovaná pouzdra a pánve

= kovová pouzdra (typy, rozměry, tolerance)

Typ A (válcové pouzdro):



Typ B (přírubové pouzdro):

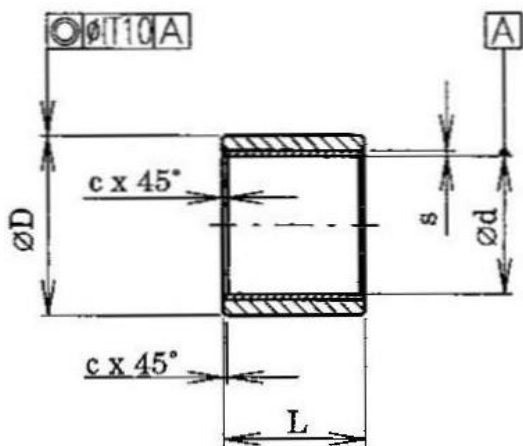


Obr. 3.1-10

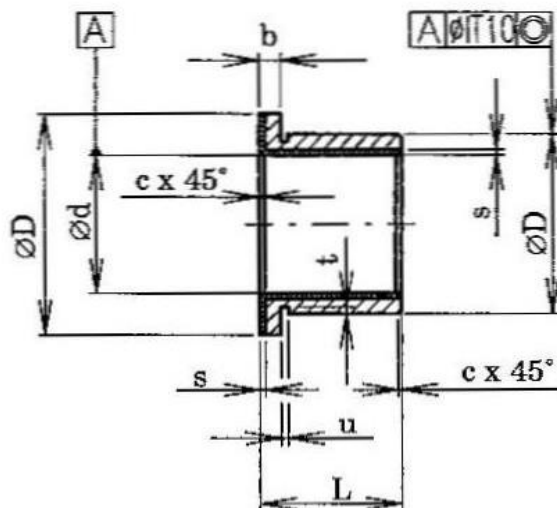
Příklad označení pouzdra typu B s vnitřním průměrem $d = 25 \text{ mm}$, vnějším průměrem: $D = 32 \text{ mm}$, průměrem příruby $D_1 = 38 \text{ mm}$ a délkou $L = 20 \text{ mm}$:
Pouzdro B25/32x20 ČSN 02 3499

= bimetalická pouzdra (typy, rozměry, tolerance)

Typ A (válcové pouzdro)



Typ B (přírubové pouzdro)

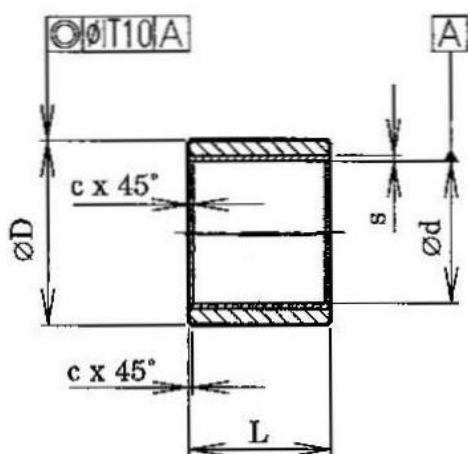


Obr. 3.1-11

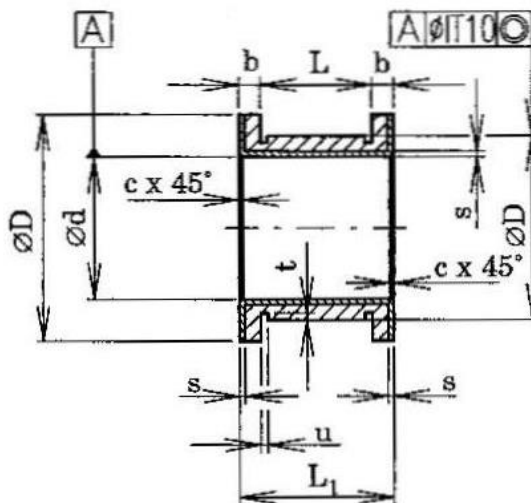
Příklad označení pouzdra typu A s vnitřním průměrem $d = 20 \text{ mm}$, vnějším průměrem $D = 26 \text{ mm}$ a délkou $L = 20 \text{ mm}$:
Pouzdro A20/26x20 ČSN 02 3495

= bimetalické tlustostěnné pánve

Typ A (hladká pánve dělená)



Typ B (pánve s dvěma přírubami nedělená)



Obr. 3.1-12

Příklad označení pánve typu B, s vnitřním průměrem $d = 30$ mm, vnějším průměrem: $D = 38$ mm, s průměrem příruby $D_1 = 44$ mm a délkou $L = 30$ mm:
Pánve B 30/38x30 ČSN 02 3496

Nenormalizovaná pouzdra a pánve

Koncepce shodná s normalizovanými (viz. příklady typických provedení kluzných ložisek)

Uložení pouzder a pánví (v tělese ložiska)

S přesahem, který musí zajistit spolehlivé přenesení třecího momentu v ložisku (pomocné jazýčky, kolíky, ap. slouží pouze k zajištění správné polohy při montáži)
Obvykle uložení: H7/p6, H7/r6, H7/s6 (u tenkostěnných se však udává mírou na obvodu)

MATERIÁLY

Druhy ložiskových materiálů

třída materiálů	$p \cdot v$ [MPa · m · s ⁻¹]
• slitiny cínu a olova (kompozice)	20 ÷ 100
• slitiny mědi s cínem, olovem, ap. (bronzi)	20 ÷ 100
• slitiny hliníku	20 ÷ 100
• další kovy (šedá litina, pórovité kovy)	10
• plasty	10 ÷ 30
• další nekovové materiály (grafit, pryž, dřevo)	-

Volba ložiskového materiálu

Volba ložiskového materiálu je spolu s konstrukčním uspořádáním a vlastnostmi maziva klíčová pro spolehlivost a životnost ložiska.

Hlavní kritéria:

Vnější vlastnosti ložiska (požadované):

- = druh a velikost zatížení, kluzná rychlost, životnost
- = provozní teplota, druh maziva a okolní prostředí
- = cena

Konstrukční vlastnosti ložiska (navrhované):

- = druh a tvrdost materiálu čepu (min o 100 HB vyšší než tvrdost ložiskového materiálu)
- = drsnosti kluzných ploch (dle výše uvedeného doporučení)
- = druh a množství maziva (dostatečné množství kvalitního maziva (bez nečistot) - s výjimkou bezmazných a samomazných ložisek)

Kluzné, mechanické a fyzikální vlastnosti ložiskových materiálů ("volené"):

- = odolnost proti zadíráání (kompatibilita s mater. čepu), přizpůsobivost a jímavost tvrdých částic, součinitel tření.
- = zatížitelnost (charakterizovaná součinem $p \cdot v$), únavová pevnost, ...
- = korozivzdornost, otěruvzdornost, tvrdost, ...

3.1.3 Vlastnosti Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Zachycování radiálních nebo axiálních posuvů a sil, zajištění obou funkcí lze však konstrukčně řešit v jednom stavebním celku (viz výše)
- Jsou vhodná i pro rázová a dynamická zatížení (vysoký útlum)
- Velmi klidný a tichý chod bez vibrací
- Vůle v ložisku ("naplavání") mohou být na závadu
- Vhodné především pro trvalý provoz (na začátku a na konci pohybu se nevytváří hydrodynamická vrstva maziva - suché a mezní tření s vysokým opotřebením, lze zlepšit tlakovým mazáním, ale dražší)
- Větší šířka než u valivých ložisek
- Menší vnější průměr než u valivých ložisek
- Jednoduchost demontáže ovlivněna konstrukcí tělesa uložení
- Větší nároky na údržbu a čistotu (mazání a čistota oleje)

Výroba, montáž

- Vysoké požadavky na přesnost výroby a čistotu prostředí
- Jednoduchost montáže ovlivněna konstrukcí nosné části

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Relativně časově náročný návrh, výroba, údržba, opravy apod.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Relativně nákladné uložení na návrh i výrobu
- Relativně nákladný provoz, údržba i opravy

3.1.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

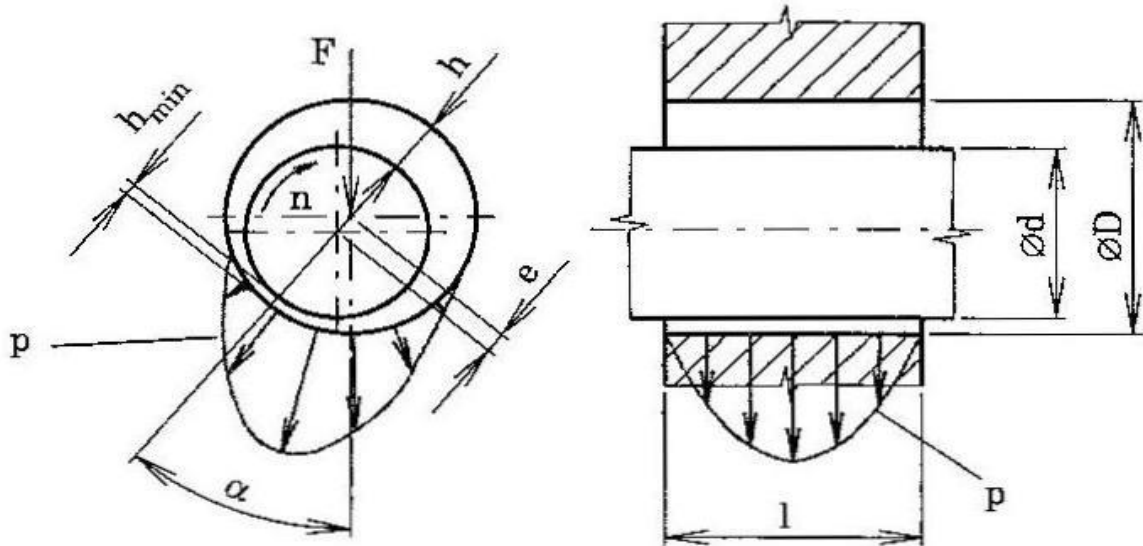
(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

(vzhledem k variabilitě tvarů těchto ložisek jsou zobrazeny především jejich pracovní zóny)

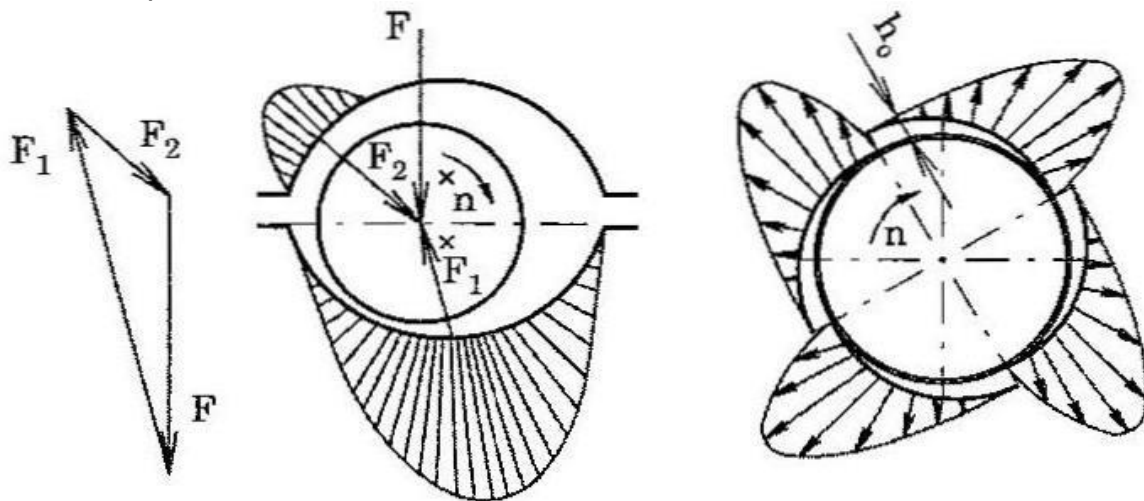
A) Radiální ložiska

= s jednoduchou kluznou plochou:



Obr. 3.1-13a

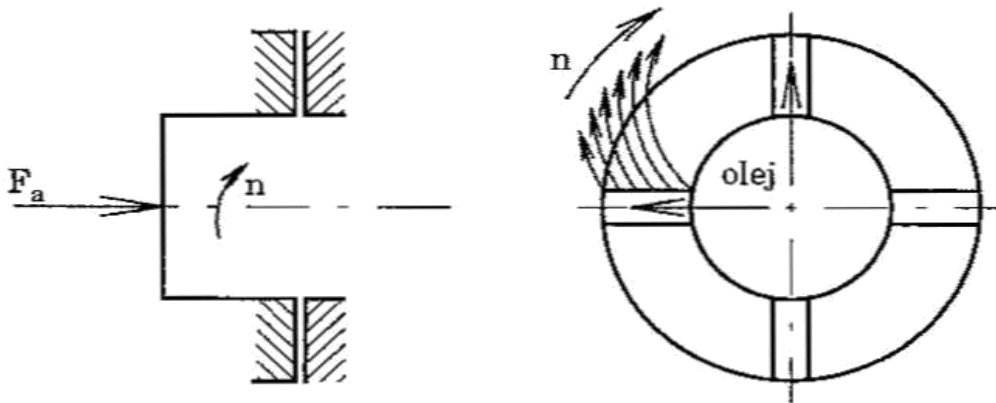
= s více plochami:



Obr. 3.1-13b

B) Axiální ložiska

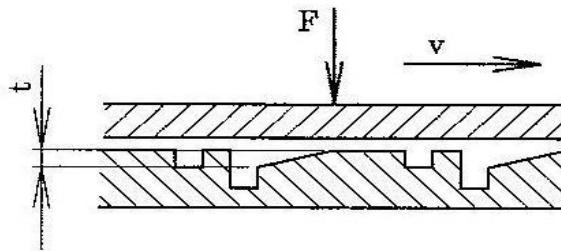
= s jednoduchou kluznou plochou:



Obr. 3.1-14

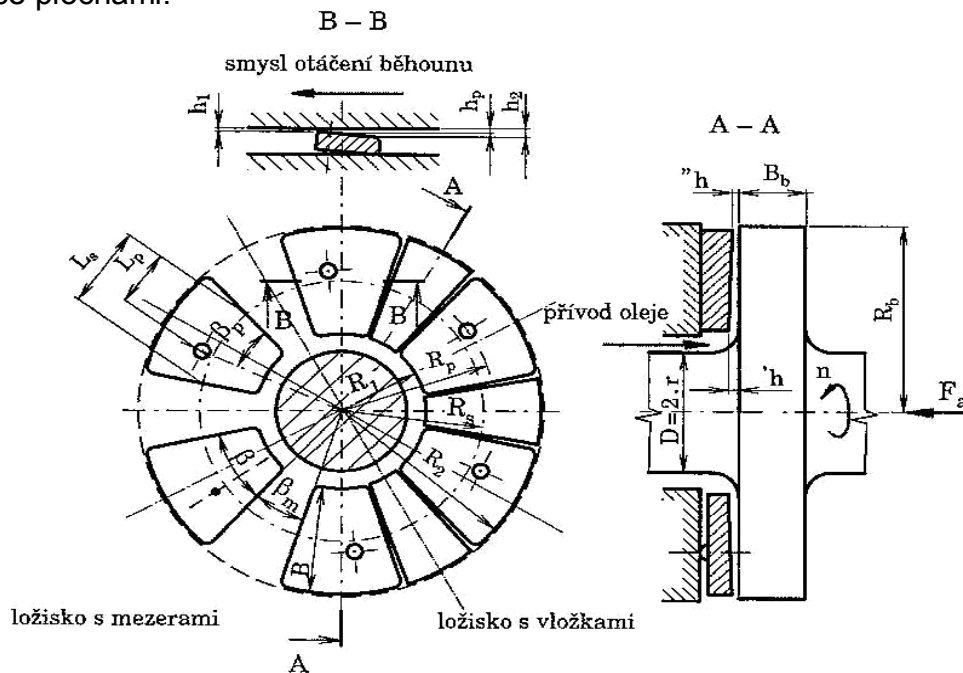
Poznámky:

- K vytvoření mazacích klínů jsou u axiálních ložisek nutné příčné mazací drážky (ve vzdálenostech přibližně rovných šířce mezikruží)
- Drážky musí mít pro docílení kvalitního mazání zaoblené přechody nejlépe s klínovým náběhem:



Obr. 3.1-15

= s více plochami:



Obr. 3.1-16

ÚNOSNOST

Hrubý návrh a hodnocení

- Pro zadané zatížení F [N] a otáčky n [min^{-1}] při uvažování:
 - ložiskový materiál:

$(p \cdot v)_{\text{dov}}$	materiál
0 ÷ 100	z tabulek dle dovol. hodnot $p \cdot v$

- způsob mazání:

$\sqrt{(p \cdot v^3)_{\text{dov}}}$	mazání
(0) ÷ 15	lze i tukem
15 ÷ 150	olejem jednoduché bez ochlazení
150 ÷ 300	olejem jednoduché s chlazením
300 ÷	olejem oběžné

kde: p [MPa] ... (max.) měrný tlak na průmět plochy ložiska
 v [m/s] ... (max.) kluzná rychlost v ložisku $v \cong (1 \div 10) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Poznámky:

- Při návrhu obvykle: $F_{(\text{max})} = c_{\text{dyn}} \cdot F \Rightarrow$ materiál, rozměry ...
- Při hodnocení obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow (p \cdot v)_{(\text{max})}$, $p_{(\text{max})} \Leftrightarrow F_{(\text{max})}$, materiál, rozměry
- Orientačně lze uvažovat: $c_{\text{dyn}} = \{ 1 (\text{stat}), 2 (\text{dyn}) \}$

Zpřesněný návrh a a hodnocení

Provádí se dle ČSN 02 3090 iteračním postupem, při němž je nutné používat i řadu nomogramů. Zde je proto popsán pouze rámcový postup pro obvyklý případ u nejběžnějšího radiálního ložiska s jednoduchou (válcovou) kluznou plochou:

- zadané hodnoty:

F [N] ... radiální zatížení
 n [min^{-1}] ... otáčky čepu
 d [mm] ... průměr čepu $\Rightarrow r = d / 2$

- volené hodnoty:

$b = \lambda \cdot d = (0,5 \div 1) \cdot d$ [mm] ... šířka ložiska
 $p_0 \cong 0,1$ MPa ... vstupní (pře)tlak oleje (při tlakovém mazání)
 $t_0 \cong 35$ °C ... vstupní teplota oleje
 ULOŽENÍ: H{7,8} / {c,d,e,f,g} {6,7,8} ~ H7/?6 ...
 $R_{\text{ac}} = \{0,1 \div 0,8\} \sim 0,4$ μm ... drsnost čepu (stř. aritm. úchylka profilu)
 $R_{\text{al}} = \{0,4 \div 1,0\} \sim 0,8$ μm ... drsnost ložiska (stř. aritm. úchylka profilu)
 $t = \{40 \div 80\} \sim 80$ °C ... výstupní teplota oleje
 OLEJ ~ {OL - J6 ...} ... druh oleje (obvykle jakostní ložiskový)

- výpočet základních hodnot:
 - $\omega = \omega (n) [s^{-1}]$... úhlová rychlost
 - $v = v (d, n) [m \cdot s^{-1}]$... obvodová rychlost
 - $p_{(m)} = p_{(m)} (d, b) [MPa]$... střední tlak v lož. (na průmět)
 - $p \cdot v = p v (p, v) [MPa \cdot m \cdot s^{-1}]$... součin $p \cdot v$
- střední (příp. i min. a max.) relativní ložisková vůle
 - potřebná střední relativní ložisková vůle:
 - $\psi_{stř} = \psi_{stř} (v, p_m) [1] < \psi_0 = f(\text{mater.})$
 - potřebná střední (skutečná) ložisková vůle:
 - $\Delta d_{stř} = \Delta d_{stř} (\psi_{stř}, d_{(stř)}) [1]$
 - ULOŽ ~ ULOŽ ($d_{(stř)}, \Delta d_{stř}$) $\rightarrow D_h, D_d$ (ložisko), d_h, d_d (čep)
 - střední (příp. i min a max) skutečná ložisková vůle:
 - $\Delta d_{stř} = \Delta d_{stř} (D_h, D_d, d_h, d_d) [mm]$ příp. i Δd_{min} a Δd_{max}
 - střední (příp. i min a max) relativní ložisková vůle:
 - $\psi_{stř} = \psi_{stř} (\Delta d_{stř}, \Delta d_{(stř)}) [1]$, příp. i ψ_{min} a ψ_{max}
- hodnocení splnění podmínky hydrodynamického mazání
 - = minimální tloušťka hydrodynamicky účinné mazací vrstvy
 - dynamická viskozita oleje v ložiska:
 - $\eta = \eta (OLEJ, t) [Pa \cdot s]$
 - Sommerfeldovo číslo:
 - $S_o = S_o (p_m, \psi_{stř}, h, w)$; $S_{oD} = (0,3 \div 10)$
 - relativní výstřednost čepu:
 - $\varepsilon = \varepsilon (b, d, S_o) [1]$; $\varepsilon_D = (0,7 \div 10)$
 - minimální tloušťka hydrodyn. účinné mazací vrstvy:
 - $h_{omin} = h_{omin} (y_{stř}, d, \varepsilon, (\alpha)) [\mu m]$
 - kde: α ... velikost částic v oleji ($2 \div 15 \mu m$)
 - = maximální výška nerovností povrchu čepu a ložiska
 - drsnost čepu:
 - $R_{zč} = R_{zč} (a, b, R_{ač}) [\mu m]$
 - drsnost ložiska:
 - $R_{zL} = R_{zL} (a, b, R_{aL}) [\mu m]$
 - kde: $a \cong 3 \div 4$ zaběhané, $4 \div 5$ nezaběhané, $b \cong 1$
 - = maximální výška nerovností povrchu čepu a ložiska:
 - $R_z = R_z (R_{zč}, R_{zL}) [\mu m]$
 - = hodnocení splnění podmínky hydrodynamického mazání:
 - $h_{omin} \geq R_z$
- hodnocení teploty mazací vrstvy oleje
 - = výkon ztracený v ložisku
 - součinitel tření v ložisku:
 - $\mu = \mu (\psi_{stř}, \varepsilon, b, d) [1]$
 - výkon ztracený (třením v ložisku):
 - $P = P (F, m, v) [W]$
 - = výkon odvedený povrchem ložiska (často se zanedbává)
 - $P_o = P_o (S_L, K, t_L, t_{ok}) [W]$
 - kde:
 - $S_L \cong (2 \div 4) \cdot \pi \cdot d \cdot b [m^2]$... plocha povrchu ložiska
 - $K \cong 12 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ pro $v_v = 0 [m/s]$
 - $20 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ pro $v_v \leq 1,2 [m/s]$
 - $7 + 12 \cdot v_v^{0,5} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ pro $v_v > 1,2 [m/s]$
 - ... součinitel přestupu tepla při rychlosti proudění vzduchu v_v
 - $t \cong t [^{\circ}C]$... teplota ložiska
 - $t_{ok} \cong 35 ^{\circ}C$... teplota bezprostředního okolí ložiska

- celkový objem oleje protékající ložiskem
objem oleje protékající vlivem vstupního tlaku (p_o):

$$Q_p = Q_p (q_p, r, \psi_{stř}, \rho_o, \eta) [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

kde: $q_p = q_p (\varepsilon, b, d, \text{způsob přívodu maziva})$

- objem oleje vytékající vlivem hydrodynamického tlaku:

$$Q_z = Q_z (q_z, r, \psi_{stř}, w) [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

kde: $q_z = q_z (\varepsilon, b, d)$

- celkový objem oleje protékající ložiskem:

$$Q = Q (Q_p, Q_z) [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

- = charakteristiky oleje při teplotě v ložisku

hustota ("měrná hmotnost") oleje při teplotě t :

$$\rho = \rho (\rho_{20}, t) [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

kde: ρ_{20} ... hustota oleje při teplotě $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

měrná tepelná kapacita oleje při teplotě t :

$$c = c (a, t) [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{ }^\circ\text{C}^{-1}]$$

kde: $a = a (\rho_{20})$

- = hodnocení teploty mazací vrstvy

oteplení oleje v mazací vrstvě:

$$\Delta t = \Delta t (P, P_o, Q, c, \rho) [^\circ\text{C}]$$

teplota mazací vrstvy oleje:

$$t_{(l)} = (t_o, \Delta t) [^\circ\text{C}] < t_D \approx 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

Poznámky:

- Pokud vyjde $|t_{(i)} - t| > 2 \text{ }^\circ\text{C}$, kde t je zvoleno na počátku výpočtu, je nutný nový odhad (výchozí) teploty: $t_{(i+1)} = 0,5 (t_{(i)} + t)$ a výpočet je třeba znovu opakovat, dokud není podmínka splněna.
- U více zatížených kluzných ložisek se předchozí výpočty provádějí i pro min. a max. relativní ložiskovou vůli, tj.:

= min/max relativní ložisková vůle $\psi_{\min} / \psi_{\max}$

= hodnocení splnění podmínky hydrodynamického mazání při $\psi_{\min} / \psi_{\max}$

= hodnocení teploty mazací vrstvy při $\psi_{\min} / \psi_{\max}$

- hodnocení max. tlaku v ložisku (při ψ_{\max})

$$\rho_{\text{mmax}} = \rho_{\text{mmax}} (\eta, \omega, \rho_{\text{cmax}}, \psi_{\max}, \varepsilon_{\max}) \leq \rho_D [\text{MPa}]$$

kde: $\rho_{\text{cmax}} = \rho_{\text{cmax}} (\gamma, b, d, \varepsilon)$; γ ... úhel mezi F a přívodem maziva

Poznámky:

- Při návrhu obvykle (iteracemi): $F_{(\text{max})} = c_{\text{dyn}} \cdot F, n \Leftrightarrow t, \rho_{\text{mmax}}, \text{rozměry} \dots$

- Při hodnocení obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow F_{(\text{max})}, n, \text{rozměry}$

- Orientačně lze uvažovat: $c_{\text{dyn}} = \{ 1 (\text{stat}), 2 (\text{dyn}) \}$

MEZNÍ OTÁČKY

= otáčky na hranici mezného tření (při ψ_{\min})

$$n_m = n_m (F, b, d, \eta_{(\text{min})}, \xi) \leq n [\text{min}^{-1}]$$

kde: $\xi \cong 1 \div 2$... souč. výroby a provozu

= otáčky na hranici vzniku turbulence (při ψ_{\max})

$$n_t = n_t (d, \psi_{\max}, \rho_{(\text{max})}, \eta_{(\text{max})}) > n [\text{min}^{-1}]$$

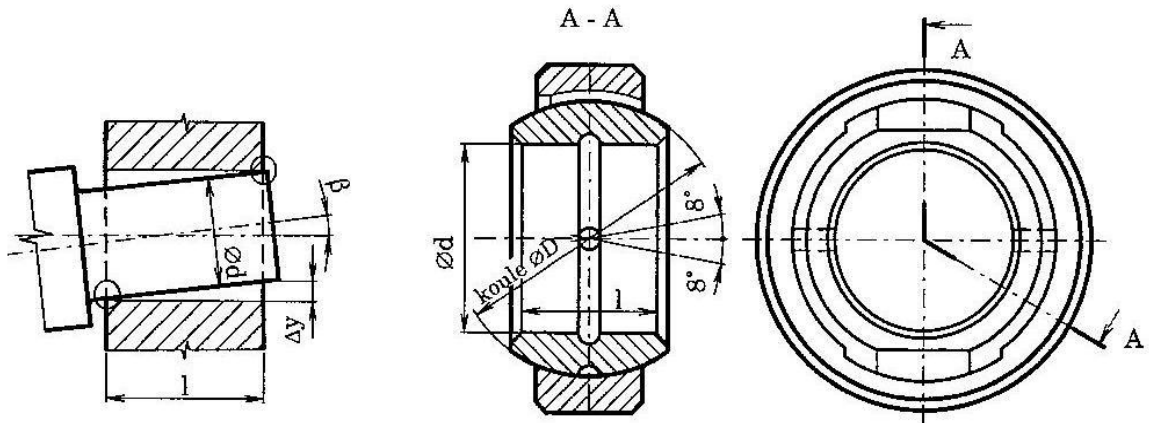
= otáčky na hranici vzniku kmitání ("víření") čepu v ložisku (při ψ_{\max})

$$n_{v\text{max}} \geq 0,7 = n_v (d, \varepsilon_{\max}, \psi_{\max}) > n [\text{min}^{-1}]$$

$$n_{v0,3} < \varepsilon_{\max} < 0,7 = n_v (b, d, \psi_{\max}) > n [\text{min}^{-1}]$$

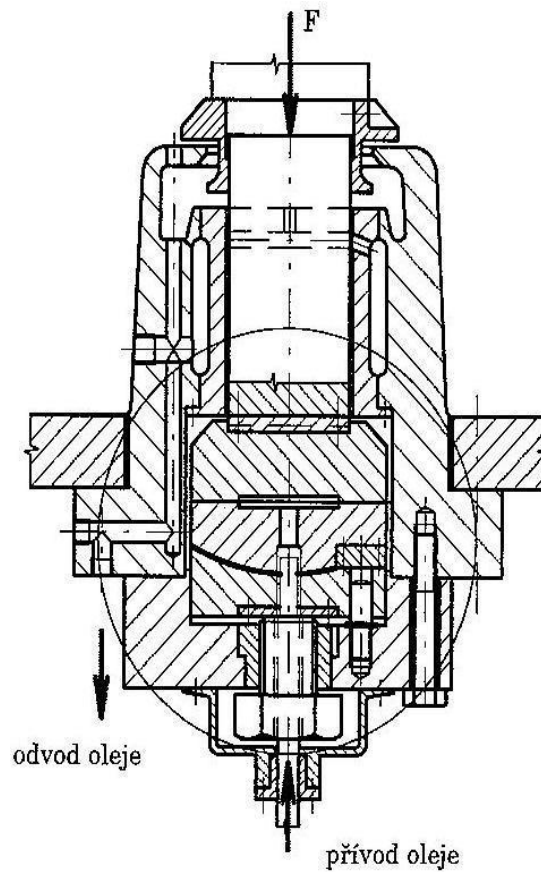
KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY PRO SNÍŽENÍ HRANOVÝCH TLAKŮ

(A) Radiální ložiska:



Obr. 3.1-17

(B) Axiální ložiska



Obr. 3.1-18

3.2 Uložení s hydrostatickými a aerostatickými ložisky

3.2.1. Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Kluzná otočná uložení (ložiska) u nichž je vrstva (tekutého) maziva (oleje nebo plynu) trvale udržována vnějším zdrojem tlaku (čerpadlo, akumulátor), tekutinové tření proto existuje již od klidového stavu.

Tato ložiska (používaná ve speciálních případech) vždy vyžadují komplexní návrh včetně zdroje tlaku, akumulátoru, rozvodu a regulace přívodu tekutiny. To přesahuje rámec těchto textů, proto jsou uvedeny jen základní informace.

3.2.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

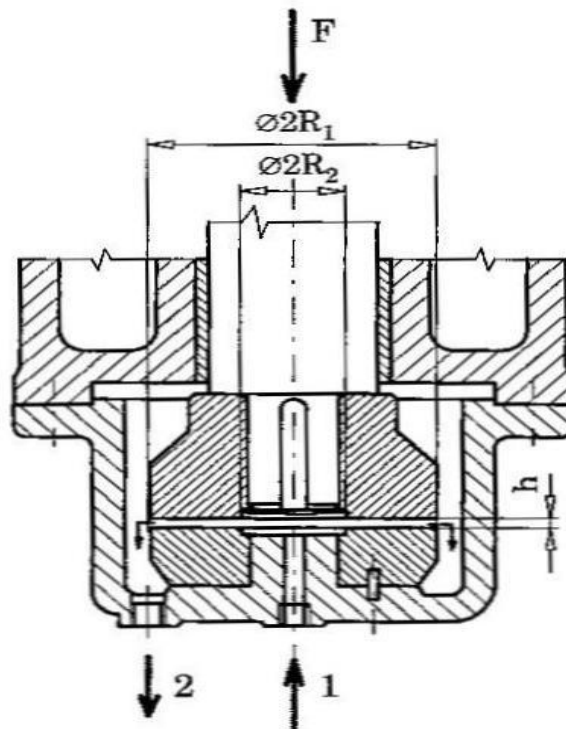
TYPICKÁ PŘÍKLADEK

A) Radiální ložiska

- úplná (běžnější):
 - středový úhel kluzné plochy $\alpha = 360^\circ$Pro názor postačuje dále uvedené schéma MASTERU STAVEBNÍ STRUKTURY
- částečná (zjednodušené provedení):
 - středový úhel kluzné plochy $\alpha \leq 180^\circ$Pro názor postačuje dále uvedené schéma MASTERU STAVEBNÍ STRUKTURY

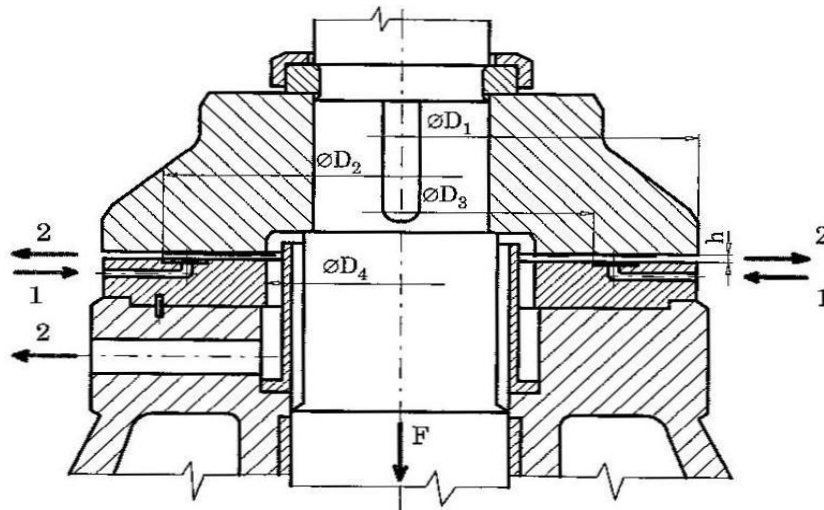
B) Axiální ložiska

- kotoučová



Obr. 3.2-1

- prstencová



Obr. 3.2-2

1 - přívod oleje
2 - odvod oleje

MATERIÁLY

Používají se tytéž ložiskové materiály jako pro hydrodynamická uložení pro případ nouzového doběhu při poruše zdroje tlaku.

3.2.3 Vlastnosti (vnější vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Zachycování radiálních nebo axiálních posuvů a sil
- Jsou vhodná i pro rázová a dynamická zatížení (vysoký útlum)
- Velmi klidný a tichý chod bez vibrací
- Vysoká tuhost
- Všechny uvedené provozní vlastnosti již od nulových otáček
- Značné nároky na prostor a to jak pro samotné ložisko, tak zejména pro nezbytné příslušenství
- Spolehlivost závisí též na spolehlivosti tlakového zdroje
- Náročnost na údržbu a čistotu
- Náročnost na demontáž a opravy

Výroba, montáž

- Náročnost na přesnost výroby a čistotu
- Náročnost na montáž

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Časově náročný návrh, výroba, údržba, opravy apod.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Nákladný návrh i výroba
- Nákladný provoz, údržba i opravy

3.2.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

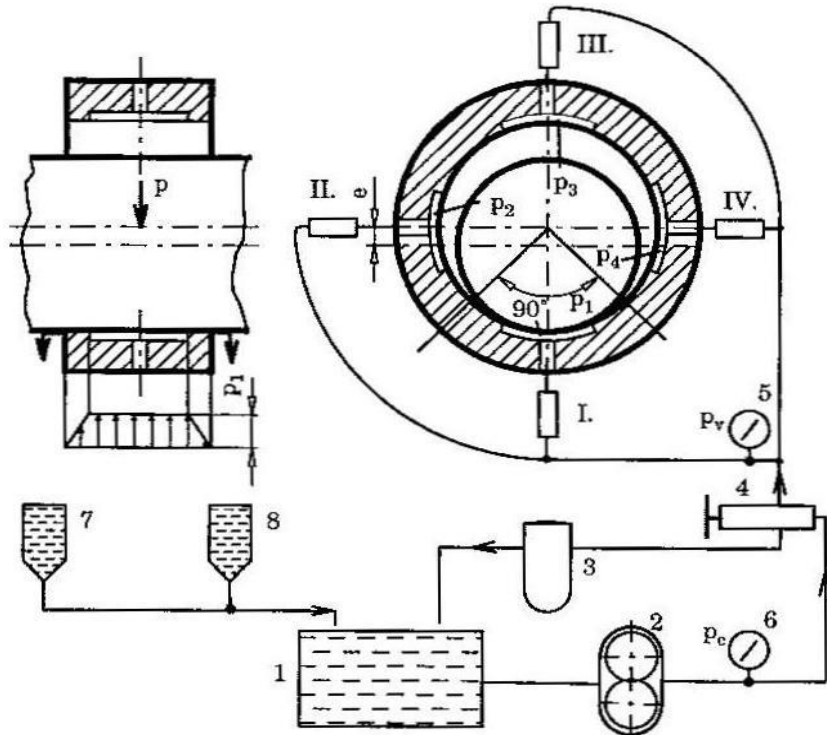
(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

(vzhledem k variabilitě tvarů těchto ložisek jsou zobrazeny především jejich pracovní zóny)

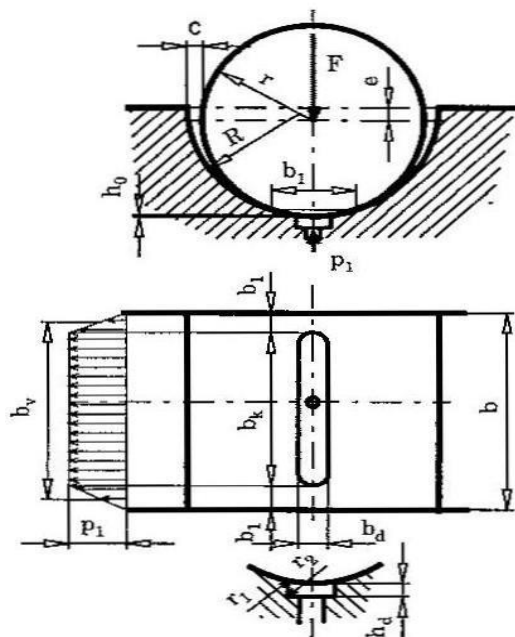
A) Radiální ložiska

- úplná



Obr. 3.2-3

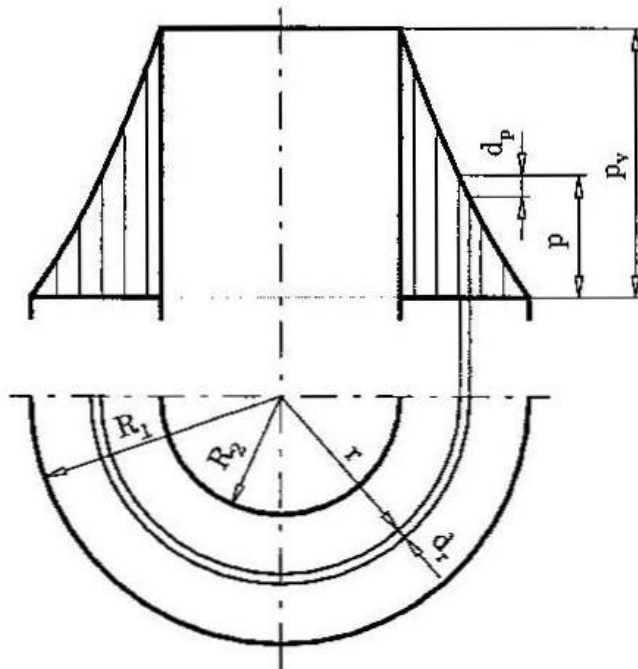
- částečná



Obr. 3.2-4

B) Axiální ložiska

- kotoučová



Obr. 3.2-5a

- prstencová



Obr. 3.2-5b

ÚNOSNOST

Únosnost výstelky (je důležité v případě poruchy mazací soustavy)

Řeší se analogicky jako u hydrodynamických ložisek (pro nejméně příznivý provozní stav, tj. jako doběh z největších otáček při největším zatížení).

Únosnost hydrostatického uložení vstupní hodnoty:

p_v [Pa] (pře)tlak tekutiny v komoře ložiska

p_{vmax} [Pa] ... maximální možný (pře)tlak v komoře ložiska (obvykle 1/2 (pře)tlaku p_c dodávaného zdrojem tlaku (snižovaného před každou z hydrostatických komor pro jejich vzájemné "odstínění").

Q [$m^3 \cdot s^{-1}$] ... množství dodávané tekutiny rozm. [mm] rozměry komory a okolní kluzné plochy výstelky (vytvářející štěrbinu pro odtok tekutiny z komory)

η [Pa.s] ... dynamická viskozita tekutiny

n_k [1] počet (nesoucích) komor

únosnost:

$$F = F(\rho_v, \text{rozm.}, n_k) [\text{N}]$$

tloušťka tekutinové vrstvy (štěrbiny):

$$h = h(\rho_v, Q, \eta, \text{rozm.}, n_k) [\text{mm}]$$

tuhost:

$$k = dF / dh(F) \Leftrightarrow h(F) \Leftrightarrow \{\rho_v(F), Q, \eta, \text{rozm.}, n_k\} [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$$

Poznámky:

- Při návrhu obvykle (iteracemi): $F_{(\text{max})} = c_{\text{dyn}} \cdot F \Leftrightarrow \rho_{v\text{max}}, \text{rozměry}, n_k$
- Při hodnocení obvykle: $\text{bezpečnost} \Leftrightarrow F_{(\text{max})}, \rho_{v\text{max}}, \text{rozměry}, n_k$
- Orientačně lze uvažovat: $c_{\text{dyn}} = \{ 1 (\text{stat}), 2 (\text{dyn}) \}$

3.3 Uložení s málomaznými a bezmaznými ložisky

3.3.1. Charakteristika

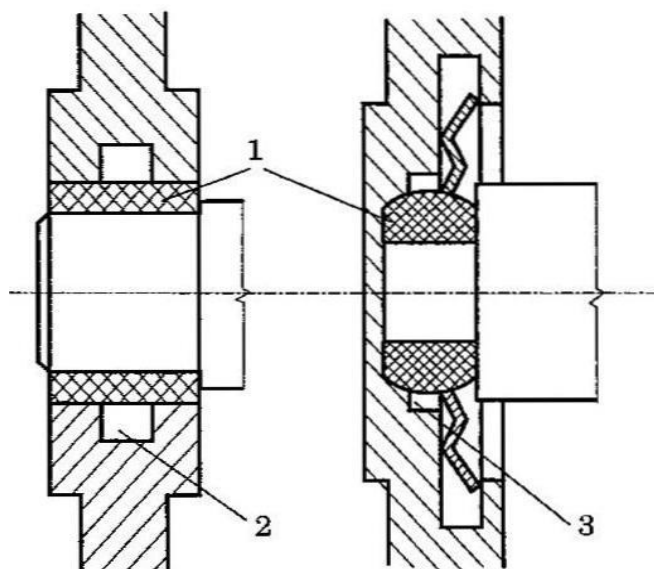
(znakové konstrukční vlastnosti)

Kluzná otočná uložení (ložiska) z materiálů nevyžadujících při vzájemném pohybu vrstvu maziva

3.3.2. Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ



Obr. 3.3-1

MATERIÁLY

(A) Ložiska s malými nároky na mazání ("málo mazná")

- pórovité materiály s vlastní zásobou maziva (pórovité železo, bronz, plasty)
- několikvrstvé materiály s funkční vrstvou z plastu (buď s porézním povrchem nebo vybráními („kapsami“) pro zásobu maziva naplněného při montáži)

(B) Ložiska bezmazná

- materiály nevyžadují mazivo (uhlíkové materiály, plasty, kompozitní)

Dovolené provozní hodnoty a vlastnosti je třeba nalézt pro konkrétní materiály ve speciální odborné literatuře.

Orientačně:

p_{\max} [MPa]	v_{\max} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	t_{\max} [$^{\circ}\text{C}$]	$(p\cdot v)_{\max}$ [$\text{MPa}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	f [1]
1 (÷ 15)	1 (÷ 3)	50 (÷ 120)	0,1 (÷ 2,5)	0,01 ÷ 0,2

Tab. 3.3-1

3.3.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Zachycování radiálních a/nebo axiálních posuvů a sil
- Vhodná pouze pro menší zatížení a otáčky než ložiska s tekutinovým mazáním, protože teplo vzniklé třením se odvádí pouze tělesem uložení a hřídelem
- Jednoduchost výměny ovlivněna konstrukcí nosné a uložené části
- Prakticky bez nároků na údržbu, proto vhodná i do obtížně přístupných míst, pro neobdobnou a nedostatečnou údržbu.

Výroba, montáž

- Výroba uložení je velmi jednoduchá
- Jednoduchost montáže ovlivněna konstrukcí nosné a uložené části

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Velmi rychlý návrh i výroba
- Montáž a demontáž obvykle rovněž rychlá

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

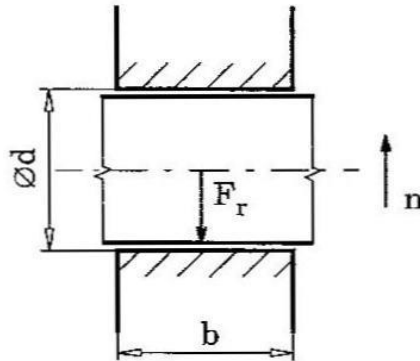
- Velmi levné uložení
- Provozní náklady prakticky nulové
- Náklady na demontáž obvykle malé

3.3.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

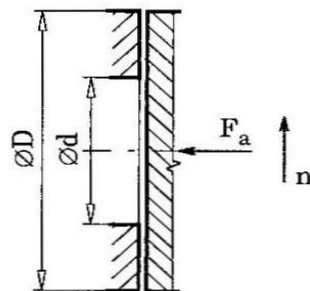
MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

A) Radiální ložiska



Obr. 3.3-2

B) Axiální ložiska



Obr. 3.3-3

ÚNOSNOST A ŽIVOTNOST

Únosnost

Řeší se analogicky jako hrubý návrh a hodnocení hydrodynamických kluzných ložisek.

Poznámky:

- Při návrhu obvykle: $F_{(\max)} = c_{\text{dyn}} \cdot F \Leftrightarrow$ rozměry, materiály, ...
- Při hodnocení obvykle: bezpečnost $\Leftrightarrow (\rho \cdot v)_{\max}$, $\rho_{\max} \Leftrightarrow F_{\max}$, rozměry, materiály, ...
- Orientačně lze uvažovat: $c_{\text{dyn}} = \{ 1 (\text{stat}), 2 (\text{dyn}) \}$

Životnost samomazných ložisek

při nepřetržitém provozu: $L_h \cong (2000 \div 5000) \text{ h}$

při přerušovaném provozu: $\bar{L}_h \cong \frac{1}{3} \cdot L_h$

Životnost ložisek lze prodloužit vytvořením přídatné zásoby maziva v tělese ložiska nebo v přiléhajícím plstěném kroužku.

Ložiska vyrobená jako pouzdra nasycená mazivem se již nesmějí obrábět, aby se neuzavřely póry v materiálu a neporušila se vzlinavost obsaženého maziva.

E AKUMULÁTORY ENERGIE

**Strojní části – stavební orgány
pro akumulaci (mechanické) energie**

1. AKUMULÁTORY ENERGIE

1.1 Základní poznatky

Strojní částí (orgány), jejichž hlavní funkcí je přijmout, uchovat a opět (obvykle s minimálními ztrátami) vydat mechanickou energii.

Poznámky:

- *Nové, v tuzemské odborné literatuře nepoužívané označení "akumulátory mechanické energie", bylo použito proto, že kromě tradičně uváděných "tvarových" pružin (nezatřídovaných buď z hlediska vykonávané pracovní funkce vůbec, nebo nesprávně zatřídovaných podle vedlejší funkce jako "pružná spojení"), je uvedena hlavní funkce zajišťovaná i řadou dalších druhů strojních částí (orgánů), např. "pružinami" pneumatickými, hydropneumatickými apod. (které fungují též na principu deformačním, ale zcela zjevně nikoli ve funkci pružného spojení), dále pak setrvačníky, kyvadla apod. (které fungují na principu setrvačnostním).*
- *Dále však bude pozornost tradičně soustředěna pouze na uvedené nejběžnější akumulátory mechanické energie, tj. na pružiny (a z nich pak opět pouze na jednoduché tvarové pružiny na principu dobře deformovatelných součástí). Poznátka k dalším, méně běžným druhům, je nutné vyhledat ve speciální odborné literatuře.*

2. AKUMULÁTORY MECH. ENERGIE (A.M.E.) S VYUŽITÍM DEFORMACE MATERIÁLU

2.1. Základní poznatky

2.1.1. Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Strojní částí (orgány), jejichž hlavní funkcí je přijmout, uchovat a opět vydat mechanickou energii na principu pružné deformace materiálu.

Poznámky:

- Základním modulem každé pružiny je "jednotlivá pružina". U složených pružin je proto nejprve nutné na základě silových (např. momentových) a deformačních podmínek určit zatížení jednotlivých pružin, které se pak řeší samostatně. Vlastnosti složené pružiny se pak získají opačným postupem. · V rozhodující většině případů se používají pružiny na principu poddajných tvarů nebo tvarově poddajných materiálů. Pružiny na principu objemově poddajných materiálů (pneumatické, hydropneumatické apod.) se používají pouze ve speciálních případech a jsou proto dále uvažovány jen v úvodní společné části této kapitoly.

2.1.2 Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

PRACOVNÍ CHARAKTERISTIKA A DIAGRAM PRUŽINY

Posunutí a natočení od deformace:

$$u = f(k, F [N]) [\text{mm}], \quad \varphi = f(k_\varphi, M_t [Nmm]) [\text{rad}] \quad (2.1-1)$$

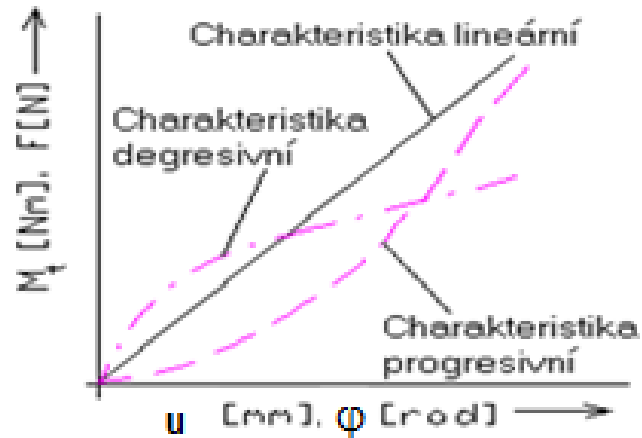
Tuhost a torzní tuhost:

$$k = \frac{dF[N]}{du[mm]} [N \cdot mm^{-1}], \quad k_\varphi = \frac{dM_t[Nmm]}{d\varphi[rad]} [N \cdot mm \cdot rad^{-1}] \quad (2.1-2)$$

Druhy pracovních charakteristik:

– podle závislosti deformace na zatížení:

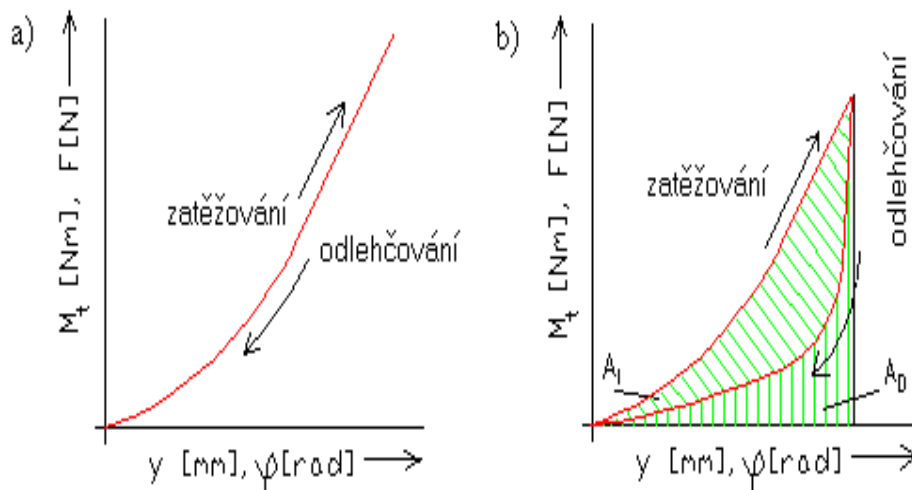
- = lineární
- = nelineární (spojité i lomené)
 - progresivní
 - degresivní



Obr. 2.1-1

– podle vnitřních ztrát v pružině:

- = bez hystereze a)
- = s hysterezí b)



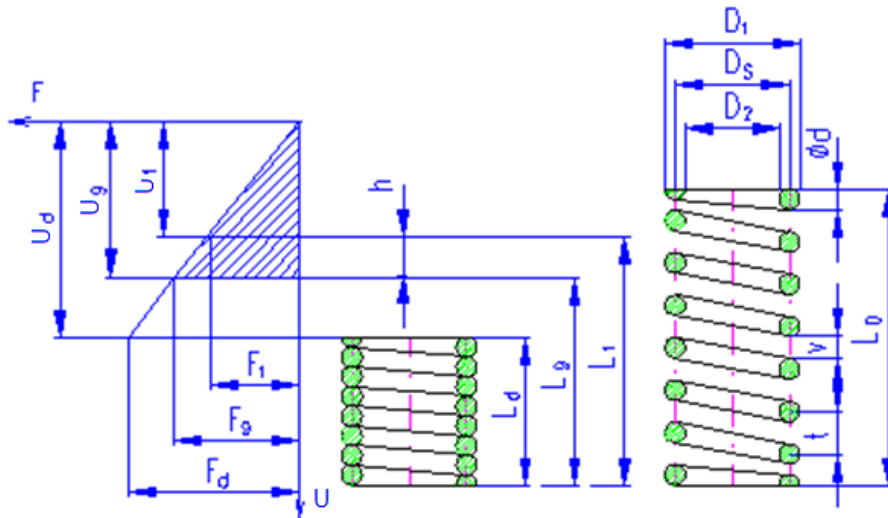
Obr. 2.1-2

Poznámka:

- Uvedené typy charakteristik mohou být docíleny vlastnostmi materiálu, tvaru, způsobem uchycení, příp. způsobem sestavení několika dílčích pružin.

Pracovní diagram pružiny

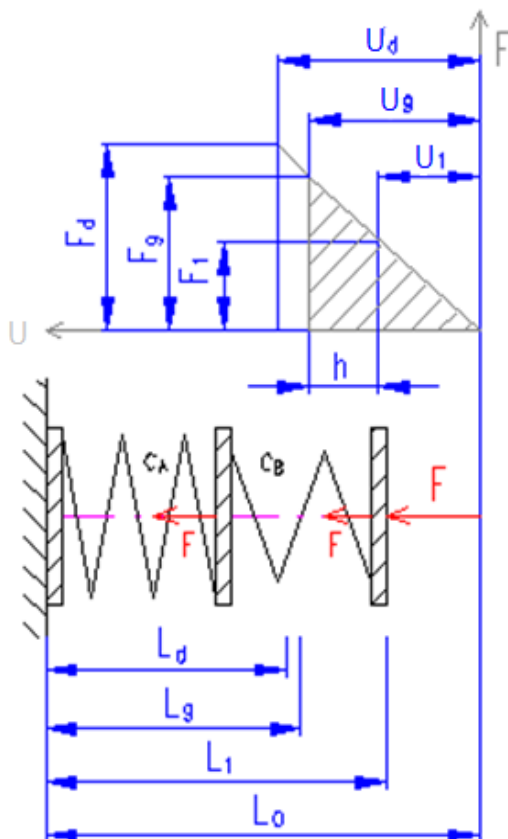
Příklad pro lineární šroubovitou pružinu:



Obr. 2.1-3

SLOŽENÉ PRUŽINY (TYPICKÉ PŘÍKLADY)

A) Sériově spojené pružiny:



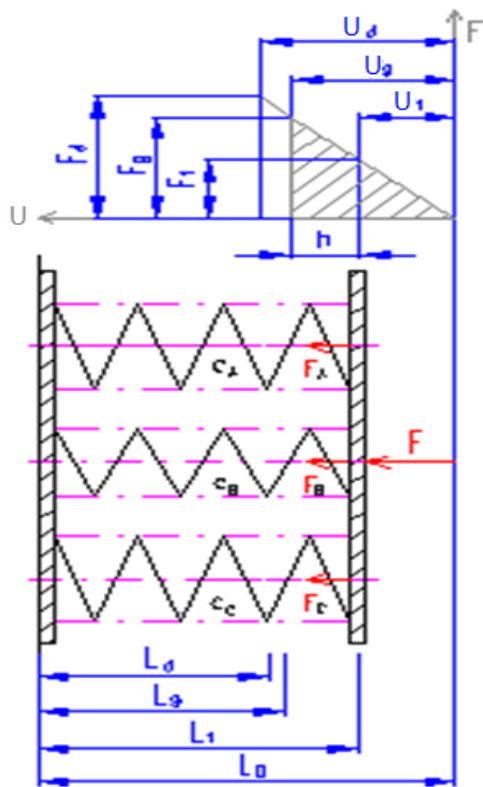
Obr. 2.1-4

$$u = u_A + u_B \quad (2.1-3)$$

$$u = \frac{F}{k} = \left(\frac{F}{k_A}\right) + \left(\frac{F}{k_B}\right) \quad (2.1-4)$$

$$\frac{1}{k} = \left(\frac{1}{k_A}\right) + \left(\frac{1}{k_B}\right) \quad (2.1-5)$$

B) Paralelně spojené pružiny



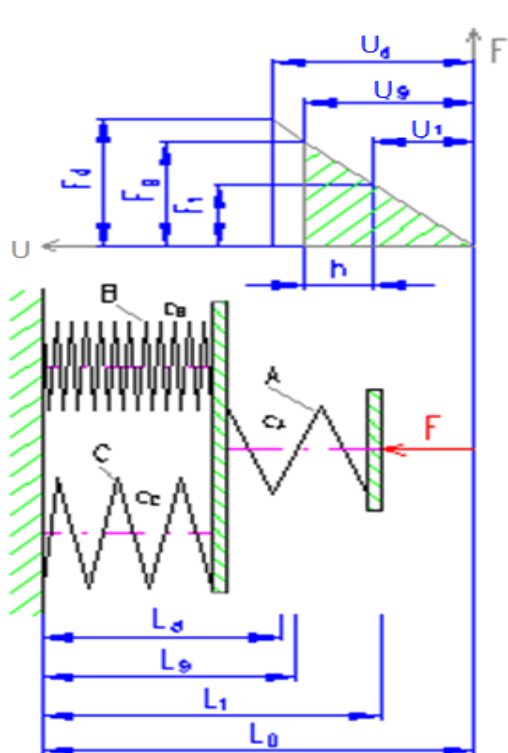
Obr. 2.1-5

$$F = F_A + F_B + F_C \quad (2.1-6)$$

$$F = u \cdot k = u \cdot k_A + u \cdot k_B + u \cdot k_C \quad (2.1-7)$$

$$k = k_A + k_B + k_C \quad (2.1-8)$$

C) Kombinace sériových a paralelních pružin:

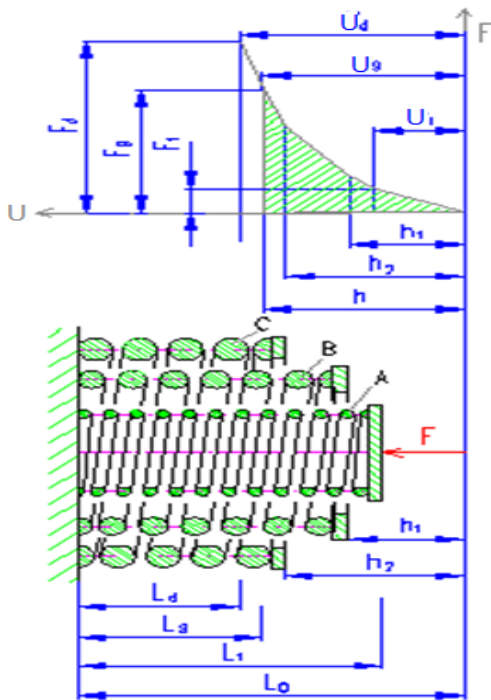


Obr. 2.1-6

$$\frac{1}{k} = \left(\frac{1}{k_A} \right) + \left(\frac{1}{k_B + k_C} \right) \quad (2.1-10)$$

$$u = \frac{F}{k} \quad (2.1-11)$$

D) Postupně paralelně zapojované pružiny:



$$k_I = k_A \quad (2.1-12)$$

$$k_{II} = k_A + k_B \quad (2.1-13)$$

$$k_{III} = k_A + k_B + k_C \quad (2.1-14)$$

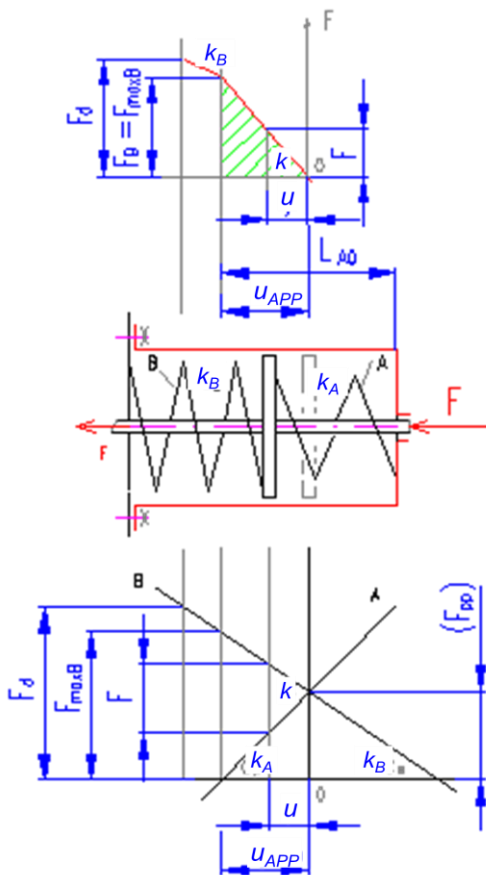
$$u_I = \frac{F}{k_I} \dots \dots \quad (0 \leq u \leq h_1) \quad (2.1-15)$$

$$u_{II} = h_1 + \left(\frac{F}{k_{II}} \right) \dots (h_1 \leq u \leq h_2) \quad (2.1-16)$$

$$u_{III} = h_2 + \left(\frac{F}{k_{III}} \right) \dots (h_2 \leq u \leq u_9) \quad (2.1-17)$$

Obr. 2.1-7

E) Předepjaté pružiny



$$k = k_A + k_B \quad (2.1-18)$$

$$u = \frac{F}{k} \quad (u \leq u_{APP}) \quad (2.1-19)$$

$$u = u_{APP} + \left(\frac{F}{k_B} \right) \quad (u > u_{APP}) \quad (2.1-20)$$

Obr. 2.1-8

2.1.2 Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

DRUHY MATERIÁLŮ

A) Kovové materiály

Oceli

Pro vysoká namáhání včetně dynamických. Kvalitní tepelně zušlechtěné oceli s vysokou mezí pružnosti, pevnosti, únavy a vysokou houževnatostí:

oceli všech tříd: 11 000 (min 11 800) až 19 000.

Dráty pro výrobu pružin jsou vyráběny v 5 třídách pevnosti předepsaných pro jednotlivé úrovně náročnosti použití:

Příklady:

Třída	Průměr drátu d [mm]	Pevnost σ_{Pt} [MPa]	Použití
1	2,8 - 11,2	2200 - 1200	Mimořádně vysokonamáhané pružiny staticky nebo dynamicky (pružiny ventilů, pro zbraně apod.)
2	0,2 - 11,8	2950 - 1140	Vysokonamáhané pružiny bez ohybů s malým poloměrem (ventily spalovacích motorů, regulátorů apod.)
3	0,2 - 12,5	2650 - 1030	Běžně namáhané pružiny s malým poloměrem ohybu
4	0,315 - 12,5	2270 - 980	Méně namáhané pružiny a pružiny s méně důležitou funkcí
5	0,63 - 12,5	1750 - 800	Pružiny s nezávažnou funkcí (dětské kočárky, hračky apod.)

Ocel	Třída	Průměr drátu d [mm]
12090	1 a 2	0,2 - 0,3
12081	1 a 2 3 4	do 8 do 5 do 2,5
12071	1 a 2 3 4 5	3 - 9 0,2 - 5 0,2 - 2,5 0,2 - 5
12060	1 a 2 3 4 5	nad 8 nad 5 nad 2,5 0,2 - 5
12050	5	nad 5

Tab. 2.1-1

Pevnost drátů pro pružiny je zvyšována i jejich mechanickým zpevněním (tažením) při výrobě. Vliv zpevnění je však tím menší, čím je průměr drátu větší.

Při zjišťování pevnosti materiálu drátů je proto nutné vzít v úvahu nejen druh materiálu (včetně jeho tepelného zpracování), ale i průměr drátu (viz následující příklady).

Příklady:

Průměr drátu [mm]		Dolní mezní pevnosti v tahu σ_{Pt} [Mpa] pro drát:					
nad	do	zušlechťený z nelegované oceli	zušlechťený z oceli SiCr ¹⁾	žíhaný z oceli SiCr ¹⁾	zušlechťený z oceli MnCrV ²⁾	žíhaný z oceli MnCrV ²⁾	žíhaný z korozivzdorné oceli CrNi ³⁾
-	0,45	-	-	-	-	-	1860
0,45	0,9	-	2080	-	-	-	-
0,9	1	1620	-	1470	1670	1310	-
1	1,25	-	-	nebo	1620	-	-
1,25	1,6	1570	2060	1370	-	-	-
1,6	2	1530	2010	-	-	-	-
2	2,36	1500	1960	-	1570	-	1770
2,36	2,5	1470	-	-	-	-	-
2,5	2,8	-	1910	-	1520	-	-
2,8	3	1450	-	-	-	-	-
3	3,15	-	-	1470	-	1310	1570
3,15	3,35	1420	-	nebo	1470	-	-
3,35	3,75	-	1860	1370	-	-	-
3,75	4	1400	-	-	-	-	-
4	4,5	1370	-	-	1420	-	1470
4,5	5	1310	1810	-	-	-	-
5	6	1270	1770	-	-	-	1370
6	6,3	1260	-	-	-	-	1270
6,3	6,7	1240	1720	-	-	-	-
6,7	7,1	-	-	-	-	-	1180
7,1	8	1230	-	-	-	-	-
8	9	1210	1670	-	1390	-	-
9	10	1200	-	-	-	-	-
10	11,8	-	-	-	-	-	-

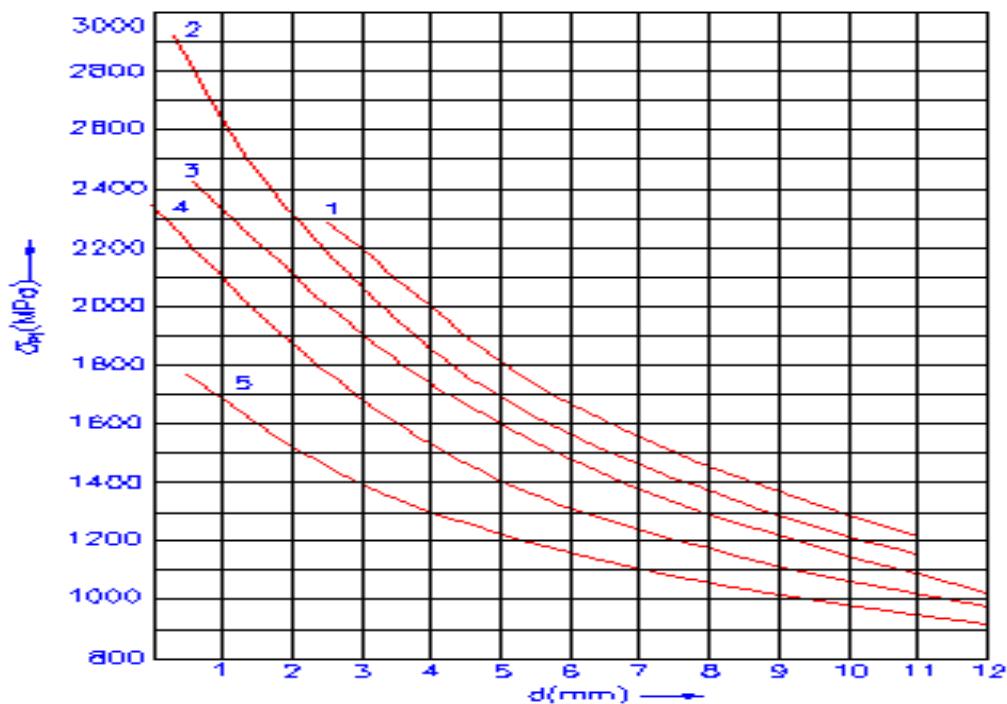
1) Například ocel 14 260

2) Například ocel 15 260

3) Například ocel 17 242

Tab. 2.1-2

Grafické znázornění závislosti $\sigma_{Pt} = f(d, \text{tř.pevn.})$:



Obr. 2.1-9

Na rozdíl od běžných kovových materiálů existují u materiálů pro dráty na pružiny dosti významné rozdíly:

- ve velikosti modulů pružnosti v ohybu E [MPa] i ve smyku G [MPa].
- ve velikosti dovolených hodnot napětí v ohybu σ_{D0} [MPa] i ve smyku τ_{Dk} [MPa].

Potřebné hodnoty a součinitele je proto nutné při přesnějších výpočtech vždy vyhledat v tabulkách.

Příklady:

Druh drátu	ČSN 02 6001 : Šroubovitě pružiny válcové tažné a tlačné z drátu a tyčí kruhového průřezu tvářené za studena ČSN 02 6006: Šroubovitě pružiny kuželové tlačné z drátu a tyčí kruhového průřezu tvářené za studena		ČSN 02 6008: Šroubovitě pružiny válcové zkrutné z drátu a tyčí kruhového průřezu tvářené za studena	
	Modul pružnosti ve smyku G [Mpa]	Dovolené napětí v krutu τ_{Dk} [Mpa]	Modul pružnosti v tahu E [Mpa]	Dovolené napětí v ohybu σ_{D0} [Mpa]
Tažený patentovaný, z nelegované oceli	$0,805 \cdot 10^5$	$0,5 \sigma_{Rt}$	$2,05 \cdot 10^5$	Zatěžování ve smyslu svinování pro $D / d \leq 8$ $0,7 \sigma_{Rt}$ Zatěžování ve smyslu svinování pro $D / d > 8$ nebo ve smyslu rozvinování $0,55 \sigma_{Rt}$
Zušlechťený, z nelegované oceli	$0,785 \cdot 10^5$	$0,6 \sigma_{Rt}$	$2,0 \cdot 10^5$	$0,7 \sigma_{Rt}$
Zušlechťený nebo žíhaný, ze slitinové oceli (SiCr), (MnCr)/MnCrV) 14 260 a 15 260	$0,785 \cdot 10^5$	$0,6 \sigma_{Rt}$	$2,0 \cdot 10^5$	$0,7 \sigma_{Rt}$
Tažením zpevněný, z chromaniklové korozivzdorné oceli austenitické 17 242	$0,685 \cdot 10^5$	$0,5 \sigma_{Rt}$	$1,75 \cdot 10^5$	Zatěžování ve smyslu svinování pro $D / d \leq 8$ $0,7 \sigma_{Rt}$ Zatěžování ve smyslu svinování pro $D / d > 8$ nebo ve smyslu rozvinování $0,55 \sigma_{Rt}$
Tažením zpevněný, z cínového bronzu 42 3016 a 42 3018	$0,415 \cdot 10^5$	$0,45 \sigma_{Rt}$	$1,05 \cdot 10^5$	$0,55 \sigma_{Rt}$
Tažením zpevněný, z mosazi 42 3210 a 423213	$0,345 \cdot 10^5$	$0,45 \sigma_{Rt}$	$0,875 \cdot 10^5$	$0,55 \sigma_{Rt}$

Tab. 2.1-3

Bronzi a mosazi

Pro menší namáhání a speciální požadavky (dobrá elektrická vodivost, nemagnetičnost, korozivzdornost, apod.)

B) Nekovové materiály

Pryže

Pro malá namáhání a speciální požadavky (vysoký vnitřní útlum, elektrická nevodivost, tepelné izolační vlastnosti, apod.)

Nevýhodou je malá odolnost proti nízkým i vysokým teplotám ($-35^\circ \text{C} < t < 50^\circ \text{C}$), kratší životnost zejména při dynamickém namáhání a malá chemická odolnost proti oleji a benzínu.

Plasty

Pro malá namáhání a speciální požadavky podobně jako pryže, oproti nimž mají větší odolnost při vyšších teplotách ($-40^\circ \text{C} < t < 120^\circ \text{C}$) a větší chemickou odolnost proti oleji a benzínu.

C) Zvláštní materiály ("media")

Kromě uvedených kovových a nekovových materiálů se jako pružný materiál využívají též kapaliny a plyny uzavřené ve speciálních pružících elementech obvykle s nezbytnou podporou celých hydraulických, příp. i hydropneumatických systémů.

KRITERIA PRO VOLBU MATERIÁLŮ

- druh pružiny (stavební struktura, ...)
- použití pružiny (funkce, parametry, ...)
- namáhání a deformace (druhy, velikosti, ...)
- provozní prostředí (teplota, agresivnost, ...)
- zvláštní požadavky (elektrická vodivost, magnetičnost, ...)

2.1.3 Základní vlastnosti

Vlastnosti akumulátorů mechanické energie se využívají v pohonech a reverzních mechanismech:

- pro zachycování statických i dynamických sil, příp. točivých momentů
- pro změny vlastních frekvencí a tvarů kmitů mechanických soustav
- pro měření a regulaci sil a momentů

Provozní náklady jsou obvykle nulové.

Další provozní, výrobní, časové, nákladové vlastnosti apod. jsou významně ovlivněny konkrétní stavební strukturou pružiny, tj:

- stavebními prvky a jejich uspořádáním
- tvary
- rozměry
- materiály
- druhy výroby
- stavy povrchu
- odchylkami od jmenovitých hodnot

v zamontovaném stavu.

2.1.4 Obecné poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a predikci dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

Vzhledem k relativně malým tuhostem a hmotnostem pružin vůči velkým tuhostem a hmotnostem okolních strojních částí jsou vlastní frekvence těchto kmitavých soustav (zjednodušeně: $\Omega = \sqrt{k/m_{red}}$ [rad. · s⁻¹]) obecně podstatně nižší než ostatních běžných strojních částí. Z toho pak vyplývá, že pro běžné nízkofrekvenční dynamické provozní zatížení je nutné návrhy a hodnocení pružin řešit též dynamicky a nelze jejich návrh a hodnocení běžně zjednodušovat na statické zatížení zvýšené pouze provozním (dynamickým) součinitelem c_{dyn} , jako u ostatních běžných strojních částí.

V některých případech je možné použít zpřesněné postupy jako u hřídelových spojek. Vzhledem k podstatně vyšší variabilitě použití pružin to však je spíše výjimka. Z těchto důvodů jsou dale uváděny pouze poznatky pro návrhy a hodnocení pružin při statickém zatěžování.

Poznatky pro návrhy a hodnocení dynamicky namáhaných pružin je třeba vyhledat ve speciální odborné literatuře.

Poznámky:

- Při návrhu staticky zatěžované pružiny obvykle: $zatiž_{(max)}$, $def_{(max)}$ => tvary, rozměry, materiál ...
- Při hodnocení staticky zatěžované pružiny obvykle: $bezpečnost$, $def(max) \leq zatiž(max)$, tvary, rozměry, materiál ...

2.2 Pružiny na principu poddajných tvarů

2.2.1 Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Pružiny s výrazným uplatněním pružných deformací tvarových prvků. Jako materiály se používají především kovy, výjimečně některé druhy plastů.

Podle vhodnosti pro způsob zatěžování lze rozlišit:

- pružiny pro zatěžování osovými silami (tahově/tlakově)
 - = prutové (podélné) (pouze tahově)
 - = kroužkové (prstencové) (pouze tlakově)
 - = talířové a deskové (pouze tlakově)
 - = šroubovitě (vinuté) (tlakově nebo tahově) ·
- pružiny pro zatěžování příčnými silami (ohybově)
 - = listové
- pružiny pro zatěžování točivými momenty („krutově“)
 - = tyčové
 - = spirálové
 - = šroubovitě
- pružiny pro kombinované zatěžování

PRUŽINY PRO ZATĚŽOVÁNÍ OSOVÝMI SILAMI ("TAHOVĚ / TLAKOVĚ")

2.2.2 Pružiny prutové (podélné)

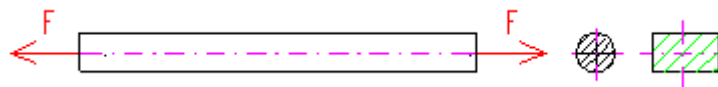
Charakteristika

Pružiny na principu tahem v ose zatěžovaných dlouhých štíhlých prutů (příp. drátů).

Stavební struktura

TYPICKÁ PROVEDENÍ

– dlouhé tyče/dráty kruhového nebo pravoúhlého průřezu



Obr. 2.2-1

– vinuté dráty (kruhového průřezu)



Obr. 2.2-2

MATERIÁLY

– na pružinové dráty

Základní specifické vlastnosti

- Lineární pracovní charakteristika
- Relativně vysoká tuhost

Základní poznatky pro návrh a hodnocení

ÚNOSNOST, PEVNOST A PRUŽNOST

Řeší se jako prut (daného průřezu) zatížený tahovou silou F .

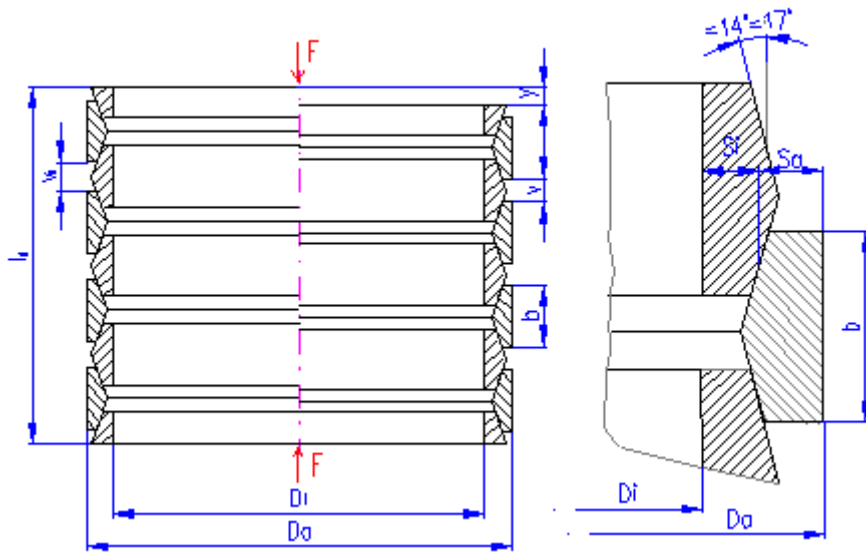
2.2.3 Pružiny kroužkové (prstencové)

Charakteristika

Pružiny na principu tlakově v ose zatěžované sady kroužků stýkajících se střídavě ve vnitřních a vnějších kuželových plochách.

Stavební struktura

TYPICKÉ PROVEDENÍ



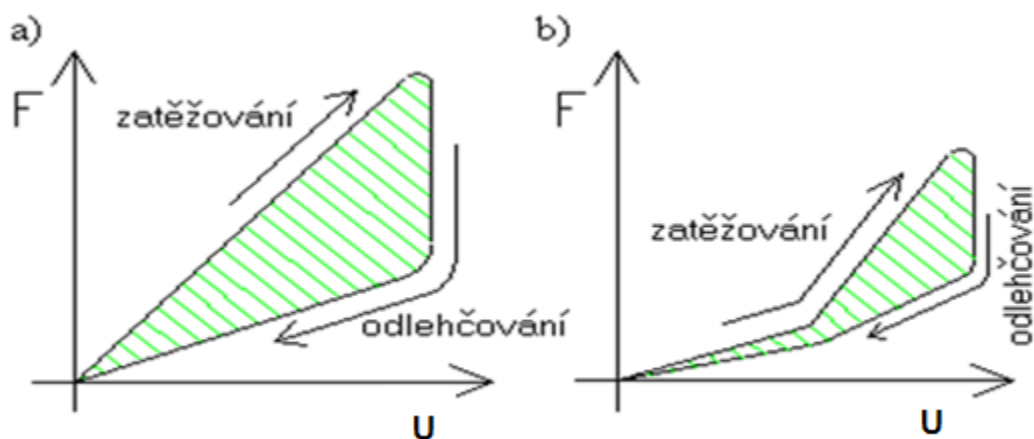
Obr. 2.2-3

MATERIÁLY

- obvykle ocel 14 260.

Základní specifické vlastnosti

- Vhodnost pro relativně velké zatěžovací síly
- Pracovní charakteristika je při zatěžování lineární, při odlehčování má hysterezi (a), tj. má značné tlumící vlastnosti; při proříznutí vnitřních kroužků se zatěžovací charakteristika změkčí a stane se nelineární (se zlomem při vymezení vůlí v proříznutí) (b)



Obr. 2.2-4

Základní poznatky pro návrh a hodnocení

ÚNOSNOST, PEVNOST A POSUNUTÍ OD DEFORMACÍ

Řeší se jako segmenty tenkostěnné nádoby namáhané na tah/tlak od zatížení vnitřním/vnější tlakem vyvozeným na kuželových plochách od osové síly F .

2.2.4 Pružiny talířové

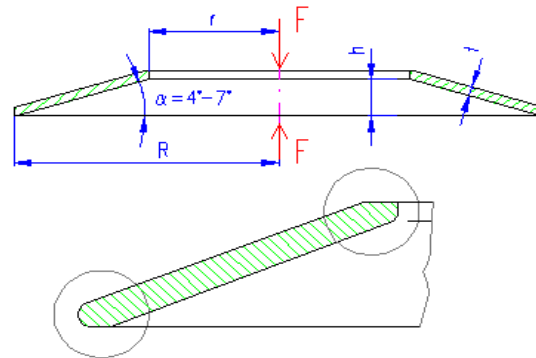
Charakteristika

Pružiny na principu tlakově v ose zatěžovaných mezikruhových prstenců kuželovitěho tvaru. Používají se však i mezikruhové desky ploché.

Stavební struktura

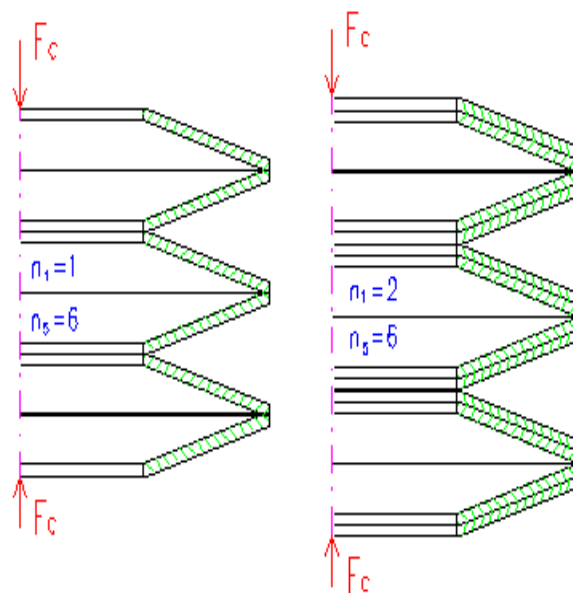
TYPICKÁ PROVEDENÍ

– samostatná pružina



Obr. 2.2-5

– soustavy pružin



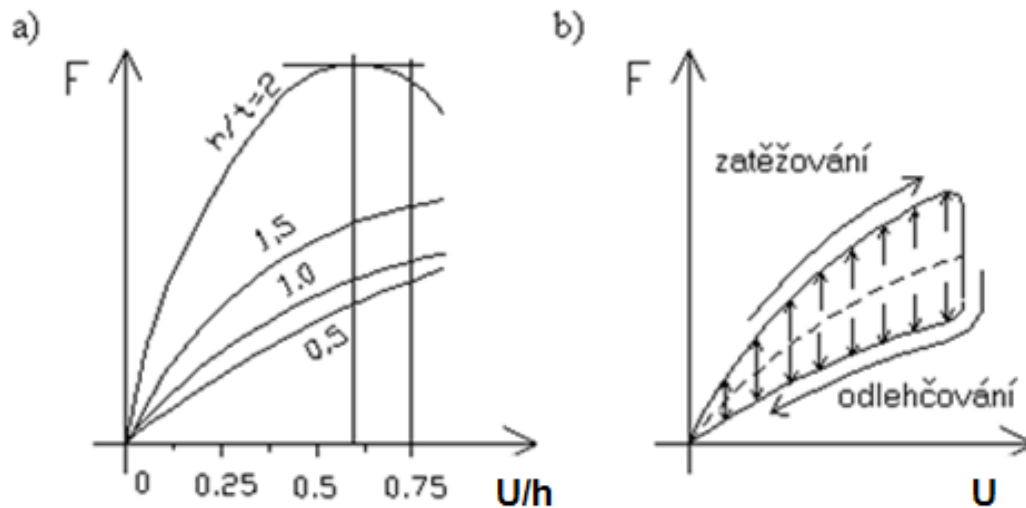
Obr. 2.2-6

MATERIÁLY

- obvykle ocel 13 270.

Základní specifické vlastnosti

- Vhodnost pro relativně velké zatěžovací síly, což lze ještě zvýšit paralelním ("jednosměrným,") sestavením jednotlivých pružin (max. po 3ks) do dílčích sad.
- Značná tuhost zvýšení poddajnosti však lze docílit sériovým ("protisměrným") složením jednotlivých pružin (příp. sad).
- Pracovní charakteristika je lineární jen při malých deformacích:
pro $0 \leq h/t \leq 0,4$ pokud $u \leq 0,75 h$
pro $0,4 < h/t < 2$ pokud $u < (0,75 \div 0,075) \cdot h$
jinak je charakteristika nelineární:



Obr.2.2-7

Pro $1,5 \leq h/t < 2$ je pro $u \geq 0,5 h$ nebezpečí překlopení pružiny, proto je nutné takové případy vyloučit (např. pro $u/h > 0,55$ při $h/t = 2$ dle (a)).

Při použití paralelně ("jednosměrně") složených sad pružin má pracovní charakteristika výsledné soustavy hysterezi vlivem tření ve stykových plochách pružin v jednotlivých sadách(b).

- Malé nároky na prostor.
- Jednoduchá montáž a demontáž.
- Malé výrobní náklady.

Základní poznatky pro návrh a hodnocení

ÚNOSNOST, PEVNOST A POSUNUTÍ OD DEFORMACÍ

Řeší se jako mezikruhové talířové desky zatížené osovou silou. Průběhy napětí a odpovídající hodnoty únosnosti i deformací jsou velmi složité.

Hrubý návrh a hodnocení se proto provádějí pomocí součinitelů odečítaných z diagramů a to jen pro malé (lineární) deformace.

Pro samostatnou pružinu:

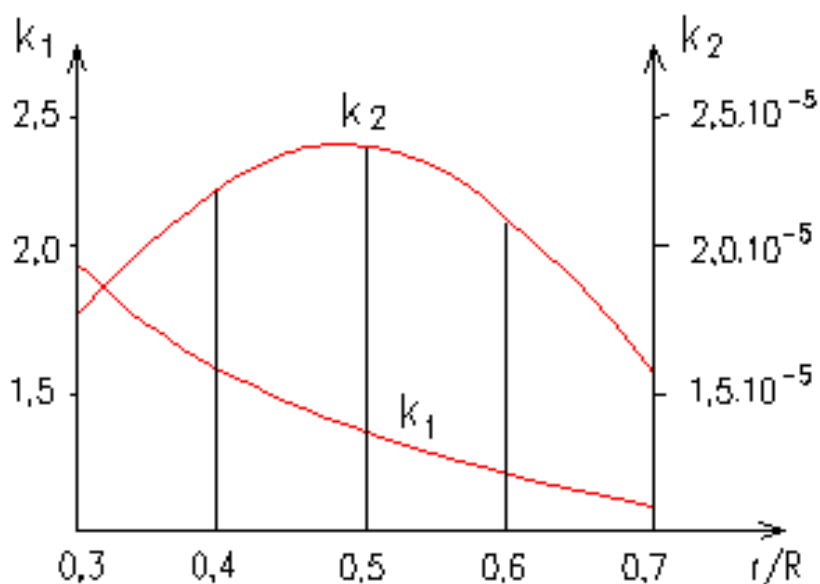
– napětí:

$$\sigma = \left(\frac{F}{t_2}\right) \cdot K_1 \leq \sigma_D \quad (2.2-1)$$

– posunutí od deformace:

$$u = \left(\frac{F \cdot R_2}{t_3}\right) \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (2.2-2)$$

$$\text{kde: } K_{1,2} = \cdot K_{1,2} \cdot \left(\frac{r}{R}\right) \quad (2.2-3)$$



Obr. 2.2-8

Pro soustavu pružin (při zanedbání tření mezi pružinami):

– n_s pružin složených sériově (protisměrně)

$$F_c = F \Rightarrow \sigma \leq \sigma_D \Rightarrow u \Rightarrow u_c = n_s \cdot u \quad (2.2-4)$$

– n_p pružin složených paralelně (jednosměrně)

$$F_c \approx n_p \cdot F \Rightarrow F \Rightarrow \sigma \leq \sigma_D \Rightarrow u = u_c \quad (2.2-5)$$

– n_s sériově složených sad po n_p paralelně složených pružinách v každé sadě

$$F_c \approx n_p \cdot F \Rightarrow F \Rightarrow \sigma \leq \sigma_D \Rightarrow u \Rightarrow u_c = n_s \cdot u \quad (2.2-6)$$

2.2.5 Pružiny šroubovitě tažné / tlačné

Charakteristika

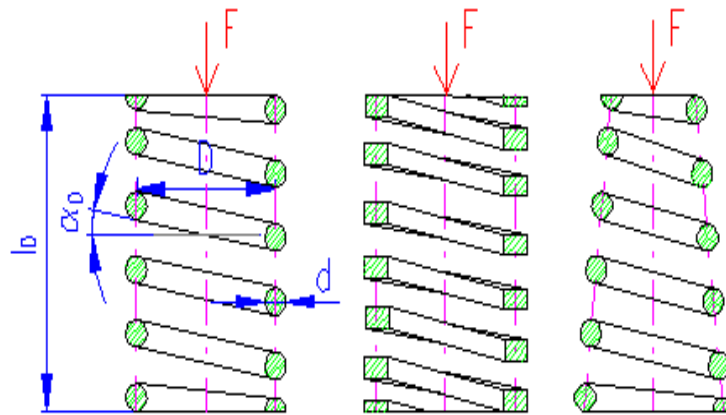
Pružiny na principu tahem nebo tlakem v ose zatěžovaných šroubovitě navinutých drátů (na válec nebo kužel) nejčastěji kruhového, někdy též pravoúhlého průřezu.

Stavební struktra

TYPICKÁ PROVEDENÍ

A) Tlačné pružiny

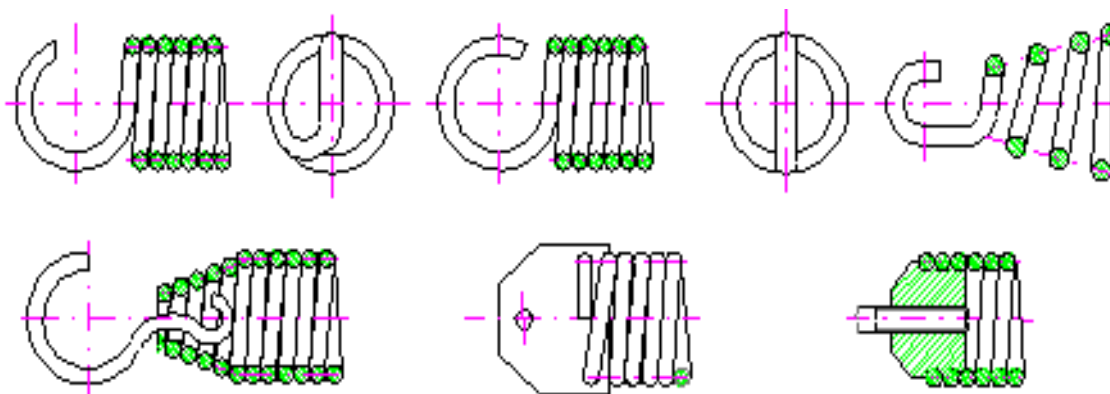
- závity činné (s roztečí pro požadované stlačení)
- závity závěrné (sbroušené kolmo na osu pružiny)



Obr. 2.2-9

B) Tažné pružiny

- závity činné (s roztečí odpovídající rozměru drátu)
- závěsné části (okna, háky, apod.)



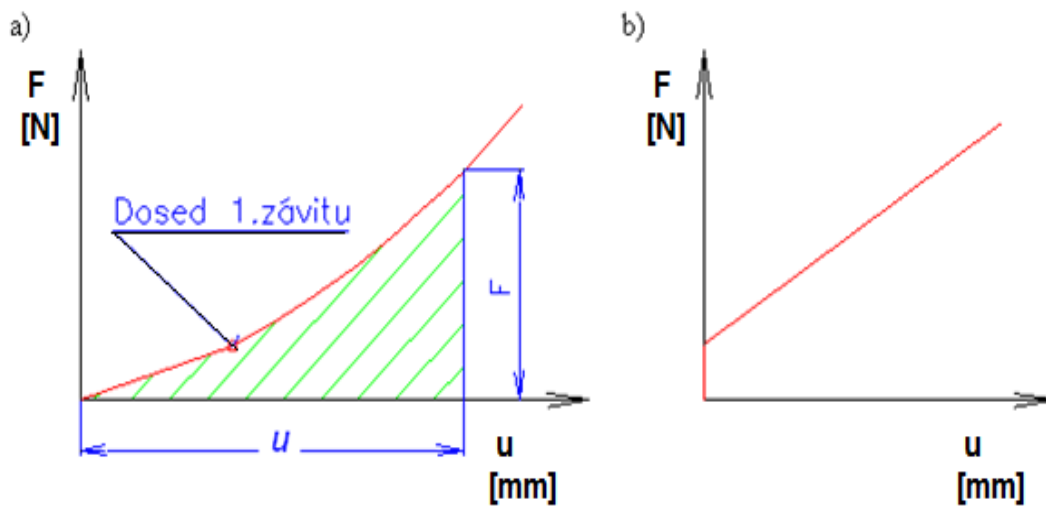
Obr. 2.2-10

MATERIÁLY

- na pružinové dráty

Základní specifické vlastnosti

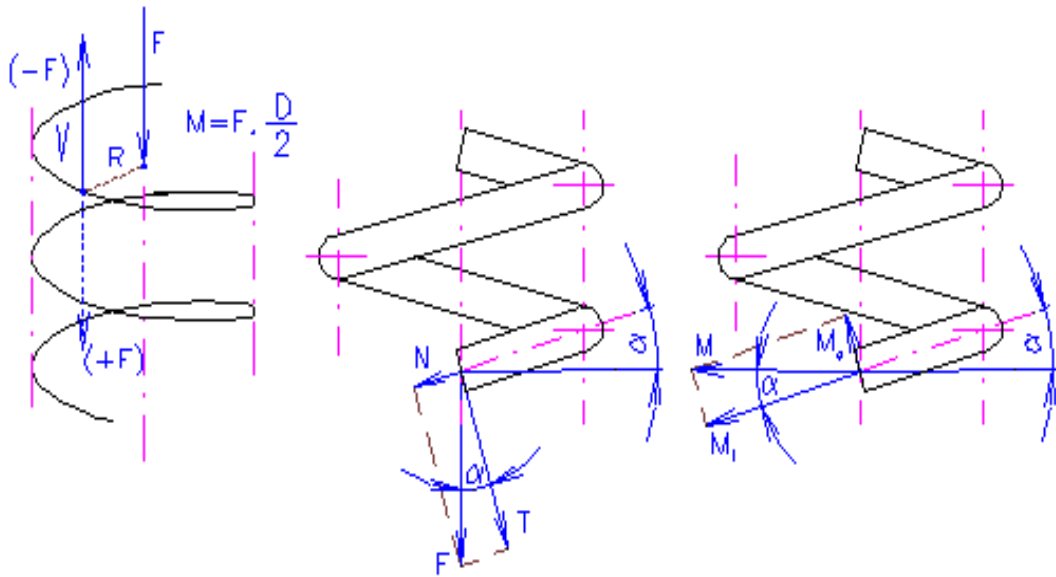
- Vhodnost pro relativně malé a střední zatěžovací síly.
- Relativně značná poddajnost.
- Pracovní charakteristika je u běžných provedení lineární, lze ji však i modifikovat , např:
 - = při deformacích, při nichž začnou postupně dosedat závity kuželové tlačné pružiny přejde lineární charakteristika v nelineární progresivní (a)
 - = u tažné pružiny navinuté s předpětím mezi závity (10% - 30%) max. síly F je lineární charakteristika posunuta o hodnotu tohoto předpětí (b)
 - = speciálním skládáním, předepínáním apod. (viz např. v úvodu této kap.)
- Jednoduchá montáž i demontáž.
- Malé výrobní náklady



Obr. 2.2-11''

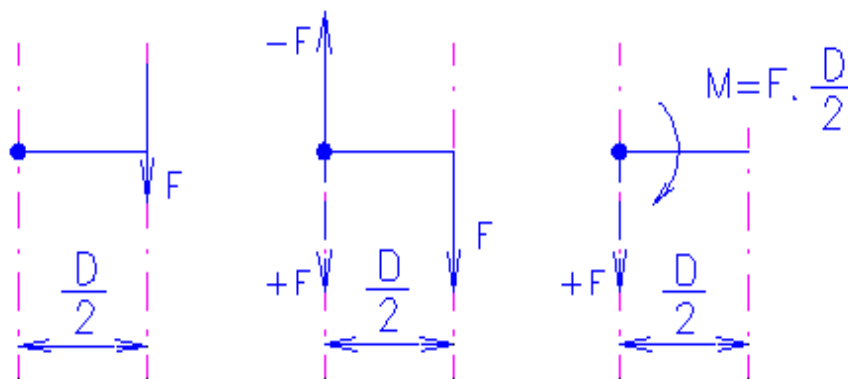
Základní poznatky pro návrh a hodnocení

ÚNOSNOST, PEVNOST A POSUNUTÍ OD DEFORMACÍ



Obr. 2.2-12

Poznámka:



Obr. 2.2-13

$$M_t = M \cdot \cos \alpha = F \cdot \left(\frac{D_s}{2}\right) \cdot \cos \alpha; \quad F_N = F \cdot \sin \alpha \quad (2.2-7)$$

$$M_o = M \cdot \sin \alpha = F \cdot \left(\frac{D_s}{2}\right) \cdot \sin \alpha; \quad F_T = F \cdot \cos \alpha \quad (2.2-8)$$

kde pro $\frac{D_s}{d} > 10$:

$$\alpha \approx 0 \quad \Rightarrow \quad \cos \alpha \approx 1 \quad \Rightarrow$$

$$M_t \approx F \cdot \left(\frac{D_s}{2}\right); \quad F_N \approx 0$$

$$M_o \approx 0; \quad F_T = F$$

– napětí (pro kruhový průřez)

$$\tau = \frac{M_t}{W_k} \cdot q_1 = \frac{F \cdot \frac{D_s}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \cdot q_1 = \frac{8 \cdot F \cdot D_s}{\pi \cdot d^3} \cdot q_1 \leq \tau_{DK} \quad (2.2-9)$$

kde:

q_1 ... součinitel vlivu nerovnoměrnosti τ vlivem složeného namáhání

- pro kruhový průřez:

$$q_1 = \frac{\frac{D_s+0,25}{d}}{\frac{D_s-1}{d}} + \frac{0,615}{\frac{D_s}{d}} \cong \frac{\frac{D_s+0,2}{d}}{\frac{D_s-1}{d}} \quad (2.2-10)$$

Poznámka: doporučeno: $\frac{D_s}{d} = (4 \div 16)$

- pro pravoúhlé průřezy $q_1 = \dots$ z nomogramu

τ_{DK} ... dovolené napětí materiálu pružiny v krutu:

- při statickém namáhání:

$$\tau_{DK} = \tau_{Dm} = c_{\tau} \cdot \sigma_{Pt} \text{ [MPa] , orientačně (600 } \div \text{ 1100) MPa}$$

c_{τ} a σ_{Pt} z tabulek

orientačně:

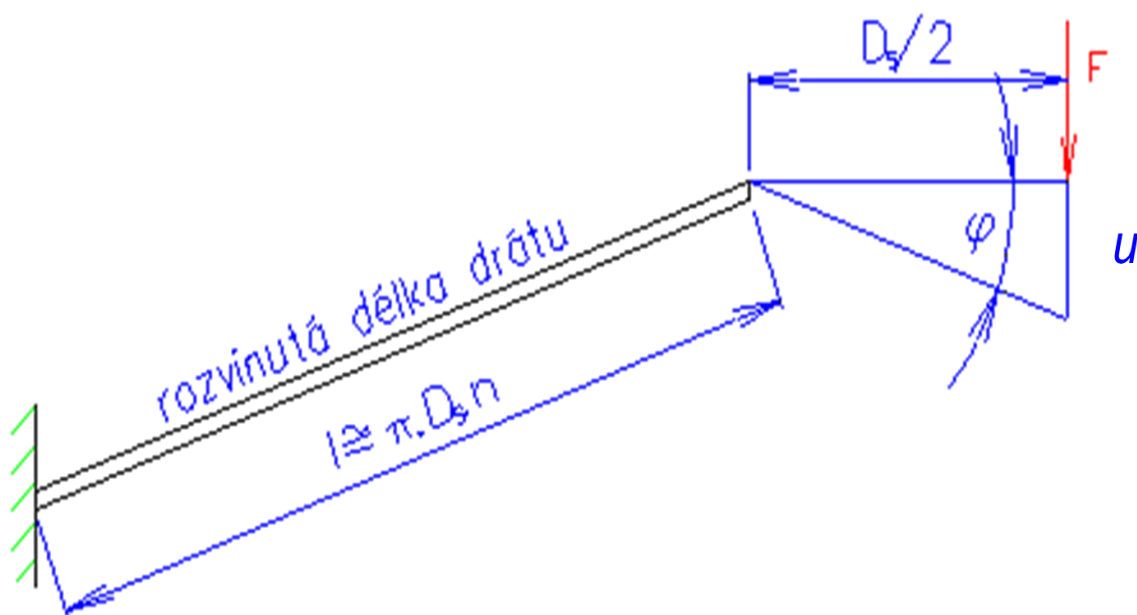
$c_{\tau} = 0,5$... pro patentovaný drát tažený za studena

$c_{\tau} = 0,6$... pro zušlechtěný drát z uhlíkové oceli

- při dynamickém namáhání:

$$\tau_D = \tau_{DH} \text{ (pomocí Smithova nebo Haighova diagramu)}$$

– posunutí od deformace



Obr. 2.2-14

$$u = \varphi \cdot \frac{D_s}{2} = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot I_k} \cdot \frac{D_s}{2} = \frac{F \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \pi \cdot D_s \cdot n}{G \cdot I_k} \cdot \frac{D_s}{2} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{F \cdot D_s^3}{G \cdot I_k} \cdot n \quad (2.2-11)$$

kde: n ... počet pružících závitů

Pro kruhový průřez drátu:

$$I_k = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (2.2-12)$$

$$u = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{F \cdot D_s^3}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} \cdot n = \frac{\pi \cdot 8 \cdot F \cdot D_s^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \quad (2.2-13)$$

– tuhost

$$k = \frac{F}{u} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{G \cdot J_k}{D_s^3 \cdot n} [N \cdot mm^{-1}] \quad (2.2-14)$$

Pro kruhový průřez drátu:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_s^3 \cdot n} \quad (2.2-15)$$

PRUŽINY PRO ZATĚŽOVÁNÍ PŘÍČNÝMI SILAMI

2.2.6 Pružiny listové

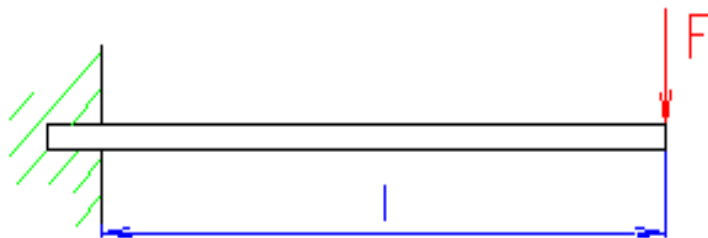
Charakteristika

Pružiny na principu ohybem zatěžovaných dlouhých štíhlých nosníků obdélníkového průřezu o malé výšce.

Stavební struktura

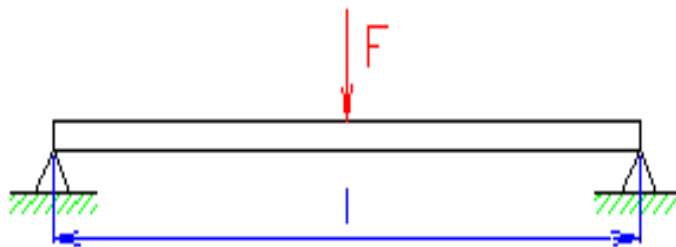
TYPICKÁ PROVEDENÍ

- Jednoduché listové pružiny:
vetknutá na jednom konci:



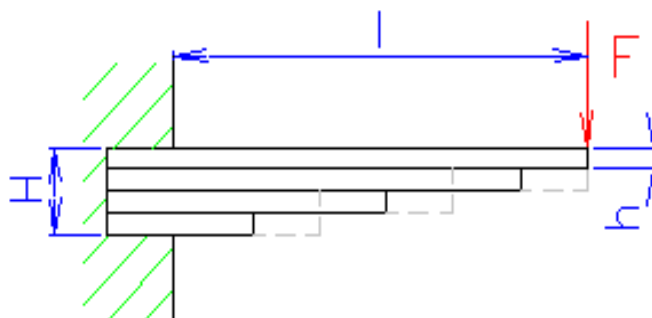
Obr. 2.2-15

podepřená na dvou podporách:



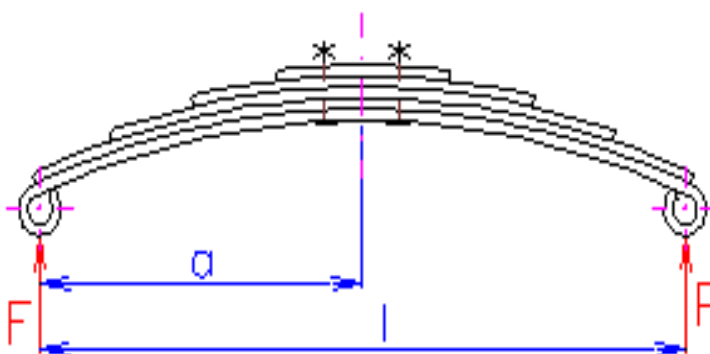
Obr. 2.2-16

- **Složené listové pružiny: (přiblížení nosníkům stálé pevnosti)**
vetknutá na jednom konci:



Obr. 2.2-17

podepřená na dvou podporách:



Obr. 2.2-18

MATERIÁLY

– pružinové oceli tř. 13 a 14 (13 251, 13 270, 14 260)

Základní specifické vlastnosti

- Jednoduché listové pružiny mají relativně malou únosnost při vysoké poddajnosti.
- Složené listové pružiny mají relativně značnou únosnost při dosti vysoké poddajnosti.
- Tření mezi listy složených pružin způsobuje hysteretzní charakteristiku.
- Složené listové pružiny jsou náročné na údržbu (mazání a čistota).

Základní poznatky pro návrh a hodnocení

ÚNOSNOST, PEVNOST A POSUNUTÍ OD DEFORMACÍ

U jednotlivých listových pružin se řeší jako u štíhlých nosníků zatížených příčnými silami. Řešení složených listových pružin překračuje vzhledem ke svému rozsahu a ubývajícímu použití těchto pružin rámec tohoto výkladu.

PRUŽINY PRO ZATĚŽOVÁNÍ TOČIVÝMI MOMENTY ("KRUTOVÉ")

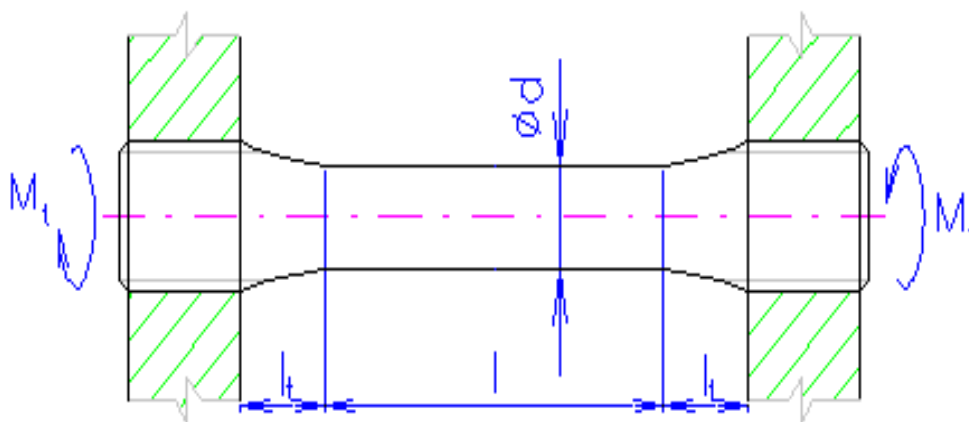
2.2.7 Pružiny tyčové torzní

Charakteristika

Pružiny na principu krutem zatěžovaných dlouhých štíhlých tyčí (prutů), nejčastěji kruhového průřezu.

Stavební struktura

TYPICKÉ PROVEDENÍ



Obr. 2.2-19

MATERIÁLY

pružinové oceli tříd 14 – 16 (14 260, 15 230, 16 640)

Základní specifické vlastnosti

- Lineární pracovní charakteristika.
- Tuhost lze výrazně ovlivňovat délkou pák na konci (příp. koncích) tyče.
- Značné nároky na délku, jinak minimální potřebný prostor.

Základní poznatky pro návrh a hodnocení

Řeší se jako prut daného průřezu zatížený točivým momentem M_t .

Pozornost je nutné navíc věnovat spojům pro přenos M_t na obou koncích torzní tyče

2.2.8 Pružiny spirálové

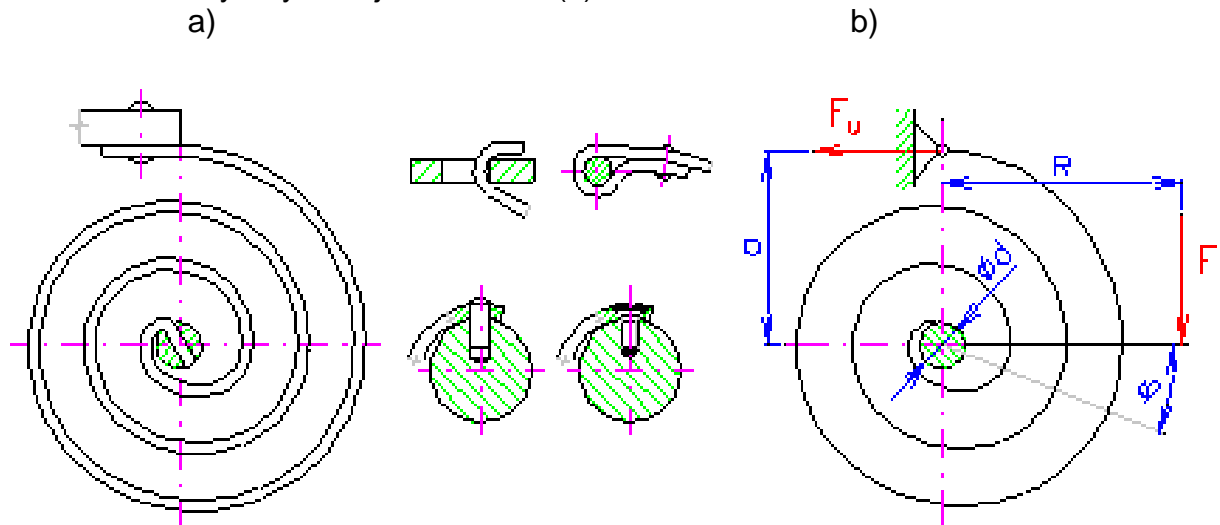
Charakteristika

Pružiny na principu "krutem" zatěžovaných rovinných spirál (nejčastěji z plochého pásku obdélníkového průřezu, možné však i z drátu kruhového průřezu).

Stavební struktura

TYPICKÁ PROVEDENÍ

- s vetknutým vnějším koncem (a)
- s kloubově uchyceným vnějším koncem (b)



Obr. 2.2-20

MATERIÁLY

- pružinové oceli tř. 12 (12 071, 12 081, 12 090).

Základní specifické vlastnosti

- Lineární pracovní charakteristika.
- Vysoká poddajnost.

Základní poznatky pro návrh a hodnocení

ÚNOSNOST, PEVNOST A POSUNUTÍ OD DEFORMACÍ

Řeší se jako tenkostěnný zakřivený prut zatížený točivým momentem M_t .

Provedení s vetknutým koncem má menší ohybové namáhání pružné spirály. Aby bylo namáhání od vlastní deformace spirály v přijatelných mezích je doporučeno volit $d/h > 30$ (h je výška pásku). Řešení obou variant překračuje vzhledem ke svému rozsahu a relativně malému užití těchto pružin rámec tohoto výkladu.

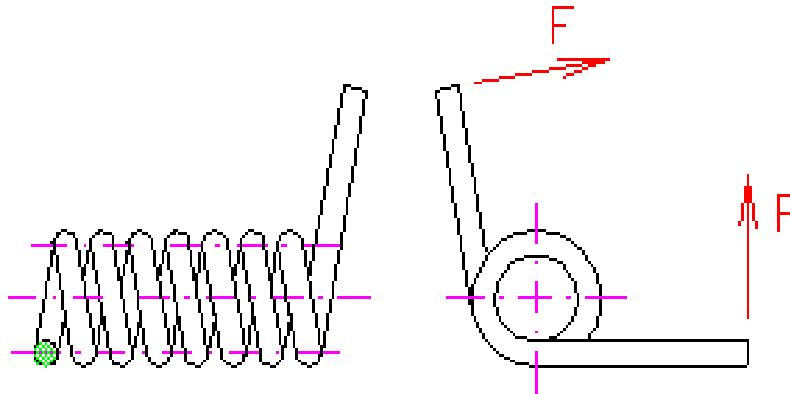
2.2.9 Pružiny šroubové zkrutné

Charakteristika

Pružiny na principu "krutem" zatěžovaných šroubovitě (na válec) navinutých drátů nejčastěji kruhového, někdy též pravoúhlého průřezu.

Stavební struktura

TYPICKÉ PROVEDENÍ



Obr. 2.2-21

MATERIÁLY

- oceli na pružinové dráty

Základní specifické vlastnosti

- Lineární pracovní charakteristika
- Vysoká poddajnost.

Základní poznatky pro návrh a hodnocení

ÚNOSNOST, PEVNOST A POSUNUTÍ OD DEFORMACÍ

Řeší se jako tenkostěnné kruhově zakřivené pruty řazené v sérii.

Řešení překračuje vzhledem k relativně malému užití těchto pružin rámec tohoto výkladu.

2.3 Pružiny na principu poddajných materiálů

2.3.1 Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Pružiny s výrazným uplatněním pružných deformací samotného materiálu.

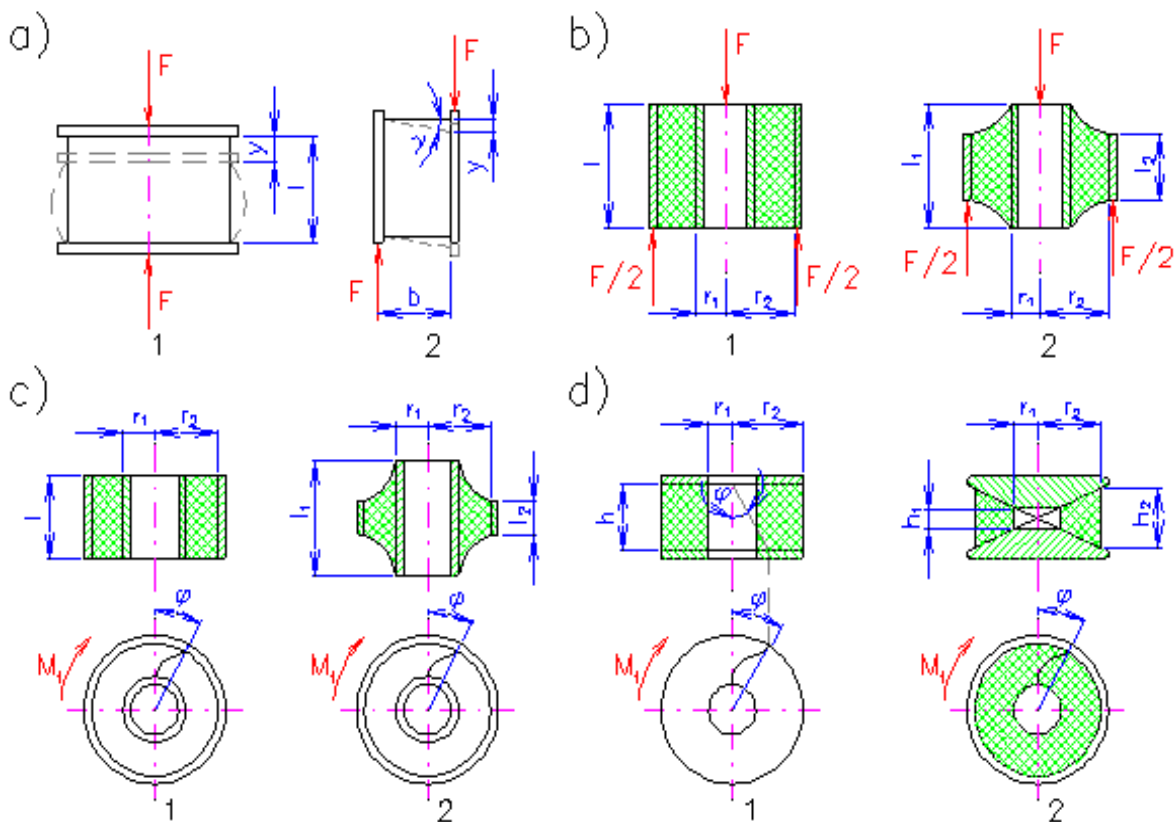
Pružiny vytvarované z pryže jako prvky:

- volné (hranoly, duté nebo plné válce, příp. desky, apod.)
- zalisované do kovových částí (obvykle mezi vnější a vnitřní trubku).
- spojené lepením nebo vulkanizováním s kovovými částmi.

2.3.2 Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ



Obr. 2.3-1

MATERIÁLY

- přírodní pryže (kaučuk s přísadami)
 - syntetické pryže (buna, neopren, apod.)
- Moduly pružnosti: $E = (10 \div 50)$ MPa, $G = (0,4 \div 2)$ MPa

2.3.3 Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- Schopnost zachycovat i více druhů zatížení najednou (kombinovaná zatížení).
- Ostatní vlastnosti díky svému principu vyplývají z vlastností pryže (viz úvod E2. kap).

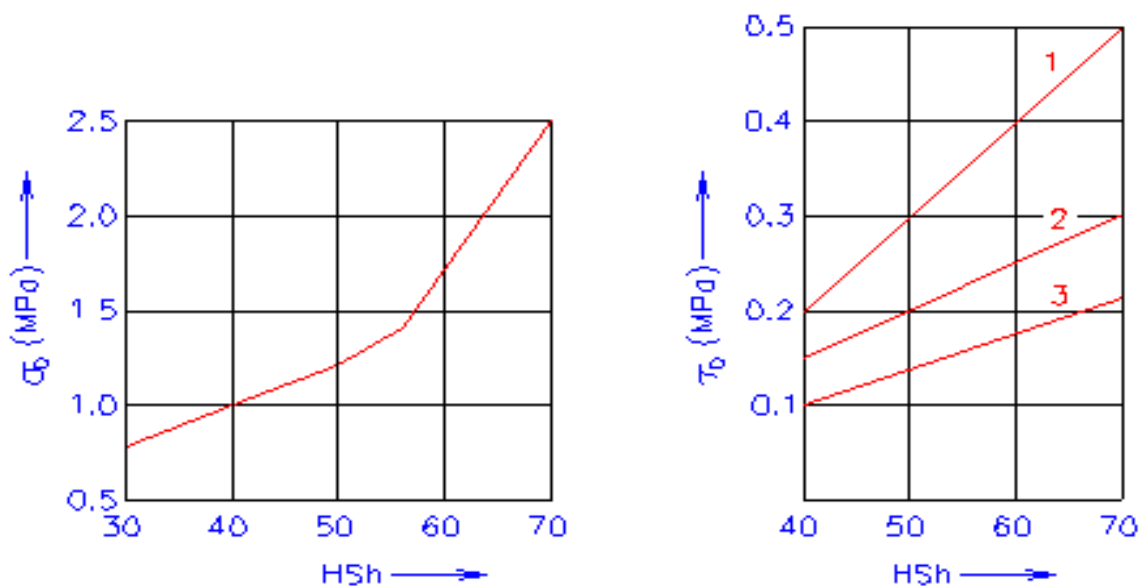
1.3.4 Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a hodnoc. dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

ÚNOSNOST, PEVNOST A POSUNUTÍ OD DEFORMACÍ

Řeší se jako deformace těles daného tvaru s uvažováním pevnostních a pružnostních charakteristik pryže uváděných obvykle v diagramech v závislosti na druhu pryže (obvykle charakterizovaném pouze tvrdostí HSh) a příp. charakteristických rozměrech pryžového prvku.

Příklady:



Obr. 2.3-2

F HŘÍDELOVÉ SPOJKY

**Strojní části – stavební orgány
pro spojení
otočných přenosových částí**

1 Hřídelové spojky – základní poznatky

1.1 Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Strojní části (stavební orgány), jejichž funkcí je umožnit přenos točivého momentu a pohybu mezi dvěma blízkými otočnými částmi technického zařízení (systému), jejichž osy otáčení mohou (obecně) být:

- totožné
- mírně různoběžné
- mírně mimoběžné

Tato funkce je často kombinována s dalšími funkcemi (které pak obvykle bývají hlavními):

- omezit přenášený točivý moment
- tlumit torzní kmity
- umožnit vyrobení rozměrného dílu (jeho rozdělením)
- umožnit montáž a demontáž (zařízení po částech)
- eliminovat změny polohy spojovaných částí (vlivem geometrických nepřesností, poddajností, tepelné roztažnosti, apod.)

Podle principu a způsobu přenosu točivého momentu a otáčení (tj. podle funkčního/pracovního principu a způsobu) lze spojky rozřadit na:

1. Mechanické spojky

a) **nerozpojované** (za provozu trvale spojené):

- (nepružné) pevné (trubkové, korýtkové, přírubové/kotoučové, s čelním ozub.)
- (nepružné) vyrovnávací (trubkové, kolíkové, ozubcové, s křížovým kotoučem, s klouby, zubové)
- pružné (kotoučové, s integrovanými pruž. tělesy, s vloženými pruž. tělesy, obručové a talířové, s kovovými pružinami, membránové)

b) **ovládané** (mechanicky, hydraulicky, pneumaticky, elektromagneticky), se změnami spojení řízenými z okolí spojky:

- zubové (čelní, válcové)
- třecí (kotoučové/diskové, lamelové)

c) **automatické / poloautomatické**, se změnami spojení řízenými plně/zčásti spojkou

- pojistné (destruktivní, vysmekávací, prokluzovací)
- rozběhové (práškové, segmentové)
- volnoběžné (axiální princip, radiální princip)

2. Hydraulické spojky:

a) **hydrodynamické**

- s uzavřeným okruhem (neřízené, samočinně řízené, řízené)
- s otevřeným okruhem

b) **hydrostatické**

3. Elektrické spojky:

a) **asynchronní**

- s vírovou kotvou
- s klecovou kotvou

b) **synchronní**

- s reluktanční kotvou
- s buzenou kotvou

4. Magnetické spojky (bez dalšího členění)

Poznámky:

- Uvedené třídění vychází z ČSN 02 6400, u mechanických spojek je však použito upravené výstižnější funkční strukturování a označení.

Podle zabezpečování dílčích funkcí lze na spojce rozlišit (orgány):

- **část hnací** (spojení s hnací částí tech. zařízení)
- **část hnanou** (spojení s hnanou částí tech. zařízení)
- **část spojovací** (spojení mezi hnací a hnanou částí spojky)

Pokud je spojka "symetrická" (rozměrově, hmotnostně, ale zejména "funkčně"), je rozlišení hnací a hnané části stanoveno pouze zvolenou orientací v technickém zařízení. U řady druhů "nesymetrických" spojek je však správná orientace hnací a hnané části spojky (vůči hnací a hnané části technického zařízení) nutnou podmínkou jejich správné funkce.

Poznámky:

- Spojky se pro svoji dobrou typizovatelnost většinou navrhují, vyrábějí a dodávají jako komponenty. Téměř výhradně to platí pro všechny typy mechanických "nemechanicky" (tj. elektromagneticky, hydraulicky a pneumaticky) ovládaných spojek a do značné míry i pro spojky hydraulické, elektrické a magnetické, používaných ve speciálních případech.
- Informace pro použití hromadně vyráběných spojek je nutné vyhledat v katalogu výrobce, příp. ve speciální odborné literatuře. Dále jsou proto uvažovány pouze převážně používané mechanické spojky, přičemž je pozornost soustředěna především na individuálně navrhovatelné a vyrobitelné typy.

1.2 Vnější zatížení spojky

Charakteristické hodnoty provozního zatížení:

$M_{tv} = M_{t(max)} [Nm]$... výpočtový (max.) přenášený točivý moment vlivem provozních (dynamických) jevů

$M_t = M_{t(stat)} [Nm]$... ustálený (stat.) přenášený točivý moment vyplývající z max. jmenovitých (jm.) parametrů technického zařízení (systému):

$$M_t = \frac{P_{jm}[W]}{\omega_{jm}[s^{-1}]} \left(= \frac{10^3 \cdot P_{jm}[kW]}{2\pi \cdot n_{jm}[\text{min}^{-1}]} = 9550 \cdot \frac{P_{jm}[kW]}{n_{jm}[\text{min}^{-1}]} \right) [Nm] \quad (1.2-1)$$

Poznámka:

- Pro speciální typy spojek jsou významné i další charakteristické hodnoty provozního zatížení, např. počet sepnutí, rozdílnost otáček spojovaných částí při spínání apod.

Stanovení výpočtového přenášeného momentu

(A) Hrubé výpočty

$$M_{tv} = c_{dyn} \cdot M_t \text{ [Nm]} \quad (1.2-2)$$

kde: c_{dyn} [1] provozní (dynamický) součinitel určovaný z tabulek, příp. diagramů (v odb. literatuře):

- pro tuhé spojky
- pro spojky s pružným členem

a podle typu (pracovní charakteristiky):

- hnacího stroje (motor elektrický, vznětový apod.)
- hnaného stroje (dynamo, čerpadlo, vrtačka, drtič apod.)

(a) zjednodušeně bez uvažování dalších faktorů

(b) přesněji i s uvažováním max. a min. zátěžného točivého momentu M_{tmax} a M_{tmin} a (redukovaných) hmotnostních momentů setrvačnosti I_1 a I_2 před a za spojkou

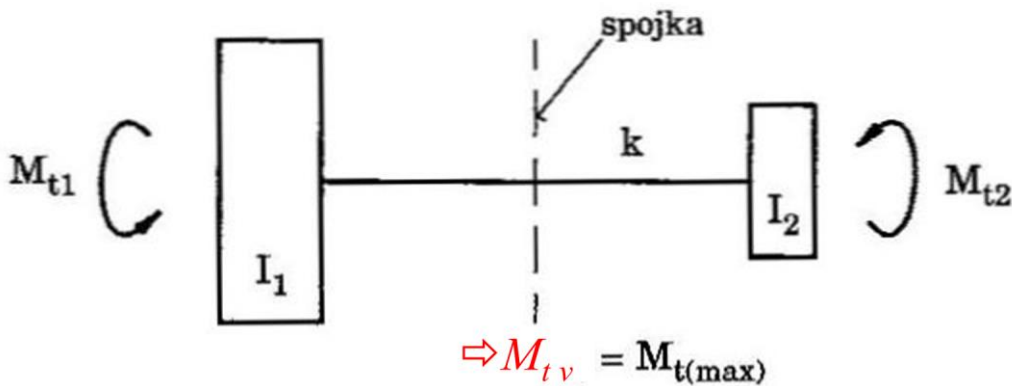
Poznámka:

- Orientačně lze uvažovat $c_{dyn} \in \{ 1(stat), 2(dyn) \}$

(B) Zpřesněné výpočty

a) pomocí zjednodušeného náhradního modelu:

Redukovaná torzní soustava se ("topologicky") nahradí tuhou částí před spojkou a za spojkou, které se spojí nehmotnou torzní pružinou (často vyjadřující pouze torzní tuhost spojky $k_{sp} = k$ [Nm/rad]):



Obr. 1.2 – 1

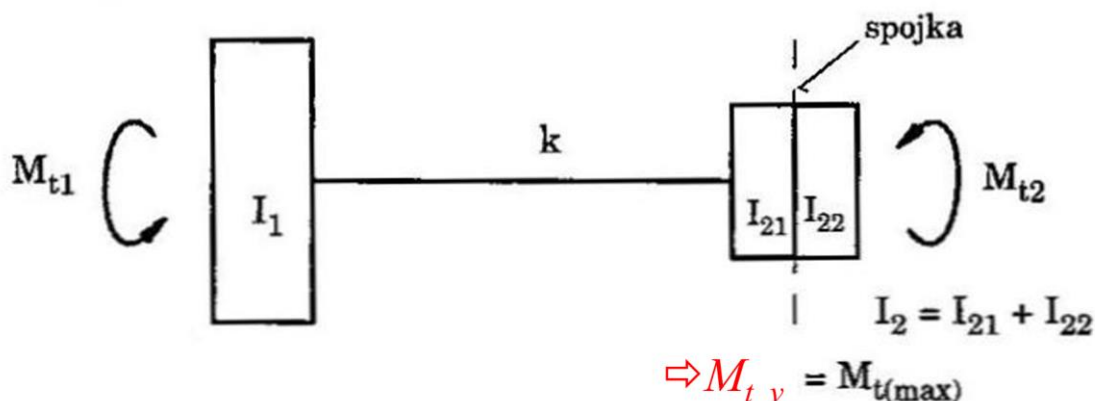
M_{tv} se pak řeší ze zatížení tohoto modelu proměnnými momenty M_{t1} a M_{t2} na hnací a hnané straně spojky (např. pomocí pohybových diferenciálních rovnic) podle vztahů v odb. literatuře.

Poznámka:

- Tento způsob výpočtu velmi zjednodušuje sestavení dynamického modelu, neboť (zejména) "napevno" určuje, že uzel kmitání je v místě spojky. Výsledky jsou proto, i přes zahrnutí vlivů kmitání rovněž spíše orientační (s větší přesností pro soustavy s výrazně poddajnou spojkou).

b) pomocí dynamicky ekvivalentního modelu

Redukovaná torzní soustava se (teoreticky přesně) nahradí dynamicky ekvivalentním diskretním modelem o zvoleném počtu stupňů volnosti (rovném počtu hmot modelu) např.:



Obr. 1.2 – 2

M_{tv} se pak řeší ze zatížení tohoto modelu proměnnými momenty M_{t1} a M_{t2} na hnací a hnané straně spojky (nejprve např. pomocí pohybových diferenciálních rovnic celé soustavy jako při předchozím (méně přesném) způsobu řešení a pak pomocí dynamické rovnováhy v místě spojky pro známé zatížení a pohyb "hmoty se spojkou"). Potřebné vztahy lze nalézt ve spec. odborné literatuře.

1.3 Obecné poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a hodnoc. dosažených reflektivních a reaktivních vlastn.)

HLEDISKA - ÚNOSNOST A PEVNOST

(A) Pro spojky "katalogové" ("hotové", "nakupované")

(tj. pro spojky dodávané a používané jako komponenty)

Základní podmínka: $M_{tv} \leq M_{jm}$

kde: M_{jm} [Nm] ... jmenovitý moment spojky - největší točivý moment, který může spojka (podle údajů výrobce) trvale přenášet.

Poznámka:

- U mechanicky ovládaných spojek s přenosem točivého momentu třecími plochami se navíc rozlišuje/označuje:

$M_{dyn} = M_{jm}$ [Nm] ... dynamický moment spojky - největší přenášený točivý moment, při němž třecí plochy mírně prokluzují ($v \leq 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)

$M_{st} (> M_{dyn})$ [Nm] ...statický moment spojky - největší přenášený točivý moment, při němž třecí plochy neprokluzují ($f_{st} > f_{dyn}$)

Ostatní podmínky:

Podle provozních podmínek a typu spojky je však nutné splnění i všech dalších obecných i speciálních požadavků, např.:

- únavovou pevnost připojovaných částí na hnací i hnané straně spojky při dynamickém zatěžování apod.
- tepelnou odolnost pracovních ploch třecích spojek při častějším vypínání a zapínání apod.

Poznámka:

- při návrhu katalogové spojky obvykle: M_{tv} , ost. požadavky $\Rightarrow M_{jm}$, typová vel. spojky
- při hodnocení katalogové spojky obvykle: bezpečnost $\Leftarrow M_{tv}$, ost. požadavky, M_{jm} , typová velikost spojky

(B) Pro spojky "konstruované" ("vyráběné", "nenakupované")

(tj. pro spojky konstruované u výrobce)

V tomto případě je nutno postupovat u jednotlivých druhů spojek individuálně podle jejich stavební struktury. Tvůrcem "konstruovaných" spojek je však i každý výrobce katalogových spojek. Z tohoto důvodu nejsou již dále opakovány triviální případy návrhu a hodnocení pro případné použití uvedených spojek podle katalogu a jsou v případě potřeby uváděny pouze (základní) poznatky pro návrh stavební struktury a jejich hodnocení predikovaných vlastností.

Poznámka:

- Ve všech dále uvedených případech obecně platí:
 - při návrhu spojky obvykle: M_{tv} , ost. požadavky \Rightarrow rozměry, materiály ...
 - při hodnocení spojky obvykle: bezpečnost $\Leftarrow M_{tv}$, ost. požadavky, rozměry, materiály, ...

OSTATNÍ HLEDISKA

Obecné konstrukční principy pro spojky

- mají mít co nejjednodušší vnější rotační tvary bez výstupků (pokud nelze zajistit, je nutné zakrytovat – bezpečnost)
- mají být co nejméně hmotné (m i l)
- pro vysoké rychlosti otáčení mají být navíc celé obrobny, příp. vhodně upraveny pro dynamické vyvážení
- mají být snadno rozebíratelné
- mají být umístovány co nejbližší ložiskům (aby byl přídavný ohybový moment od hmotnosti spojky co nejmenší)

2. MECHANICKÉ SPOJKY NEROZPOJOVANÉ

2.1 Spojky (nepružné) pevné

2.1.1 Spojky (nepružné) pevné obecně

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu pevných spojů zabraňují všem vzájemným pohybům spojovaných otočných částí (obvykle hřídelů).

Vlastnosti běžných pevných spojek

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos i periodicky proměnlivých točivých momentů
- Možnost přenosu i ohybových momentů
- Nesouosost spojovaných částí může vyvolat při provozu značná přídavná zatížení vedoucí až k poškození spojky

Výroba, montáž

- Výroba relativně jednoduchá
- Montáž relativně náročná, vždy nutná přesná souosost spojovaných částí, některé typy navíc vyžadují při montáži možnost axiálního posuvu (alespoň jedné ze) spojovaných částí

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Rychlý návrh a výroba (nákup)
- Montáž a demontáž může být pomalá (náročná)

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Relativně levné spojky
- Náklady na provoz nulové

2.1.2 Spojka trubková s kolíky

Charakteristika

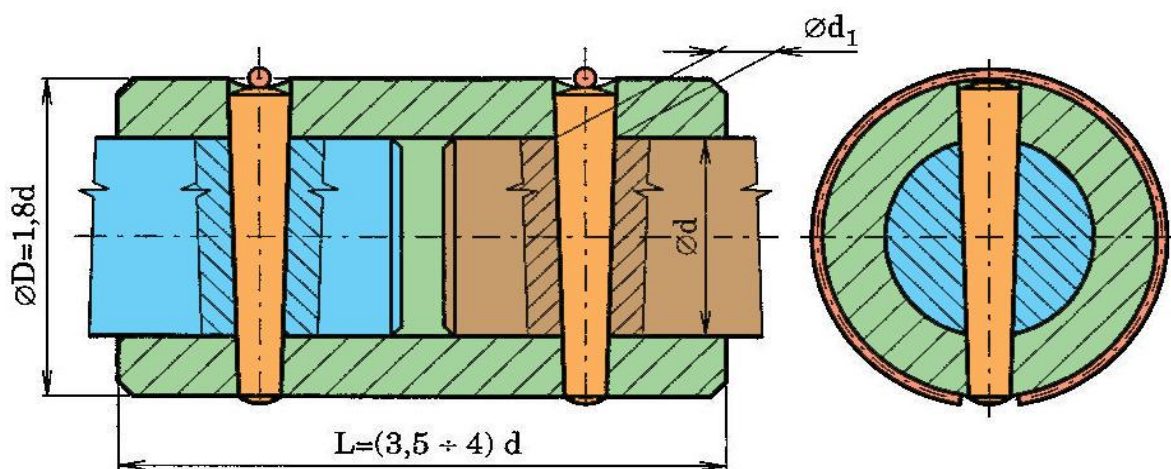
(znakové konstrukční vlastnosti)

Pevná spojka na principu společného náboje (trubky) spojovaného pomocí kolíkových spojů s konci hnacího a hnaného hřídele.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PROVEDENÍ



Obr. 2.1.2 - 1

Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako běžné pevné spojky.

Poznatky pro návrh a hodnocení

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

Je zřejmý z typického provedení.

ÚNOSNOST A PEVNOST

Kolíkové spoje

$M_{tv} \Rightarrow$	$\rho_{lmax} \leq \rho_D$	(v objímce)
	$\rho_{llmax} \leq \rho_D$	(ve hřídeli)
	$\tau_{Smax} \leq \tau_D$	(mezi objímkou a hřídelem)

Trubka

$$M_{tv} \Rightarrow \tau_{\max} \leq \tau_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

Konce hřídelů

$$M_{tv} \Rightarrow \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

Poznámka:

- Další informace viz. odst., 1.2 a 1.3.

2.1.3 Spojka korýtková

Charakteristika

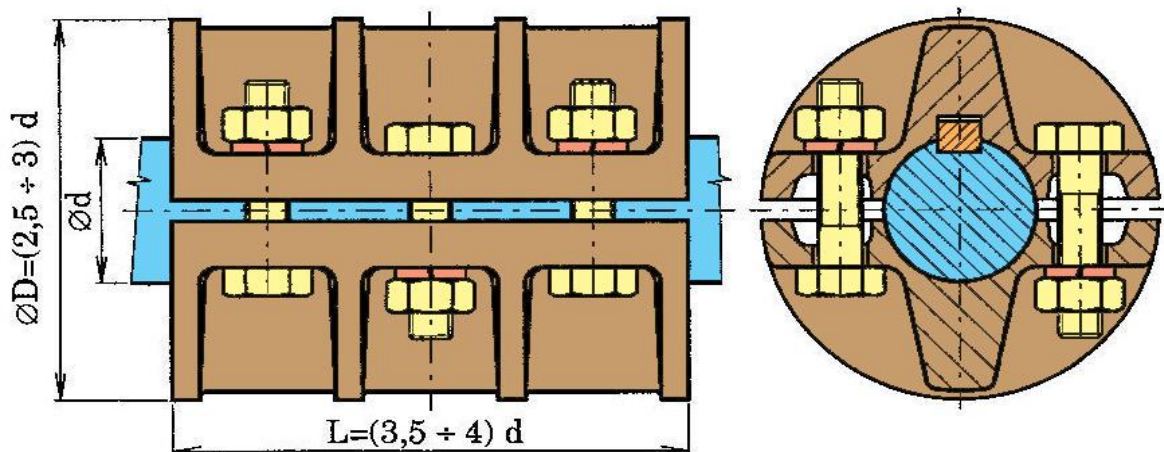
(znakové konstrukční vlastnosti)

Pevná spojka na principu svěrného spoje vytvořeného dvěma tělesy (ze šedé litiny) s válcovým vybráním svírajícími pomocí (4, 6, nebo 8) šroubů spojované konce hnacího a hnaného hřídele. Vložené lícované pero je pouze pojistkou proti pootočení.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PROVEDENÍ



Obr. 2.1.3 - 1

Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako běžné pevné spojky.

Poznatky pro návrh a hodnocení

(pro docílení požadovaných a hodnoc. dosažených reflektivních a reaktivních vlastností)

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

Je zřejmý z typického provedení.

ÚNOSNOST A PEVNOST

Svěrné spoje (mezi tělesy a koncem hřídelů)

$$M_{tv} \Rightarrow \sigma_{s\max} \leq \sigma_{Dš} \quad (\text{v jednom šroubu})$$
$$\rho_{V\max} \leq \rho_{Dv} \quad (\text{mezi tělesem a hřídelem})$$

Tělesa objímky

$$M_{tv} \Rightarrow \sigma_{red\max} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

Konce hřídelů

$$M_{tv} \Rightarrow \sigma_{red\max} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

Poznámka:

- Další informace viz. odst., 1.2 a 1.3.

2.1.4 Spojka přírubová / kotoučová

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Pevná spojka na principu rotačně symetrického:

- (a) třecího spoje se šrouby (pro klidné zatížení) nebo
- (b) spoje s kuželovými čepy či lícovanými šrouby, takže příruby tvoří spárované dvojice (pro rázové zatížení a střídavé zatížení)
- (A) mezi dvěma přírubami pevně spojenými se spojovanými konci hřídelů (z jednoho kusu, svařením, nalisováním, apod.)
- (B) mezi dvěma kotouči rozebíratelně spojenými se spojovanými konci hřídelů (na péro, drážkováním, apod.)

Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako běžné pevné spojky.

Poznatky pro návrh a hodnocení

MASTERY STAVEBNÍ STRUKTURY

Jsou zřejmé z typických provedení.

ÚNOSNOST A PEVNOST

Spoj přírub/kotoučů spojky (mezi sebou)

(a) třecí šroubový spoj

$$M_{t\ v} \Rightarrow \sigma_{s\max} \leq \sigma_{sD} \quad (\text{v jednom šroubu})$$

(b) spoj s kuž. čepy, příp. lícovanými šrouby

$$M_{t\ v} \Rightarrow T_{s\max} \leq T_D \quad (\text{v jednom čepu, příp. líc. šroubu})$$

$$\rho_{I,II\max} \leq \rho_D \quad (\text{mezi přírubou a čepem, příp. "})$$

Spoje přírub/kotoučů spojky s hřídeli

$$M_{t\ v} \Rightarrow \sigma_{red\max} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

$$\rho_{\max} \leq \rho_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

Konce hřídelů

$$M_{t\ v} \Rightarrow \sigma_{red\max} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

Poznámka:

- Další informace viz. odst., 1.2 a 1.3.

MONTÁŽ A DEMONTÁŽ

Příruby jsou vzájemně středěny na válcovém mezikruží, což vyžaduje při montáži a demontáži posuv hřídelů o šířku středicí plochy (lze vyloučit pomocí půlené vložky mezi přírubami).

2.1.5 Spojka s čelním ozubením (Hirthova)

Charakteristika

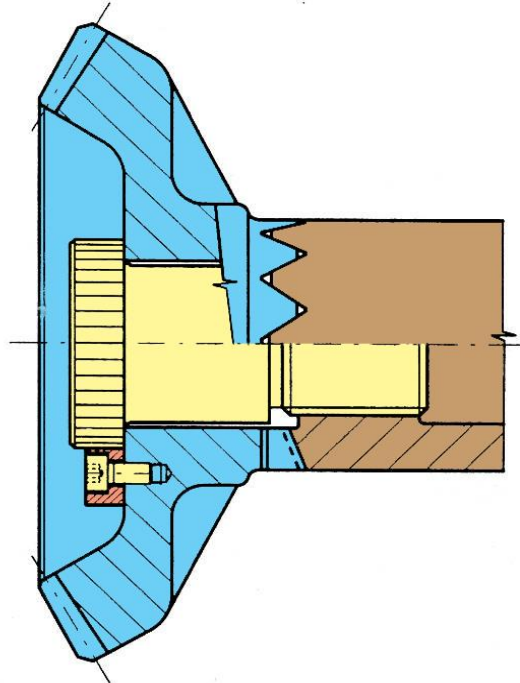
(znakové konstrukční vlastnosti)

Pevná spojka na principu (Hirthova) ozubení vytvořeného na obou čelech spojovaných částí (obvykle dutých), které jsou k sobě osově stlačovány (nejčastěji šroubem).

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

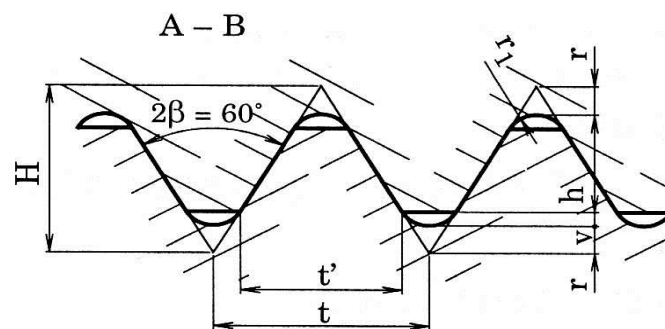
TYPICKÉ PROVEDENÍ



Obr. 2.1.5 - 1

TVAR A ROZMĚRY HIRTHOVA OZUBENÍ

Profil ozubení v řezu II s osou spojky:



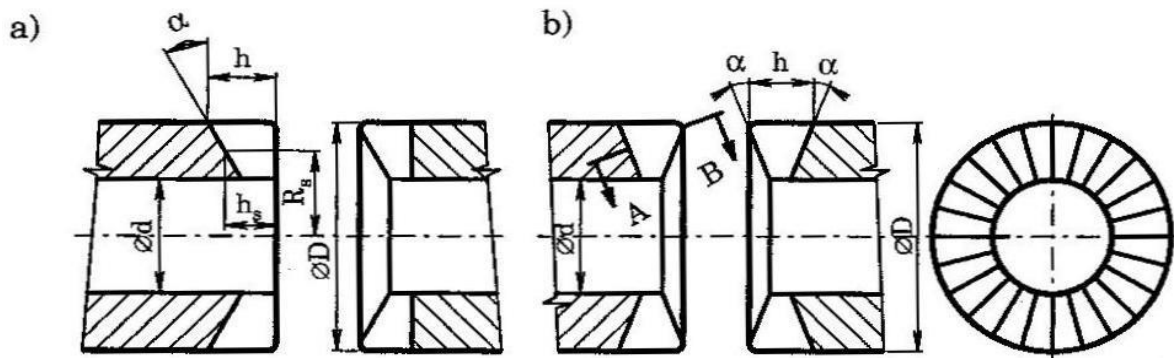
Obr. 2.1.5 – 2

Počty zubů: 12, 24, 48, 96

Rozměr profilu: tabulkové přiřazení dle počtu zubů

Středění ozubení

- na jednostranné kuželové ploše: a)
- na oboustranné kuželové ploše: b)



Obr. 2.1.5 - 3

Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako ostatní pevné spojky, vyznačuje se však:

- větší vhodností i pro přenos ohybových momentů
- většími nároky na přesnost výroby
- velmi rychlou montáží a demontáží
- vyšší cenou

Poznatky pro návrh a hodnocení

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

Je zřejmý z typického provedení.

ÚNOSNOST A PEVNOST

Spoj Hirthovým ozubením

$$M_{tv} \Rightarrow \begin{aligned} \rho_{\max} &\leq \rho_D && \text{(na průmět plochy 1 zubu)} \\ \sigma_{D\max} &\leq \sigma_D && \text{(ohyb zubů je zanedbatelný)} \\ \tau_{S\max} &\leq \tau_D && \text{(smyk zubů je zanedbatelný)} \end{aligned}$$

Spojovací osový šroub

$$M_{tv} \Rightarrow \sigma_{s\max} \leq \sigma_{Ds} \quad \text{(z osové síly } F_a = F_a(M_v) \text{ v ozubení)}$$

Spojované části

$$M_{tv} \Rightarrow \sigma_{red\max} \leq \sigma_D \quad \text{(v kritických řezech)}$$

Poznámka:

- Další informace viz. odst., 1.2 a 1.3.

2.2 Spojky (nepružné) vyrovnávací

2.2.1 Spojky (nepružné) vyrovnávací obecně

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu (tuhých) kinematických dvojic umožňujících odchylky vzájemné polohy spojovaných částí.

Vlastnosti běžných pevných spojek

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos točivého momentu při umožnění axiální, radiální úhlové, příp. i kombinované odchylky os spojovaných otočných částí
- Obvykle vyžadují mazání

Výroba, montáž

- Jednoduchost výroby závisí na typu spojky
- Montáž obvykle relativně jednoduchá

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Závisí na typu spojky, montáž a demontáž obvykle rychlá

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Výrobní náklady závisí na typu spojky
- Provozní náklady dány nutností údržby, zejména mazání

Poznámka:

- *Protože jednodušší typy těchto spojek jsou určeny pouze pro přenos minimálních zatížení a protože spojky pro přenos větších zatížení jsou vyráběny jako komponenty s parametry uváděnými v katalozích, je dále uveden pouze přehled jejich charakteristik, typických provedení a základních vlastností.*

2.2.2 Spojka vyrovnávací trubková

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Vyrovnávací (axiální) spojka s přenosem točivého momentu na principu:

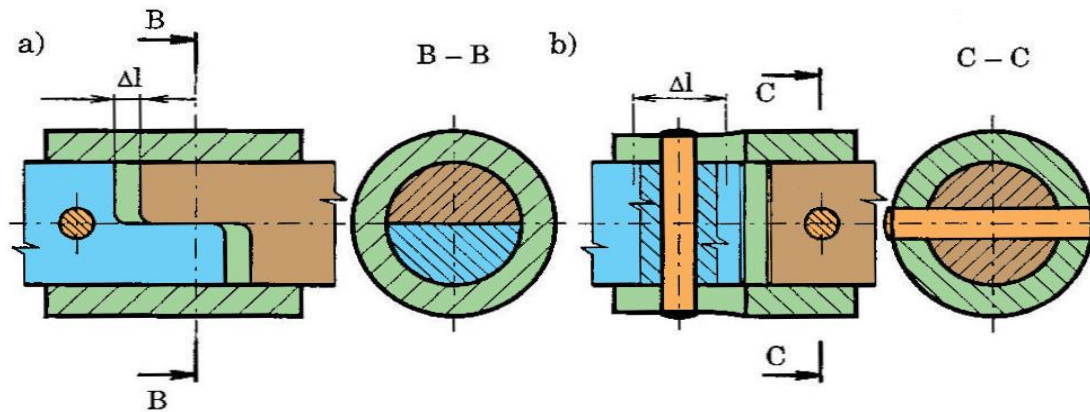
- (a) radiálních ploch na koncích hřídelů v trubce nebo

(b) čepu přečnávajícího do podélných výřezů v trubce

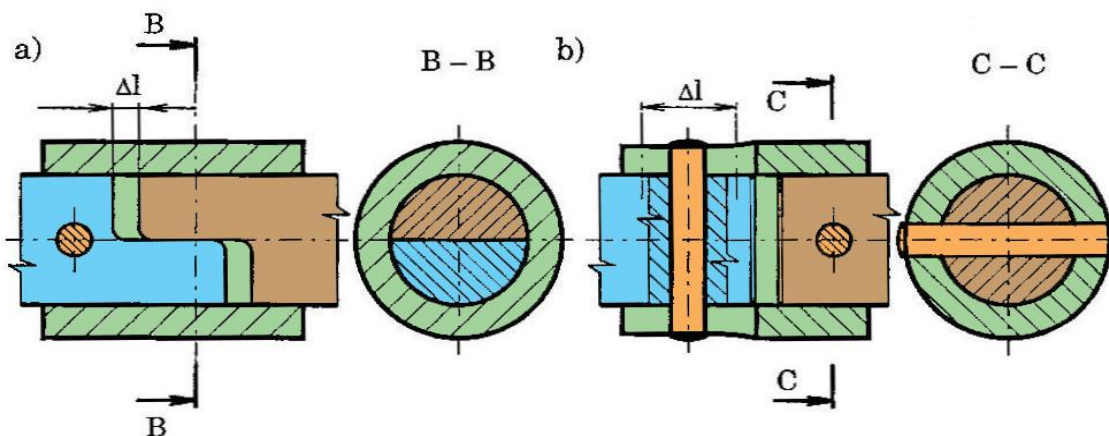
Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PŘEVEDENÍ



Obr. 2.2.2 - 1



Obr. 2.2.2 - 2

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- možnost pouze osových posuvů
- pouze pro malé točivé momenty
- činné plochy by měly být tvrzené

2.2.3 Spojka vyrovnávací kolíková

Charakteristika

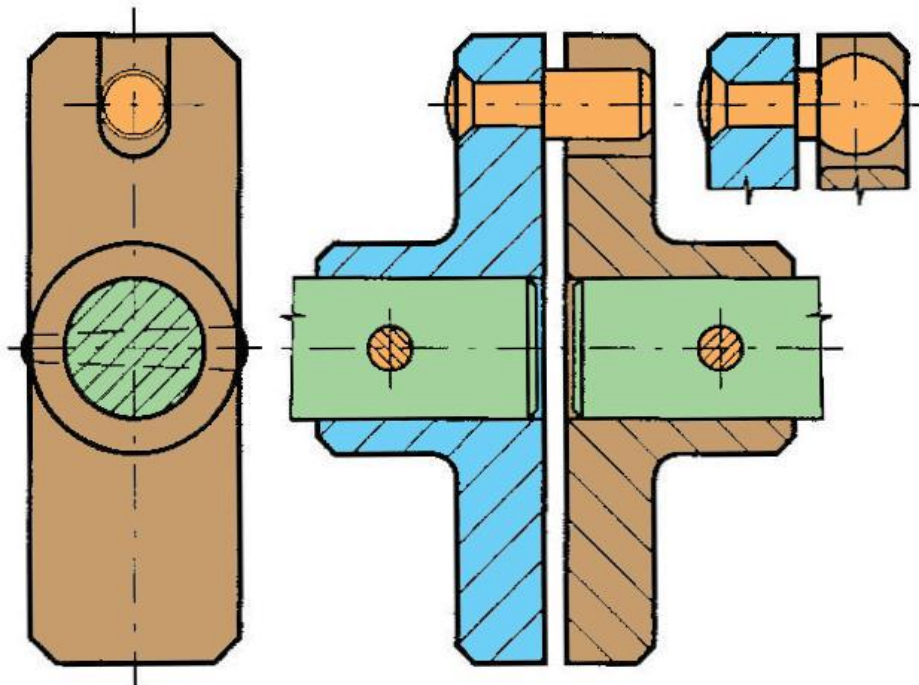
(znakové konstrukční vlastnosti)

Vyrovnávací axiálně - radiální spojka s přenosem točivého momentu na principu výstředně umístěného podélného kolíku zabírajícího do radiální drážky.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PROVEDENÍ



Obr. 2.2.3 - 1

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- možnost malých osových, radiálních i úhlových posuvů
- jen pro malé točivé momenty
- činné plochy by měly být tvrzené

2.2.4 Spojka vyrovnávací ozubcová

Charakteristika

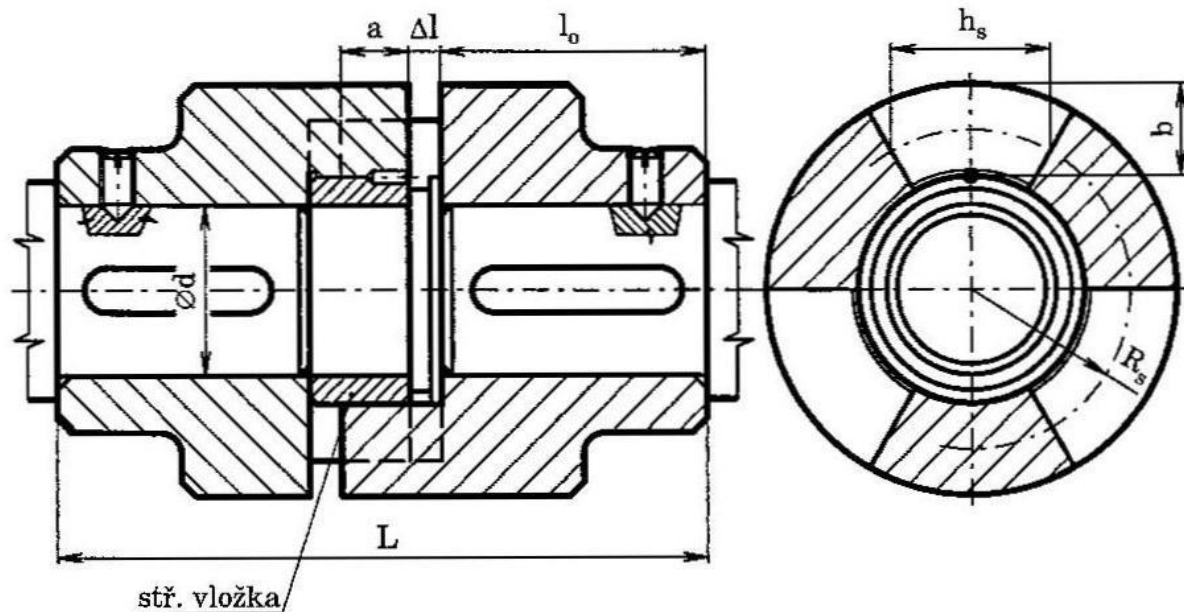
(znakové konstrukční vlastnosti)

Vyrovnávací (axiální) spojka s přenosem točivého momentu na principu spoluzabírajících čelních "ozubců" s radiálními rovinnými plochami. Pro správný záběr ploch musí být obě části vzájemně středěny lícovanou středící vložkou.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PŘEVODNÍ



Obr. 2.2.4 - 1

Základní vlastnosti

(reflexivní vlastnosti)

- možnost pouze osových posuvů
- při menších zatížení i jeden ozubec
- spojka je náročná na výrobu i přesnou montáž

2.2.5 Spojka vyrovnávací s křížovým kotoučem

Charakteristika

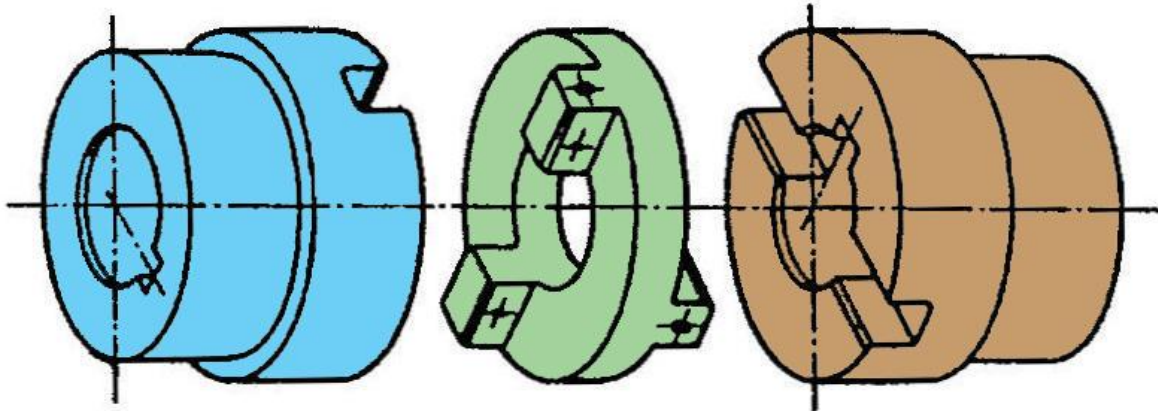
(znakové konstrukční vlastnosti)

Vyrovnávací (radiálně - axiální) spojka s přenosem točivého momentu prostřednictvím vloženého kotouče s radiálními hranolovitými výstupky přesazenými o 90° a zapadajícími do protilehlých drážek na hnací a hnané straně.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PROVEDENÍ



Obr. 2.2.5 - 1

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- možnost radiálního přesazení hřídelů, příp. i malých osových posuvů
- pro relativně malá zatížení a malé otáčky
- nutné dobré mazání třecích ploch
- činné plochy by měly být tvrzeny a broušeny
- relativně jednoduchá výroba

2.2.6 Spojka vyrovnávací s klouby (Hookeův kloub)

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

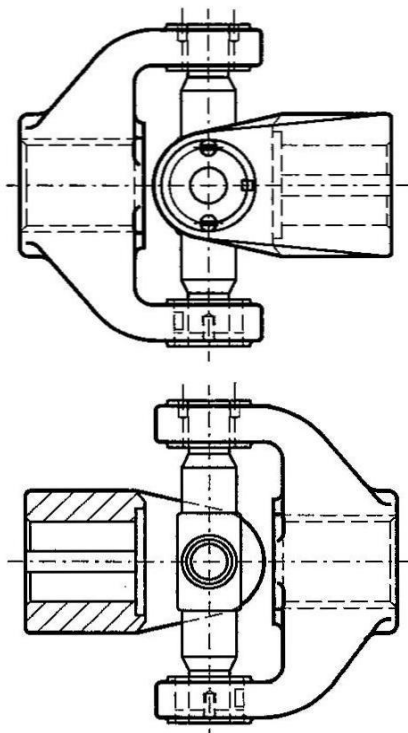
Vyrovnávací (úhlová) spojka s přenosem točivého momentu prostřednictvím vloženého "kloubu" se dvěma dvojicemi radiálních čepů zasahujícími do protilehlých otvorů.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PROVEDENÍ

kloubová spojka křížová

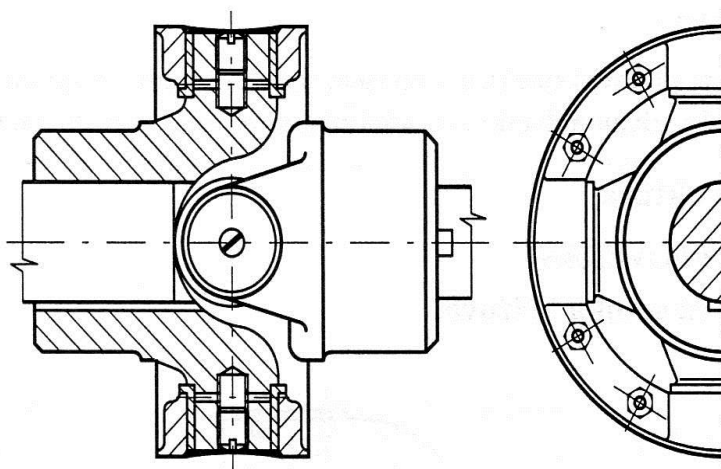


Obr. 2.2.6 - 1

Poznámka:

- Při malých rozměrech kloubu, kdy "kříž" ztrácí svůj typický tvar, se spojky na tomto principu označují jako "kloubové čepové" (viz příklad dole).

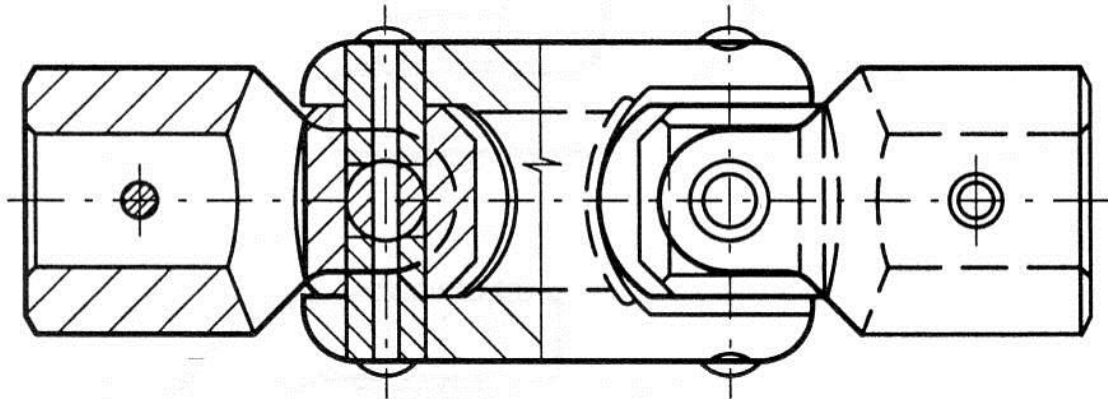
kloubová spojka prstencová



Obr. 2.2.6 - 2

Poznámky:

- Úhlová odchylka os hnané a hnací části způsobuje i při rovnoměrném otáčení hnací části nerovnoměrné otáčení hnané části (tím větší, čím je větší úhlová odchylka os), spojky se proto často používají ve dvojicích přesazených o 90°, čímž se vznikající odchylky vzájemně eliminují:

**Obr. 2.2.6 – 3**

- Klouby se speciální konstrukcí, které nezpůsobují uvedené nerovnoměrnosti, se nazývají "homokinetické klouby" (nezbytné např. u automobilů s pohonem předních kol).

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- možnost úhlové odchylky os hřídelů
- v kombinaci s posuvným drážkovaním v připojení na jedné straně spojky se docílí i možnost axiálních posuvů
- vhodnost i pro větší točivé momenty, pokud je úhlová odchylka os $\leq 6^\circ$ (max 15°C)
- pokud není použit speciální homokinetický kloub, je nutné kompenzovat vznikající nerovnoměrnost přenosu otáček alespoň dalším kloubem pootočeným o 90°
- nutnost dobrého mazání a údržby
- náročnost na výrobu a montáž
- nákladná spojka

2.2.7 Spojka vyrovnávací zubová**Charakteristika**

(znakové konstrukční vlastnosti)

Vyrovnávací (axiální nebo i úhlové) spojky s přenosem točivého momentu prostřednictvím spoluzabírajícího vnějšího a vnitřního ozubení:

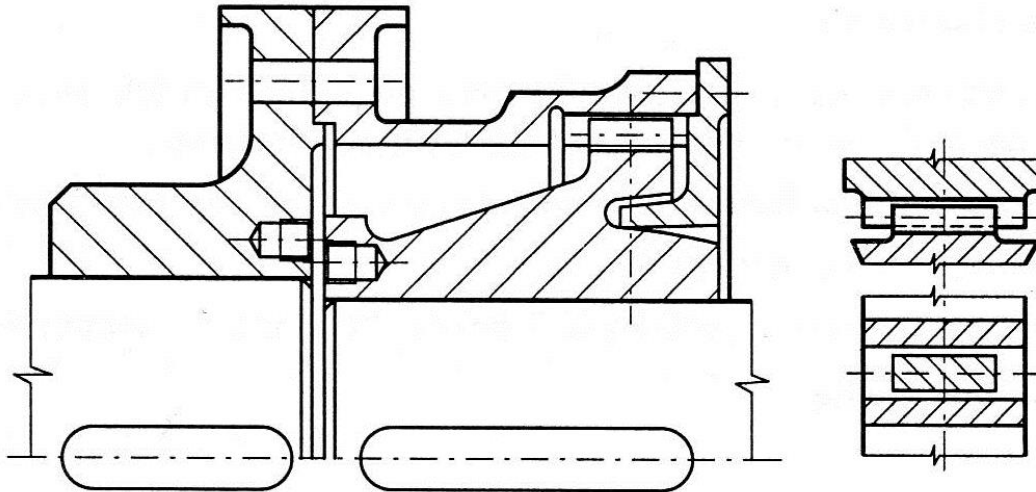
- přímého vnějšího i vnitřního u axiálních spojek
- soudečkového vnějšího a přímého vnitřního u axiálně - úhlových spojek

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

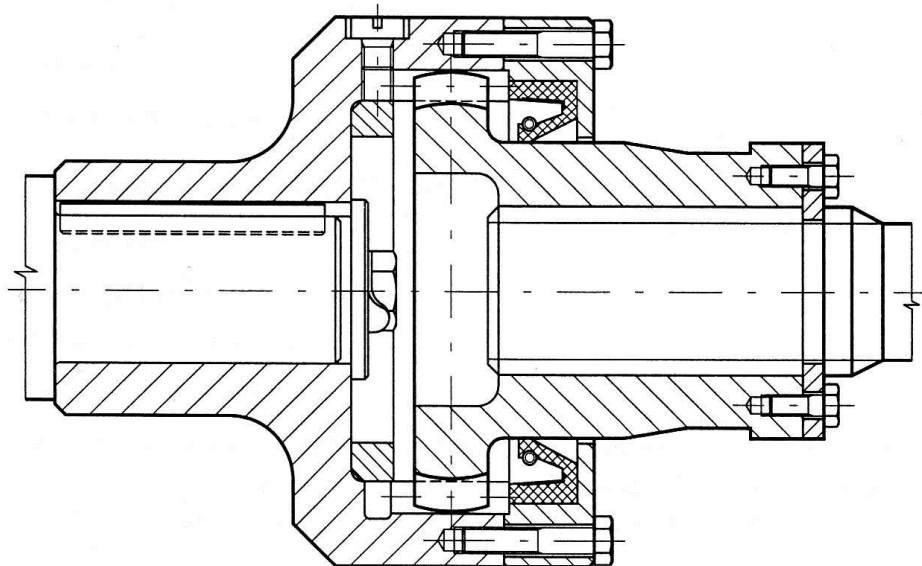
TYPICKÉ PROVEDENÍ

axiální spojka:



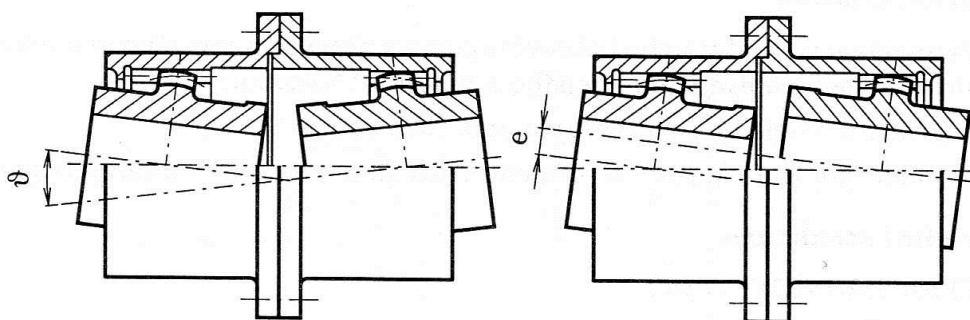
Obr. 2.2.7 - 1

úhlově - axiální spojky:
jednoduchá spojka:



Obr. 2.2.7 - 2

dvojitá spojka:



Obr. 2.2.7 - 3

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- možnost osového posuvu hřídelů, příp. při soudečkových bocích zubů i menší úhlové odchylky os (φ)
- vhodnost i pro velké točivé momenty, příp. i se změnami smyslu otáčení
- nutnost dobrého mazání
- náročnost na výrobu, relativně jednoduchá montáž i demontáž
- nákladná spojka

2.3 Spojky pružné

2.3.1 Spojky pružné obecně

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu pružných členů umožňujících odchylky vzájemné polohy spojovaných částí.

Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Přenos točivého momentu při umožnění současné axiální, radiální i úhlové odchylky os spojov. částí a jejich vzájemného pootočení.
- Schopnost akumulace kinetické energie pohonné soustavy v pružných člancích její přeměnou na energii potenciální a naopak.
- Schopnost "pohlcovat" kinetickou energii (zejména rázů) pohonné soustavy v pružných člancích změnou na energii tepelnou (tlumení kmitů, zejména rázů).
- Schopnost svojí torzní tuhostí měnit dynamické charakteristiky pohonné soustavy (vlastní frekvence, amplitudy a tvary kmitů atd.)
- Značná provozní spolehlivost.
- Údržba prakticky nulová

Výroba, montáž

- Jednoduchost výroby a montáže závisí na typu spojky

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Závisí na typu spojky, montáž a demontáž obvykle rychlá

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Výrobní náklady závisí na typu spojky
- Provozní náklady dány nutností údržby, zejména mazání

Poznámka:

- Ze shodných důvodů jako u vyrovnávacích spojek je dále uveden u jednotlivých typů pružných spojek rovněž pouze přehled jejich charakteristik, typických provedení a základních vlastností.

2.3.2 Pružné spojky kotoučové

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Pružné spojky na principu čepů uložených v pouzdrech z pryže nebo plastické hmoty v jednom, příp. dvou kotoučích zajišťujících přenos točivého momentu.

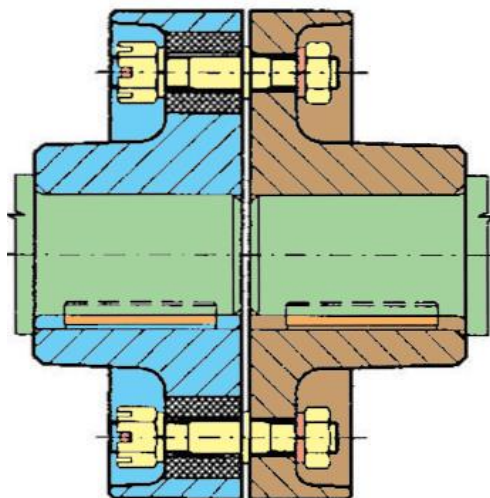
Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ

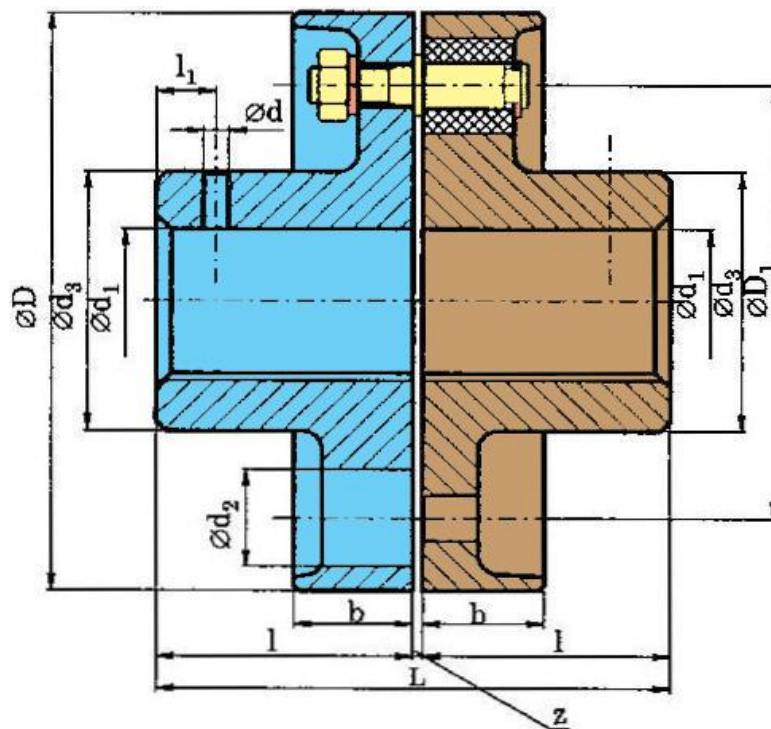
(A) Spojky se standardními pouzdry

spojka s pryžovými pouzdry: (př. jednostranného provedení)



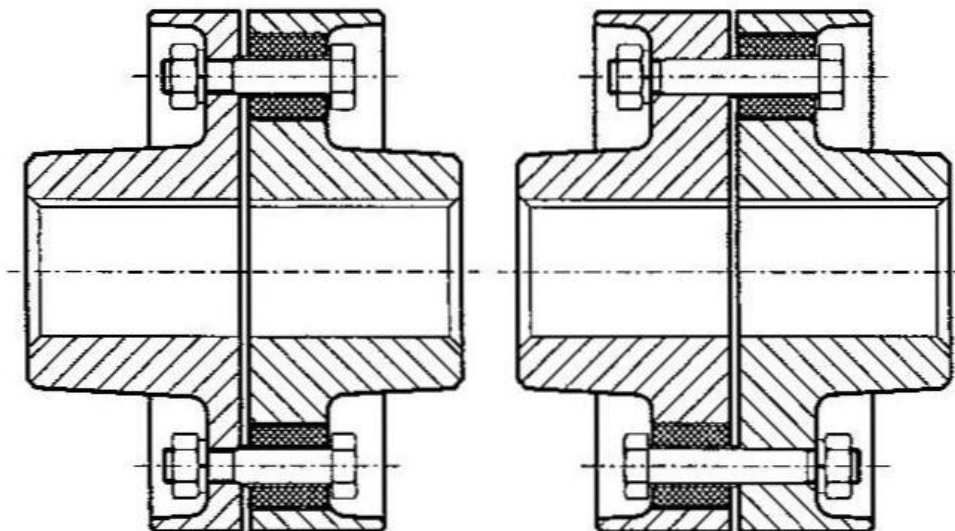
Obr. 2.3.2 - 1

spojka s plastovými pouzdry: (př.vystřídáního provedení - více pouzder → M_t)



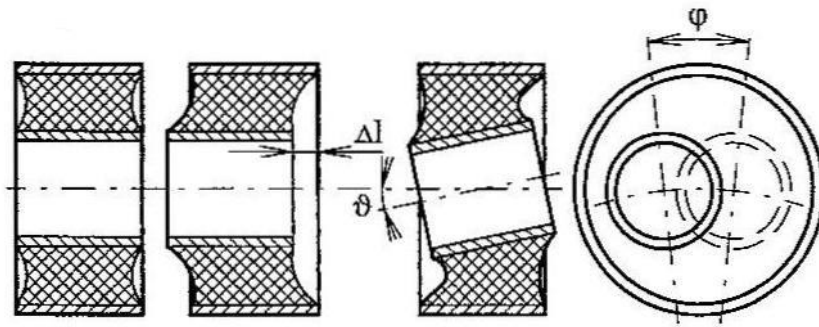
Obr. 2.3.2 - 2

(B) Spojky s vyztuženými pouzdry (pro větší zatížení)
 spojka s pryžovými pouzdry (silentbloky)
 (pryžová pouzdra jsou navulkanizovaná mezi dvě trubky)



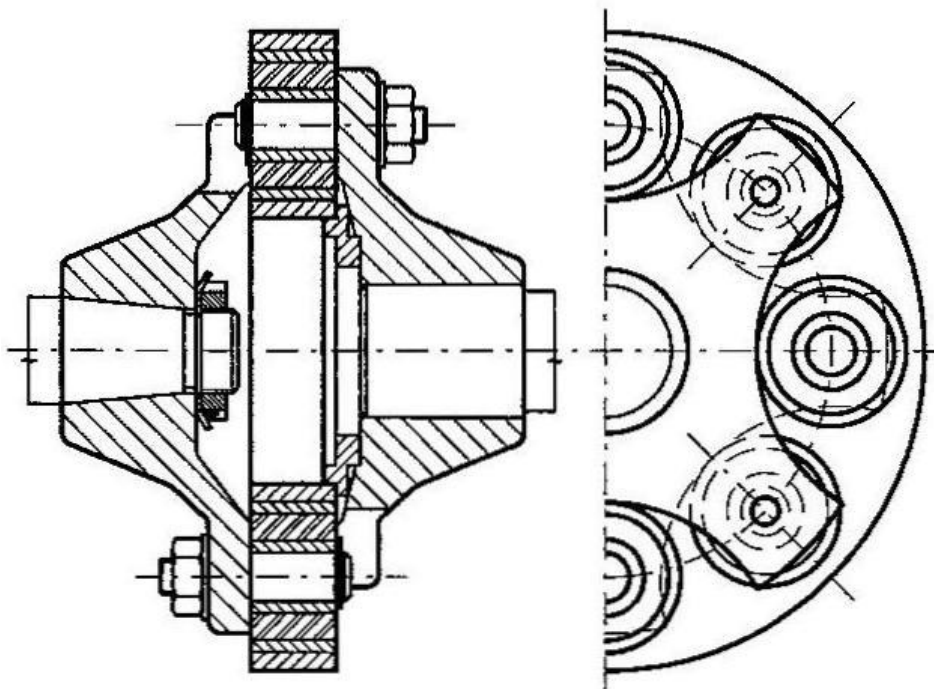
Obr. 2.3.2 - 3

možnosti deformace pružných pouzder:



Obr. 2.3.2 - 4

spojka s plastovými pouzdry



Obr. 2.3.2 - 5

Poznámka:

▣ Uvedené provedení má pouze jeden kotouč, tvořící spojovací člen mezi hnací a hnanou částí spojky, varianta se dvěma kotouči je samozřejmě též možná.

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako běžné pružné spojky a navíc:

- Vhodnost spíše pro nižší a střední momenty ($M_{tv} < 100 \text{ Nm}$)
- Nelineární deformační charakteristika
- Tichý provoz
- Jednoduchost montáže a demontáže

2.3.3 Pružné spojky s integrovanými pružnými tělesy

Charakteristika

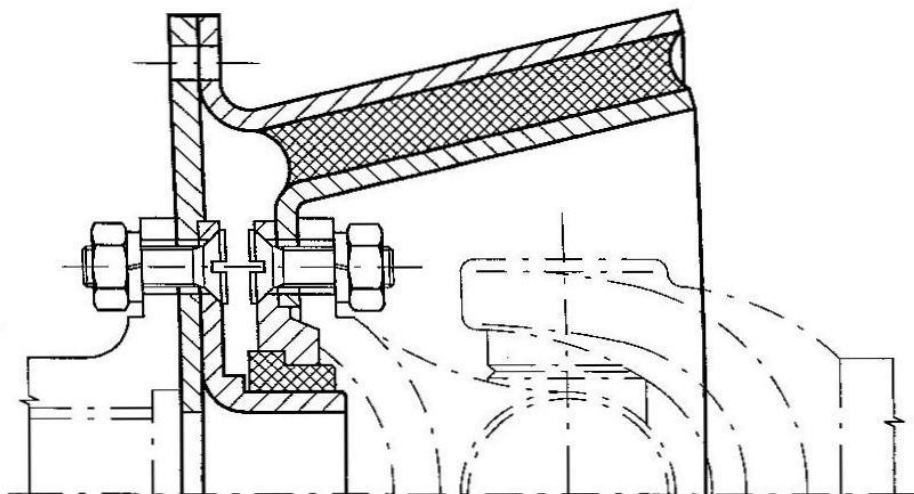
(znakové konstrukční vlastnosti)

Pružné spojky na principu navulkanizovaného pryžového tělesa tvořícího nerozebíratelnou část stavební struktury.

Stavební struktura

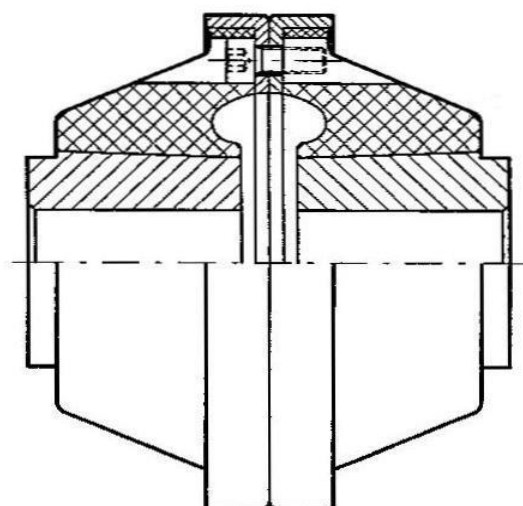
(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PŘEVEDENÍ s pryžovým mezičlenem



Obr. 2.3.3 - 1

s pryžovými tělesy kotoučů



Obr. 2.3.3 - 2

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako pružné kotoučové spojky

2.3.4 Pružné spojky s vloženými pružnými tělesy

Charakteristika

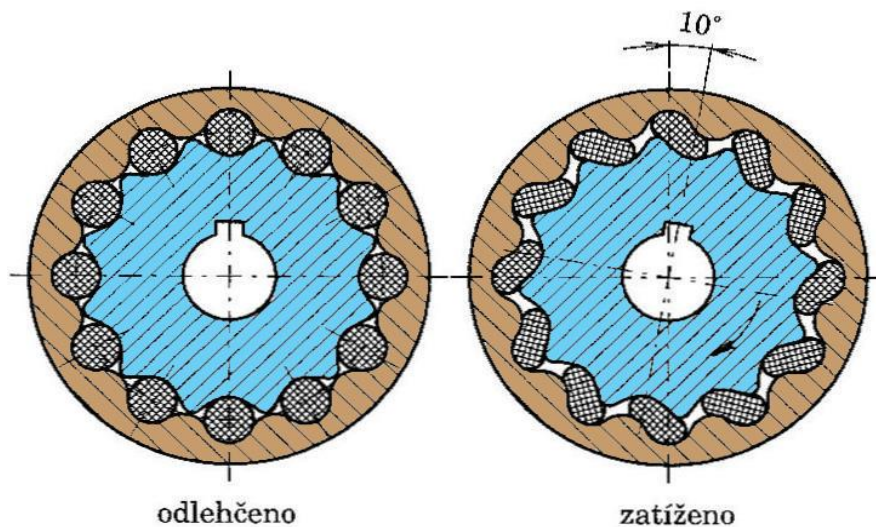
(znakové konstrukční vlastnosti)

Pružné spojky na principu vložených pryžových těles

Stavební struktura

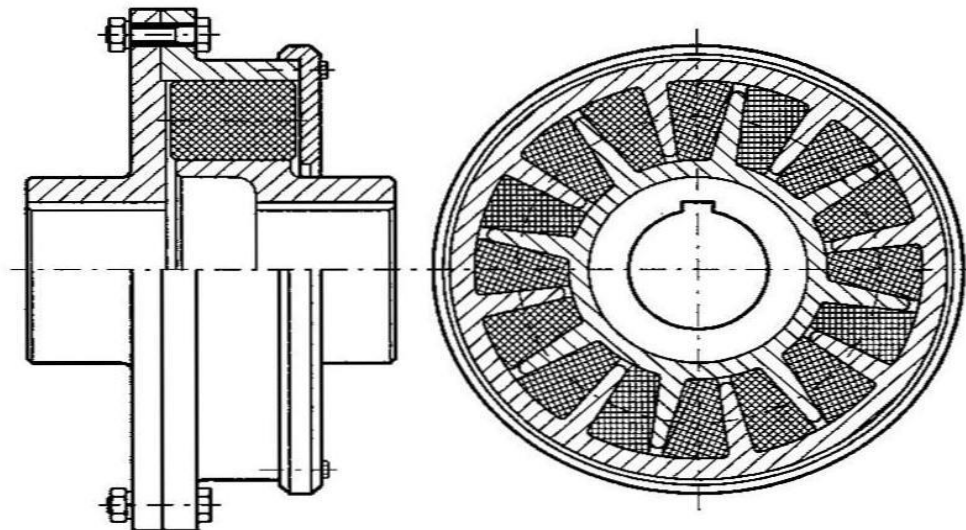
(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ s pryžovým válečky



Obr. 2.3.4 - 1

s pryžovými hranoly



Obr. 2.3.4 - 2

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako pružné kotoučové spojky

2.3.5 Pružné spojky obručové a talířové

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

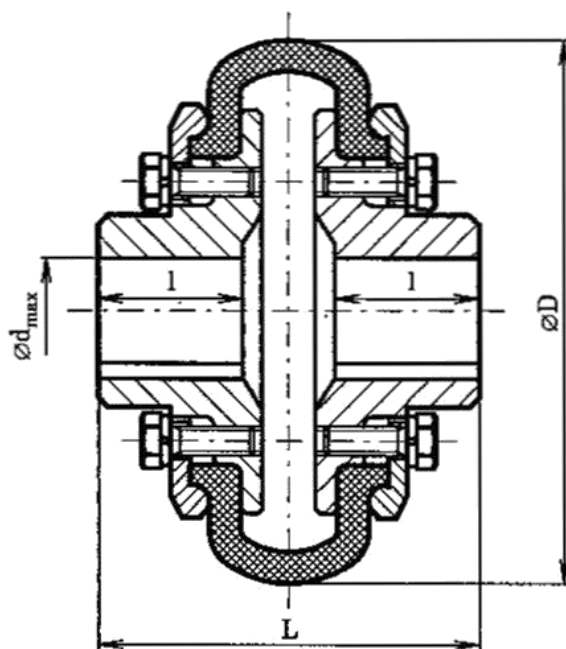
Pružné spojky na principu vestavěných (sevřených) pryžových členů ve tvaru obruče nebo talíře.

Stavební struktura

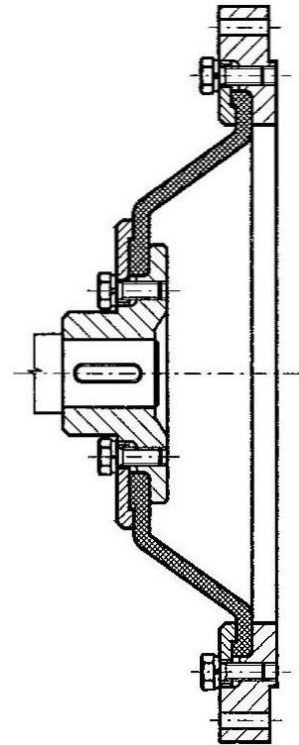
(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PŘEVEDENÍ

s pryžovou obručí (Periflex):



s pryžovým talířem:



Obr. 2.3.5 - 1

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako pružné kotoučové spojky, obručové však navíc:

- Vhodnost i pro vysoké točivé momenty ($M_{tv} < 10\,000\text{ Nm}$)

2.3.6 Pružné spojky s kovovými pružinami

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

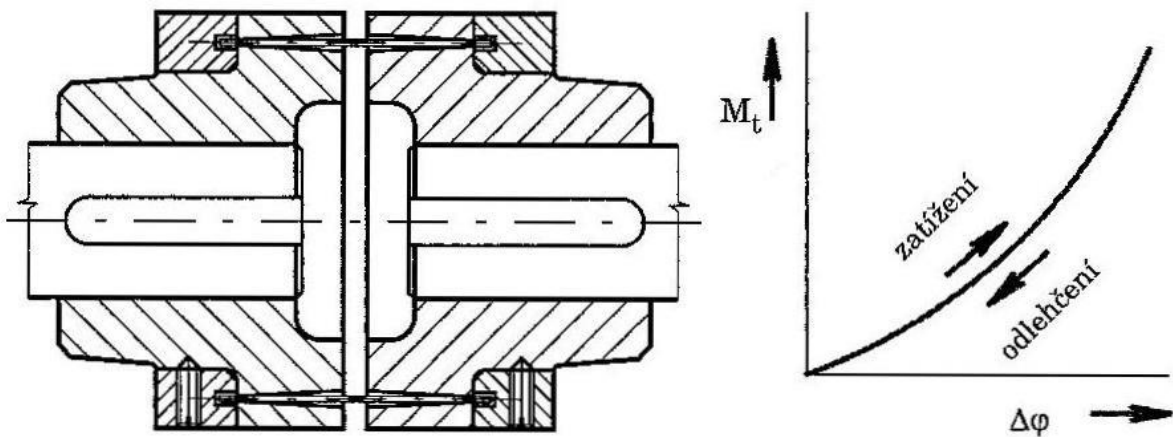
Pružné spojky na principu klasických ocelových pružin (deformačních členů).

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

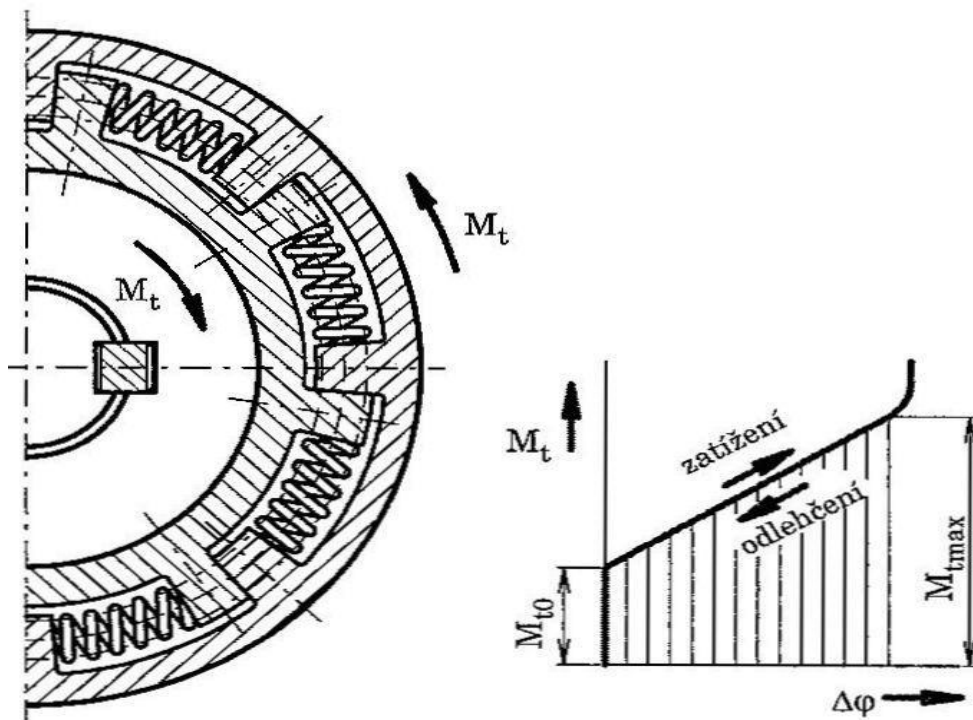
TYPICKÁ PROVEDENÍ

spojka jehlová (drátková):



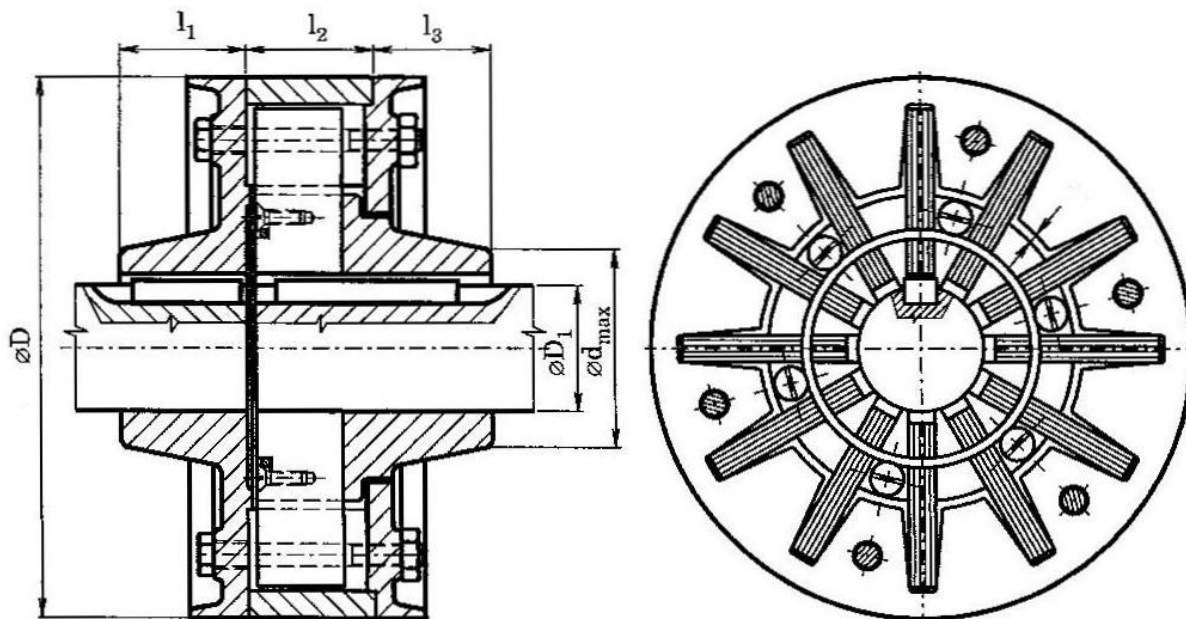
Obr. 2.3.6 - 1

spojka s obvodovými (šroubovými) pružinami:



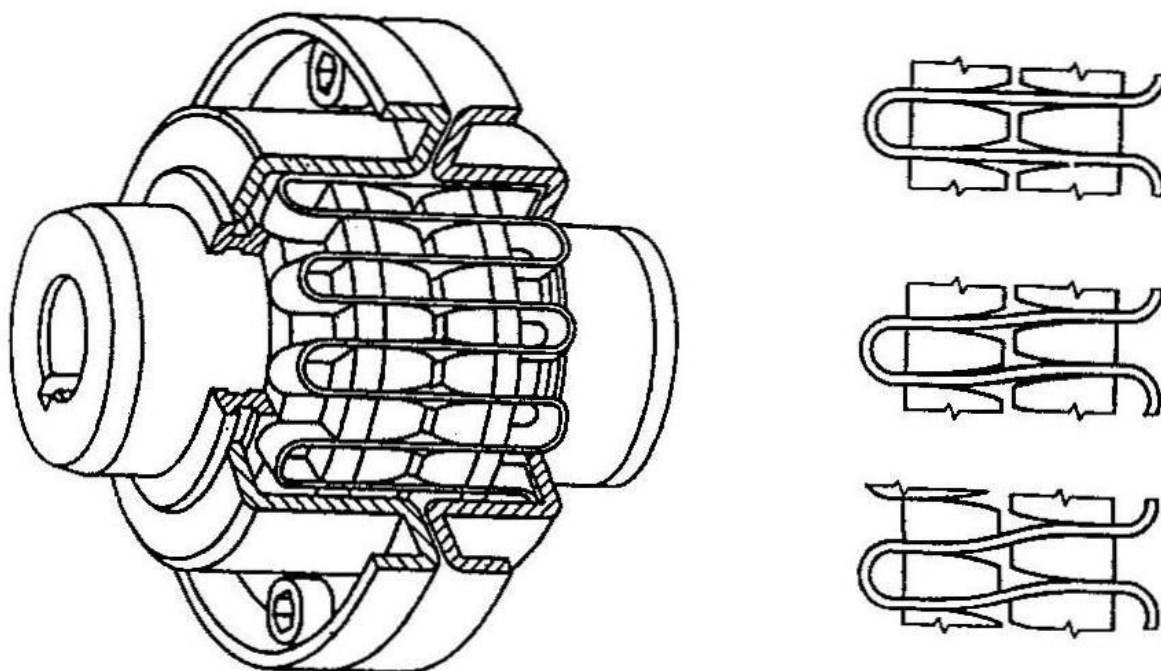
Obr. 2.3.6 - 1

spojka s radiálními (listovými) pružinami:



Obr. 2.3.6 - 2

spojka s "hadovitou" obvodovou pružinou:



Obr. 2.3.6 - 3

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako pružné spojky

Poznámka:

- Požadované nelineární deformační charakteristiky se docilují konstrukčním řešením uložení pružin (které sami o sobě mají lineární charakteristiku).

2.3.7 Pružné spojky membránové

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

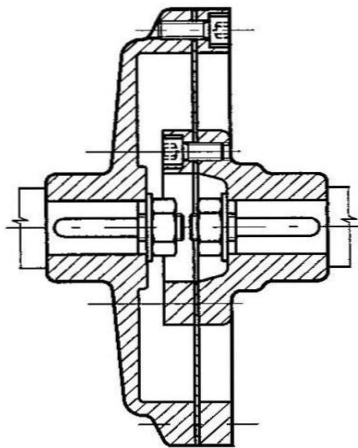
Pružné spojky na principu vestavěných tenkých ocelových kotoučů (membrán).

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

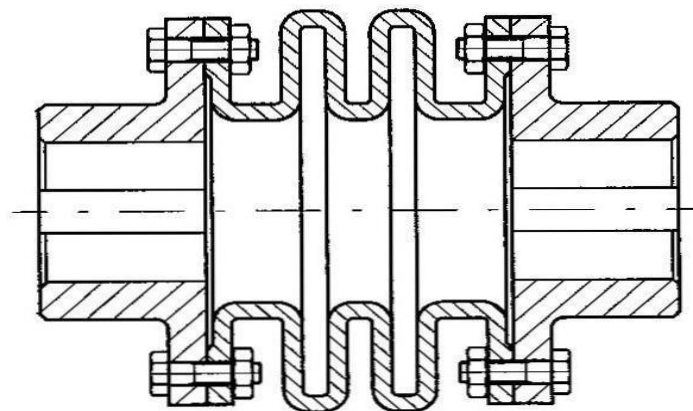
TYPICKÁ PROVEDENÍ

spojka s jednoduchou membránou:



Obr. 2.3.7 - 1

spojka s vícenásobnou membránou ("vlnovec"):



Obr. 2.3.7 - 2

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako pružné spojky, avšak:

- důraz na vyrovnání odchylek os než na pružný přenos točivého momentu
- vícenásobná membránová spojka je výrobně velmi nákladná.

3 Mechanické spojky ovládané

3.1 Ovládací zařízení

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Mechanismus pro realizaci vypínací/zapínací síly a ovládacích pohybů, které mohou být vyvozeny mechanicky, elektromagneticky, hydraulicky, pneumaticky, apod.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

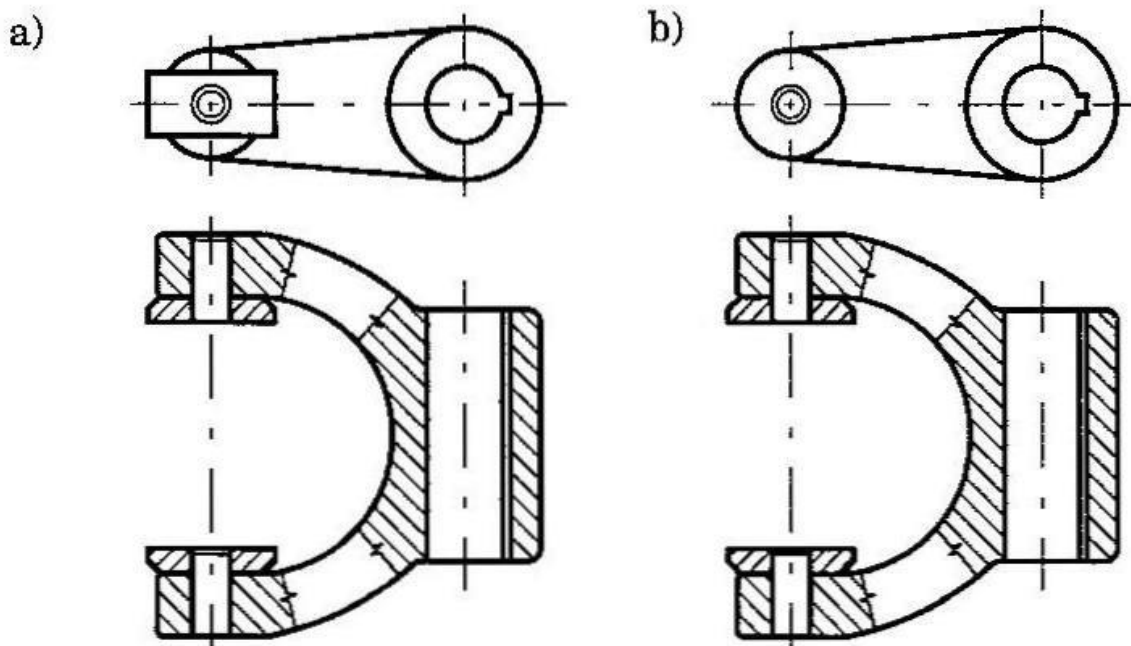
A) Pro spojky s vnějším zdrojem ovládací síly

Přenos (osových) sil a pohybů z neotočného okolí spojky je zajišťován ovládacím mechanismem, zakončeném obvykle (otočně nebo posuvně uloženou) vidlicí, která bývá spojena s posuvnou částí spojky prostřednictvím:

- dvojice vodítek ve formě:

- kluzných kamenů a)
- valivých kladiček b)

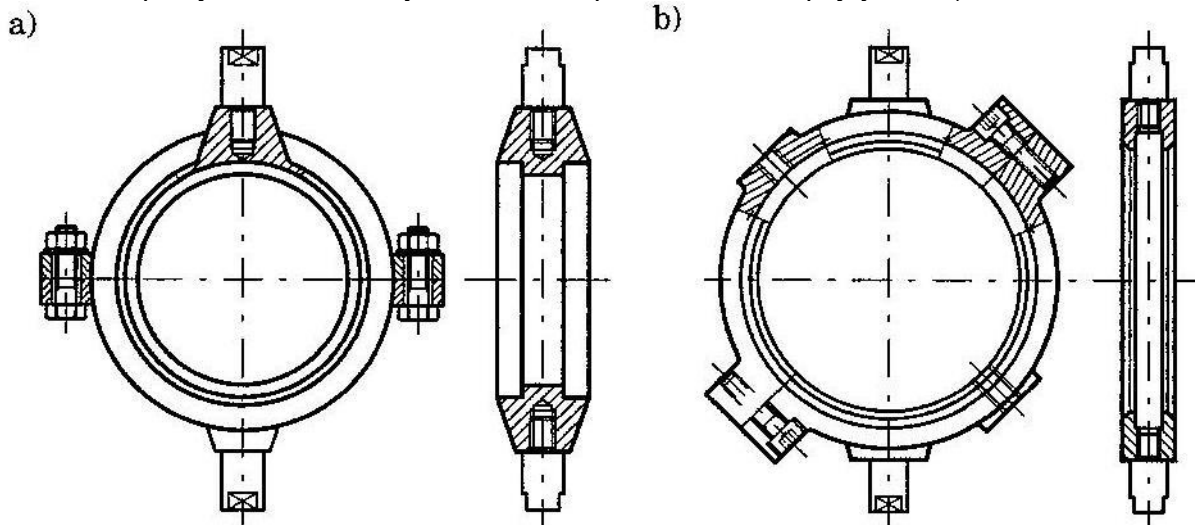
zapadajících do obvodové drážky na přesuvné části spojky:



Obr. 3.1.2 - 1

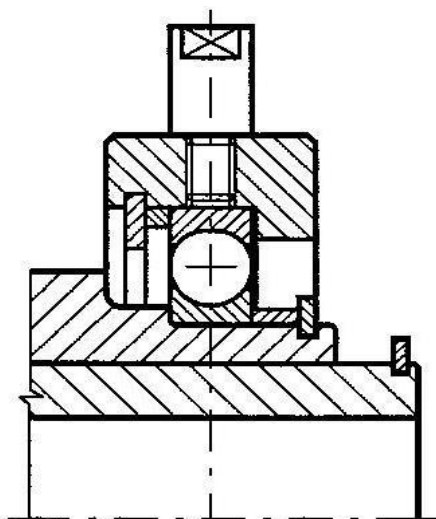
• děleného kluzného kroužku:

- zapadajícího do obvodové drážky na přesuvné části spojky a)
- obepínajícího obvodový nákržek na přesuvné části spojky b)



Obr. 3.1.2 - 2

• valivého ložiska (zejm. pro přenos sil i za rotace) ax. uchycení na přesuvné části:

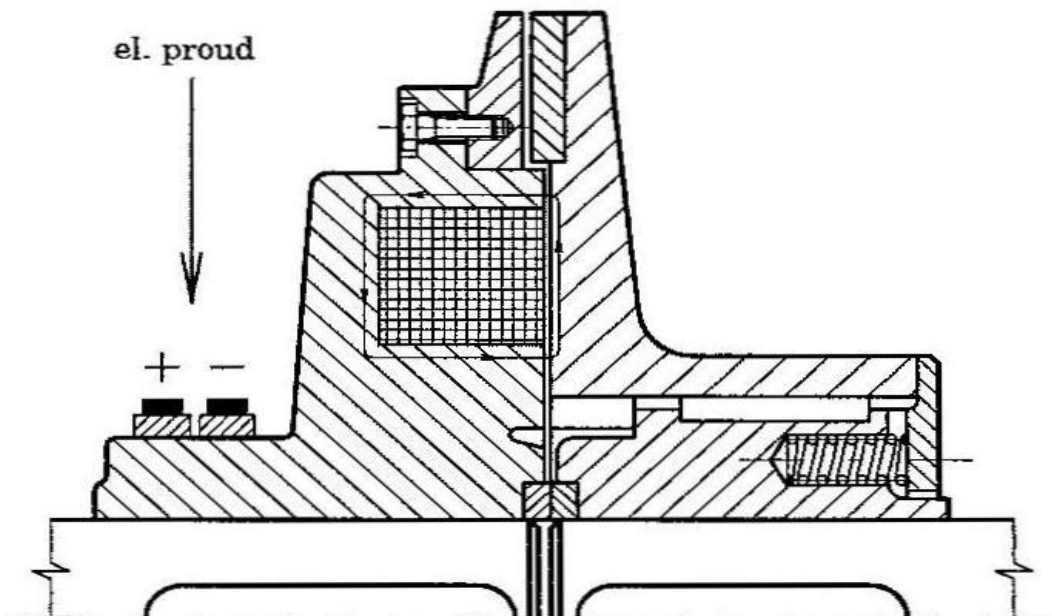


Obr. 3.1.2 - 3

B) Pro spojky s vnitřním zdrojem ovládací síly

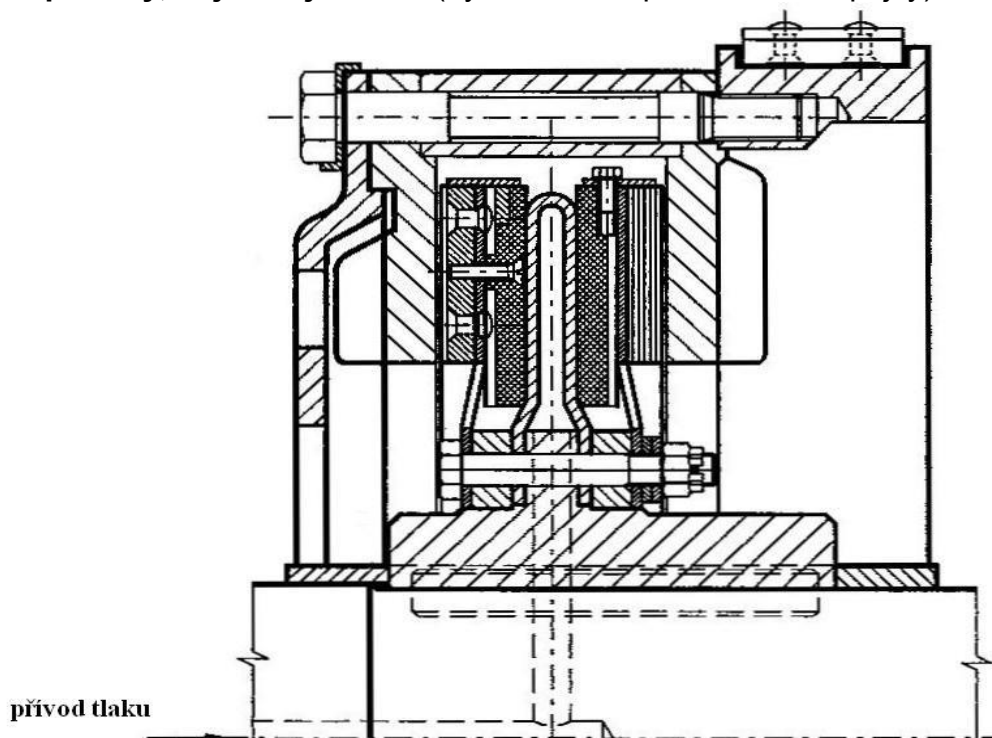
Přenos energie z (neotočného) okolí spojky je zajišťován pomocí přívodů odpovídajících danému typu energie:

otočné sběrací kroužky (elektromagnetické spojky) :



Obr. 3.1.2 - 4

otočné přívody, nejčastěji osové (hydraulické a pneumatické spojky):



Obr. 3.1.2 - 5

Poznatky pro návrh a hodnocení:

Prakticky ve všech ovládacích mechanismech dochází vlivem tření a vůlí ke ztrátám sil (příp. momentů) a pohybů (některá řešení mohou být i samosvorná). Ovládací zařízení je proto nutné pečlivě navrhnout a hodnotit s cílem účinně a spolehlivě predikovat potřebné výsledné ("koncové") přesuvné/přítlačné síly a pohyby. U spojek s vnitřním zdrojem ovládací síly je nutné se při konstrukci pohyblivých elektrických, hydraulických, pneumatických apod. přívodů energie řídit pokyny v příslušné odborné literatuře.

Poznámky:

- *Konstrukce spojek s vnějším zdrojem ovládací síly je nezávislá na druhu ovládací energie, neboť na spojku je vždy přiváděna již energie mechanická.*
- *Mechanické ovládané spojky jsou proto dále rozlišovány při daném pracovním principu podle druhu energie přiváděné na spojku, nikoli podle druhu energie použité pro ovládání.*

3.2 Spojky výsuvné zubové

3.2.1 Spojky výsuvné zubové obecně

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu přesuvného spoluzabírajícího ozubení na protilehlých plochách.

Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Vypínatelný/zapínatelný přenos i velmi vysokých točivých momentů (až $M_t \cong 100\,000\text{ Nm}$)
- Vypínání a zapínání může probíhat pouze za klidu, při synchronních otáčkách spojovaných částí nebo jen při malých rozdílech jejich vzájemných obvodových rychlostí.
- Při zapínání může dojít k "nezařazení" spojky vlivem nevhodné vzájemné polohy obou ozubení ("zub na zub"), což lze zlepšit úpravami "náběhových tvarů" ozubení, nebo pomocí tzv. synchronizačních spojek (s přidavnou třecí spojkou, zajišťující vyrovnání otáček obou částí spojky před vlastním zařazením).
- Ve vypnutém stavu nemají teoreticky žádné vnitřní pas. Odporů, tudíž ani oteplení, hluk, apod.
- Způsob vyvozování přesouvací síly může být přizpůsoben zdroji dostupné energie.
- Čelní zubové spojky s větším sklonem boků zubů vyžadují stálou přítlačnou sílu pro překonání osových sil vznikajících v ozubení při přenosu obvodových sil od toč.momentu.
- Relativně malé rozměry (v porovnání s výsuvnými třecími spojkami).

Výroba, montáž

- Výroba značně náročná, požadavky na speciální vybavení pro zhotovení ozubení a v potřebné přesnosti, vyrábějí a dodávají se proto velmi často jako komponenty.
- Montáž rovněž dosti náročná, u spojek použitých jako nakoupené komponenty však může být vlastní namontování relativně jednoduché.
- Vždy však značné nároky na souosost spojovaných částí.

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Návrh, výroba, montáž i demontáž jsou relativně náročné.
- Tyto procesy lze podstatně zrychlit použitím nakoupené spojky ("komponentu") od specializovaného výrobce podle katalogu.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Pro výrobní náklady platí totéž, co pro rychlost procesů
- Provozní náklady (mazání, čištění) závisí především na druhu přesouvacího zařízení, obvykle relativně malé.

3.2.2 Výsuvné čelní zubové spojky

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

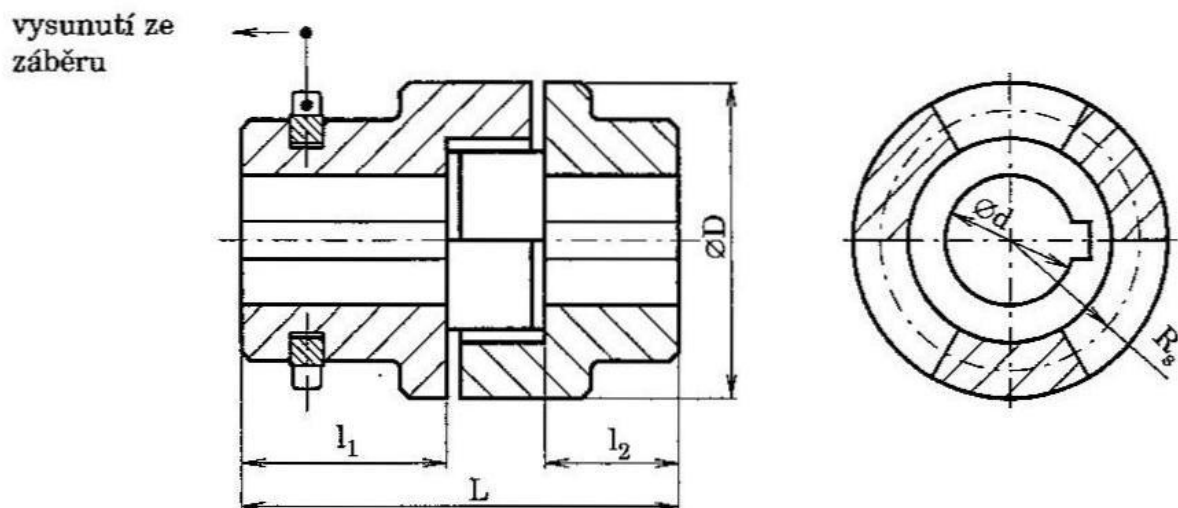
Spojky na principu spoluzabírajícího přesuvného ozubení na protilehlých čelních (mezikruhových) plochách.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ

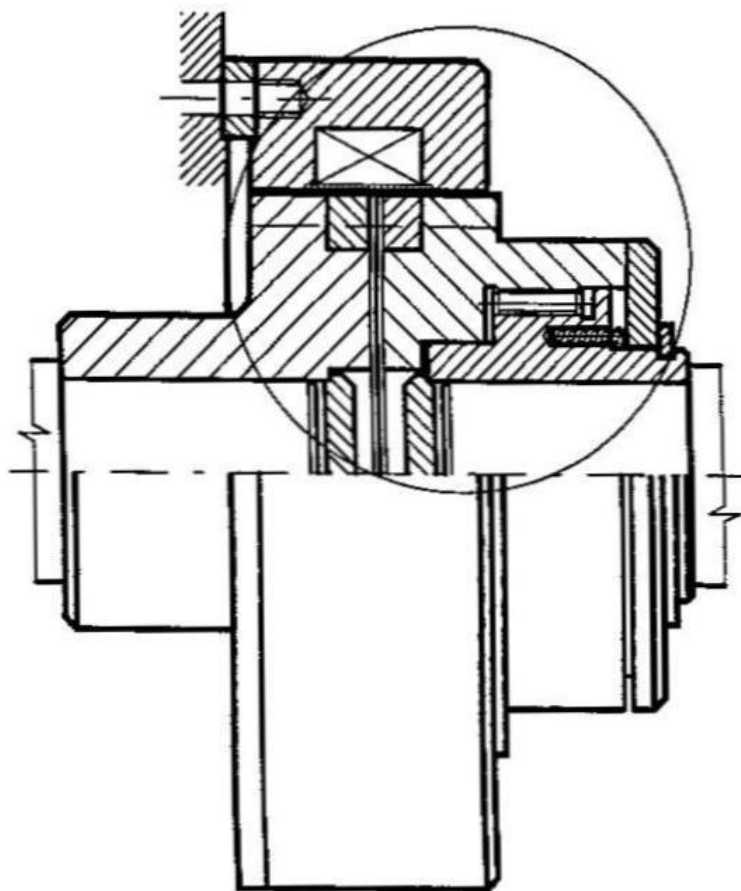
(A) Mechanicky ovládané čelní zubové spojky:



Obr. 3.2.2 - 1

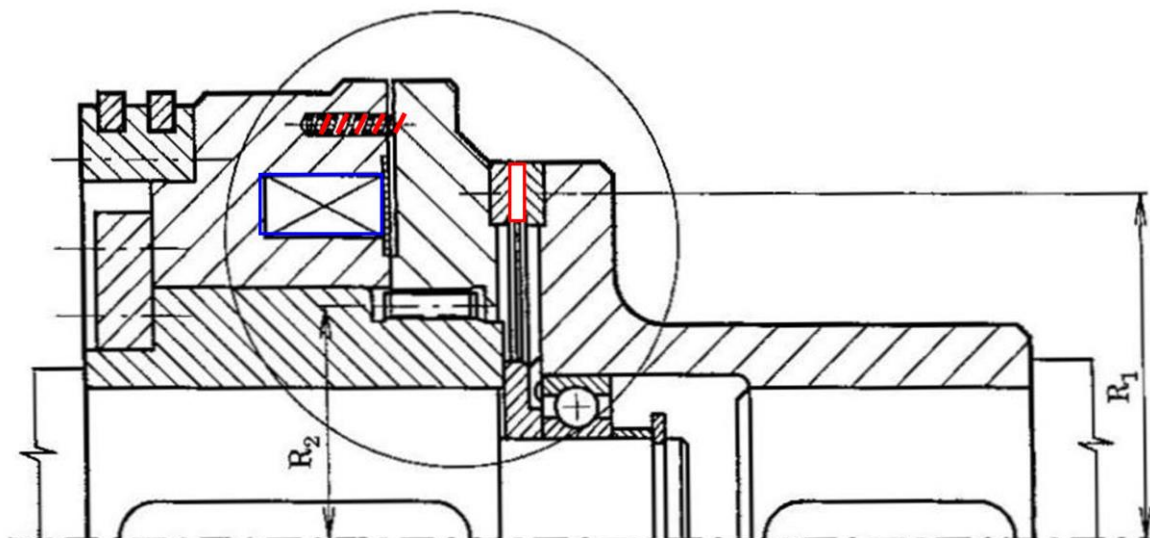
(B) Elektromagneticky ovládané čelní zubové spojky

elektromagneticky zapínané/pružinami vypínané spojky:



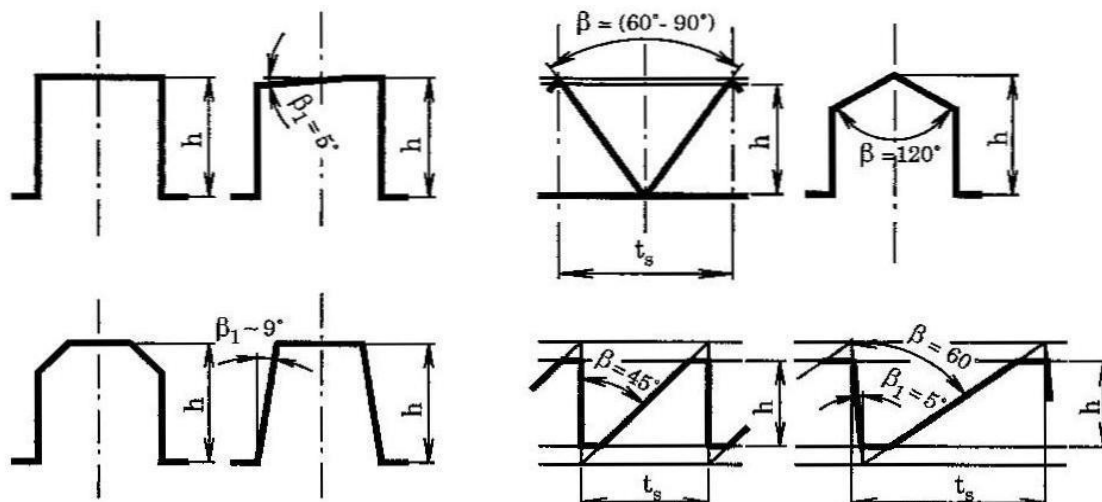
Obr. 3.2.2 - 2

elektromagneticky vypínané/pružinami zapínané spojky:



Obr. 3.2.2 - 3

TVARY ZUBŮ



Obr. 3.2.2 - 4

Poznámka:

- Nesymetrické tvary zubů pouze pro jednostranné zatížení. Sražení zubů kvůli snazšímu zasunutí zubů ("zařazení" spojky).

MATERIÁLY

Cementované, kalené (a broušené) oceli.

Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako běžné výsuvné zubové spojky.

Poznatky pro návrh a hodnocení

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

Je zřejmý z typického provedení.

ÚNOSNOST A PEVNOST

Ozubení

$$M_{tv} \Rightarrow \begin{array}{ll} \rho_{\max} \leq \rho_D & \text{(měrný tlak mezi zuby)} \\ \sigma_{\max} \leq \sigma_D & \text{(ohyb v patě zubu)} \\ \tau_{\max} \leq \tau_D & \text{(smyk v patě zubu - obvykle není nutné)} \end{array}$$

Části spojky (včetně příp. vnitřních spojů apod.)

$$M_{tv} \Rightarrow \begin{array}{ll} \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D & \text{(v kritických řezech)} \\ \rho_{\max} \leq \rho_D & \text{(v kritických stycích)} \end{array}$$

Spoje těles spojky s hřídelí

$$M_{tv} \Rightarrow \begin{array}{ll} \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D & \text{(v kritických řezech)} \\ \rho_{\max} \leq \rho_D & \text{(v kritických stycích)} \end{array}$$

Konce hřídelů

$$M_{tv} \Rightarrow \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D \quad \text{(v kritických řezech)}$$

Poznámka:

- Další informace viz. odstavec 1.2 a 1.3.

3.2.3 Výsuvné válcové zubové spojky

Charakteristika

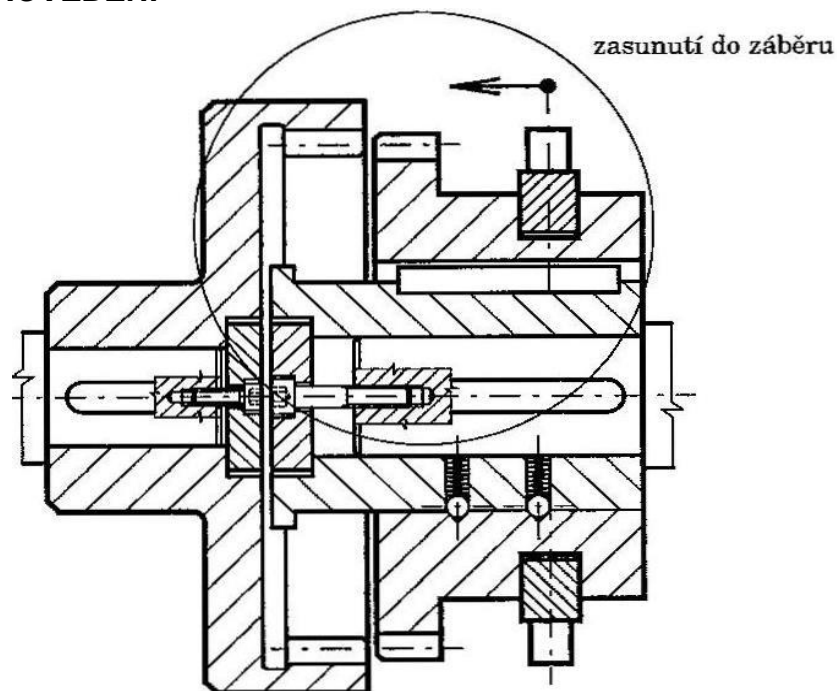
(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu spoluzabírajícího přesuvného vnějšího a vnitřního ozubení na válcové ploše.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PROVEDENÍ



Obr. 3.2.3 - 1

TVARY ZUBŮ

Obvykle evolventní boky zubů, jejich čela jsou opracována do střechovitých náběhů pro zvýšení pravděpodobnosti osového zasunutí vnitřního a vnějšího ozubení.

MATERIÁLY OZUBENÍ

- Šlechtěné oceli pro vnitřní ozubení (nelze brousit).
- Šlechtěné nebo cementové, kalené (broušené) oceli pro vnější ozubení.

Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako běžné výsuvné zubové spojky

Poznatky pro návrh a hodnocení

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

Je zřejmý z typického provedení.

ÚNOSNOST A PEVNOST

Ozubení

$$M_t \Rightarrow \begin{array}{ll} p_{\max} \leq p_D & (\text{měrný tlak mezi zuby}) \\ \sigma_{\text{omax}} \leq \sigma_D & (\text{ohyb v patě zuby}) \\ \tau_{\text{smax}} \leq \tau_D & (\text{smyk v patě zuby - obvykle není nutné}) \end{array}$$

Části spojky (včetně příp. vnitřních spojů apod.)

$$M_t \Rightarrow \begin{array}{ll} \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D & (\text{v kritických řezech}) \\ p_{\max} \leq p_D & (\text{v kritických stycích}) \end{array}$$

Spoje těles spojky s hřídelí

$$M_t \Rightarrow \begin{array}{ll} \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D & (\text{v kritických řezech}) \\ p_{\max} \leq p_D & (\text{v kritických stycích}) \end{array}$$

Konce hřídelů

$$M_t \Rightarrow \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

Poznámka:

- Další informace viz. odstavec 1.2 a 1.3.

3.3 Spojky výsuvné třecí

3.3.1 Spojky výsuvné třecí obecně

Charakteristika

(Znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu přitlačovaných a odlehčovaných třecích ploch.

Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

UŽITNÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Provoz, údržba, opravy

- Vypínatelný a zapínatelný přenos i relativně vysokých točivých momentů
- Vypínání i zapínání může probíhat při zatížení, počet těchto cyklů za časovou jednotku je však omezen oteplením a požadovanou životností spojky.
- Při vysokém zatížení musí být spojky chlazeny vzduchem nebo olejem.
- I ve vypnutém stavu vznikají mezi (nedokonale oddálenými) třecími plochami zbytkové třecí (točivé) momenty, které se přeměňují v teplo a snižují účinnost pohonného mechanismu.
- Způsob vyvozování vypínací a zapínací síly může být přizpůsoben zdroji dostupné energie.
- Vypínací (příp. zapínací) síly musí působit trvale pro vytvoření (příp. eliminaci stálých) třecích sil k přenosu točivého momentu.
- U zevně ovládaných jednostranných spojek (s jednou třecí plochou) se musí vypínací (příp. zapínací) síly zachycovat též vně spojky.
- Poněkud větší rozměry oproti výsuvným zubovým spojkám.

Výroba, montáž

- Výroba je dosti náročná, vyrábějí a dodávají se proto velmi často jako komponenty.
- Montáž je rovněž dosti náročná, u spojek použitých jako zakoupené komponenty však může být vlastní zamontování relativně jednoduché.
- Vždy však značné nároky na souosost spojovaných částí.

Ostatní

- U spojek s olejovou náplní a s obložením lamel nutné dbát na hygienická a ekologická hlediska.

ČASOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Rychlost procesů

- Návrh, výroba, montáž i demontáž jsou relativně náročné.
- Tyto procesy lze podstatně zrychlit použitím nakoupené spojky (komponentu) od specializovaného výrobce podle katalogu.

NÁKLADOVÉ CHARAKTERISTIKY VLASTNOSTÍ

Hospodárnost procesů

- Pro výrobní náklady platí totéž co pro rychlost procesů.
- Provozní náklady závisejí jednak na druhu přesouvacího zařízení (energie, mazání, čištění), jednak na náročnosti provozu (výměny opotřebovaných lamel, výměny olejové náplně, apod.)

Společné poznatky pro návrh a hodnocení

ÚNOSNOST A OTEPLENÍ

- Při zapínání spojky za pohybu a zejména při častém zapínání je nutné provádět též návrh/hodnocení z hlediska oteplení vlivem energie přeměněné v třecích plochách na teplo.
- U elektromagnetických spojek je nutné navíc připočítat teplo od ohmického odporu a vířivých proudů.
- Teplo vzniká též u vypnutých spojek vlivem nedokonalého oddálení třecích ploch.
- U kotoučových nemazaných spojek s kotoučem odtlačovaným pružinami však lze těmto jevům dobře zabránit.
- U lamelových, zejména mazaných spojek jsou však tyto záležitosti velmi významné.
- Energetické jevy probíhající ve spojkách při prokluzování třecích ploch jsou značně složité, popis jejich řešení se vymyká rámci tohoto výkladu.
- Postup přibližného řešení lze nalézt v katalozích výrobců spojek a ve speciální odborné literatuře.

3.3.2 Výsuvné kotoučové/diskové třecí spojky

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Třecí spojky na principu 2 ÷ 3 osově stlačovaných/uvolňovaných vnitřních a vnějších kotoučů s 1 ÷ 2 stykovými plochami mezikruhového nebo kuželového tvaru.

Stavební struktura

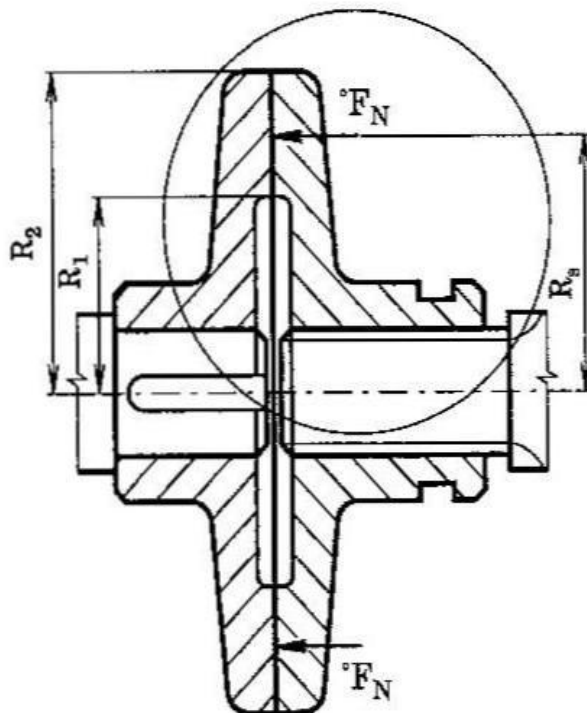
(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ

(A) Mechanicky ovládané kotoučové třecí spojky

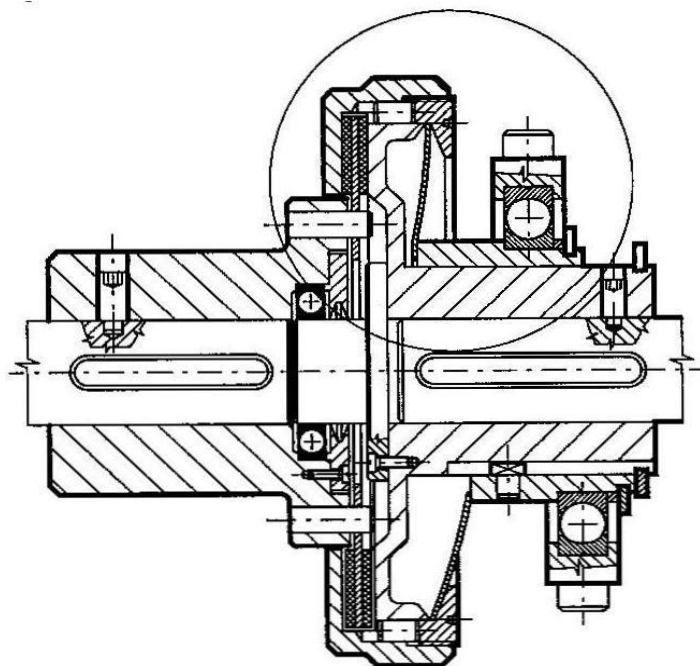
Čelní (kotoučové) třecí spojky

jednostranná



Obr. 3.3.2 - 1

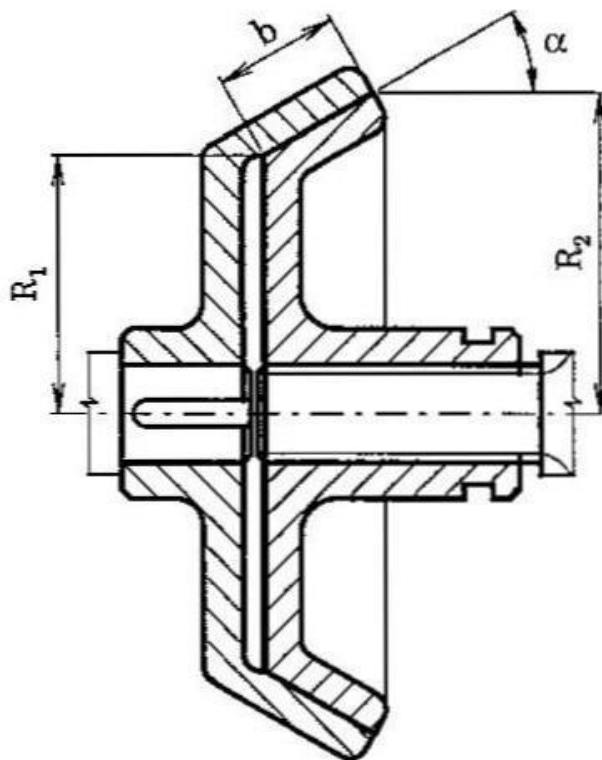
dvojstranná:



Obr. 3.3.2 - 2

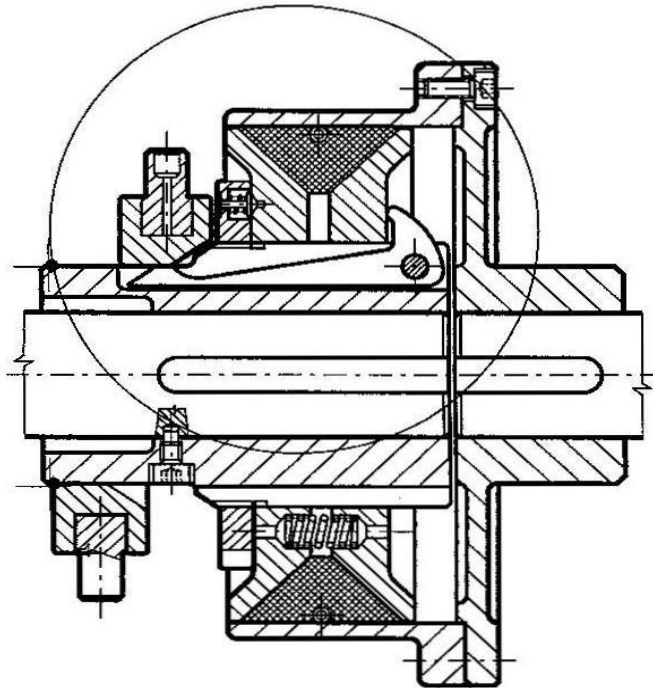
Kuželové (kotoučové) třecí spojky

jednostranná:



Obr. 3.3.2 - 3

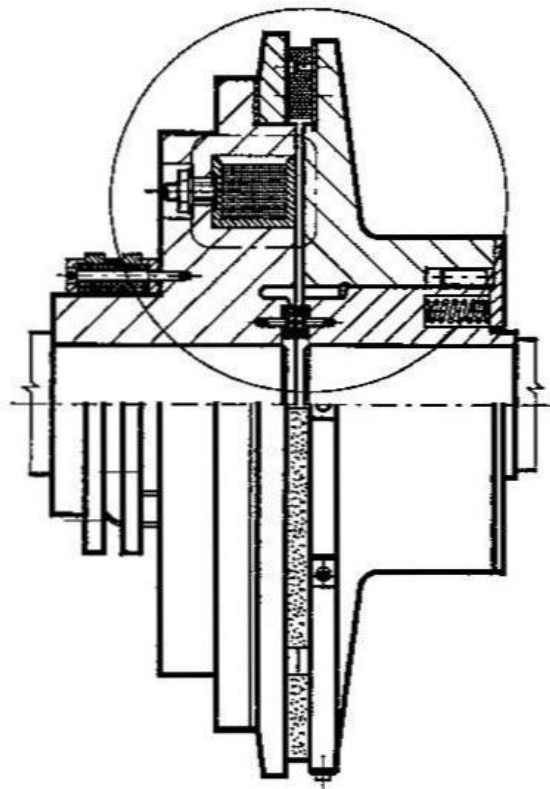
dvojstranná:



Obr. 3.3.2 - 4

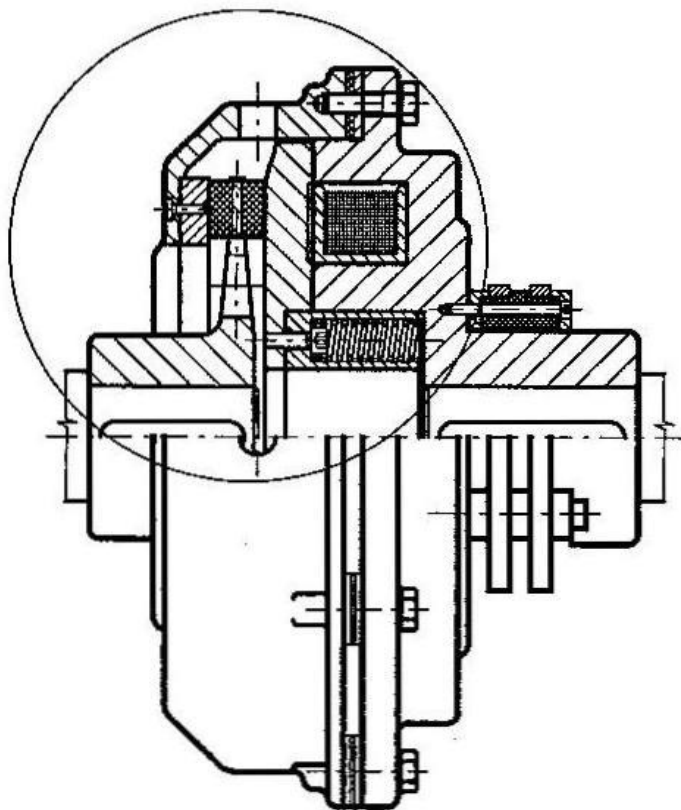
(B) Elektromagneticky ovládané kotoučové třecí spojky

- příklad jednostranné elektromagneticky zapínané/pružinami vypínané spojky (se sběracími kroužky):



Obr. 3.3.2 - 5

- příklad dvojstranné elektromagneticky vypínané/pružinami zapínané spojky (se sběracími kroužky):



Obr. 3.3.2 - 6

Poznámka:

- Existují též konstr. provedení s pevnou elektromagnetickou cívkou vně kotoučů a tudíž bez sběrných kroužků.

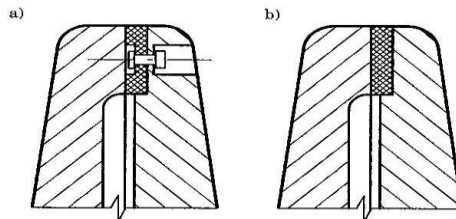
MATERIÁL TŘECÍCH PLOCH KOTOUČŮ

Přenášený točivý moment lze zvýšit obložením jedné z dvojice třecích ploch materiálem o vysokém součiniteli tření.

Dvojice materiálů	mazání	souč. tření $f [1]$	dov. měrný tlak $p_D [MPa]$	dov. teplota $T_D [°C]$
litina/ocel litina/kalená ocel	NE	~ 0,15	~ 0,25	~ 200
litina/oblož. ferod. ocel/oblož. ferod.	NE	~ 0,30	~ 0,50	~ 200

PŘIPEVNĚNÍ OBLOŽENÍ

- nýtováním (tradiční způsob) a)
- lepením (běžný způsob) b)



Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako běžné výsuvné zubové spojky

Poznatky pro návrh a hodnocení

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

Je zřejmý z typického provedení.

ÚNOSNOST A PEVNOST

Třecí plochy

$$M_{tv} = n_p \cdot f \cdot \frac{F_a}{\sin \alpha} \cdot \frac{D_z f}{2} \quad (3.3-1)$$

$$F_N = \frac{F_a}{\sin \alpha} \quad \dots \text{normální síla (obvodově na stř. } D_s) \quad (3.3-2)$$

- kde: n_p [1] ... počet třecích ploch ($n = 1, 2$)
 f [1] ... součinitel tření
 a [°] ... poloviční vrchol. úhel třecího kužele:
– pro čelní spojky $a = 90^\circ$ ($\sin a = 1$)
– pro kuželové spojky $a \cong 10 \div 20^\circ$
 F_a [N] ... osová přitlačná síla

$$D_z f = \frac{2}{3} \cdot \frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2} \cong \frac{D_2 + D_1}{2} \quad [\text{mm}] \dots \text{střední třecí } \emptyset \quad (3.3-3)$$

kde: D_2, D_1 [mm] ... vnější a vnitřní třecí plochy ($\cong 0,6 \div 0,8$)
 $\Rightarrow F_a \Rightarrow p_{\max} \leq p_D$ (ve třecí ploše)

Části spojky (včetně příp. vnitřních spojů apod.)

$$M_{tv} \Rightarrow \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

$$p_{\max} \leq p_D \quad (\text{v kritických stycích})$$

Spoje částí spojky s hřídeli

$$M_{tv} \Rightarrow \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

$$p_{\max} \leq p_D \quad (\text{v kritických stycích})$$

Konce hřídelů

$$M_{tv} \Rightarrow \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

Poznámka:

- Další informace viz. odstavec 1.2 a 1.3.

3.3.3 Výsuvné lamelové třecí spojky

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Třecí spojky na principu osově stlačované/uvolňované sady vystřídanych vnitřních a vnějších kotoučů (lamel) stýkajících se ve více plochách mezikruhového tvaru.

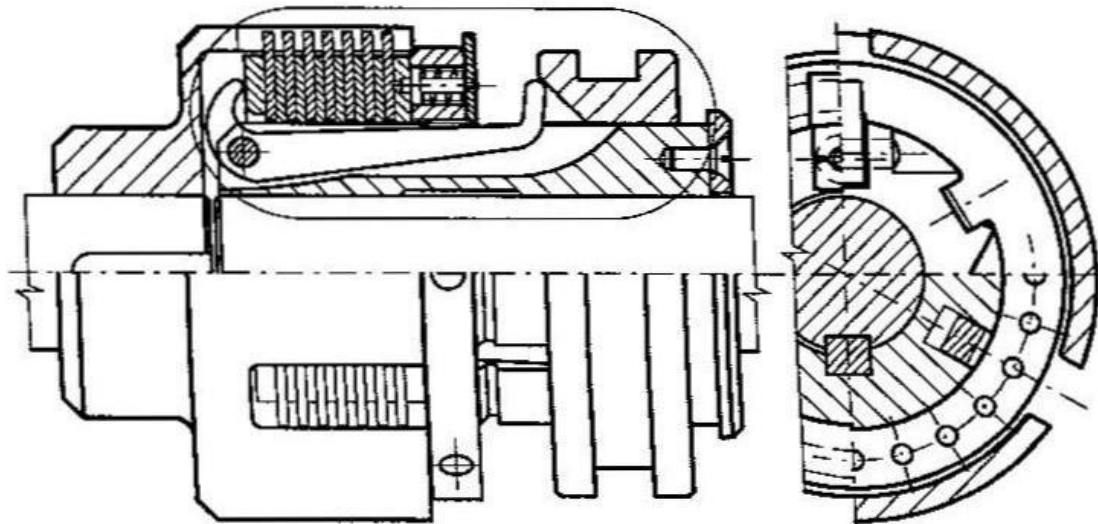
Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ

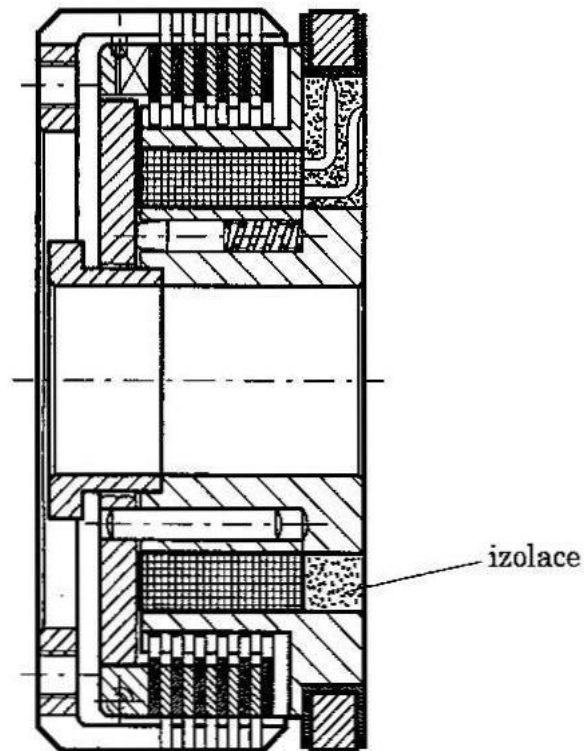
(A) Mechanicky ovládané lamelové třecí spojky

(př. spojky Ortlinghaus - klasická lamel. spojka s pákovým mechanismem)



Obr. 3.3.3 – 1

(B) **Elektromagneticky ovládané lamelové třecí spojky** (př. elektromagnet. zapínané/pružinami vypínané spojky)



Obr. 3.3.3 – 2

MATERIÁL TŘECÍCH PLOCH LAMEL

Orientačně:

třecí dvojice	mazání	souč. tření f [1]	dov. měrný tlak p_D [MPa]	dov. teplota T_D [°C]
ocel/ocel	ANO	~ 0,05	~ 0,5	~ 200
ocel/osink. oblož.	NE	~ 0,3	~ 0,5	~ 200
ocel/kovokeram. obl.	ANO	~ 0,05	~ 5,0	~ 500

Poznámka:

- V literatuře je ještě někdy uváděna modifikace p_D v závislosti na třecí rychlosti a počtu stykových ploch:

$$p_D(v, n) = p_D \cdot C_v \cdot C_i \text{ [MPa]} \quad (3.3-4)$$

kde: $C_v = \dots$ součinitel vlivu rychlosti v

$C_i = (1 \div 0,75) \dots$ součinitel vlivu počtu stykových ploch ($n \cong 1 \div 10$)

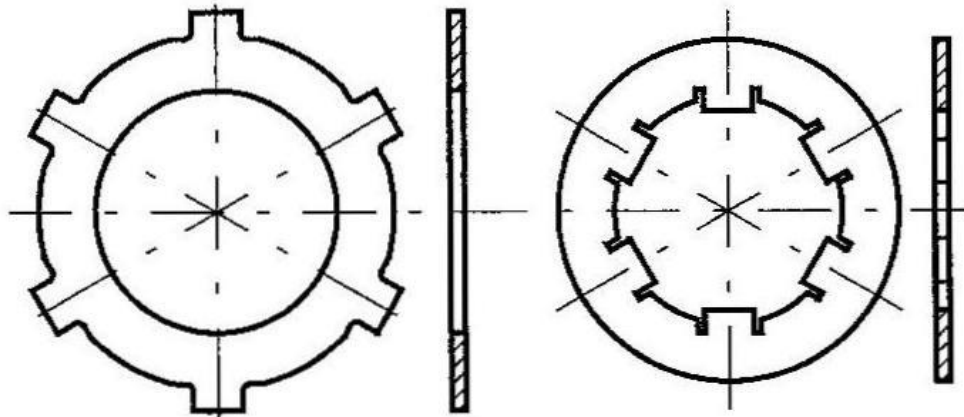
PŘIPEVNĚNÍ OBLOŽENÍ

- nýtováním (osinkové obložení tradičně)
- lepením (osinkové obložení nověji)
- nalisováním a slinováním (kovokeramické obložení)

TVAR LAMEL

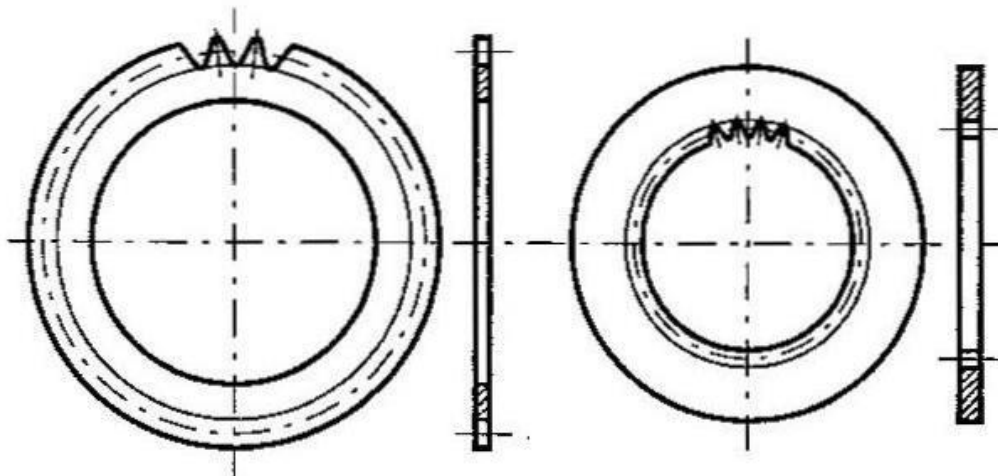
Zachycení točivého momentu:

- pro menší točivé momenty
vnější lamely:



Obr. 3.3.3 – 3

- pro větší točivé momenty
vnější lamely:



Obr. 3.3.3 – 4

Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

Jako běžné výsuvné třecí spojky, navíc:

- Přenášené točivé momenty jsou značně vysoké
- Ztrátové momenty vypnutých spojek jsou však rovněž velké, spojky se tudíž značně zahřívají, zejména při vyšších vzájemných otáčkách rozpojených částí.
- Mazané lamelové spojky mají poměr M_{st} / M_{dyn} až 16.

Poznatky pro návrh a hodnocení

MASTER STAVEBNÍ STRUKTURY

Je zřejmý z typického provedení.

ÚNOSNOST A PEVNOST

Třecí plochy

$$M_{tv} = n_p \cdot f \cdot F_a \cdot [Nmm] \Leftrightarrow \quad (3.3-5)$$

kde: $F_a = \circ F_N$... normální síla (obvodově na stř. $\varnothing D_s$)

n_p [1] ... počet třecích ploch ($n_p > 2$)

f [1] ... součinitel tření

F_a [N] ... osová přitlačná síla

$$D_{zf} = \frac{2}{3} \cdot \frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2} \cong \frac{D_2 + D_1}{2} \quad [mm] \text{ ... střední třecí } \varnothing \quad (3.3-6)$$

kde: D_2, D_1 [mm] ... vnější a vnitřní průměry třecích ploch ($D_1/D_2 \cong 0,6 \div 0,8$)

$\Leftrightarrow F_a \Rightarrow p_{\max} \leq p_D$ (ve třecí ploše – nezávisí na n_p !)

Části spojky (včetně příp. vnitřních spojů apod.)

$$M_{tv} \Leftrightarrow \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

$$p_{\max} \leq p_D \quad (\text{v kritických stycích})$$

Spoje částí spojky s hřídelí

$$M_{tv} \Leftrightarrow \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

$$p_{\max} \leq p_D \quad (\text{v kritických stycích})$$

Konce hřídelů

$$M_{tv} \Leftrightarrow \sigma_{\text{redmax}} \leq \sigma_D \quad (\text{v kritických řezech})$$

Poznámka:

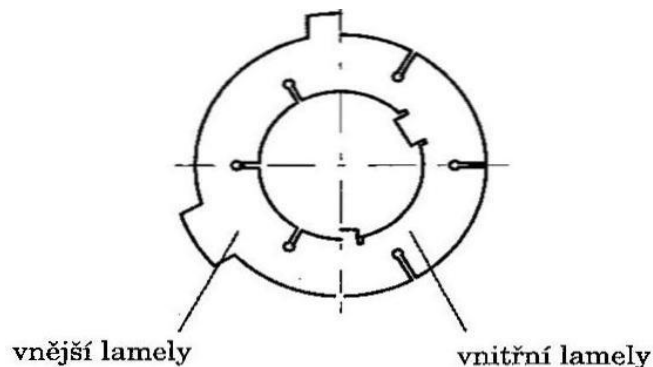
- Další informace viz. odstavec 1.2 a 1.3.

ÚNOSNOST A OTEPLENÍ

Jako běžných výsuvných třecích spojek, avšak u lamelových, zejména mazaných třecích spojek, jsou tyto jevy zvláště významné.

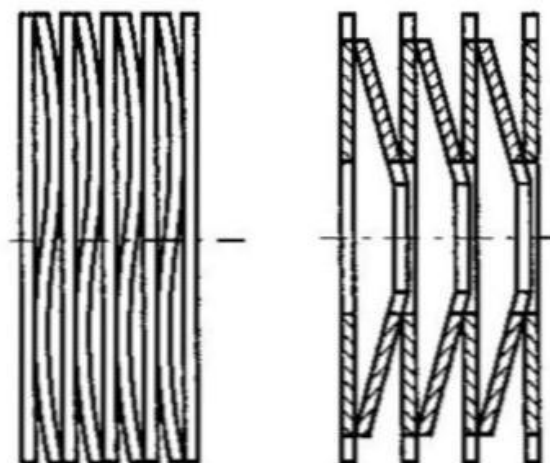
Konstrukční úpravy lamel ke snížení nepříznivých tepel. účinků:

- zářezy pro snížení vnitřního pnutí a tepelných deformací



Obr. 3.3.3 – 5

- tvarové úpravy pro snazší oddělení třecích ploch



Obr. 3.3.3 – 6

4. MECHANICKÉ SPOJKY AUTOMATICKÉ

4.1 Spojky pojistné

4.1.1 Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu prvků, které přeruší přenos točivého momentu při dosažení jeho stanovené velikosti. Některé typy pojistných spojek se po poklesu točivého momentu na dovolenou hodnotu opět automaticky sepnou.

Poznámky:

- Protože jsou pojistné spojky většinou modifikovaným variantami předchozích druhů a typů spojek, je dále uveden pouze přehled jejich charakteristik, typických provedení, základních vlastností a základních poznatků pro návrh a hodnocení.

4.1.2 Pojistné spojky s rozrušitelnými prvky

Charakteristika

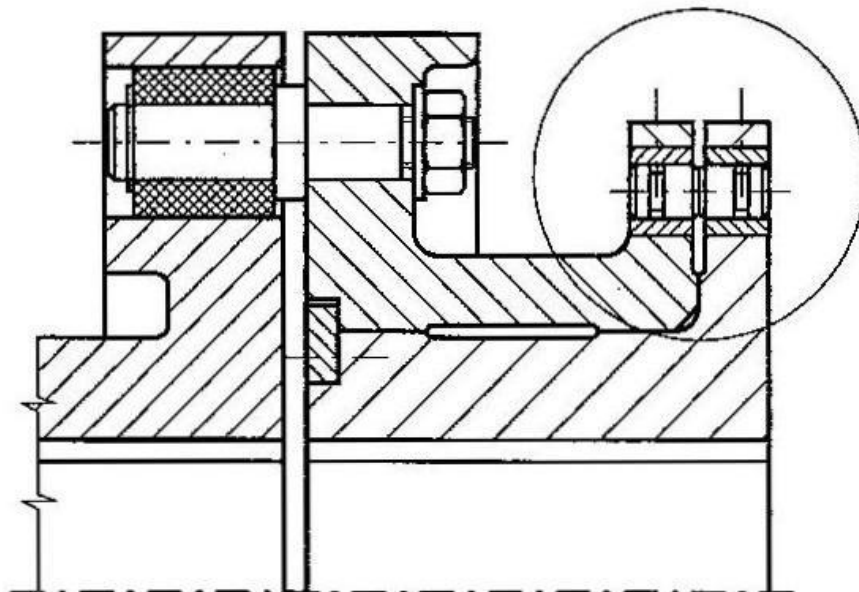
(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu střížných kolíků, které se při překročení stanoveného točivého momentu přestříhnou. Spojky tudíž již nemohou po poklesu točivého momentu znovu sepnout a porušené kolíky je nutné vždy vyměnit za nové.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PŘÍKLADY



Obr. 4.1.2 – 1

MATERIÁL, TVAR A ULOŽENÍ KOLÍKŮ

- materiál** : ocel na pružiny (zábrana náhrady kvalitnějším mat.)
tvár : válcový s obvodovou střižnou drážkou v 1/2 délky
uložení : v kaleném pouzdru

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- Přenos točivého momentu mezi dvěma otočnými částmi až do jeho stanovené velikosti, při níž dojde k přerušení přenosu.
- Přestřižené kolíky nutno vyměnit (→ ztrátové časy, snadný přístup, zásoba kolíků).
- Spolehlivost jistěného točivého momentu ovlivněna rozptylem pevnosti materiálu kolíků.
- Nebezpečí poškození uložení kolíku, zaklínění nebo vypadnutí přestřiženého kolíku do mechanismu.
- Při normálním provozu má vlastnosti jako (nepružná) pevná spojka.
- Výrobně nejjednodušší a nejlevnější druh pojistné spojky.

Základní poznatky pro návrh a hodnocení

ÚNOSNOST A PEVNOST

Kolíkový spoj:

$$\begin{aligned} M_{\text{vyp}} \cong 1,2 \cdot M_{\text{tv}} \Leftrightarrow \tau \cong \tau_{\text{Pt}} & \quad (\text{ve střižném průřezu}) \\ \rho \leq \rho_{\text{D}} & \quad (\text{ohyb v patě zubu}) \end{aligned} \quad (4.1-1)$$

Další části a spojení

Jako u ostatních spojek a částí strojů.

Poznámka:

- *Další informace viz. odstavec 1.2 a 1.3.*

4.1.3 Pojistné spojky vysmekávací

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu kluzných nebo valivých obvodových prvků zatlačovaných předepjatou pružinou do vhodně vytvarovaných vybrání, z nichž jsou při dosažení stanoveného točivého momentu vytlačeny (vysmeknuty). Vzájemným pootáčením ("protočením") obou částí spojky se prvky postupně posouvají k dalším vybráním na obvodu, takže spojka může po poklesu točivého momentu znovu sepnout (u některých typů spojek nutné za klidu).

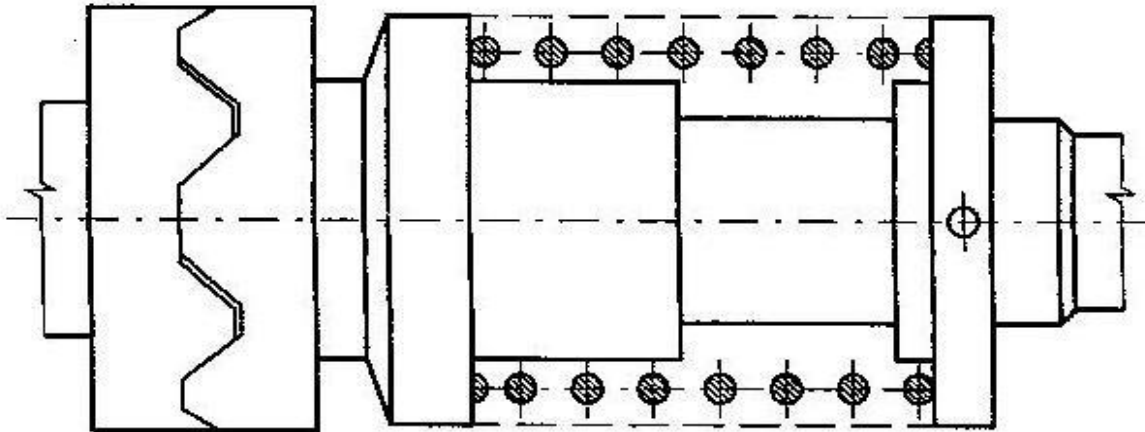
Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ

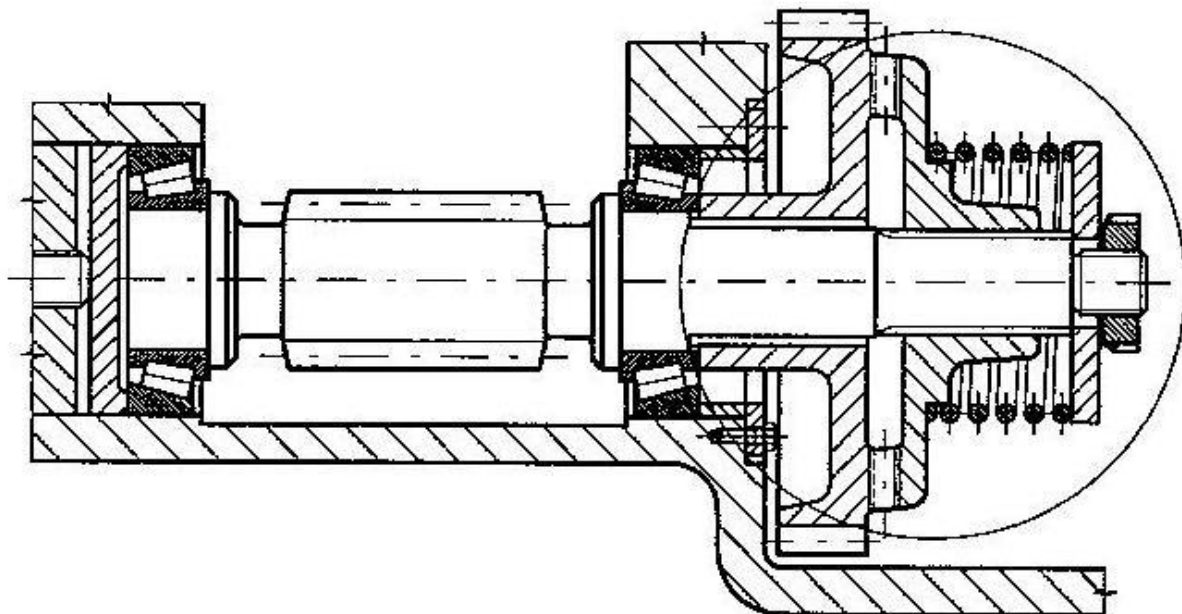
(A) Vysmekávací zubové pojistné spojky

- ozubcová:



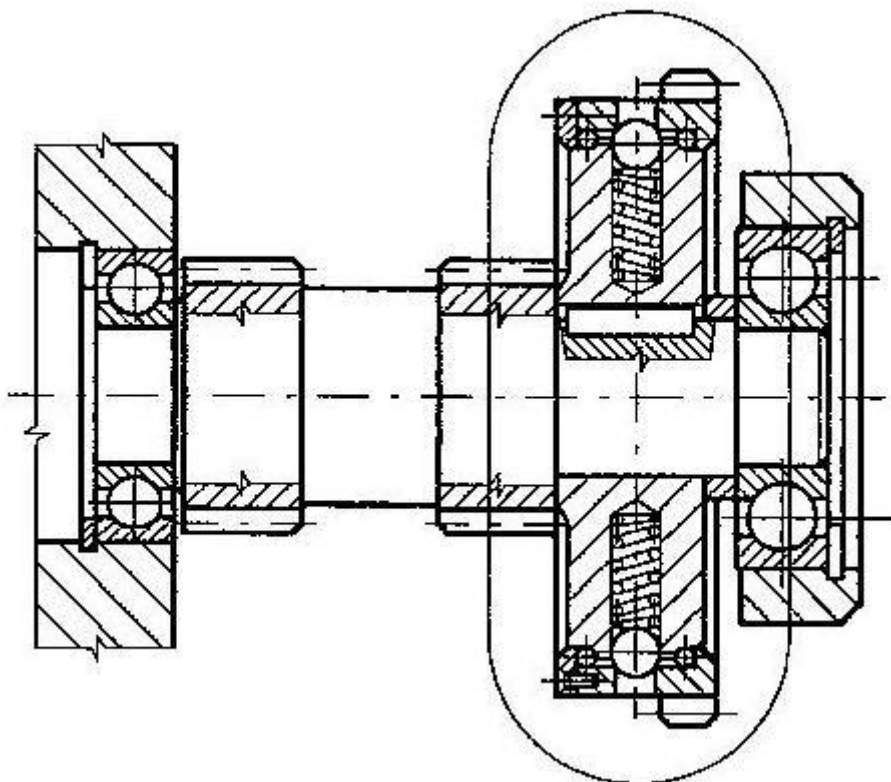
Obr. 4.1.3 – 1

- čelní zubová:



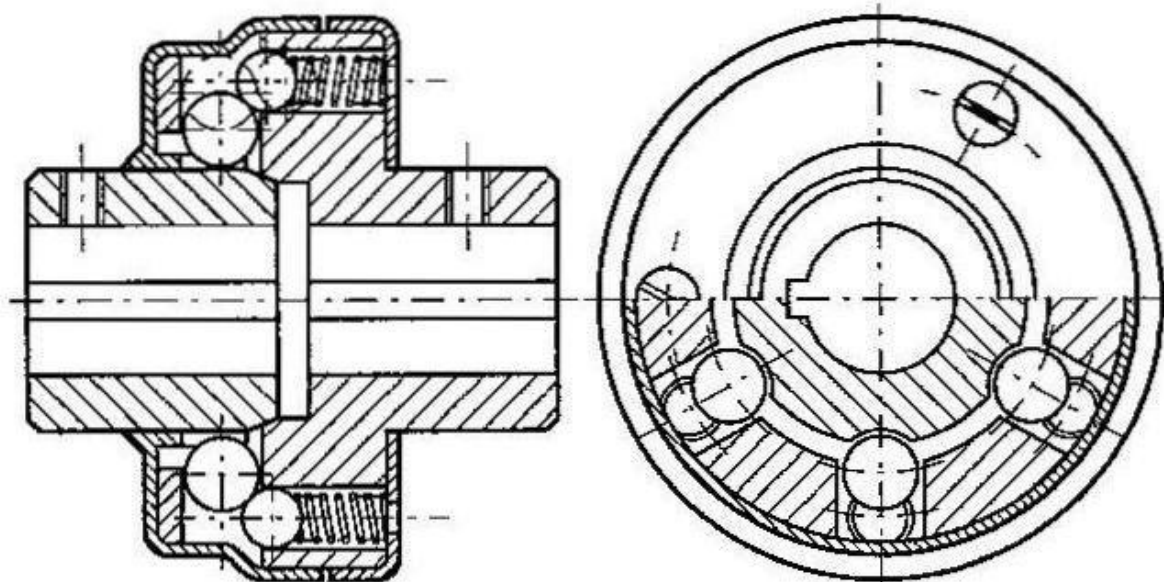
Obr. 4.1.3 – 2

(B) Vysmekávací kuličkové pojistné spojky
- radiální uspořádání:



Obr. 4.1.3 – 3

- axiální uspořádání:



Obr. 4.1.3 – 4

MATERIÁLY OZUBENÍ, KULIČEK A JEJICH ULOŽENÍ
tvrzené (a broušené) oceli (HRC = 52 ÷ 56)

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- Přenos točivého momentu a pohybu mezi dvěma otočnými částmi až do stanovené velikosti momentu, kdy dojde k přerušení přenosu otáčení a poklesu přenášeného momentu (na hodnotu odpovídající vysmekávání pojistných elementů).
- Po poklesu točivého momentu (u některých typů nutné až na nulu) opět automatické spojení rozpojených částí.
- Spojka je při "proskakování" velmi hlučná.
- Spolehlivost jištěného točivého momentu je ovlivněna rozptylem pasivních odporů působících při vysmekávání spojky a nastavením předpětí pružin.
- Pokud lze měnit předpětí pružin, lze ovlivňovat velikost jištěného točivého momentu.
- Při normálním provozu není zaručen přesný přenos pohybu.
- Výrobně značně složitý a nákladný druh pojistné spojky.

Základní poznatky pro návrh a hodnocení

ÚNOSNOST A PEVNOST

Pružina(y):

$$M_{\text{vyp}} \cong 1,2 \cdot M_{\text{tv}} \Rightarrow F_{\text{pp}} \Rightarrow F_{\text{Pmax}} \quad (\text{předpětí a max. síla}) \quad (4.1-2)$$
$$\Rightarrow \sigma_{\text{red}} \leq \sigma_{\text{D}} \quad (\text{napětí v pružině})$$

Poznámka:

- *Pozor, nezapomenout při řešení na vliv veškerých pasivních odporů (např. ax. posuvy plně zatíženého drážkovaného spoje u čelních zubových spojek, smýkání plně zatížených kuliček ve válcových dírách, apod.)*

Další části a spojení

Jako u ostatních spojek a částí strojů.

Poznámka:

- 📖 *Další informace viz. odstavec 1.2 a 1.3.*

4.1.4 Pojistné třecí prokluzovací spojky

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

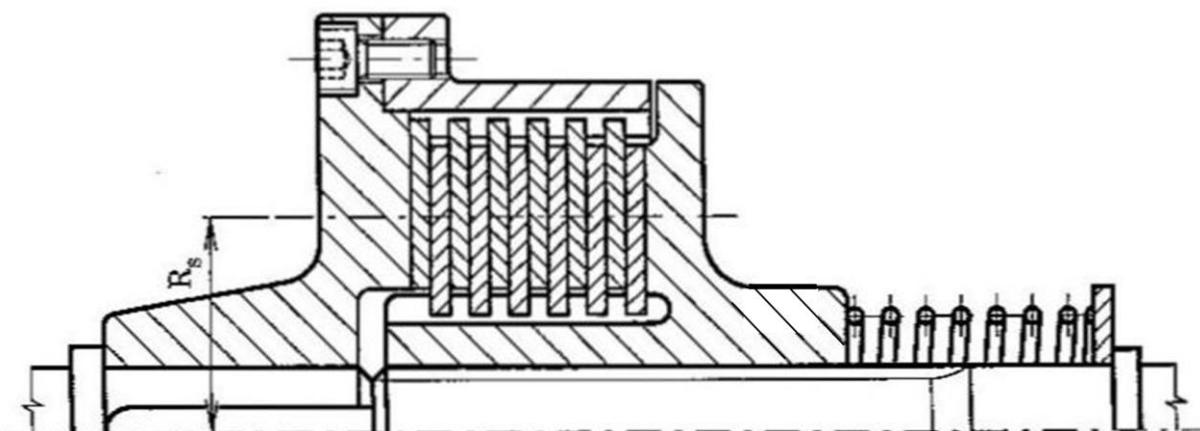
Spojky na principu pružinou předepjatých třecích spojek, které při dosažení stanoveného točivého momentu proklouznou. Spojka tudíž opět po poklesu točivého momentu (nejlépe z klidu) opět sepíná spojované části.

Stavební struktura

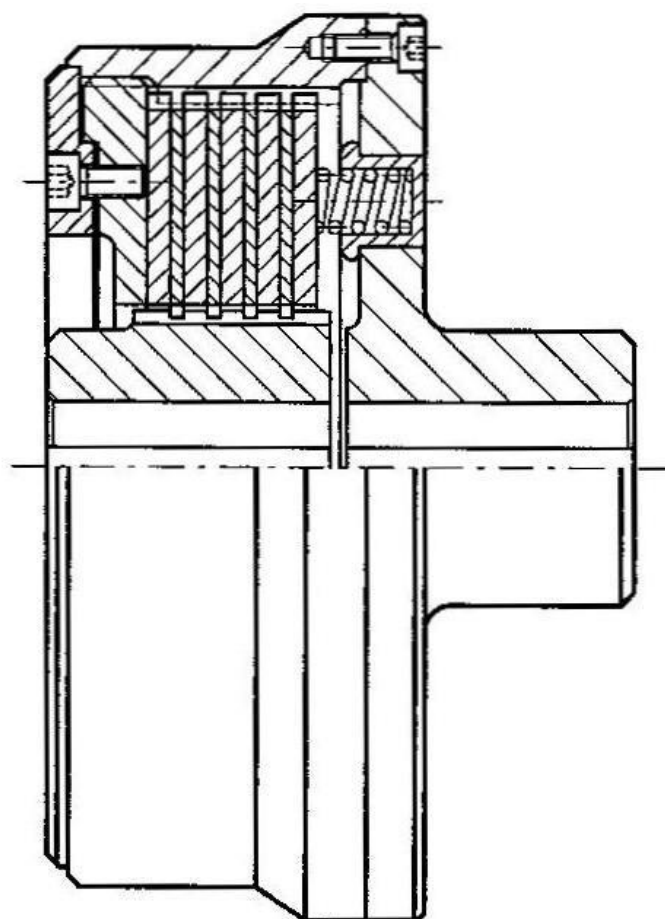
(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PŘEVODNÍ

lamelové třecí pojistné spojky:

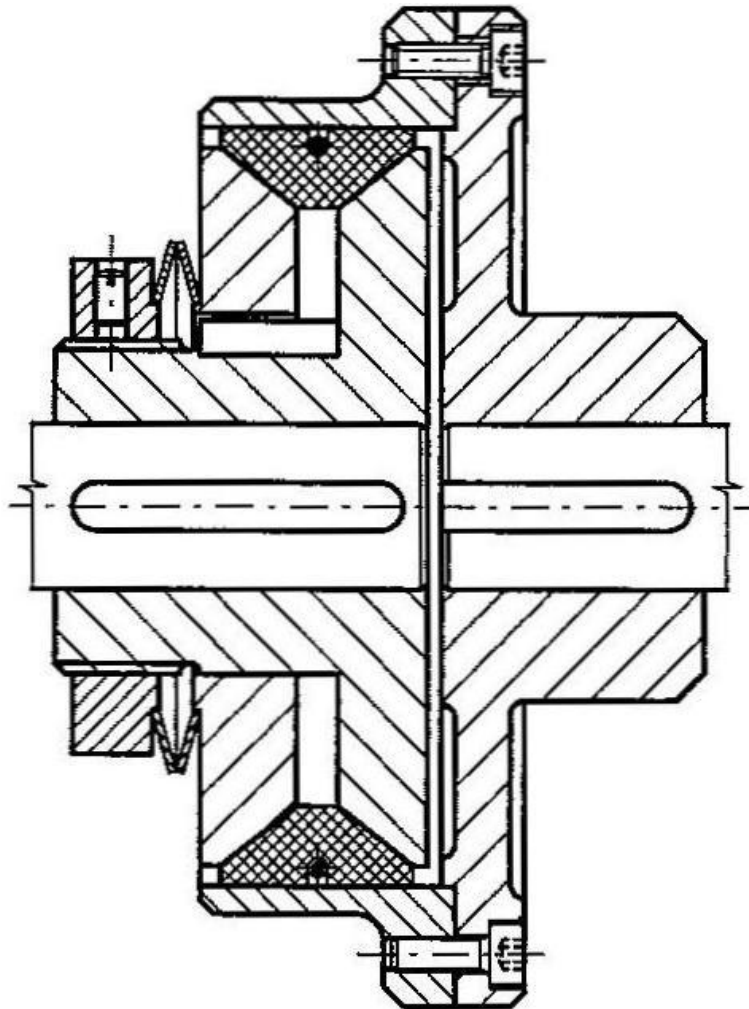


Obr. 4.1.4 – 1



Obr. 4.1.4 – 2

dvojkouželová (kotoučová) třecí pojistná spojka:



Obr. 4.1.4 – 3

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- Přenos točivého momentu a pohybu mezi dvěma otočnými částmi až do stanovené velikosti momentu, při níž dojde k přerušení přenosu otáčení a poklesu přenášeného točivého momentu (na hodnotu odpovídající sníženému součiniteli tření ve stykových plochách spojky $M_{ST} / M_{DYN} \sim 1,6$).
- Po poklesu točivého momentu (obvykle na nulu a za klidu) opět automatické spojení rozpojených částí.
- Spojky při prokluzování vyvíjí značné teplo, pokud nedojde k vypnutí hnacího momentu, je obvykle nebezpečí poškození spojky.
- Spolehlivost jištěného točivého momentu je ovlivněna velkým rozptylem velikosti součinitele tření ve stykových plochách, možností slepení lamel a nastavením předpětí pružin.
- Pokud lze měnit předpětí pružin(y), lze ovlivňovat velikost jištěného točivého momentu.
- Při normálním provozu má vlastnosti jako výsuvné třecí spojky.
- Výrobně středně složitý a nákladný druh pojistné spojky.

Základní poznatky pro návrh a hodnocení

ÚNOSNOST A PEVNOST

Pružina(y):

$$M_{\text{vyp}} \cong 1,2 \cdot M_{\text{tv}} \quad \Leftrightarrow F_{\text{pp}} \Leftrightarrow F_{\text{Pmax}} \quad (\text{předpětí} = \text{max. síla}) \quad (4.1-3)$$
$$\Leftrightarrow \sigma_{\text{red}} \leq \sigma_{\text{D}} \quad (\text{napětí v pružině})$$

Další části a spojení

Jako u ostatních spojek a částí strojů.

Poznámka:

☞ Další informace viz. odstavec 1.2 a 1.3.

4.2 Spojky rozběhové

4.2.1 Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu prvků, umožňujících rozběh hnací části při nesepnuté spojce a plynulé dosažení spojení až při dosažení určitých otáček (důležité pro rozběhy velkých hmot).

Poznámky:

- Protože se jedná o relativně málo používané druhy spojek vyráběných a dodávaných převážně jako komponenty, je dále uveden pouze přehled jejich charakteristik, typických provedení a základních vlastností.

4.2.2 Rozběhové spojky práškové (s neřízeným záběrem)

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

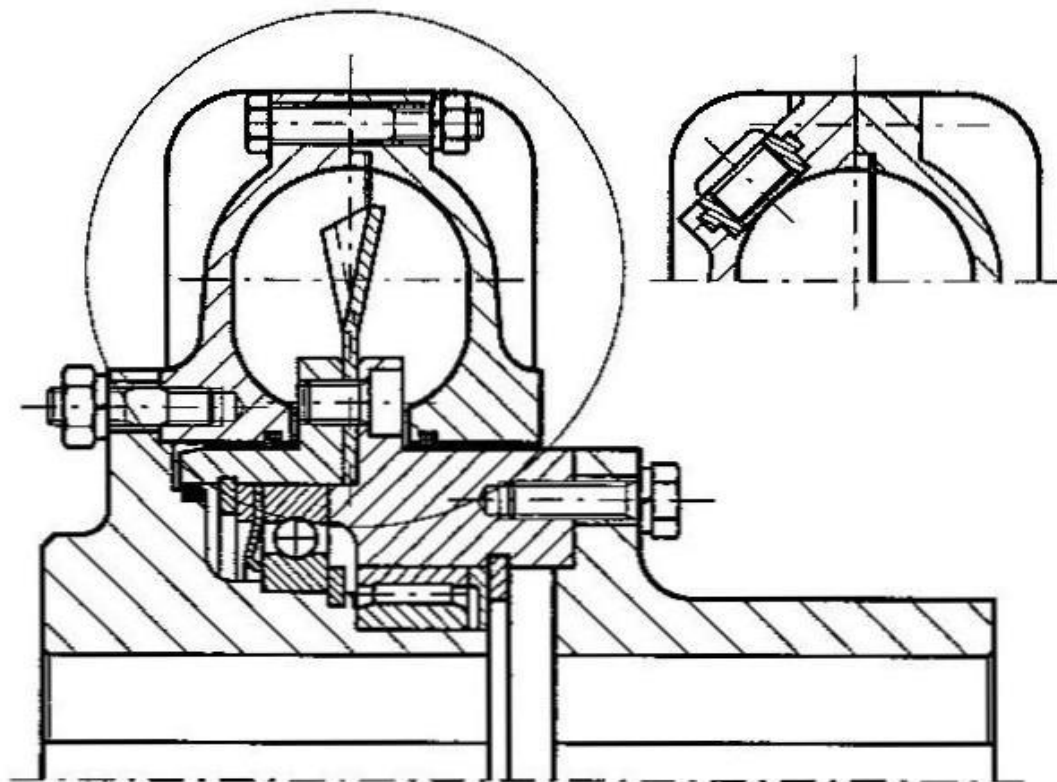
Spojky na principu ocelové prachové náplně v uzavřené, rotačně symetrické komoře (na hnané části spojky), v níž je umístěno lopatkové kolo (na hnací části spojky).

Při malých otáčkách hnací části se lopatky se ocelovým prachem protácejí, se zvyšujícími se otáčkami roste vlivem víření a odstředivých sil ocelovým prachem přenášený moment, až se při plných otáčkách obě části spojky postupně pevně spojí.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PROVEDENÍ (centri)



Obr. 4.2.2 – 1

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- Plynule se zvyšující přenášený točivý moment se vzrůstajícími otáčkami a naopak.
- Spojka plní též funkci pojistné spojky.
- Pracovní vlastnosti spojky lze ovlivňovat velikostí prachové náplně.
- Spojka má značnou životnost.

4.3.3 Rozběhové spojky segmentované (se záběrem řízeným pružinami)

Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

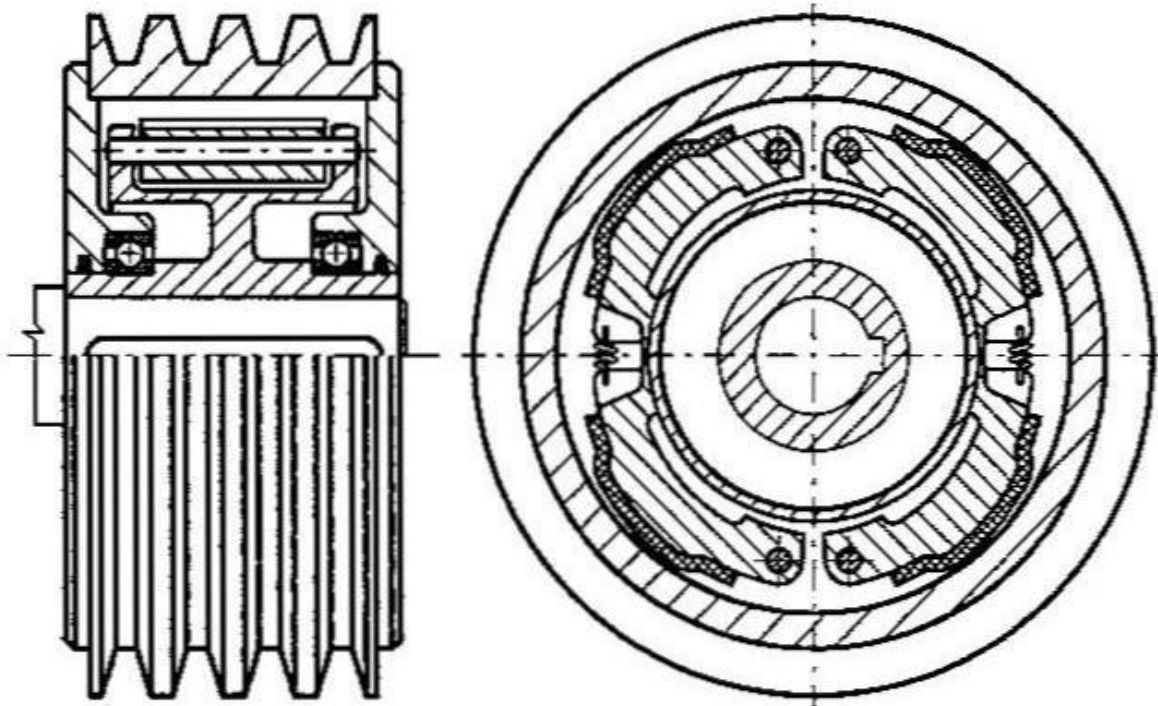
Spojky na principu válcového bubnu (na hnané části sp.), v němž jsou umístěny pružinami svírané "odstředivé" segmenty (na hnací části spojky).

Při malých otáčkách hnací části se segmenty v bubnu volně otáčejí, se zvyšujícími se otáčkami se vlivem odstředivých sil překonává síla pružin a segmenty začínají (přímo nebo nepřímě) třením přenášet moment na buben až se při plných otáčkách obě části spojky postupně pevně spojí.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PROVEDENÍ



Obr. 4.2.2 – 2

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- Točivý moment se začíná přenášet až po dosažení určitých otáček (po překročení předpětí pružin).
- Spojka plní též funkci pojistné spojky.
- Pracovní vlastnosti spojky nelze v provozu ovlivňovat.
- Životnost ovlivněna životností třecího obložení segmentů.

4.3 Spojky volnoběžné

4.3.1 Charakteristika

(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu třecích prvků umožňujících přenos točivého momentu a otáček pouze při jednom směru relativních otáček spojovaných částí.

Poznámky:

- Protože se jedná o relativně málo používané druhy spojek vyráběných a dodávaných převážně jako komponenty, je dále uveden pouze přehled jejich charakteristik, typických provedení a základních vlastností.

4.3.2 Volnoběžné spojky axiálního typu

Charakteristika

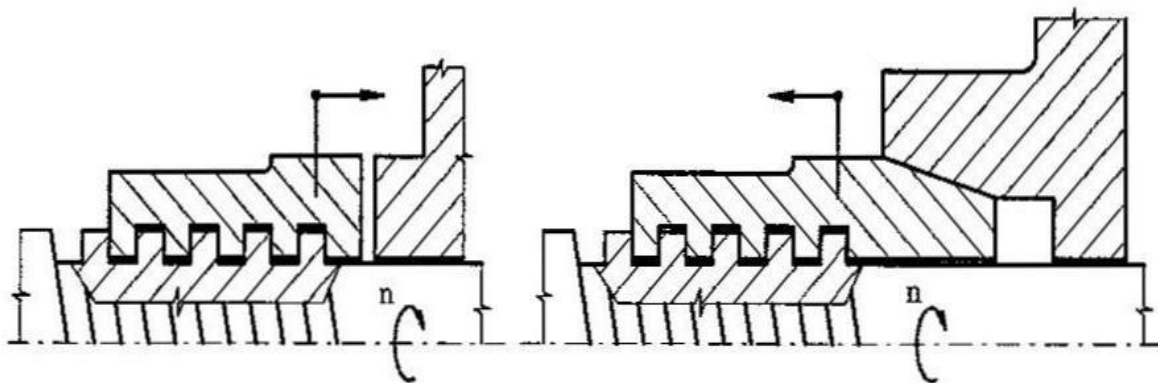
(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu pohonu hnací části spojky prostřednictvím šroubu axiálně přitlačujícího nebo oddalujícího tuto část od boční třecí plochy na hnané části spojky.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÁ PROVEDENÍ



Obr. 4.3.2 – 1

Základní Vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- Přenos malých točivých momentů pouze při jednom smyslu relativních otáček hnací a hnané části spojky.
- Jednoduchost a relativně malé výrobní náklady.

4.3.3 Volnoběžné spojky axiálního typu

Charakteristika

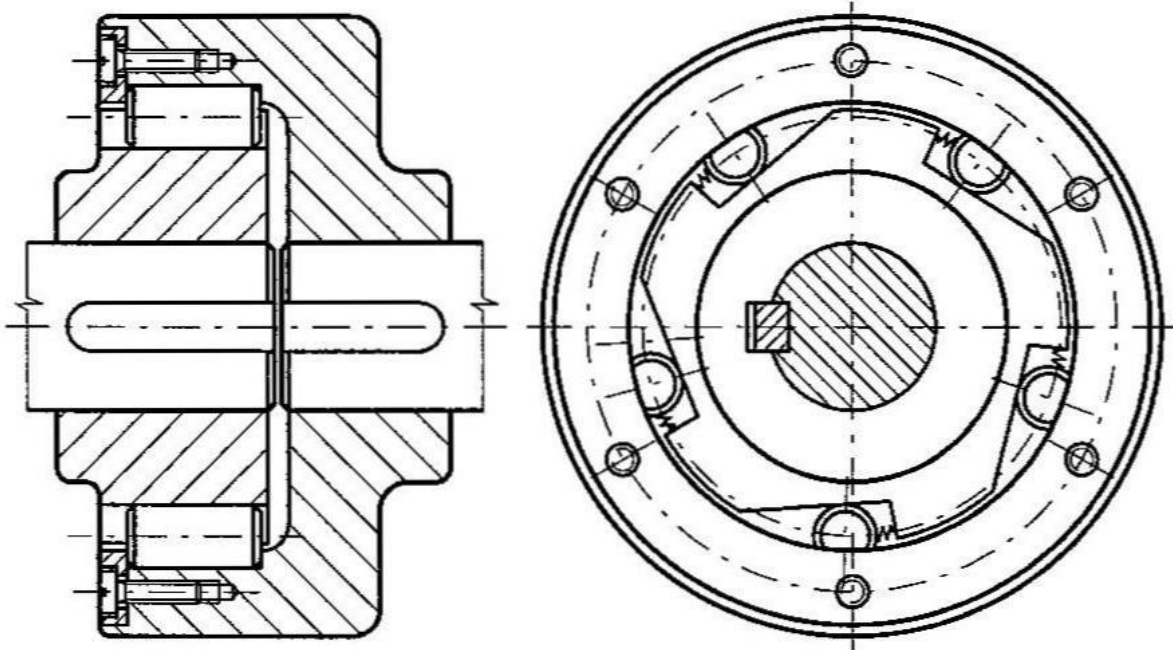
(znakové konstrukční vlastnosti)

Spojky na principu tělísek (obvykle válečků, příp. kuliček) mezi vnitřní válcovou plochou (na hnací/hnané vnější části spojky) a vhodně šikmými obvodovými ploškami (na hnané/hnací vnitřní části spojky), čímž vznikají podmínky pro samosvorné zaklínění tělísek při jednom smyslu relativních otáček a jejich uvolnění při opačném smyslu.

Stavební struktura

(elementární konstrukční vlastnosti)

TYPICKÉ PŘEVODNÍ



Obr. 4.3.3 – 1

Základní vlastnosti

(reflektivní vlastnosti)

- Přenos středních i větších točivých momentů pouze při jednom smyslu relativních otáček hnací a hnané části spojky.
- Značná složitost a relativně značné výrobní náklady (tvrzené stykové plochy HRC = 62 ÷ 64).
- Spolehlivost zaklínění všech tělísek se zvyšuje jejich vtlačováním do klínové mezery pomocí pružin.

Literatura

[Bach 1903a] Bach C.: Die Maschinen-Elemente; Ihre Berechnung und Konstruktion, Erster Band: Text, Arnold Bergsträsser Verlagsbuch Handlung, Stuttgart, 1903

[Bach 1903b] Bach C.: Die Maschinen-Elemente; Ihre Berechnung und Konstruktion, Zweite Band:Tafeln und Tabellen, Arnold Bergsträsser Verlagsbuch Handlung, Stuttgart, 1903

[[Berard&Watters 1927] Berard S. J., Watters E. O.: Machine Design Problems; D. Van Nostrand Company, New York, 1927

[Bhushan 2007] Bhushan, B.: Handbook of Nanotechnology, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2007, ISBN 3-540-01218-4

[Boháček a kol. 1984] Boháček, F.: Části a mechanismy strojů – Zásady konstruování spoje; Skripta; Ediční středisko VUT Brno, Brno, 1984

[Boháček a kol. 1987a] Boháček, F.: Části a mechanismy strojů II – Hřídele, tribologie, ložiska; Skripta; Ediční středisko VUT Brno, Brno, 1987

[Boháček a kol. 1987b] Boháček, F.: Části a mechanismy strojů III – Převody; Skripta; Ediční středisko VUT Brno, Brno, 1987

[Boháček a kol. 1989] Boháček, F. a kol.: Základy strojnictví, SNTL, Praha, 1989, ISBN 80-03-00083-1

[Bolek a kol. 1963] Bolek, A. a kol.: Části strojů - Díl II; Převody a převodová ústrojí; Nakladatelství Československé Akademie věd, Praha, 1963

[Bolek a kol. 1989] Bolek, A. a kol.: Části strojů, 1. Svazek, SNTL Praha, Praha, 1989, ISBN 80-03-00046-7

[Bolek a kol. 1990] Bolek, A. a kol.: Části strojů, 2. Svazek, SNTL Praha, Praha, 1990, ISBN 80-03-00426-8

[Branowski a kol. 2007] Branowski, B.: Podstawy konstrukcji napedów maszyn, Wydawnictwo Politechniki Poznanskiej, 2007, ISBN 978-83-7143-347-

Budynas a kol. 2008] Budynas a kol.: Shigley's Mechanical Engineering Design, 8th edition, Boston: Mc Graw Hill, 2008, ISBN 978-0-07-312193-2 *(ještě nenaskenovaný obsah)*

[Bureš 1979] Bureš, V.: Části strojů II (Převody; pružiny, součásti potrubí); Ediční středisko VŠSE Plzeň, Plzeň, 1979

[Bureš 1988] Bureš, V.: Části strojů I (Části spojovací, hřídele, osy, ložiska a spojky); Ediční středisko VŠSE Plzeň, Plzeň, 1988

[Černoch 1959] Černoch, S.: Strojně technická příručka; SNTL, Praha, 1959

[Dejl 2000] Dejl, Z.: Konstrukce strojů a zařízení I. – Spojovací části strojů. Praha: MONTANEX a.s., 2000, ISBN 80-7225-018-3

[Dietrych a kol. 1967] Dietrych, J.: Podstawy konstrukcji maszyn, Wydawnictwa naukowo - techniczne, Warszawa, 1967

[Deutschman a kol. 1975] Deutschman, A. D. a kol.: Machine Design - Theory and Practice; Macmillan Publishing Co., Inc., New York and Collier Macmillan Publishers, London, 1963, ISBN 0-02-329000-5 (Hardbound), ISBN 0-02-979720-9 (International Edition)

- [Dubbel 1961a] Dubbel, I.: Inženýrská příručka pro stavbu strojů – Díl I; SNTL, Praha, 1961
- [Dubbel 1961b] Dubbel, I.: Inženýrská příručka pro stavbu strojů – Díl II; SNTL, Praha, 1961
- [Faires&Wingren 1955] Faires, V. M., Wingren, R. M.: Problems on the Design of Machine Elements; The Macmillan Company, New York, 1955
- [Glezi a kol. 1986] Glezi, Š. a kol.: Základy strojnictva, Alfa vydavatelstvo Technickej a ekonomickej literatury, Bratislava, 1986
- [Grote 2007] Grote, A.: Handbook of Mechanical Engineering, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2007, ISBN 978-3-540-49131-6
- [Hamrock a kol. 2005] Hamrock a kol.: Fundamentals of Machine Elements, 2nd edition, Boston: Mc Graw Hill, 2005, ISBN 978-0-07-246532-7 *(ještě nenaskenovaný obsah)*
- [Hájek a kol. 1988] Hájek, E. a kol.: Pružnost a pevnost I, SNTL, Praha, 1988
- [Heiligenberg 1997] Workshop: Die Zukunft der Maschinenelementen – Lehre (Heilingenberger Manifest), Institute für Maschinen – Konstruktionlehre und Kraftfahrzeugbau Universität Karlsruhe a Maschinenelemente und Konstruktionslehre TH Darmstadt (Prof. Dr. Ing. Birkhofer), Schloß Heiligeberg, 23. – 24. 4. 1997
- [Hosnedl&Krátký 1999] Hosnedl, S., Krátký, J.: Příručka strojního inženýra - Obecné strojní části 1. Praha: Computer Press, 1999, ISBN 80-7226-055-3.
- [Hosnedl&Krátký 2000] Hosnedl, S., Krátký, J.: Příručka strojního inženýra - Obecné strojní části 2 Praha: Computer Press, 2000, ISBN 80-7226-202-5
- [Juvinall 1983] Juvinall, R. C.: Fundamentals of Machine Component Design, John Wiley&Sons, New York, 1983, ISBN 0-471-06485-8
- [Kenneth&McKee1991] Kenneth, S. E., McKee, R.B.: Fundamentals of Mechanical Component Design, McGraw-Hill, New York, 1991, ISBN 0-07-019102-6
- [Klepš&Nožička 1986] Klepš, Z., Nožička, J.: Technické tabulky; SNTL, Praha, 1986
- [Kochman a kol. 1955] Kochman, J. a kol.: Části strojů - Díl I; Spojování částí strojů a spojovací části; Nakladatelství Československé Akademie věd, Praha, 1956
- [Kříž&Vávra 1994] Kříž, R. Vávra, P.: Strojírenská příručka, 5. svazek; Technika konstruování, Technická dokumentace, Části strojů a převody (1. část); Praha: Scientia, 1994, ISBN 80-85827-59-X
- [Kříž&Vávra 1995] Kříž, R., Vávra, P.: Strojírenská příručka, 6. svazek; Praha: Scientia, 1995, ISBN 80-85827-88-3
- [Málik a kol. 2007] Málik, L. a kol.: Konštruovanie, Žilinská univerzita v Žilině, 2007, ISBN 978-80-8070-971-6
- [Medvecký a kol. 1999] Medvecký, Š. a kol.: Základy konštruovania, EDIS – vydavateľstvo Žilinskej university v Žilině, Žilina, 1999, ISBN 80-7100-547-9
- [Medvecký a kol. 2007] Medvecký, Š. a kol.: Konštruovanie 1, EDIS – vydavateľstvo Žilinskej university v Žilině, Žilina, 2007, ISBN 978-80-8070-640-1
- [Meerkamm 1985] Meerkamm, H.: Maschinenelemente, Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen, 1985

- [Moravec 2001] Moravec, V.: Konstrukce strojů a zařízení II – Čelní ozubená kola. Praha: MONTANEX a.s., 2000, ISBN 80-7225-051-5.
- [Mott 2004] Mott, R. L.: Machine Elements in Mechanical Design, Upper Saddle River, New Jersey, 2004, ISBN 0-13-061885-3
- [Neukirchner 1976] Neukirchner, J.: Fachwissen des Ingenieurs; Veb Fachbuchverlag Leipzig, Leipzig, 1976
- [Němec a kol. 1989] Němec, J. a kol.: Pružnost a pevnost ve strojírenství, SNTL, Praha, 1989, ISBN 80-03-00193-5
- [Niemann a kol. 2001] Niemann, V. a kol.: Maschinen-elemente. Berlin: Springer, 2001, ISBN 3-540-65816-5
- [Orlov a kol. 1979] Orlov, P. I.: Základy konštruovania, Alfa vydavateľstvo Technickej a ekonomickej literatury, Bratislava, 1979
- [Pešík 2001] Pešík, L.: Části strojů, stručný přehled, 1. díl, TU v Libereci, Liberec: Spoltisk s.r.o., 2001, ISBN 80-7083-584-2
- [Pešík 2002] Pešík, L.: Části strojů, stručný přehled, 2. díl, TU v Libereci, Liberec: Spoltisk s.r.o., 2002, ISBN 80-7083-608-3
- [Roloff a kol. 1975] Roloff, H. a kol.: Aufgabesammlung Maschinenelementen, F. Vieweg&Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig, 1975, ISBN 3-528-34015-0
- [Schmidt&Dobrovolný 1956] Schmidt, Z., Dobrovolný, B.: Technická příručka – Výpočty a konstrukce; Práce – Vydavatelstvo ROH, Praha, 1956
- [Shigley&Mitchell 1983] Shigley, J.E., Mitchell, L.D.: Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Book Company, New York, 1983, ISBN 0-07-056888-X
- [Shigley 1986] Shigley, J. E.: Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Book Company, Singapore, 1983, ISBN 0-07-056898-7
- [Shigley a kol. 2008] (Shigley, J. E.,) Budynas, R. G., Nisbett K. J.: Shigley's Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Book Company, New York, 2008, ISBN 978-0-07-312193-2
- [Shigley a kol. 2010] Shigley, J. E., Mischke, R. Ch., Budynas, R. G.: Konstruování strojních součástí. Z angl. orig. Mechanical Engineering Design, 7th ed. 2004 přel. M. Hartl at al. Eds. M. Hartl a M. Vlk. VUT v Brně, Nakladatelství VUTIUM, Brno, 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
- [Spotts 1961] Spotts, M. F.: Design of Machine Elements, Third Edition, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J., 1961

OBECNÉ STROJNÍ ČÁSTI 1

teoretické základy, spoje, přenosové části, otočná uložení,
akumulátory energie, hřídelové spojky

prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc.

Recenzent: nerecenzovaná publikace

Vydavatel: Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství
Univerzitní 8, 306 14 Plzeň
Tel.: 377 631 951
e-mail: vydavatel@vyd.zcu.cz

Katedra: katedra konstruování strojů
Vedoucí katedry: doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
Určeno: pro studenty 2. ročníku FST
a další studenty zapsané na předmět KKS/ZKM

Vyšlo: květen 2012

Počet stran: 402

Nositelé

autorských práv: autor

Západočeská univerzita v Plzni

Vydání: 1. vydání, on-line

Číslo publikace: ISBN 978-80-261-0125-3

Tato publikace neprošla redakční ani jazykovou úpravou.



EVROPSKÁ UNIE



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



**OP Vzdělávání
pro konkurenceschopnost**

INVESTICE
DO ROZVOJE
VZDĚLÁVÁNÍ

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc.

Tento projekt je spolufinancován Evropským sociálním fondem a státním rozpočtem České republiky v rámci projektu č. CZ.1.07/2.2.00/07.0235 „Inovace výuky v oboru konstruování strojů včetně jeho teoretické, metodické a počítačové podpory“.