

ING. RUDOLF KŘÍŽ A KOL.

Stavba a provoz strojů I

ČÁSTI STROJŮ

Schváleno ministerstvem školství ČSR č.j. 16 605/76 – 211 ze dne
28. května 1976 jako učebnice pro předmět Stavba a provoz stro-
jů středních průmyslových škol strojnických

PRAHA 1977

SNTL – NAKLADATELSTVÍ

TECHNICKÉ LITERATURY

V tomto prvním dílu se probírá úvod do učebního předmětu a základní součásti a funkční celky, tj. spojovací součásti a druhy spojů, potrubí, armatury a nádoby, pružicí součásti a součásti k přenosu otáčivého pohybu, jako jsou ložiska, hřídele, spojky. Na ně navazuje poslední kapitola o brzdách. Učivo je doplněno velkým počtem názorných obrázků a velmi přehlednými tabulkami. Na konci je uveden seznam platných norem, potřebných k navrhování jednotlivých součástí a celků a otázky a úkoly určené k opakování učiva.

Je určena pro výuku předmětu Stavba a provoz strojů ve 2. roč. SPŠS pro denní studium, pro studium pracujících a pro všechny formy studia v oboru přístrojové a automatizační techniky. Bude i vhodnou pomůckou konstruktérů a ostatních středně technických kádrů ve strojírenství.

Spoluautoři: Ing. Jiřina Audyová
Ing. Rudolf Dvořák
Ing. Antonín Pfeifer
Ing. Karel Weigner

Lektorovali: prof. Ing. Antonín Němec
Ing. František Broulík

Redakce báňské a strojírenské literatury
Hlavní redaktor Dr. Vladimír Pešl
Odpovědný redaktor Ing. Pavel Vávra

© Ing. Rudolf Kříž, 1977

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A JEDNOTEK	11
PŘEDMLUVA	15
1 ÚVOD	17
1.1 Stroj (přístroj, zařízení) — mechanismus — součást	17
1.2 Význam normalizace a používání norem	19
2 SPOJE A SPOJOVACÍ SOUČÁSTI	21
2.1 Šroubové spoje	23
2.1.1 Šroubové spoje a jejich části	23
Základní druhy šroubových spojů	23
Druhy šroubů	24
Druhy matic	24
Druhy podložek a závlačky	24
Pojištění šroubových spojů	24
Rozměry šroubů	35
2.1.2 Závity	35
Princip závitu	35
Druhy závitů	35
Označování závitů	37
Licování závitů	38
2.1.3 Zatížení šroubů	40
Silové poměry na šroubu	40
Utahovací moment	41
Účinnost	41
2.1.4 Montáž a demontáž	41
2.1.5 Materiál šroubů a matic	46
2.1.6 Pevnostní výpočet šroubů	47
Nepředepjaté šrouby zatížené osovou silou, utahované v nezatíženém stavu	48
Nepředepjaté šrouby zatížené osovou silou, utahované v zatíženém stavu	50
Šroubové spoje s předpětím, zatížené silou v ose	51
Předepjaté šrouby o vysoké pevnosti, které přenášejí síly kolmé k ose šroubu třením (silový styk)	57
Spoje s licovanými šrouby, zatížené silou kolmou k ose šroubu (tvarový styk)	58
2.1.7 Možnosti zvýšení únosnosti šroubů	60
Lepší rozložení zatížení v závitech	60
Úprava dříku šroubu	61
Úprava přechodu mezi hlavou a dříkem	61
2.1.8 Údržba a renovace	62
2.2 Spoje kolíky a čepy	66
2.2.1 Kolíkové spoje	66

Rozdělení kolíků	66
Účel, použití a konstrukce kolíkových spojů	69
Výhody a nevýhody	69
Namáhání a výpočet kolíkových spojů	69
2.2.2 Čepové spoje	73
Druhy čepů	73
Zajištění čepů a konstrukce čepových spojů	75
Namáhání a výpočet čepových spojů	76
2.2.3 Pojistné kroužky a závlačky	76
2.2.4 Bajonetové spoje	77
2.3 Spoje hřídele s nábojem	79
2.3.1 Spoje se silovým stykem	79
Svěrné spoje se šroubem	81
Svěrné spoje s kuzelem	83
Rozpěrné spoje s pružnými kroužky	84
Tlakové spoje	85
Výpočet únosnosti tlakových spojů a určení přesahu	87
2.3.2 Spoje s tvarovým stykem	89
Spoje s příčným kolíkem	90
Spoje pery	90
Spoje drážkové	91
Neokrouhlé (polygonické) spoje	92
2.3.3 Předepjaté spoje s tvarovým stykem	93
2.3.4 Konstrukce nábojů se zřetelem na snížení vrubového účinku spoje	96
2.3.5 Ekonomické hodnocení spoje náboj — hřídel	97
2.4 Nýtové spoje	99
2.4.1 Konstrukce a materiál nýtů	102
2.4.2 Zatížení	102
Rozdělení zatížení ve spoji	102
2.4.3 Výpočet nýtových spojů	106
Pevný spoj při statickém zatížení	106
Pevný a nepropustný (kotlový) spoj	107
2.5 Zvláštní spoje	108
2.5.1 Obrubové spoje	108
2.5.2 Lemové spoje	109
2.5.3 Jazýčkové spoje	109
2.5.4 Žlábkové (prosazené) spoje	110
2.5.5 Spoje zalitím a zatavením	110
Spoje zalitím (zalisováním)	110
Spoje zatavením do sléváných kovů	111
2.6 Spoje lepené a tmelené	112
2.6.1 Princip, účel a použití	112
2.6.2 Lepidla	113
2.6.3 Výpočet a konstrukce lepených spojů	113
2.6.4 Spoje tmelené	114
2.7 Spoje pájené	114
2.7.1 Pájky a jejich použití	116
2.7.2 Výpočet a konstrukce pájených spojů	119
2.8 Svarové spoje	120
2.8.1 Rozdělení a druhy svarů	121

2.8.2	Materiál a konstrukce svarových spojů	123
	Svažitelnost	123
	Elektrody, způsoby svařování a kontrola svarů	124
	Konstrukce svarových spojů	126
2.8.3	Způsob, přenos a rozdělení zatížení u svarového spoje	128
2.8.4	Výpočet svarů podle ČSN 05 0120	129
	Při statickém zatížení	129
	Při dynamickém zatížení	133
2.8.5	Navařování jako jeden z hlavních způsobů renovace součástí	136
3	NÁDOBY, POTRUBÍ A ARMATURY	138
3.1	Tlakové nádoby a aparáty	138
3.1.1	Materiál a příklady konstrukce	138
3.1.2	Kritéria výpočtu	140
3.1.3	Výpočet tlakových nádob	140
	Tloušťka stěny válcového pláště s vnitřním přetlakem	140
	Tloušťka stěny válcového pláště s vnějším přetlakem	141
	Tloušťka stěny dna při vnitřním přetlaku	141
3.2	Potrubí	141
	Hlavní části potrubí	141
	Doplňující části potrubí	142
3.2.1	Základní veličiny určující potrubí a jeho části	142
	Světlost potrubí	143
	Tloušťka stěny trubky	144
3.2.2	Druhy a spojování trub	144
	Přírubové trubky	146
	Další spoje trubek	146
	Spoje trub svařováním	147
	Materiály trub a trubek	148
	Ohebné trubky a hadice	148
3.2.3	Těsnění nepohyblivých nerozebíratelných a rozebíratelných spojů	149
	Utěsnění přímým stykem spojovaných součástí	149
	Utěsnění spojů těsněním	150
3.2.4	Izolace a uložení potrubí	152
	Ochrana potrubí proti korozi	152
	Tepelná izolace potrubí	156
	Dilatace potrubí	156
	Uložení potrubí	156
3.3	Přístroje uzavírací, pojistné a regulační (armatury)	156
	Konstrukční zásady	156
3.3.1	Přehled uzavírek	158
3.3.2	Pojistné a měřicí armatury	160
3.4	Montáž, demontáž a údržba potrubí a armatur	162
3.5	Kreslení a značení potrubí a armatur	163
4	SOUČÁSTI PRO AKUMULACI ENERGIE	166
4.1	Závaží	166
	Zdvihací závaží	166
	Pákové závaží	166
	Vyrovňovací závaží (protizávaží)	167
	Kyvadlové závaží	167

4.2 Pružiny	167
4.2.1 Kovové pružiny	168
Materiály a účely použití	168
Konstrukce pružin	169
Postup výpočtu	170
4.2.2 Nekovové pružiny	177
Pryžové pružiny	177
Pneumatické pružiny	177
4.2.3 Pružné klouby	179
Jednoduchý pružný kloub	180
Krutný pružný kloub	180
5 SOUČÁSTI TOČIVÉHO A PŘÍMOČARÉHO POHYBU	181
5.1 Hřídelové čepy	181
5.1.1 Radiální čepy	181
Výpočet radiálních čepů	181
5.1.2 Axiální čepy	186
Výpočet axiálních čepů	186
5.2 Hřídele	188
5.2.1 Nosné hřídele	188
Výpočet některých typů nosných hřídelů	188
5.2.2 Hybné hřídele	191
Výpočet hybných hřídelů	192
Tvarované hřídele	198
Ohebné (flexibilní) hřídele	200
Ohybové a torzní kmity hřídelů. Kritické otáčky	200
5.3 Uložení	202
5.3.1 Ložiska	203
Kluzná ložiska	203
Tření v kluzných ložiskách	204
Materiály ložisek	207
Konstrukce radiálních ložisek	210
Směrnice pro konstrukci radiálních kluzných ložisek	210
Výpočet radiálních kluzných ložisek	215
Axiální kluzná ložiska	215
Mazání a maziva	223
Provoz a údržba kluzných ložisek	224
Valivá ložiska	226
Druhy valivých ložisek	232
Konstrukce uložení	232
Utěsnění otáčejících se součástí	236
Výpočet valivých ložisek	236
5.3.2 Vedení	240
5.3.3 Provoz, údržba, renovace uložení	240
5.4 Hřídelové spojky	242
5.4.1 Názvosloví hřídelových spojek	242
5.4.2 Výpočet spojek	242
5.4.3 Rozdělení hřídelových spojek	245
5.4.4 Mechanicky neovládané spojky	245
Nepružné spojky	245

Pevné spojky	251
Vyrovňovací spojky	251
Pružné spojky	251
Pružné spojky s kovovými členy	251
Pružné spojky s nekovovými členy	256
5.4.5 Mechanicky ovládané spojky	257
Výsuvné spojky	257
Spojky mechanicky řazené	258
Výsuvné spojky hydraulicky řazené	263
Výsuvné spojky pneumaticky řazené	264
Výsuvné spojky elektricky řazené	265
Pojistné spojky	270
Rozběhové spojky	270
Vlnoběžné spojky	274
5.4.6 Hydraulické spojky	274
Hydrodynamické spojky	274
5.4.7 Elektrické spojky	276
6 BRZDY	279
6.1 Účel a použití, druhy brzd	279
6.2 Mechanické brzdy	280
6.2.1 Radiální brzdy	280
Čelisťové brzdy bubnové	280
Pásové brzdy	285
Ovládání brzd	289
6.2.2 Axiální brzdy	293
Kotoučové brzdy	293
Kuželové a lamelové brzdy	294
Samočinné brzdy	294
6.3 Proudové brzdy	297
6.4 Elektrické brzdy	298
6.5 Příklady konstrukce brzd	298
6.6 Provoz, seřízení a údržba brzd	299
7 OPTICKÉ SOUČÁSTI A JEJICH SPOJE	302
7.1 Všeobecně	302
7.2 Upevňování optických součástí	303
DOPORUČENÁ LITERATURA A NORMY	305
POUŽITÁ LITERATURA	314
REJSTŘÍK	317

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A JEDNOTEK

Značka	Veličina	Jednotka
A	práce	J
	průtočný průřez	$\text{mm}^2 \text{ (m}^2\text{)}$
C	tuhost šroubu, pružiny	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
	základní dynamická únosnost valivého ložiska	N
C_0	základní statická únosnost valivého ložiska	N
D	průměr	mm (m)
E	modul pružnosti v tahu	MPa
F	síla (obecně)	N
F_A, F_B	síla podle místa působení	N
F_1, F_2	síla podle pořadí	N
F_0	síla předpětí	N
F_a	osová síla	N
F_r	radiální síla	N
F_o, F	obvodová síla	N
F_n	normálová síla	N
F_t	tečná síla	N
F_c	celková síla	N
F_T	třecí síla	N
F_C	odstředivá síla	N
F_D	únosnost (dovolené zatížení)	N
G	tíhová síla	N
	modul pružnosti ve smyku	MPa
J	kvadratický moment průřezu	$\text{mm}^4 \text{ (m}^4\text{)}$
J_p	polární moment průřezu	$\text{mm}^4 \text{ (m}^4\text{)}$
K	opravný součinitel pro výpočet pružin	1
	provozní součinitel spojky	1
L	délka	mm (m)
	základní trvanlivost valivého ložiska	10^6 ot
L_h	skutečná trvanlivost valivého ložiska	h
M	moment síly (obecně)	$\text{N} \cdot \text{mm (N} \cdot \text{m)}$
M_o	ohybový moment	$\text{N} \cdot \text{mm (N} \cdot \text{m)}$
M_k	krouticí (točivý) moment	$\text{N} \cdot \text{mm (N} \cdot \text{m)}$
M_b	brzděný moment	$\text{N} \cdot \text{mm (N} \cdot \text{m)}$

Značka	Veličina	Jednotka
M_U	utahovací moment	N . mm (N . m)
M_v	výpočtový točivý moment	N . mm (N . m)
P	výkon	W (kW)
P_t	třecí výkon	W (kW)
P_{T1}	měrný třecí výkon	W . mm ⁻²
Q	množství tepla	J (kJ)
Q_m	hmotnostní průtok	kg . s ⁻¹
Q_v	objemový průtok	m ³ . s ⁻¹
R	poloměr	mm (m)
S	plošný obsah, průřez	mm ² (m ²)
S_v	výpočtový průřez	mm ² (m ²)
S_j	průřez jádra	mm ² (m ²)
V	objem	mm ³ (m ³)
W	energie	J
W_o	průřezový modul v ohybu	mm ³ (m ³)
W_k	průřezový modul v krutu	mm ³ (m ³)
X, Y, V	součinitel pro výpočet únosnosti valivých ložisek	1
a	vzdálenost, délka	mm (m)
b	šířka	mm (m)
c	přídavek k výpočtu tloušťek	mm (m)
	měrná tepelná kapacita (měrné teplo)	J . kg ⁻¹ . K ⁻¹
d	průměr	mm (m)
e	výstřednost	mm (m)
	základ přirozených logaritmů	1
f	součinitel tření	1
h	výška, zdvih ventilu	mm (m)
i	počet kusů	1
k	míra bezpečnosti, bezpečnost	1
	různé součinitele	1
l	délka	mm (m)
Δl	prodloužení (stlačení)	mm (m)
m	hmotnost	kg
	výška matice	mm (m)
n	otáčky	s ⁻¹ (min ⁻¹)
	počet kusů	1
p	tlak	MPa
p_D	dovolený tlak	MPa
r	poloměr	mm (m)
s	dráha, stlačení (roztažení) pružiny, tloušťka stoupání závitu	mm (m)

Značka	Veličina	Jednotka
t	rozteč, šířka koutového svaru	mm (m)
	čas	s (min, h)
	teplota	K ($^{\circ}\text{C}$)
Δt	teplotní rozdíl	$^{\circ}\text{C}$ (K)
v	rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
	součinitel hodnoty svarového spoje	1
y	průhyb	mm (m)
z	počet, např. závitů	1
α	vrcholový úhel kužele nebo závitu, úhel opásání	($^{\circ}$) (rad)
	délková roztažnost	K^{-1} ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)
α_B	Bachův opravný součinitel	1
β	úhel drážky	($^{\circ}$)
	součinitel vrubu nebo tvaru	1
γ	úhel stoupání	($^{\circ}$)
ε	poměrné prodloužení (zkrácení)	1
ε_m	součinitel velikosti	1
ε_p	součinitel stavu povrchu	1
η	účinnost	1
	dynamická viskozita	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
ϑ	poměrné zkroucení (zkrut)	($^{\circ}$) $\cdot \text{m}^{-1}$ (rad $\cdot \text{m}^{-1}$)
λ	poměr l/d u hřídelových čepů	1
ν	kinematická viskozita	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
π	Ludolfovo číslo	1
ϱ	poloměr křivosti	mm (m)
	měrná hmotnost (hustota)	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
σ	normálové napětí	MPa
σ_{red}	redukované normálové napětí	MPa
σ_c	celkové normálové napětí	MPa
σ_{Dt}	dovolené napětí v tahu	MPa
σ_{Dd}	dovolené napětí v tlaku	MPa
σ_{Do}	dovolené napětí v ohybu	MPa
$\sigma_h^{\bullet}$	maximální hodnota jmenovitého normálového napětí ve svarech	MPa
σ_m	střední normálové napětí	MPa
σ_a	amplituda (výkmit) normálového napětí při střídavém cyklu	MPa
σ_{Pt}	mez pevnosti v tahu	MPa
σ_K	mez kluzu	MPa
σ_C	mez únavy hladkého vzorku v ohybu	MPa
σ_A	mez únavy součásti při střídavém tahu–tlaku	MPa

Značka	Veličina	Jednotka
τ	tečné napětí	MPa
τ_{Ds}	dovolené napětí ve smyku	MPa
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	MPa
τ_h	maximální hodnota jmenovitého smykového napětí ve svarech	MPa
τ_m	střední napětí v krutu	MPa
τ_a	amplituda (výkmit) napětí v krutu při střídavém cyklu	MPa
τ_{ps}	mez pevnosti ve smyku	MPa
τ_C	mez únavy hladkého vzorku v krutu	MPa
τ_A	mez únavy součásti při střídavém smyku	MPa
φ	třecí úhel, úhel zkroucení	(°)
	součinitel zeslabení	1
χ	silový poměr	1
ψ	relativní ložisková vůle	1
ψ_σ, ψ_τ	součinitele závislé na charakteru diagramu napětí mezních cyklů	1
ω	úhlová rychlost	s ⁻¹

Ostatní značky a zejména indexy jsou vysvětleny v textu.

Nebývalý rozvoj investiční výstavby, inovace (obnova spojená s modernizací) zastaralých zařízení spolu se stálým růstem parametrů strojů a zařízení – mechanizace a automatizace celých průmyslových odvětví – kladou stále větší nároky na technickou inteligenci. Dnešní žáci jsou budovateli příštích pětiletých, a proto musí ovládnout účel, funkci a použití strojních součástí, mechanismů, strojů a přístrojů. Musí se naučit vypočítávat a navrhovat konstrukce součástí a volit pro ně optimální materiály. Rovněž si musí osvojit hlavní zásady obsluhy a údržby probíraných strojů a zařízení i posouzení jejich účelnosti, ekonomičnosti, technologičnosti konstrukce a bezpečnosti provozu.

Předmět Stavba a provoz strojů je odbornou aplikací základních odborných a matematicko-přírodovědných předmětů. Teoretické i praktické poznatky z těchto předmětů již neopakuje, ale upevňuje je a rozvíjí. Poznatky a vzorce odvozené v jiných předmětech jsou v těchto učebnicích přejímány a ne odvozovány nebo vysvětlovány.

Proto mají učebnice předmětu Stavba a provoz strojů pro 2. až 4. ročník nové pojetí. Jsou psány spíše formou přehledných technických příruček, se kterými bude absolvent střední průmyslové školy pracovat v praxi. Tyto učebnice vedou studenty především k systematickému utřídění pojmů, vysvětlují souvislosti, účel, funkci a použití, ukazují algoritmy nejdůležitějších výpočtů, poukazují na provoz a údržbu strojů a jejich součástí.

Učebnice jsou doplněny o učivo pro předmět Stavba přístrojů a strojů studijního oboru 23–82–6 (přístrojová a automatizační technika), které je na okraji textu označeno barevným pruhem. Toto učivo se neprobírá na studijním oboru 23–81–6 (strojírenství).

Řada učebnic je rozdělena takto:

- II. roč. – *Části strojů* obsahuje spojovací součásti, pružiny a závaží, součásti pro dopravu kapalin a plynů, součásti přenášející točivý a přímočarý pohyb, jejich uložení a vedení, brzdy, optické součásti a jejich spoje.
- III. roč. – *Převody* pojednává o mechanických převodech přenášejících krouticí moment.
- III. roč. – *Mechanismy* probírá kinematické, hydraulické a pneumatické mechanismy.
- IV. roč. – *Konstrukce a provoz strojů* popisuje funkci, uspořádání, provoz a údržbu jednotlivých strojů a zařízení.

Učebnice jsou zpracovány podle nejnovějších ČSN a důsledně v zákonných SI jednotkách, protože se v současné době přechází v našem hospodářství na tuto novou soustavu.

Učebnice uvádějí řadu technických a ekonomických porovnání, takže mohou být účinným podkladem pro rozhodovací proces při hodnotové analýze.

Na učivo, které je obsaženo ve Strojnických tabulkách (dále jen ST) a není uvedeno v učebnicích, jsou odvolávky. Učitelé i žáci s nimi musí neustále pracovat, protože jsou nutným doplňkem této učebnice. Na konci každého tematického celku jsou uvedeny otázky a úkoly podle jednotlivých kapitol. Jsou voleny podle jednotlivých problémů a vedou žáky k samostatným úvahám. Další pomůckou pro samostatnou práci žáků budou pracovní nebo programované sešity, které mají být postupně vydávány. Na konci knihy je uveden seznam literatury doporučené učitelům a žákům a seznam příslušných ČSN podle jednotlivých kapitol, dále seznam literatury použité autory a rejstřík, který umožní snazší vyhledání potřebných pojmů.

Autoři děkují za připomínky a podnětné návrhy, kterých se jim dostalo od obou recenzentů Ing. F. Broulíka a prof. Ing. A. Němce, od členů krajské sekce Stavby a provozu strojů Jihomoravského KPÚ a Ing. J. Leinvebera. Poděkování patří i ředitelství obou SPŠ strojnických v Brně, že vytvořila autorům podmínky pro včasné vypracování těchto učebnic, a dále i některým žákům těchto škol, kteří pomáhali při kreslení obrázků.

Protože jde o první vydání těchto učebnic, autoři velmi rádi uvítají veškeré připomínky, které povedou ke zdokonalení a doplnění těchto učebnic.

V květnu 1976

Autoři

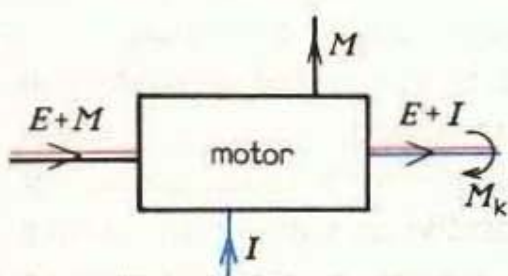
1.1 Stroj (přístroj, zařízení) — mechanismus — součást

Stroj je technický systém, který byl člověkem sestaven za použití přírodních zákonů pro ulehčení tělesné nebo duševní práce a pro zvýšení produktivity práce. Může nahrazovat buď částečně, nebo úplně lidskou práci nebo lidskou činnost. Několik strojů, které tvoří jeden funkční celek, nazýváme *strojní zařízení*. Menší a jemnější stroje jsou tzv. *přístroje* (např. měřicí nebo kontrolní přístroje).

V kapitalismu jsou stroje soukromým majetkem několika jednotlivců. Z toho vyplývá vykořisťování člověka člověkem. V socialistických výrobních vztazích jsou stroje potřebné k výrobě, službám a obchodu společným vlastnictvím lidí, kteří je obsluhují. Pracující jako majitelé pracovních prostředků rozhodují, co a kolik se bude jimi vyrábět a jak budou výrobky rozdělovány.

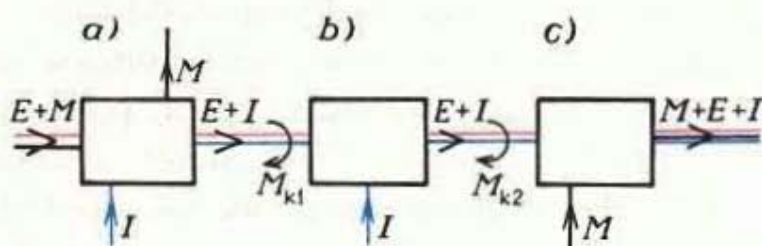
Podle účelu a podle přeměny tvaru, vlastností nebo polohy hmoty (materiálu), změny energie a informace, kterého dosahují, je můžeme rozdělit takto:

1. *Stroje hnací* čili *motory*, v nichž se mění některý druh energie v mechanickou práci. Podle druhu přiváděné energie, popř. podle pracovní látky (média), která je nositelem energie, se rozeznávají motory hydraulické, tepelné, vzduchové a elektrické (obr. 1).



Obr. 1. Blokové schéma motoru

Přivádí se: energie E ve hmotě M (palivo, voda, pára), informace I — řízení ruční nebo automatické (zapínání, vypínání, regulace otáček nebo výkonu). Odvádí se: využitá hmota M (spaliny, voda, pára), řízená energie $E + I$ (mechanická práce — krouticí moment)



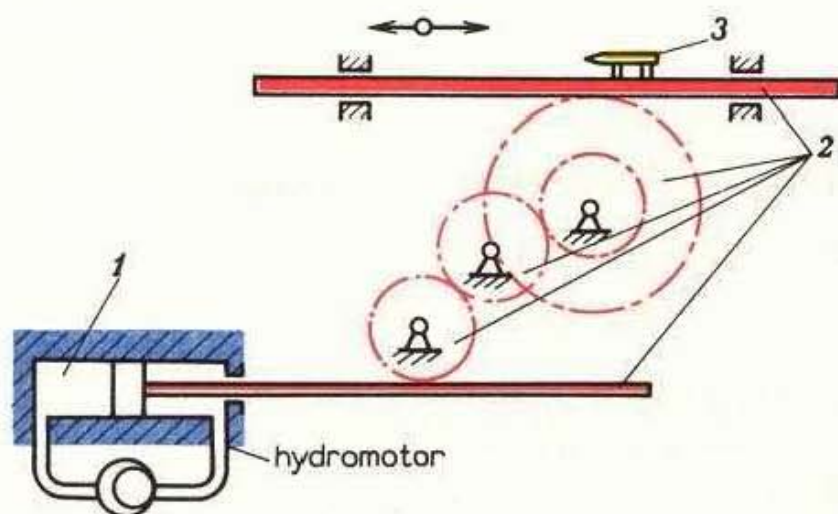
Obr. 2. Blokové schéma úplného pracovního stroje (včetně motoru)

a) motor (obr. 1); b) pracovní mechanismus — spojka, převod apod., přivádí se vstupní krouticí moment M_{k1} ($E + I$) a informace I ; c) vlastní pracovní stroj (např. čerpadlo, kompresor, jeřáb nebo soustruh, lis atd.), přivádí se mechanická práce $E + I$ a materiál nebo dopravované médium M , vystupuje buď výrobek nebo dopravované médium s větší energií $M + E + I$

2. *Stroje hnané* čili *pracovní*, v nichž se spotřebuje mechanická práce na změnu tvaru, vlastností nebo polohy hmoty. Musí být proto poháněny motory nebo svalovou silou. Tato nejpočetnější skupina strojů se dělí na *dopravní stroje* (např.

jeřáby, kompresory, čerpadla) a na *výrobní stroje* ke zpracování surovin, materiálů a polotovarů (obr. 2).

Rozčlenění pracovního stroje z funkčního hlediska je na obr. 3. Z něho je zřejmé, že stroj (přístroj) obsahuje mechanismy nebo funkční celky.



Obr. 3. Obecné rozčlenění pracovního stroje

1 – motorická skupina (hnací mechanismus), 2 – pracovní (funkční) mechanismus (funkční uzel nebo celek), 3 – pracovní orgány (nástroje)

3. *Stroje a přístroje pro získávání, zaznamenávání, přenos a zpracování informací*, např. měřicí, zkušební, matematické, regulační, sdělovací, časoměrné aj.

Stroje a přístroje se skládají z jednotlivých součástí, které se při montáži postupně skládají v podskupiny a skupiny.

Součást je základní funkční část stroje, zpravidla z jednoho kusu, dále nedělitelná (výjimky, např. dvojdílná pánev ložiska, třídílné upínací pouzdro). Na součásti rozeznáváme jednotlivé tvarové prvky, tj. geometrické útvary mající určitou dílčí funkci nebo účel (např. závit šroubu, hlava nýtu, ozubení kola).

Podskupina je jednoduchý montážní celek, složený ze dvou nebo několika součástí (např. předloha převodovky, ruční kolečko se zanýťovanou rukojetí, spojka).

Skupina je sestava součástí, popř. podskupin, které tvoří funkčně samostatnou část stroje (např. rotor turbíny, stator alternátoru, převodovka).

Toto členění umožňuje přehledně uspořádat montáž složitých celků, usnadňuje plánování výroby a dovoluje organizovat výrobu jednotlivých montážních skupin ve specializovaných dílnách nebo závodech, čímž se zvyšuje produktivita práce.

Některé součásti mají tvar a rozměry přizpůsobeny pouze pro určitou funkci ve stroji a je nutno je samostatně navrhnout a vyrobit, např. rámy, stojany, skříně, hřídele, páky apod. Je však mnoho součástí, které lze použít ve stejném tvaru a provedení ve strojích různých typů a druhů; jsou to např. šrouby, nýty, čepy, klíny, pera, pouzdra, rukojeti, příruby apod. Takových součástí se spotřebuje ve výrobě a opravách strojů velké množství téhož druhu, tvaru a velikosti; je pak výhodné je *normalizovat* a vyrábět hromadně ve specializovaných závodech (např. šrouby ve šroubárnách).

Mají-li se uplatnit ekonomické a technické přednosti unifikace a normalizace, zejména má-li se dosáhnout snížení výrobních nákladů a zvýšení produktivity práce

i bezpečnosti a spolehlivosti při provozu strojů, musí konstruktér používat normalizované součásti, popř. celé skupiny všude tak, aby zaručovaly spolehlivou a hospodárnou funkci stroje. Opakovatelnost stejných konstrukčních skupin v různých strojích vede ke stavebnicovému systému konstrukce a montáže, který je racionální metodou odpovídající požadavkům automatizované výroby.

Podle účelu a použití se strojní součásti, popř. funkční celky (podskupiny) rozdělují na tyto skupiny:

- a) spojovací součásti (šrouby, nýty, klíny, pera, kolíky, svary atd.),
- b) součásti k vedení tekutin (potrubí a armatury),
- c) pružicí součásti,
- d) součásti točivého a posuvného pohybu a jejich uložení (hřídele, ložiska, vedení, spojky),
- e) brzdy,
- f) optické součásti a jejich uložení,
- g) převody (třecí, řemenové, řetězové, ozubenými koly),
- h) mechanismy (kinematické, hydraulické, pneumatické).

1.2 Význam normalizace a používání norem

Normalizace je důležitá dílčí oblast racionalizace. V socialistických výrobních vztazích je normalizace plánovitě sjednocení technických podkladů, výrobků, výrobních způsobů a dorozumívacích prostředků, jakož i typizace výrobků a výrobních způsobů vypracováním a stanovením technických i ekonomických optimálních řešení pro celé národní hospodářství ve všech často se opakujících případech.

Normalizace má velký význam mimo jiné pro prosazování vědeckotechnického pokroku v našem národním hospodářství, pro dosahování vysoké ekonomické účinnosti výroby, pro mezinárodní dělbu práce a pro úzkou hospodářskou spolupráci ČSSR se SSSR a ostatními zeměmi RVHP, jakož i pro obchod a mírovou spolupráci mezi všemi zeměmi světa.

Normalizace dává předpoklady pro:

- zvýšení produktivity práce a objemu výroby,
- snížení nákladů a spotřeby času při projektování, vývoji, konstrukci, výrobě, skladování a opravách, v technologické přípravě výroby a správních činnostech,
- centralizaci výroby a specializaci podniků,
- mechanizaci a automatizaci ve výrobě a řízení, v manipulaci s materiálem a v informačním systému,
- zlepšení jakosti výrobků,
- lepší využití surovin, polotovarů a pomocných materiálů, energie, manipulačního a skladového prostoru,
- umožnění vyměnitelnosti součástí a skupin,
- rozvoj obchodu, kooperačních vztahů a mezinárodní socialistické integrace a dělby práce.

Druhy technických norem

Technické normy se rozdělují především podle stupně důležitosti a pak podle obsahu (předmětu) normalizace. V současné době existují v ČSSR:

a) *Státní normy* (označení ČSN) platné a závazné na celém území státu. Při tvorbě těchto norem se přihlíží k doporučení Mezinárodní normalizační organizace ISO (International Organisation for Standardisation, dříve ISA) a Stálé komise pro normalizaci při RVHP (norma ST SEV).

b) *Oborové normy* (označení ON) platné a závazné v určitém oboru.

c) *Podnikové normy* (označení PN) jsou normy nejnižšího stupně. Vydávají je pro svoji potřebu VHJ (výrobně hospodářské jednotky).

Podle obsahu se dělí technické normy všech stupňů na:

1. *normy výrobků (předmětové)* — udávají tvar, velikost rozměrů, provedení a jiné vlastnosti materiálů, polotovarů, součástí, strojů a přístrojů,

2. *normy činnosti (předpisové)* — stanoví způsob a postup práce při konstrukci, výrobě, zkoušení, balení, uskladňování, dopravě a přejímce (včetně bezpečnostních předpisů),

3. *normy všeobecné* — vymezují a třídí technické pojmy, názvosloví, jednotky, veličiny, způsoby grafického vyjadřování (např. strojnické výkresy).

Způsob označování a číslování norem je uveden ve Strojnických tabulkách.¹⁾

Vyvolená čísla

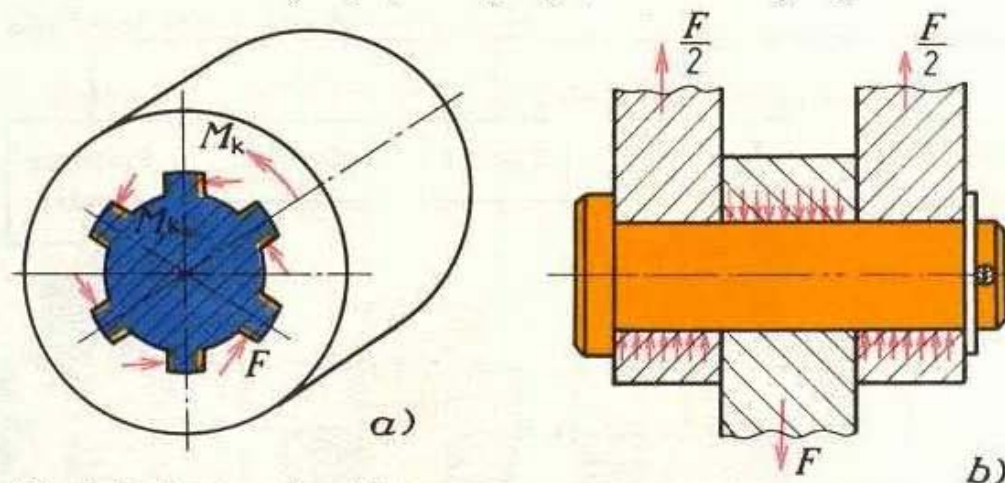
Fyzikální i technické veličiny, např. délka, plocha, objem, hmotnost, síla, moment, teplota, otáčky, rychlost, výkon, práce, napětí atd. se skládají vždy z číselné hodnoty a jednotky (např. síla $F = 30 \text{ N}$). Pro technika je velmi výhodné mít výběr z určitého množství čísel. Proto jsou v ČSN 01 0201 normalizována vyvolená čísla, která jsou vhodně zaokrouhlenými členy geometrických řad vycházejících z celých mocnin čísla 10 (0, 1, 10, 100, ...) a postupujících s kvocienty $\sqrt[5]{10}$, $\sqrt[10]{10}$, $\sqrt[20]{10}$, $\sqrt[40]{10}$. Dostáváme tak vyvolená čísla základních řad R5, R10, R20 a R40, která jsou uvedena ve ST.

Jako jednotek u veličin používáme důsledně jednotky mezinárodní soustavy SI, která bude u nás od r. 1980 jedinou zákonnou soustavou.

¹⁾ V dalším autoři používají časté odvolání na Strojnické tabulky zkratkou ST. Rozumějí se tím tabulky předepsané normou učebnic, tj. v současné době Bartoš, J. a kol.: Strojnické tabulky, v budoucnosti Kříž, R. a kol.: Strojnické tabulky.

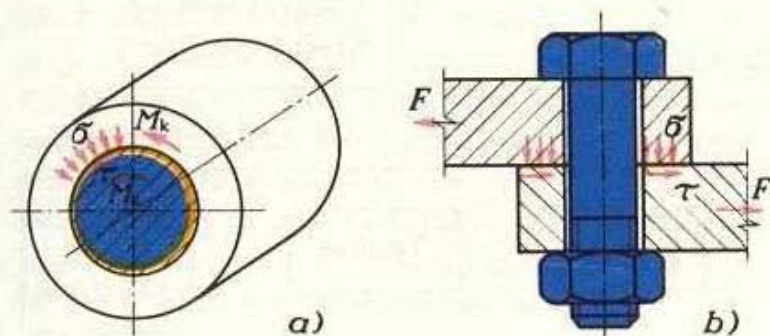
Spoje rozdělujeme podle principu působení spoje a podle rozebíratelnosti.

Při spojení dvou nebo více součástí, popř. podskupin existují v podstatě tři možnosti: tvarový styk, silový styk, materiálový styk.



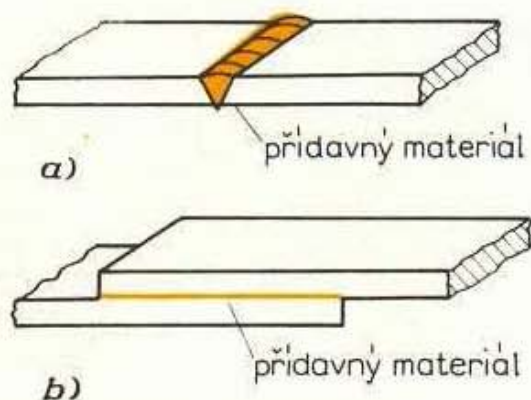
Obr. 4. Spoj s tvarovým stykem

a) přenos krouticího momentu drážkovým hřídelem s rovnými plochami na drážkový náboj, b) přenos síly normálovým napětím u kloubového spojení táhla s vidlicí čepem



Obr. 5. Spoj silovým stykem

a) tlakový spoj hřídele s nábojem, který přenáší krouticí moment silovým stykem vzniklým předpětím tlakového spoje, b) spojení součástí volně průchozím šroubem, zatíženým silou kolmo k ose (šroubová spojení v ocelových konstrukcích, kap. 2.1.6)



Obr. 6. Spoj materiálovým stykem

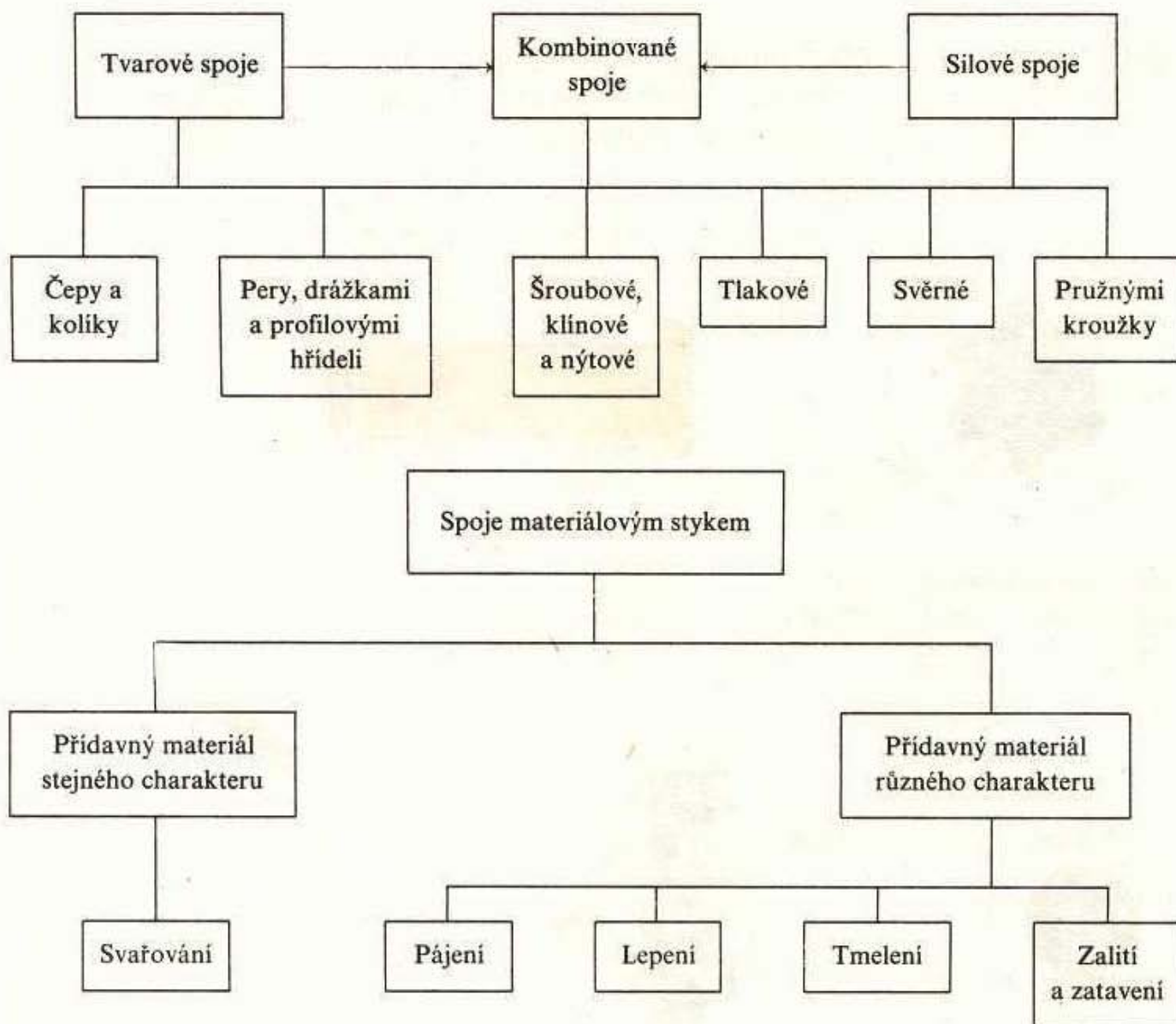
a) přidavný materiál stejného charakteru a pevnosti jako základní materiál spojovaných částí – svařování, b) přidavný materiál jiného charakteru a menší pevnosti než základní materiál – pájení, lepení, tmelení

Při spojení s *tvarovým stykem* se přenášejí síly mezi spojovanými částmi pouze normálovými napětími nebo normálovými silami (tlak) mezi stykovými plochami (obr. 4).

Spojení *silovým stykem* představuje spojení součástí vzepřením. Síly se přenášejí třením, které je vyvoláno rozpěrnými normálovými silami podle Coulombova zákona (obr. 5).

Spojení *materiálovým stykem* je zhotovení nerozebíratelného celku přídavnými materiály (svařování, pájení, lepení) (obr. 6).

Tab. 1. Rozdělení spojů



Podrobnější rozdělení spojů je v tab. 1. Z ní též vyplývá, že někdy nastává kombinace silového a tvarového styku, např. některé šroubové spoje jsou silové, jiné tvarové. Klínové spoje jsou v první řadě silové, ale současně mohou přenášet krouticí moment i tvarově. Nýtové spoje přenášejí napětí a síly jak tlakem – tedy tvarově, tak i třením mezi spojovanými částmi – tedy silově.

Někdy se spoje rozdělují podle způsobu rozebírání na rozebíratelné a nerozebíratelné. Pod pojmem rozebíratelnosti rozumíme ty spoje, které je možno vícekrát bez porušení rozebrat a znovu smontovat týmiž spojovacími součástmi (rozebíratelnost není neomezená).

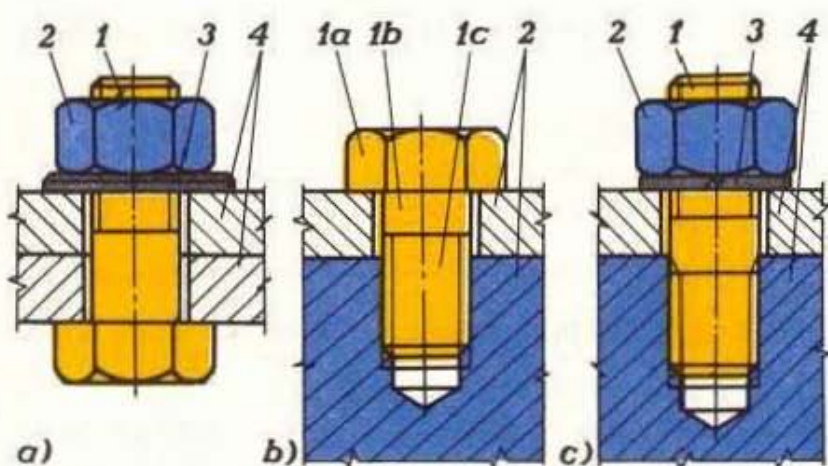
2.1 Šroubové spoje

Šrouby jsou nejčastější strojní součásti a není snad stroje, kde by se nevyskytovaly. Tvoří tvarový spoj, protože síla z jedné součásti do druhé se přenáší tvarovou spojovací součástí, tj. šroubem. Časté jsou však případy, kdy se utažením šroubu před zatížením vyvolává osová (normálová) síla předpětí ve šroubu i spojovaných součástech a tím i tření (tangenciální síla) ve spoji (podrobněji kap. 2.1.6). Tím vzniká spoj tvarový s předpětím, který je v podstatě již silovým spojením.

2.1.1 Šroubové spoje a jejich části

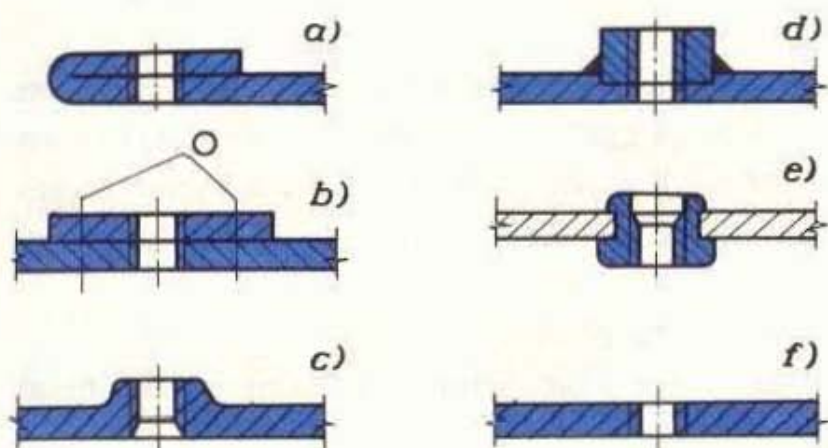
Základní druhy šroubových spojů

Existují tři základní druhy šroubových spojů (obr. 7).



Obr. 7. Základní druhy šroubových spojů

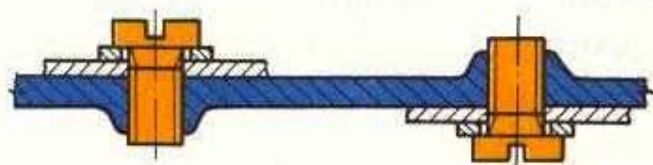
a) spoj šroubem s hlavou a maticí – šroub prochází dírou s vůlí: 1 – šroub s hlavou, 2 – matice, 3 – podložka, 4 – spojované součásti; b) spoj zašroubovaným šroubem s hlavou – šroub je do spodní součásti zašroubován, horní prochází s vůlí: 1 – šroub s hlavou, 2 – spojované součásti. Při každé demontáži se musí šroub vyšroubovat; c) spoj závrtným šroubem a maticí – šroub se zašroubuje do spodní součásti až po konec výběhu, horní součást se na něj nasadí a přitáhne maticí. Touto součástí prochází šroub s vůlí: 1 – závrtný šroub, 2 – matice, 3 – pružná podložka, 4 – spojované součásti. Při demontáži se šroub nevyšroubovává



Obr. 8. Zvětšení délky závitu u tenkých plechů

a) přehnutý konec plechu, b) přibodovaný zesilující plech, c) proražení díry pro závit, d) připájená nebo přivařená závitová podložka nebo matice, e) rozkýtnutá matice, f) použití šroubů do plechu – ne závitorezných (tab. 2, č. 32 a 33)

Hloubka zavrtání šroubu do oceli je obvykle $1d$. U tenkých plechů (např. ve stavbě přístrojů) není možno často tuto míru dodržet. Nemůže-li se použít průchozích šroubů nebo jiného spoje, např. bodového svařování nebo nýtování, můžeme hloubku zašroubování zvýšit konstrukčními úpravami (obr. 8 a 9).



Obr. 9. Šroubové spoje u tenkých plechů proražením otvorů pro závit

Druhy šroubů (tab. 2)

Ukončení normalizovaných šroubů podle ČSN 02 1031 jsou v ST.

Šrouby, matice a další tvarové součásti (do M 20) se ve šroubárnách vyrábějí objemovým tvářením za studena. Tato moderní technologie nahrazuje soustružení, zvyšuje produktivitu práce a mechanické vlastnosti výrobků a snižuje náklady výroby.

Druhy matic (tab. 3)

Druhy podložek a závlačky (tab. 4)

Podložky se vkládají ve šroubových spojích pod matici (někdy též pod hlavu šroubu) v těchto případech:

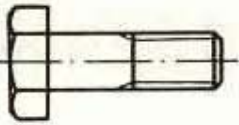
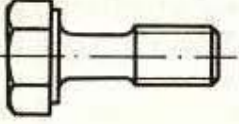
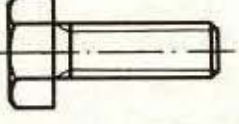
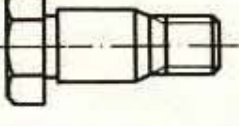
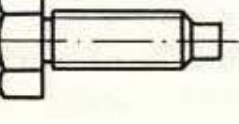
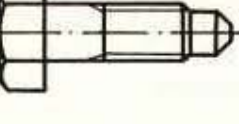
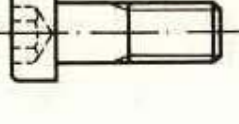
- a) má-li se rozdělit tlak matice nebo hlavy na větší plochu, aby se matice nebo hlava nezatlačovala do součásti z měkčího materiálu (dřevo, kůže, plasty, lehké slitiny),
- b) prochází-li šroub oválnou dírou nebo dírou s velkou vůlí,
- c) je-li dosedací plocha pro matici nebo hlavu na spojované součásti neobrobená, drsná nebo nerovná,
- d) má-li se zamezit odírání součásti při častém uvolňování matice,
- e) je-li dosedací plocha pro matici nebo hlavu na součásti šikmá, k vyrovnání sklonu (při spojování profilů U a I – tabulka 4, podložka č. 3).

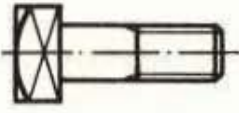
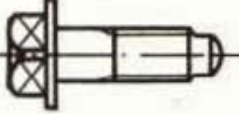
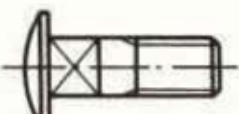
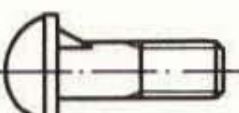
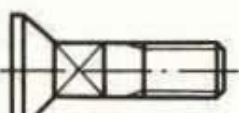
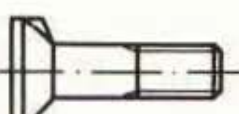
Pojištění šroubových spojů

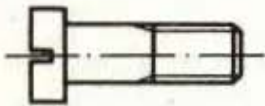
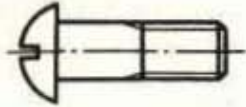
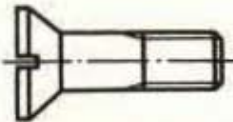
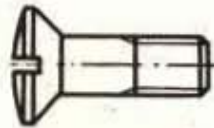
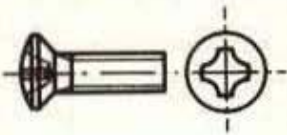
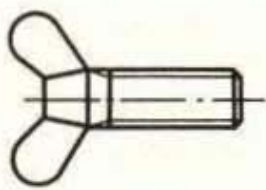
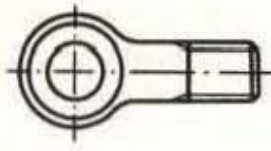
Silným utažením šroubového spoje může dojít k trvalým (plastickým) deformacím celého spoje, které během provozu mohou pokračovat (dojde k otlacení stykových ploch), a tím dojde k uvolnění spoje. Může k němu dojít též otřesy a dynamickým namáháním spoje (např. u automobilu). Proto je v těchto případech nutno šroubový spoj pojistit

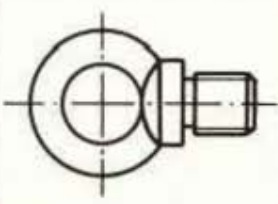
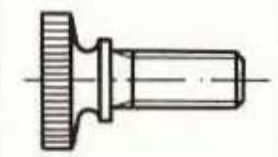
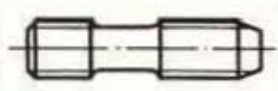
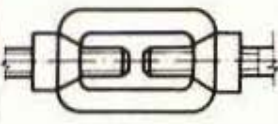
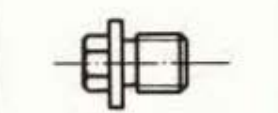
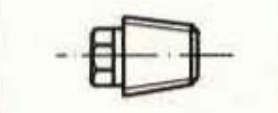
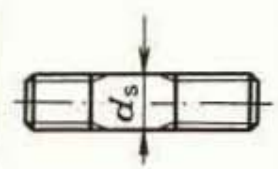
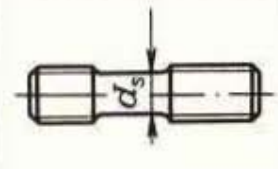
- a) *proti ztrátě matice* (šroubu) – tvarovými pojistkami šroubů,
- b) *proti uvolnění* – silovými (třecími) nebo tvarovými pojistkami šroubů nebo materiálovým stykem.

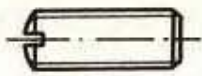
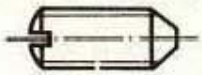
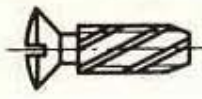
Tab. 2. Výběr nejčastěji používaných normalizovaných šroubů (podle ČSN 02 1003)

Číslo	Vyobrazení	Název	ČSN	Poznámka
Šrouby se šestihrannou hlavou				
1		šroub se šestihrannou hlavou	provedení A 02 1101 02 1301	nejčastěji používaný; $\varnothing$ dříku = $\varnothing$ závitu
2		šroub se šestihrannou hlavou	provedení B 02 1101 02 1301	má lepší dynamickou únosnost než provedení A; $\varnothing$ dříku = střední $\varnothing$ závitu; hlava s osazením
3		šroub se šestihrannou hlavou se závitem k hlavě	02 1103 02 1303	často používaný pro malé délky
4		lícovaný šroub se šestihrannou hlavou	02 1111 02 1112	zesílený dřík je zalícován těsně do díry, aby byl namáhán čistým smykem a ne ohybem, kde by napětí bylo větší
5		šroub se šestihrannou hlavou s čípkem	02 1115	použití jako odtlačovací šroub
6		šroub se šestihrannou hlavou se zahroc. čípkem	02 1116	použití jako odtlačovací šroub
Šrouby s vnitřním šestihranem				
7		šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	02 1143	tzv. Inbus; hlava je zapuštěna do součásti a šroub zabírá málo místa; použití hlavně v konstrukci náradí

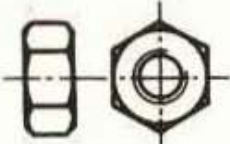
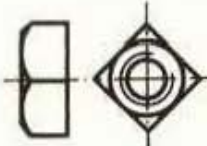
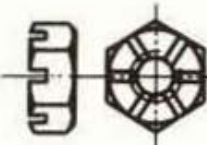
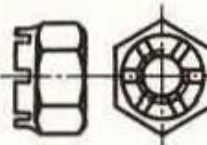
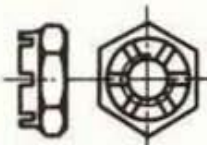
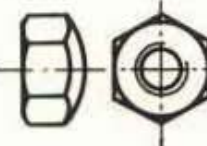
Číslo	Vyobrazení	Název	ČSN	Poznámka
Šrouby se čtyřhrannou hlavou				
8		šroub se čtyřhrannou hlavou	02 1351 02 1352	použití u hrubších konstrukcí
9		šroub se čtyřhrannou hlavou s nákrůžkem a zaobleným čipkem	02 1122	používá se jako stavěcí šroub
Šrouby s T hlavou				
10		šroub s T hlavou	02 1341	používá se k upínání obrobků např. na upínací stoly obráběcích strojů s T drážkami
Šrouby se zaoblenou hlavou				
11		šroub s plochou kulovou hlavou se čtyřhranem	02 1319	vhodný pro spojení dřeva nebo měkkých materiálů; čtyřhran se zamáčkne do válcové díry a zabrání pootočení šroubu
12		šroub s půlkulovou hlavou s nosem	02 1315	vhodný do dřeva nebo měkkých materiálů; nos se zamáčkne do válcové díry a zabrání pootočení šroubu
Šrouby se zápusťnou hlavou kuželovou				
13		šroub se zápusťnou hlavou a čtyřhranem	02 1326 02 1327	(jako č. 11)
14		šroub se zápusťnou hlavou a nosem	02 1324	(jako č. 12)

Číslo	Vyobrazení	Název	ČSN	Poznámka
Šrouby s drážkou v hlavě				
15		šroub s válcovou hlavou s drážkou	02 1131	vhodné pro menší šrouby, protože šroubovákem nelze větší šrouby dostatečně utáhnout
16		šroub s půlkulovou hlavou s drážkou	02 1146	(jako č. 15)
17		šroub se zápusťnou hlavou s drážkou	02 1151	(jako č. 15)
18		šroub se zápusťnou čočkovitou hlavou s drážkou	02 1155	(jako č. 15)
Šrouby s křížovou drážkou				
19		šroub se zápusťnou čočkovitou hlavou s křížovou drážkou	—	výhodnější než s jednoduchou drážkou; u nás se již vyrábějí (i šroubováky), ale zatím nejsou normalizovány
Šrouby zvláštních tvarů				
20		křídlový šroub	02 1165 02 1365	pro rychlé ruční utahování a uvolňování; použití u svěrných spojů a ve stavbě přístrojů
21		otočný šroub s okem	02 1167 02 1367	pro rychle rozebíratelné spoje ve spojení s ručně utahovanou maticí; použití hlavně u přípravků

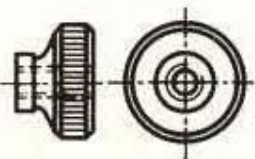
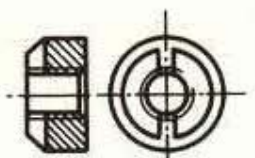
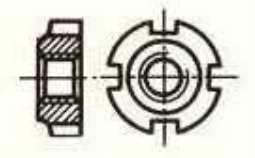
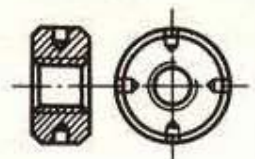
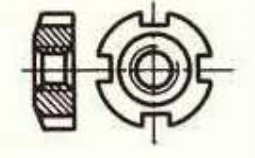
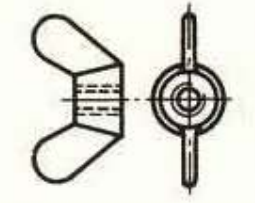
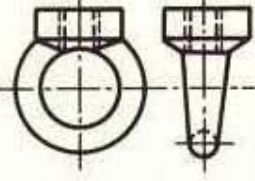
Číslo	Vyobrazení	Název	ČSN	Poznámka
22		závěsný šroub	02 1369	použití pro zavěšování skříní a strojů při jejich přemisťování
23		šroub s rýhovanou hlavou	02 1160	pro ruční utahování, uvolňování, popř. aretaci; pro svěrné spoje u přístrojů přesné mechaniky
24		základový šroub	02 1393	pro připojení stroje k základu
25		napínač	02 1940	šrouby napínače mají závity vzájemně opačně vinuté (pravý a levý); použití pro napínání lan a táhel
Vypouštěcí šrouby (zátky)				
26		vypouštěcí šroub se šestihran. hlavou a nákrůžkem s válcovým závitem	02 1914 s magnetem 02 1915 bez magnetu	zátky na olej, jiné kapaliny a plyny; magnet zachycuje kovové piliny v oleji; kvůli těsnosti mají jemný, popř. kuželový závit; vyrábějí se též zátky z polyamidu (ON 02 1937)
27		vypouštěcí šroub se šestihran. hlavou a kuželovým závitem	02 1913	
Závrtné šrouby				použití při časté demontáži
28		závrtný šroub	provedení A 02 1174 02 1176 02 1178	$\varnothing$ dřiku = $\varnothing$ závitu; zavrtání do oceli $\approx 1 d$; zavrtání do litiny $\approx 1,25 d$; zavrtání do lehkých slitin $\approx 2 d$
29		závrtný šroub	provedení B 02 1174 02 1176 02 1178	$\varnothing$ dřiku = střední $\varnothing$ závitu; zavrtání do oceli $\approx 1 d$; do litiny $\approx 1,25 d$; do lehkých slitin $\approx 2 d$

Číslo	Vyobrazení	Název	ČSN	Poznámka
Stavěcí šrouby				
30		stavěcí šroub s drážkou	02 1181	slouží k zajištění vzájemné polohy dvou součástí
31		stavěcí šroub s drážkou a hrotem	02 1185	(jako č. 30)
Šrouby do plechu				
32		šroub do plechu s půlkulovou hla- vou a hrotem	02 1234	vhodný k zašroubování do tenkých plechů, např. ve stavbě karosérií
33		zápustný závitořezný šroub s čočkovit. hlavou	02 1229	při zašroubování do díry menšího průměru si šroub sám vyřeže závit ve spojovaném plechu; zvýšení produktivity práce
Vruty				
34		vrut se šestihrannou hlavou	02 1810	používá se k zašroubování do dřeva a měkkých materiálů; pro menší utahovací momenty
35		vrut se zápustnou hlavou čočkovitou	02 1815	(jako č. 34)
36		vrut s půlkulovou hlavou	02 1812	(jako č. 34)
37		vrut se zápustnou hlavou	02 1814	(jako č. 34)

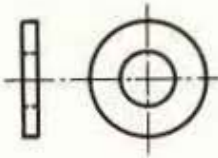
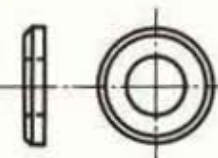
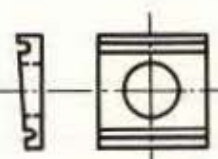
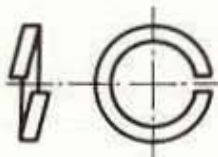
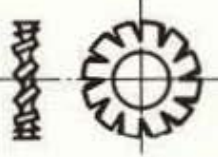
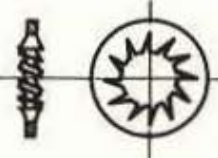
Tab. 3. Výběr nejčastěji užívaných normalizovaných matic (podle ČSN 02 1003)

Číslo	Vyobrazení	Název	ČSN	Poznámka
Šestihranné matice				
1		šestihranná matice	02 1401 02 1601	nejčastěji používané matice
2		šestihranná matice nízká	02 1403	nevhodná pro přenos sil; použití jako přítužná matice (<i>obr. 11b</i>)
Čtyřhranné matice				
3		čtyřhranná matice	02 1621	pro hrubší účely, např. pro základové šrouby
Korunové matice				
4		korunová matice	02 1411 02 1413 02 1611	často používaná matice, která se pojišťuje závlačkou; pouze do M 10
5		korunová matice	02 1411 02 1413	často používaná matice, která se pojišťuje závlačkou; pouze nad M 10
6		korunová matice nízká	02 1412	pro menší síly; pojištění závlačkou
Uzavřené matice				
7		uzavřená matice	02 1431	pro ochranu závitu proti nečistotě (kolové matice automobilu) nebo pro dekorální účely

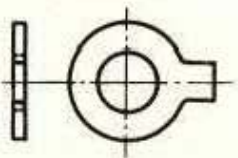
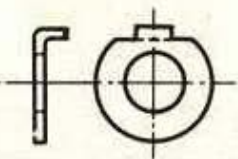
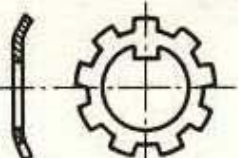
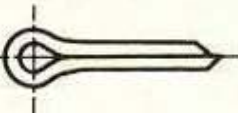
Pokračování

Číslo	Vyobrazení	Název	ČSN	Poznámka
Korunové matice				
8		rýhovaná matice	02 1461	použití u přístrojů pro často uvolňovaná jednoduchá svěrná spojení
9		kruhová matice s drážkou na čele	02 1444	používá se tam, kde je přístup k utažení jen ve směru osy šroubu
10		kruhová matice se zářezy na obvodě	02 1446	používá se ve spojení se závitovou částí hřídele; pro utažení nutno použít hákového klíče
11		kruhová matice se zářezy na obvodě	02 1441	ve spojení se závitovou částí konstrukční součásti; utahuje se čipkovým klíčem
12		upínací a stahovací kruhová matice se zářezy na obvodě	02 3630 typ KM	utahuje se hákovým klíčem; používá se pro upevnění valivých ložisek na hřídeli
Matice zvláštních tvarů				
13		křídlová matice	02 1665	pro svěrné spoje ve stavbě přístrojů utahované rukou
14		závěsná matice	02 1669	závěsné oko strojů pro přenos jeřáby

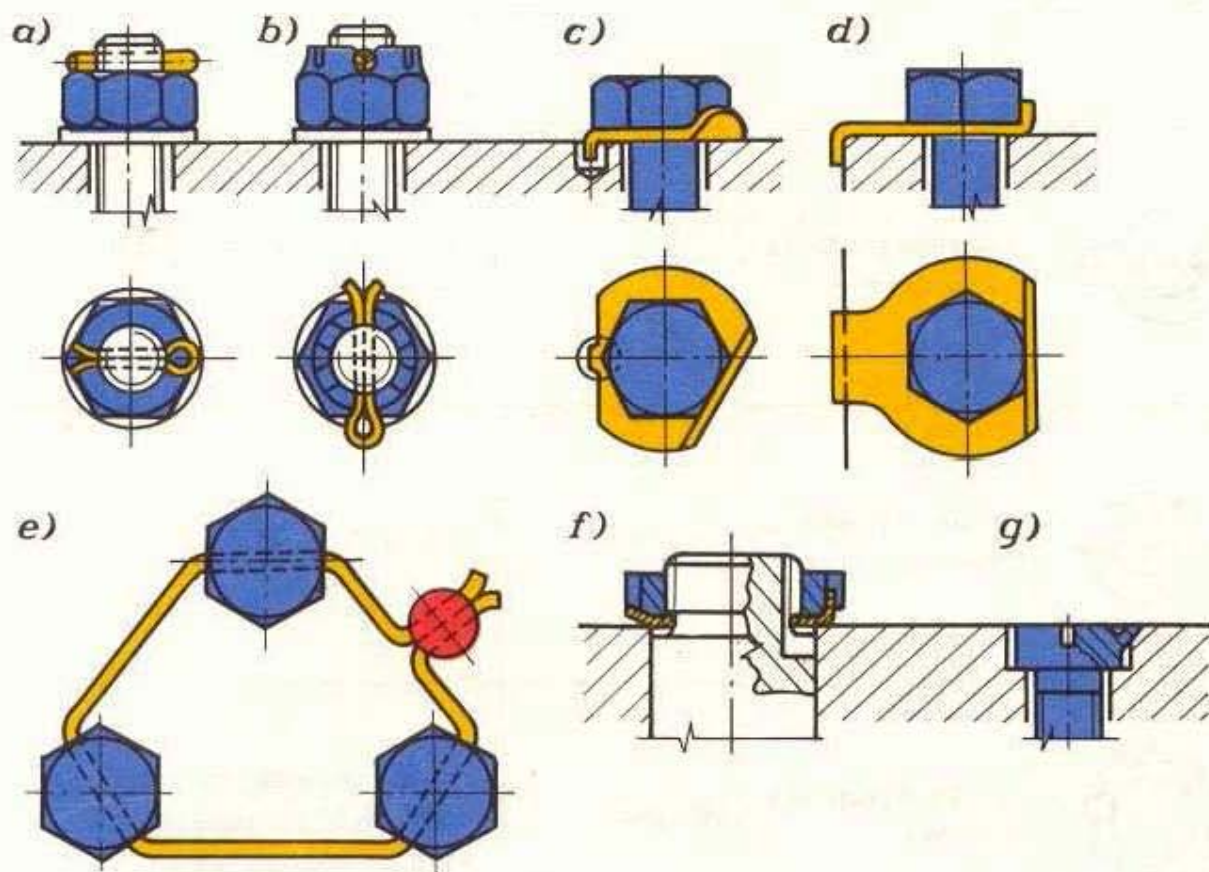
Tab. 4. Výběr nejčastěji užívaných normalizovaných podložek a závlaček (podle ČSN 02 1003)

Číslo	Vyobrazení	Název	ČSN	Poznámka
Podložky				
1		podložka	provedení A 02 1702 02 1721	nejlacinější podložka
2		podložka se sražením	provedení B 02 1702	nejčastěji používaná podložka
3		podložka pro nosník U nebo I	02 1737 02 1738	pro vyrovnání sklonu u válcovaných profilů, aby hlava nebo matice nestály šikmo na osu šroubu
Pružné podložky				
4		pružná podložka	02 1740	často užívaná silová pojistka šroubového spoje
5		vějířová podložka s vnějším ozubením	02 1745	jako u č. 4, ale pro šrouby menšího průměru
6		vějířová podložka s vnitř. ozubením	02 1746	(jako u č. 5)

Pokračování

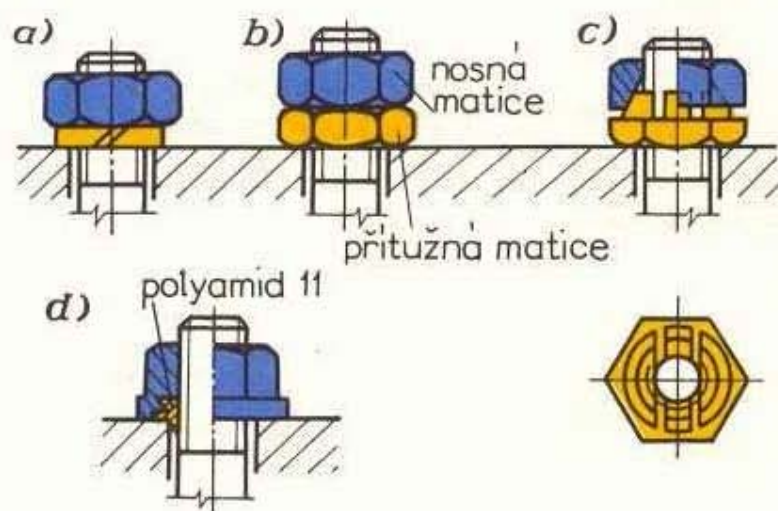
Číslo	Vyobrazení	Název	ČSN	Poznámka
Pojistné podložky				
7		pojistná podložka s jazyčkem	02 1751	tvarová pojistka šroubového spoje
8		pojistná podložka s nosem	02 1753	(jako č. 7)
9		pojistná podložka typ MB	02 3640	tvarová pojistka stahovací matice KM pro upevnění vali- vých ložisek na hřídeli
Závlačky				
10		závlačka	02 1781	tvarová pojistka šroubového spoje; používá se nejčastěji k pojišťování korunové matice

Kromě těchto pojistek užívá se též dvojice matic a pojistných matic. Příklady pojištěných spojů jsou na obr. 10, 11, 12.



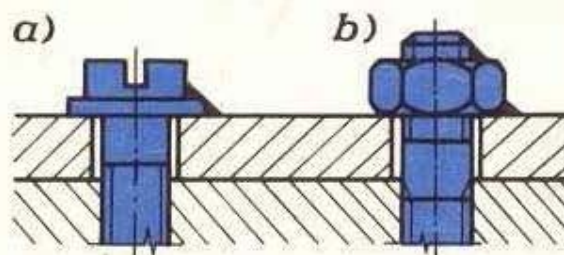
Obr. 10. Tvarová pojištění šroubů

a) závlačkou, b) závlačkou a korunní maticí, c) pojistnou podložkou s nosem, d) pojistnou podložkou s jazýčkem, e) pojištění drátem a plombou olovenou nebo z plastů, f) pojištění hřídelové matice KM pojistnou podložkou MB, g) pojištění zásekem okraje hlavy šroubu do spojovaného materiálu



Obr. 11. Silová pojištění šroubů

a) pružnou podložkou, b) přitlačnou maticí, c) pojistnou dvoudílnou maticí (v půdorysu nakreslena pouze spodní část matice), d) těsnicí a pojistnou maticí Seal-Lock (Böhlhoff a Co., Brackwede/Westf.), která má uvnitř na dosedací straně pevně připojený tuhý kroužek z polyamidu 11



Obr. 12. Pojištění šroubů materiálovým stykem

a), b) přivařením, připájením, zakápnutím lakem; u malých šroubů lze hlavy a matici ke spojovanému materiálu přilepit

Rozměry šroubů

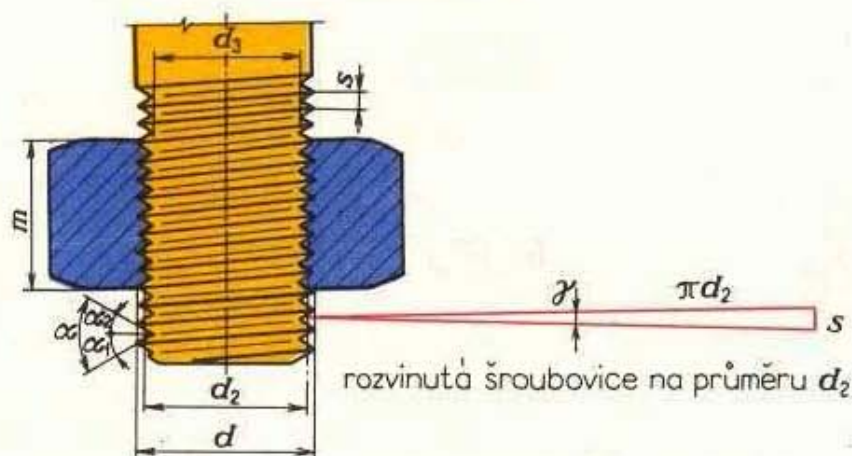
Jsou normalizovány a uvedeny ve ST.

Zakončení závitu na dříku nebo v díře se může provést buď *výběhem*, nebo *drážkou*. Normalizovaná zakončení jsou v ST.

2.1.2 Závity

Princip závitu

Funkční část šroubu tvoří závit, jehož *chody* jsou navinuty se *stoupáním* s kolem válcového jádra o průměru d_3 (obr. 13).



Obr. 13. Závit spojovacího šroubu
 d – vnější nebo jmenovitý průměr závitu, d_2 – střední průměr závitu, d_3 – průměr průřezu jádra šroubu, s – stoupání závitu, γ – úhel stoupání šroubovice, α_1, α_2 – úhel boku závitu, α – vrcholový úhel závitu, m – výška matice

Druhy závitů

Liší se od sebe svým profilem. Většina závitů je normalizována (tab. 5).

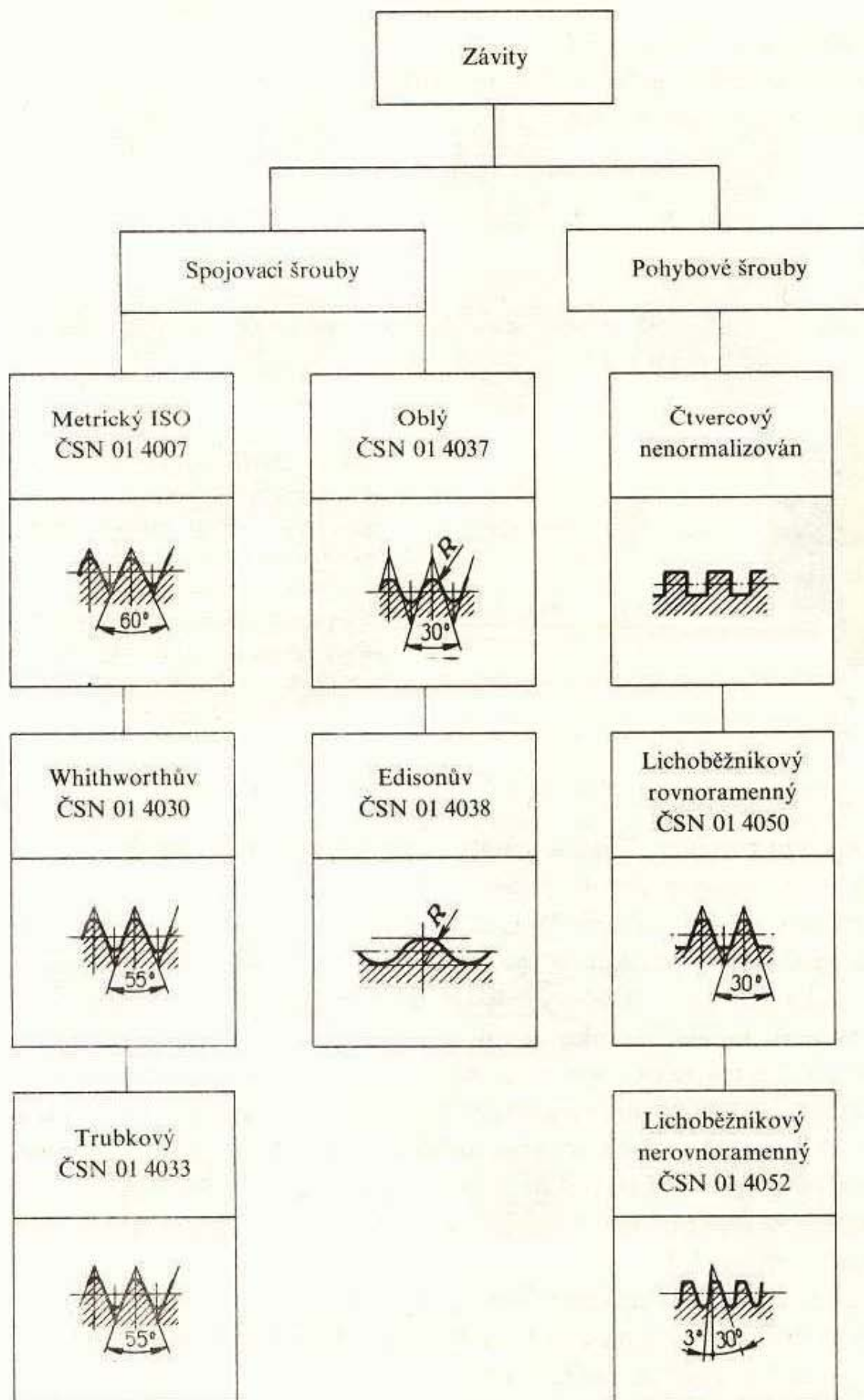
U šroubových spojů budeme hovořit pouze o *spojovacích šroubech*.¹⁾

Nejčastěji používaný je *metrický závit ISO*, jehož profil je vytvořen rovnostranným trojúhelníkem se sraženým vrcholem a zaobleným dnem závitu. Rozeznáváme metrické závity *základní řady* (ČSN 01 4012) a *závity s jemným stoupáním* (ČSN 01 4013); ty mají menší hloubku závitu a tomu odpovídá menší stoupání (obr. 14). Hodí se pro krátké závity, závity na tenkostěnných trubkách, na zátkách a na stavěcích šroubech. Pro normální i jemné závity jsou ve výše uvedených normách tři výběrové řady. Přednostně je třeba volit normální závit a zde má potom přednost řada I před řadou II, a ta opět před III (viz ST). To proto, aby se snížil počet výrobních nástrojů a měřidel na minimum. Obvyklý je *pravý závit*; *levý závit* se používá pouze ve zvláštních případech (obr. 15).

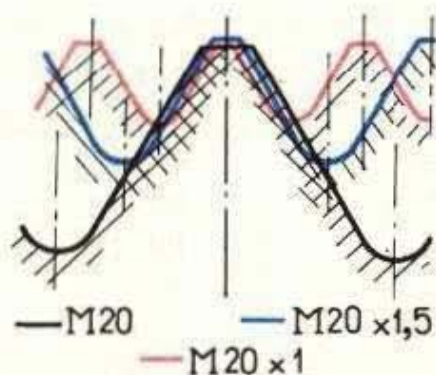
Whitworthův závit se používá ve Velké Británii a skandinávských zemích. U nás se používá pouze při spojování trubek, u šroubů již ne. Rozměry má v anglických palcích, stoupání se udává počtem závitů z na 1".

¹⁾ Pohybové šrouby přeměňují přímočarý pohyb na točivý anebo naopak, jsou to tedy mechanismy, které budou probírány ve 3. ročníku.

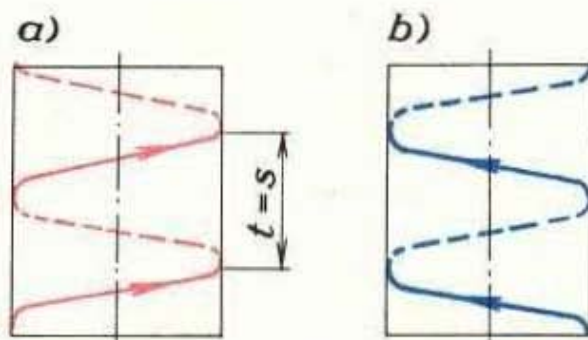
Tab. 5. Rozdělení nejdůležitějších druhů závitů používaných ve strojírenství



Pro trubky plynovodů, vodovodů apod. se používá *trubkový závit*. Může být buď *válcový* (na válcovém konci trubky), nebo *kuželový* (na kuželovém konci trubky – kužel 1 : 16). Míry jsou v palcích, ale jmenovitý rozměr udává *světlost trubky*, nikoliv velký průměr závitu.



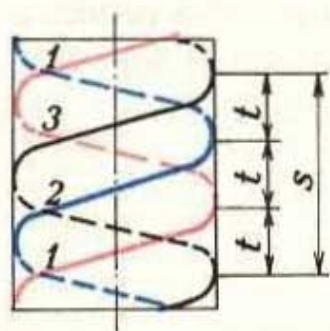
Obr. 14. Porovnání metrického závitu, závitu základní řady a závitu s jemným stoupáním (silně zvětšeno)



Obr. 15. Vinutí závitu
a) pravý závit, b) levý závit

Spoje, které jsou vystaveny povětrnosti a musí se častěji povolovat, např. šroubení armatur, vagonových spojek apod., mají *oblý závit*. Má rozměry v mm, ale stoupání se udává počtem závitů na 1".

Edisonův závit se používá v elektrotechnice (u žárovek). Označování závitu je odvozeno od zaokrouhlené hodnoty velkého průměru, stoupání se udává počtem závitů na 1".



Obr. 16. Tříchodý závit

$$s = n \cdot t;$$

s – stoupání závitu, n – počet chodů závitu, t – rozteč závitu

Lichoběžníkové závity pohybových šroubů bývají často vícechodé (několik šroubovic ve vzdálenosti rozteče závitu t , obr. 16) za účelem většího stoupání a tím menšího tření. Míry jsou v mm.

Označování závitů

Pro označování normalizovaných závitů na strojnických výkresech a jiné technické dokumentaci platí ČSN 01 4004 (tab. 6).

Několikachodé závity. Ke stoupání se za šikmou zlomkovou čarou připsuje počet chodů, např. Tr $d \times s/n$, Tr $48 \times 16/2$ apod.

Levé závity se označují připsáním slova levý, např. M 16 LEVÝ, Tr $48 \times 16/2$ LEVÝ apod.

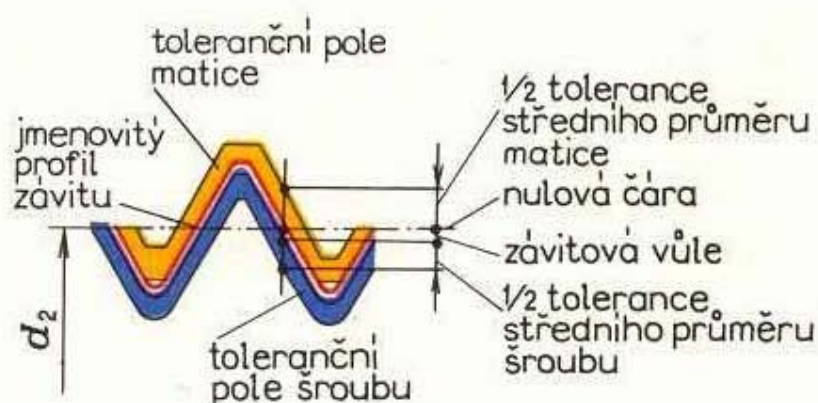
Tab. 6. Označování jednoduchých závitů

Druh závitů	Označení	
	obecně	příklad
metrický závit základní řady	$M d$	M 12
metrický závit s jemným stoupáním	$M d \times s$	M 12 $\times$ 1
Whitworthův	$W d''$	W 1/2"
trubkový válcový	$G J s''$	G 3/4"
trubkový kuželový	$KG J s''$	KG 3/4"
oblý	$Rd d$	Rd 32
Edisonův	$E d$	E 14
lichoběžníkový rovnoramenný	$Tr d \times s$	Tr 48 $\times$ 8
lichoběžníkový nerovnoramenný	$S d \times s$	S 70 $\times$ 10

d – jmenovitý (velký) průměr závitů
 s – stoupání ($s = t$)
 $J s$ – jmenovitá světlost trubky

Lícování závitů

Lícovací soustava závitů je souhrn uložení s rozličnými vůlemi a přesahy. V čs. lícovací soustavě závitů se všechna uložení uskutečňují jen v *soustavě jednotné matice*. Poloha tolerančního pole matice je stanovena tak, že se dolní mezní profil závitu kryje se základním profilem závitu (*obr. 17*). Tolerance středního průměru závitu d_2 charakterizuje stupeň přesnosti závitu. Zahrnuje kromě vlastní tolerance středního průměru také toleranci rozteče a vrcholového úhlu závitu.



Obr. 17. Toleranční pole šroubu a matice

Úchytky závitů se označují tolerančními značkami, které se skládají z písmene S a z písmen určujících polohu tolerančního pole (H pro matici, c, d, e, h, j, n, p pro šrouby) a z čísel 2 až 12, určujících stupeň přesnosti základní tolerance, např. M 12 SH8; M 12 Sd8; M 12 × 1 LEVÝ SH8.

Doporučená uložení pro metrické závity jsou v ST.

Od 1. 1. 1972 jsou v platnosti též ČSN 01 4314 až ČSN 01 4323 *Soustava tolerancí ISO metrického závitu*, které se vztahují na metrické závity s hybným uložením. U této soustavy může být stupeň přesnosti tolerance středního průměru závitu matice jiný než stupeň přesnosti malého průměru závitu matice. Totéž platí o tolerancích středního a velkého průměru šroubu. Potom je toleranční značka matice (popř. šroubu) složena z toleranční značky středního průměru a ze značky malého průměru matice (popř. velkého průměru šroubu). Obě tyto toleranční značky se skládají z číslice (stupeň přesnosti) a z písmene (určuje základní úchylku).

Příklady toleranční značky závitu matice a šroubu

- 5H — toleranční značka malého průměru závitu matice,
- 4H — toleranční značka středního průměru závitu matice,
- 6h — toleranční značka velkého průměru závitu šroubu,
- 4h — toleranční značka středního průměru závitu šroubu.

Jestliže jsou toleranční značky obou průměrů stejné, tj. malý a střední průměr závitu matice nebo velký a střední průměr závitu šroubu, již se neopakují, např. 6H nebo 6g. Obě tyto značky tvoří uložení, např. 6H/6g.

Toleranční značka a značka uložení se oddělují od označení závitu pomlčkou, např. M 10 — 6g, M 10 × 1,25 — 6g, M 12 × 1,5 — 4H 5H nebo M 20 — 5H/6g.

Tab. 7. Výběr doporučených mezních úchylek ISO metrického závitu pro běžná použití

Matice	6G	4H, 5H	5H, 6H	<u>6H</u>	7H
Šrouby	6e	<u>6g</u>	8g;	4h	6h

Podtržené úchylky jsou přednostní

Výběr doporučených mezních úchylek ISO metrického závitu je v tab. 7. Přibližné porovnání mezních úchylek metrického závitu ISO a ČSN je v tab. 8.

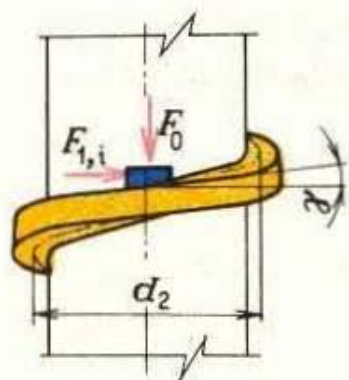
Tab. 8. Porovnání mezních úchylek metrického závitu ČSN a ISO

Úchylka ČSN	Úchylka ISO	Úchylka ČSN	Úchylka ISO
SH7	4H	Sh6	4h
SH8	5H	Sh8	6h
SH10	6H	Sd8	6g

2.1.3 Zatížení šroubů

Silové poměry na šroubu

Silové poměry na šroubu byly odvozeny v mechanice. Proto jen stručně opakujeme (obr. 18).



Obr. 18. Síly na šroubu
 F_0 – síla v ose šroubu, F_1 – obvodová síla na středním průměru závitu s třením, γ – úhel stoupání šroubovice, d_2 – střední průměr závitu

V rozvinutí je závit nakloněná rovina, kde platí:

a) bez tření (obr. 19a)

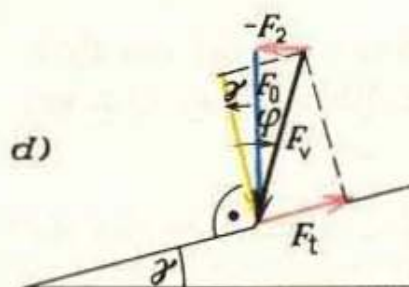
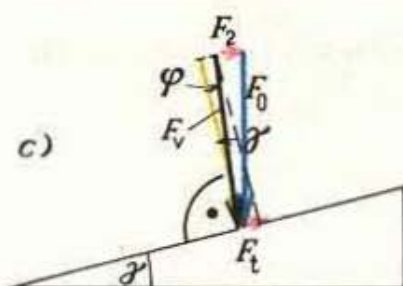
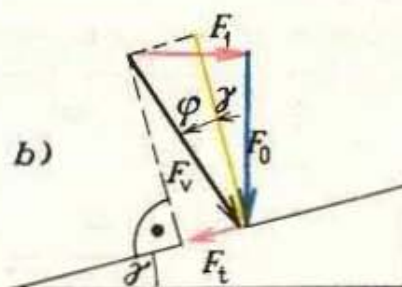
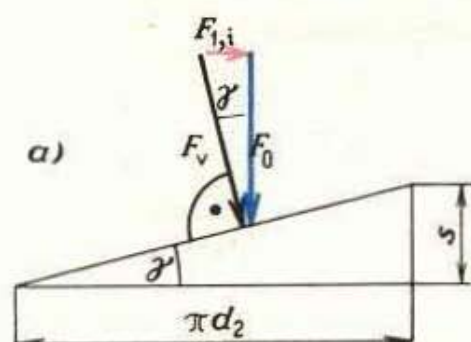
$$F_i = F_0 \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad \text{kde} \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{\pi \cdot d_2},$$

b) s třením pro utahování (obr. 19b)

$$F_1 = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi), \quad \text{kde} \quad \operatorname{tg} \varphi = f,$$

c) s třením pro uvolňování (obr. 19c)

$$F_2 = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi).$$



Obr. 19. Síly na boku závitu

F_0 – síla v ose šroubu, F_{1i} – ideální obvodová síla na šroubu při utahování (bez tření), F_1 – skutečná obvodová síla na šroubu při utahování, F_2 – skutečná obvodová síla na šroubu při povolování, F_v – výsledná síla, F_t – třecí síla; a) utahování bez tření, b) utahování se třením, c) povolování se třením, d) povolování při samosvornosti

Pro $\gamma = \varphi$ bude $F_2 = 0$, pro $\varphi > \gamma$ bude F_2 záporná (obr. 19d). V těchto případech se šroub sám od sebe neuvolní (bez působení síly $-F_2$), je tedy samosvorný.

U spojovacích šroubů s metrickým závitem je nutno uvažovat se součinitelem tření f' v klínové drážce: $f' = \tan \varphi' = \tan \varphi / \cos \frac{1}{2}\alpha$, tedy v rovnicích zavedeme φ' místo φ a osová síla F_0 představuje sílu předpětí vyvolanou ve šroubovém spoji utahováním matice.

Utahovací moment

Při utahování nebo povolování matice, popř. šroubu, který je zatížen osovou silou, je nutno překontrolovat moment tření v závitech vyvolaný utahovacím momentem:

$$M_U \geq M_T = F_0 \cdot \frac{1}{2}d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') = k \cdot F_0 \cdot d,$$

kde $k = \frac{d_2}{2d} \cdot \tan(\gamma + \varphi')$.

U normalizovaných šroubů a pro $f' = 0,1$ až $0,3$ bývá $k = 0,07$ až $0,17$; přibližně lze brát $k = 0,12$.

Účinnost

a) při utahování $\eta_{z1} = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi')}$,

b) při povolování $\eta_{z2} = \frac{\tan(\gamma - \varphi')}{\tan \gamma}$.

2.1.4 Montáž a demontáž

Součásti se sešroubovávají:

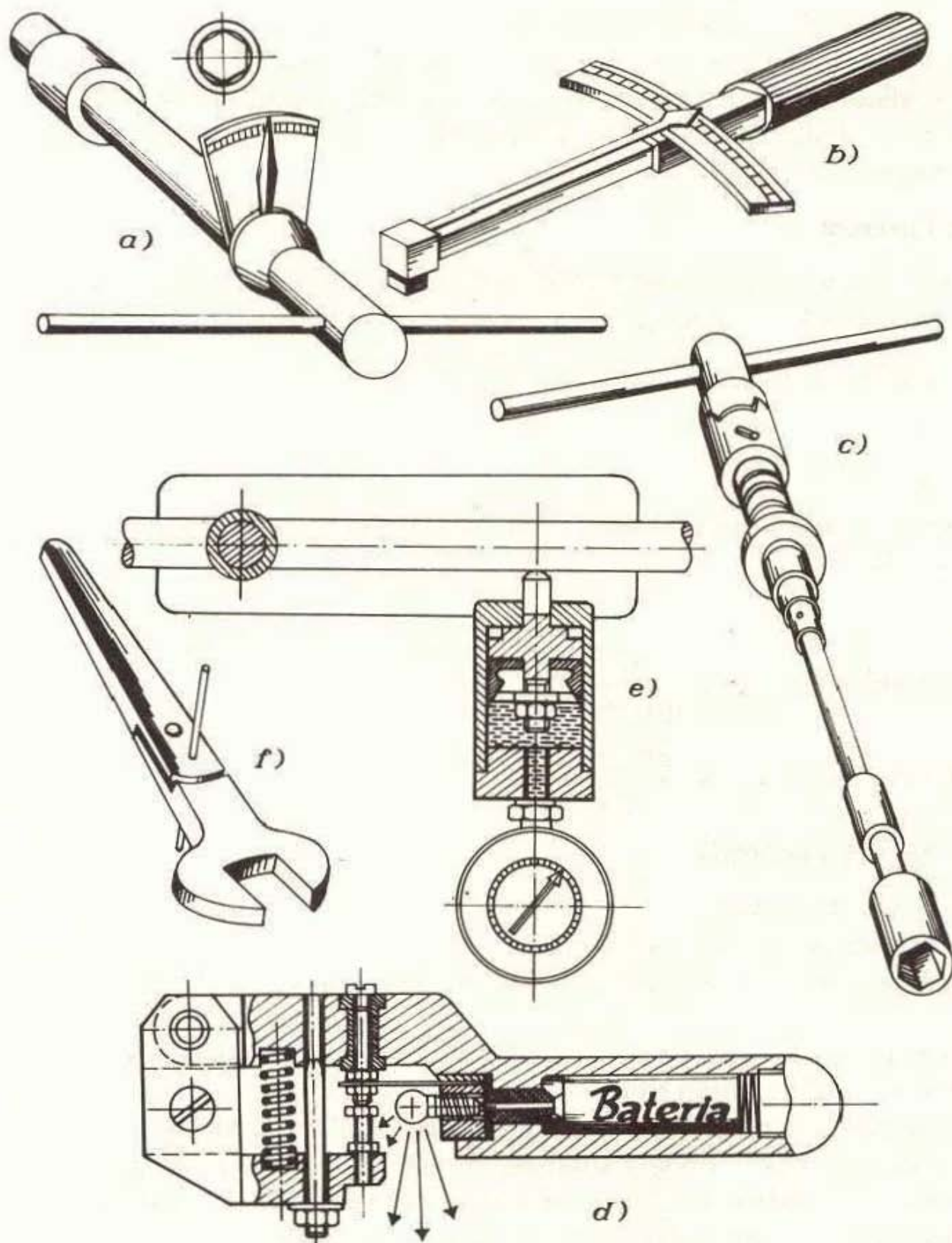
1. ručně maticovými klíči a šroubováky,
2. elektricky nebo pneumaticky poháněnými šroubováky a utahovými šroubů a matic.

V našem průmyslu se ještě nevyužívají dostatečně všechny možnosti na zkrácení času při montáži a demontáži šroubů.

Při utahování šroubů rukou působí dělníci různou silou, takže síla předpětí ve šroubu bývá 30 až 80 kN. Pevnost šroubového spoje proto závisí asi ze 70 % na jakosti montáže. U moderních strojů a zařízení se využívá materiálu šroubu až na 80 i 90 % meze kluzu, a proto se předepisuje dodržení utahovacího momentu v toleranci $\pm 10\%$.

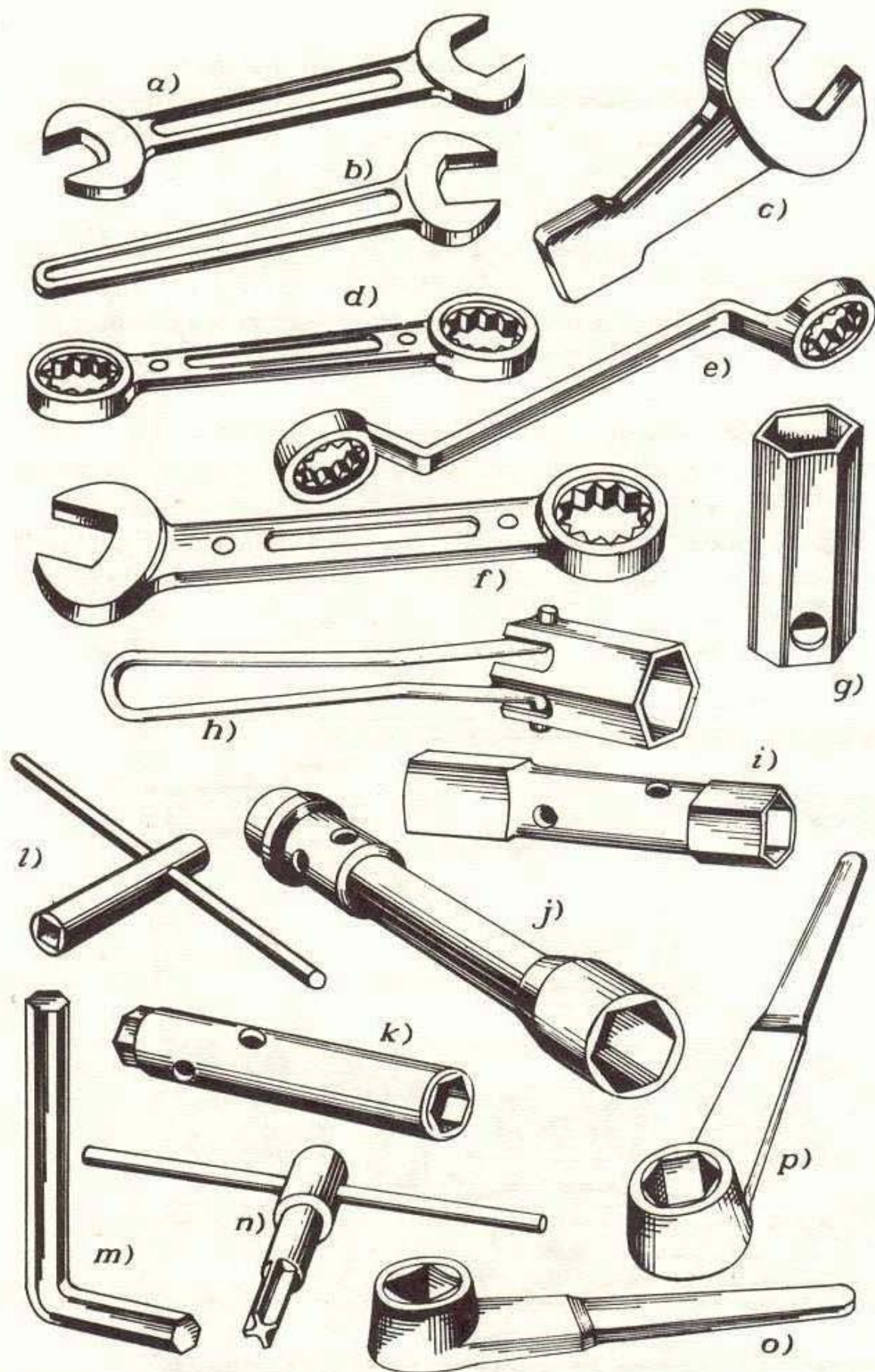
Přesně a rovnoměrně lze šrouby dotáhnout:

- a) správnou volbou délky rukojeti maticového klíče,
- b) použitím *momentového* (mezního) klíče (obr. 20) – nejčastěji,
- c) dotažením matice rukou o předem stanovený úhel odpovídající danému předpětí,
- d) měřením prodloužení šroubu při utahování.



Obr. 20. Momentové (mezni) klíče

a) torzní, b) ohybový, c) s pružinou, d) omezovací klíč se světelnou signalizací, e) hydraulický, f) určující moment přestřižením drátu



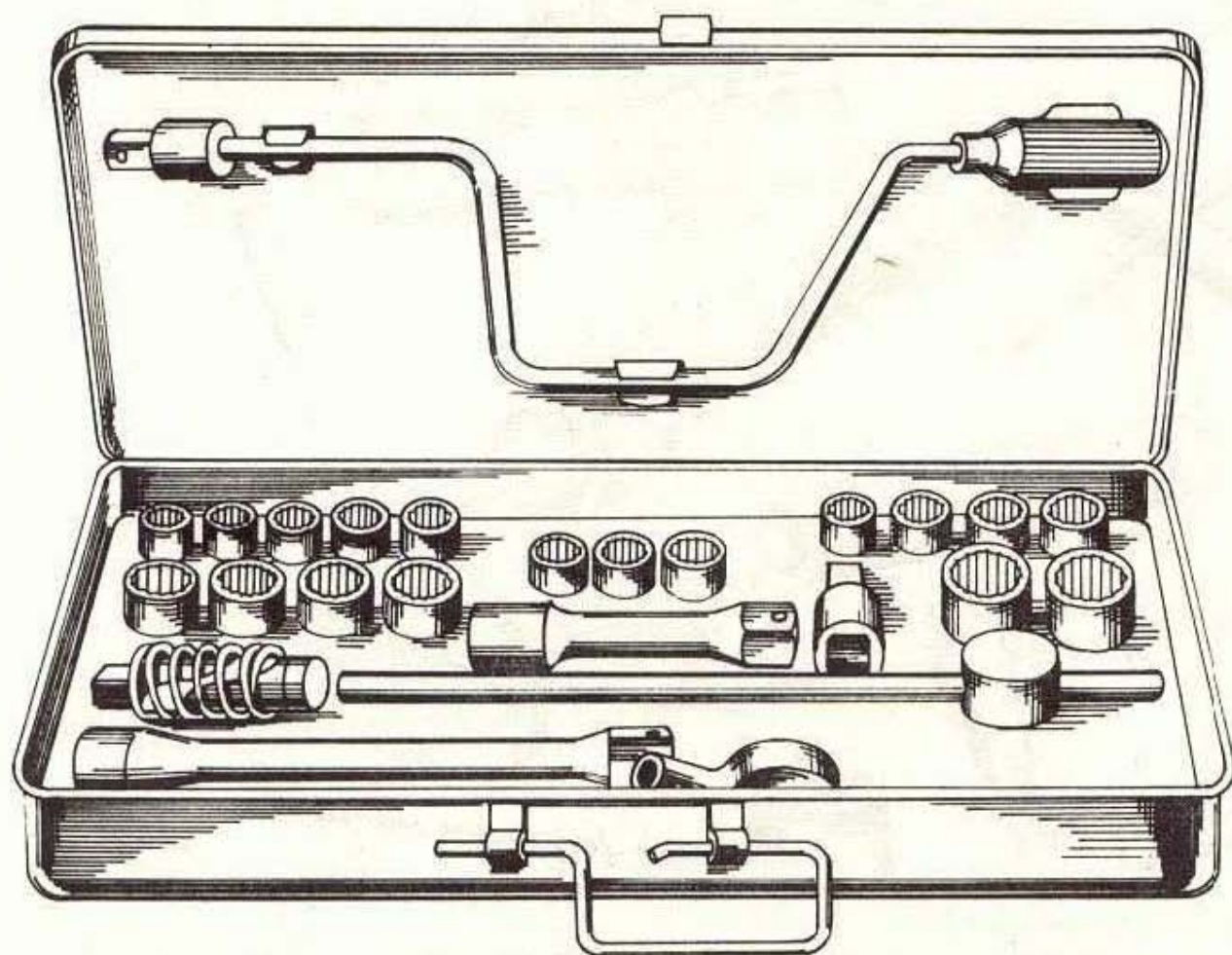
Obr. 21. Klíče na matice a šrouby

a) otevřený klíč oboustranný ČSN 23 0610 a 23 0611, b) otevřený klíč jednostranný ČSN 23 0625 a 23 0626, c) otevřený klíč s krátkou rukojetí ČSN 23 0628, d) očkový klíč, e) očkový klíč vyhnutý, f) očkoploché klíč vyhnutý, g), h) jednostranný trubkový klíč na šestihrany ČSN 23 0651, i) oboustranný trubkový klíč ČSN 23 0653, j), k) nástrčný klíč nastavný ČSN 23 650, l) nástrčný klíč na čtyřhrany ČSN 23 0681, m) šestihranný zástrčný klíč ČSN 23 0710, n) čtyřhranný zástrčný klíč ČSN 23 0712, o) zavřený klíč na čtyřhrany ČSN 23 0633, p) zavřený klíč na šestihrany ČSN 23 0630

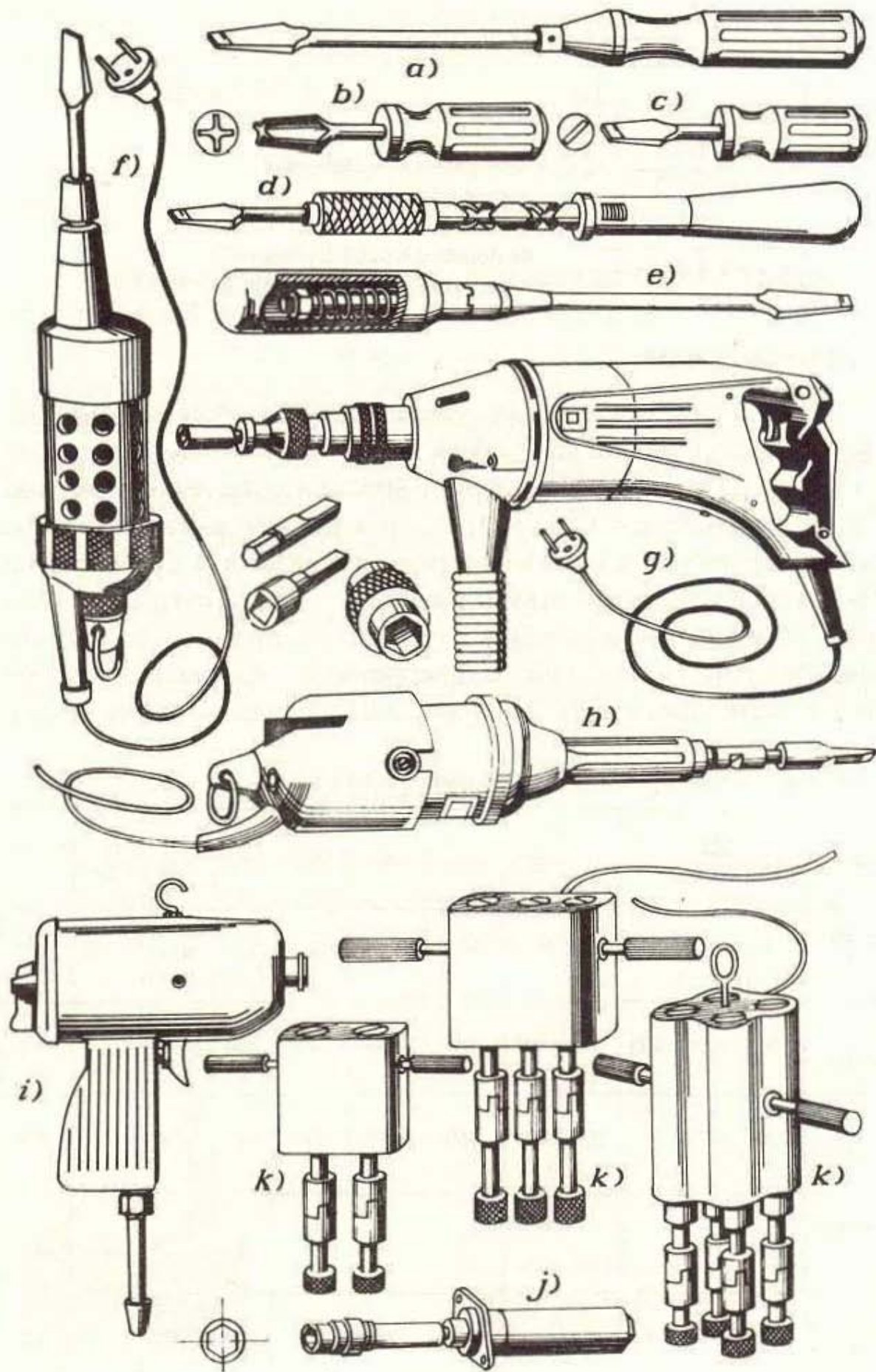
Šrouby se šestihrannou a čtyřhrannou maticí a hlavou utahujeme *maticovými* klíči (obr. 21). Pro zvýšení produktivity v sériové montáži se používají speciální maticové klíče a nástrčkové hlavice (obr. 22), kolovrátky nebo elektrické a pneumatické utahováky (obr. 23).

Šrouby s drážkou v hlavě utahujeme *šroubováky* (obr. 23). Šroubovák musí dosedat přesně do drážky šroubu. Při práci se šroubováky nesmí být levá ruka proti činné části šroubováku, jinak hrozí nebezpečí úrazu. Pro zrychlení práce se používají svidříkové a elektrické šroubováky.

Šrouby nebo matice se dotahují v určitém přesném pořadí, a to šrouby v kruhu utahujeme křížem (obr. 24a), šrouby na podélných víkách utahujeme od středu střídavě ke krajům (obr. 24b, c). Tak se zabrání deformacím spojovaných součástí. Uvolňování se děje v podobném pořadí. *Těsnění* šroubových spojů se musí při každé nové montáži *obnovit*. Každé těsnění se stlačí a zdeformuje tak, že při dalším použití už nemůže spolehlivě těsnit.

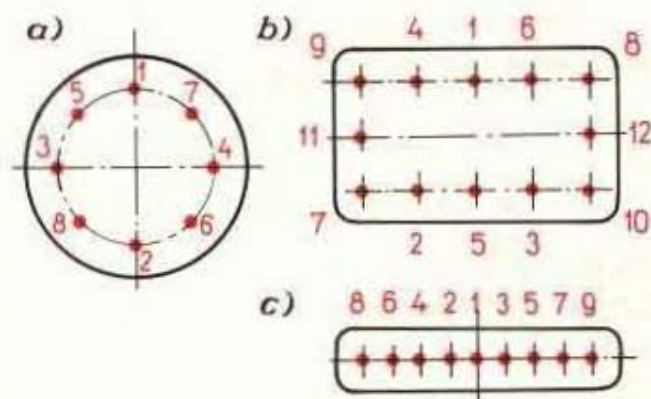


Obr. 22. Souprava nástrčkových hlavíc TONA



Obr. 23. Šroubováky a utahováky

a), b), c) ruční šroubováky, d) svidříkový šroubovák, e) momentový (mezni) šroubovák, f), g), h) elektrické šroubováky, i) pneumatický utahovák, j) typizovaná utahovací jednotka, k) několikavřetenové pneumatické utahováky



Obr. 24. Pořadí utahování

(povolování) šroubů

a) dotažení šroubů kruhového víka,

b) dotažení šroubů čtyřhranného

víka, c) dotažení šroubů příložky

2.1.5 Materiál šroubů a matic

Normalizované šrouby a matice jsou vyráběny nejčastěji z konstrukčních, ušlechtilých a nízkolegovaných ocelí a materiál se udává značkami *mechanických vlastností* podle ČSN 02 1010 (viz ST). Mechanické vlastnosti šroubů a matic se doposud značí jedním číslem a velkým písmenem. Číslo je 1/100 meze pevnosti materiálu v MPa, písmeno se vztahuje na poměr meze kluzu k mezi pevnosti a na tažnost. Podle doporučení RVHP RS 306-65 je údaj mechanických vlastností proveden dvěma čísly vzájemně oddělenými tečkou. První číslo souhlasí s nynějším číselným označením, druhé číslo udává 10násobek poměru meze kluzu a meze pevnosti. Násobením obou čísel tedy dostáváme 1/10 meze kluzu v MPa. Toto nové označení platí pouze pro šrouby.

Tab. 9. Značky a mechanické vlastnosti pro materiál ocelových šroubů a matic

Nynější značka	4A	$\frac{4D}{4P^1)}$	4S	$\frac{5D}{5P^1)}$	5S	6D ²⁾	6S ²⁾	6G ²⁾	8G	10K	12K ²⁾	– ²⁾
Připravovaná značka pro šrouby	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9
Mez pevnosti σ_p (MPa)	340	400	400	500	500	500	600	600	800	1 000	1 200	1 400
Mez kluzu σ_k (MPa)	200	240	320	300	400	360	480	540	640	900	1 080	1 260
Připravovaná značka pro matice	4		5		6		8	10 ²⁾	12 ²⁾	14 ²⁾		
Zkušební napětí σ_L (MPa)	400		500		600		800	1 000	1 200	1 400		

¹⁾ Materiál 4P se používá u matic namísto 4D

²⁾ Šrouby a matice těchto mechanických vlastností se zatím u nás běžně nevyrábějí. Navíc se vyrábějí šrouby 10G a šrouby a matice 8E. Mají přibližně stejné vlastnosti jako 10K nebo 8G, ale mají větší tažnost.

Podtržené značky jsou přednostní

Mechanické vlastnosti matic se značí pouze jedním číslem, odpovídajícím 1/100 zkušebnímu napětí σ_L (MPa). Toto zkušební napětí odpovídá mezi pevnosti šroubu, se kterým matice tvoří dvojici.

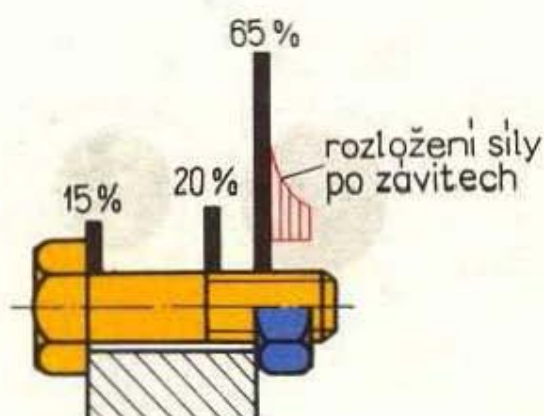
V tabulce 9 je porovnání nynějšího a připravovaného označení a základní mechanické hodnoty.

Z neželezných kovů se používá v elektrotechnice a přesné mechanice mosaz, která je vodivá a vzdoruje korozi. Šrouby z lehkých slitin se používají ve spojení součástí z lehkých slitin při stavbě lehkých konstrukcí a pro spojování dřeva a plastů. Šrouby a matice z tvrzených textilií apod. se používají jen ke zvláštním účelům, např. ve vysokofrekvenční technice. Nejvýhodnější by byly šrouby z titanu a jeho slitin, protože mají o 25 % vyšší mez únavy než šrouby 10K a jejich hmotnost je o 43 % nižší. Praktickému použití však brání vysoká cena. Pro vhodné účely lze užít i šrouby, popř. matice z plastů (např. z polyamidu).

Šroubové spoje vystavené korozi dostávají vhodnou *povrchovou ochranu*: nekovový anorganický nátěr, pokovování roztaveným kovem nebo galvanické (zinkem, kadmiem, chrómem, niklem) nebo zušlechtní povrchu difúzním způsobem.

2.1.6 Pevnostní výpočet šroubů

Dynamicky zatížené šrouby se poruší většinou v prvním zatíženém závitu (obr. 25). Je proto lepší rozdělit namáhání na více závitů např. tažnou maticí (viz kap. 2.1.7). Dalšímu porušení ve výběhu závitu a v přechodu dříku do hlavy je možno zabránit většími zaobleními ($0,1d$).

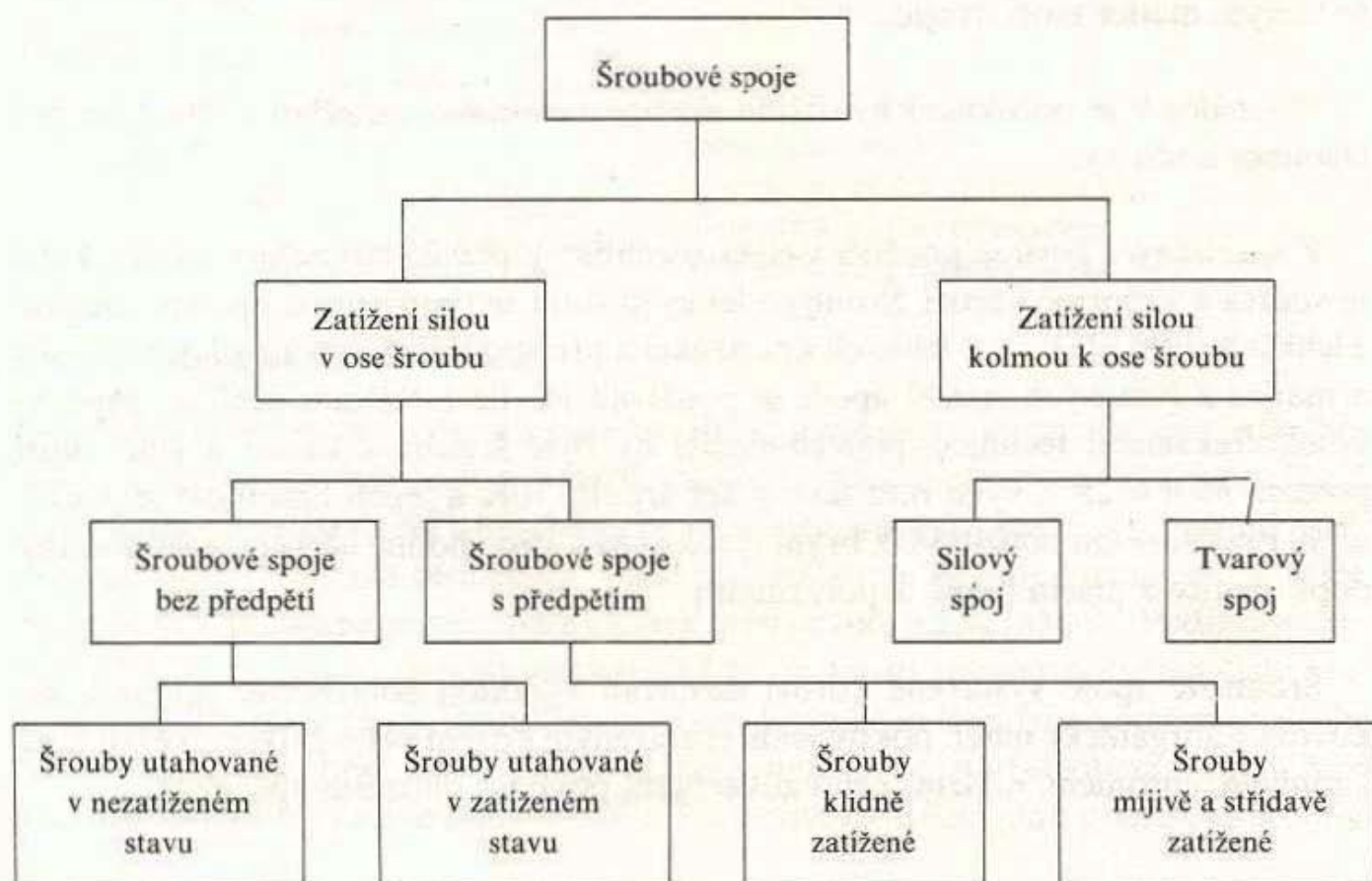


Obr. 25. Rozdělení četnosti lomů normalizovaných šroubů při míjivém zatížení

65 % všech lomů je v prvním zatíženém závitu, 20 % lomů je ve výběhu závitu, 15 % lomů je pod hlavou šroubů

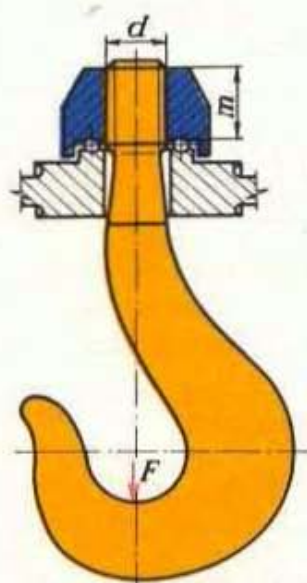
Podle směru vnější síly působící na spoj, podle velikosti předpětí spoje a podle podmínek při utahování šroubu rozdělujeme namáhání šroubů na hlavní typy (tab. 10), pro které stanovíme algoritmy výpočtu.

Tab. 10. Rozdělení šroubových spojů podle způsobu zatížení a namáhání

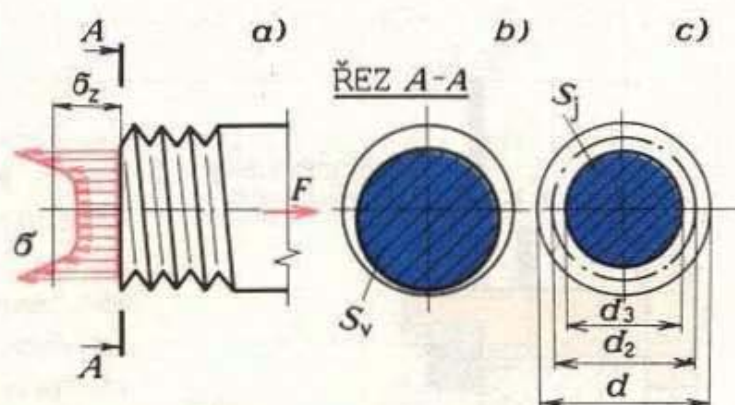


Nepředepjaté šrouby zatížené osovou silou, utahované v nezatíženém stavu

Jde např. o upevnění jeřábového háku na příčniku kladnice (obr. 26) nebo přišroubování štítu, plechového krytu apod.



Obr. 26. Šroubový spoj závěsného háku



Obr. 27. Rozdělení napětí v jádře šroubu

a) nerovnoměrné rozdělení napětí po průřezu:

σ = skutečné napětí, σ_z = jmenovité (smluvní) napětí

v závitu, b) výpočtový průřez $S_v = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$,

c) průřez jádra šroubu $S_j = \frac{1}{4} \pi d_3^2$

V tomto případě je šroub namáhán provozní silou (u háku tíhou břemene) F na tah. Dále se kontroluje tlak mezi závity matice a šroubu, anebo se z dovoleného tlaku vypočte výška matice. U normalizovaných matic není třeba počítat jejich výšku a kontrolovat tlak v závitech matice.

Jako nebezpečný průřez se do pevnostního výpočtu dosadí tzv. *výpočtový průřez* (viz ST), který lze vypočítat přibližně podle *obr. 27*. Postup (algoritmus) výpočtu je v *tab. 11*.

Tabulka 11

Postup výpočtu	Vzorec
Dáno provozní zatížení F (N)	
1. Volba materiálu šroubu (kap. 2.1.5)	Označení mechanických vlastností, σ_K z <i>tab. 9</i>
2. Určení dovoleného napětí	$\sigma_D = \sigma_K / k_K$ $k_K = 1,25$ pro klidné zatížení
3. Výpočet výpočtového průřezu	$S_v = F / \sigma_D$
4. Volba nejbližšího vyššího normalizovaného závitu	viz ST
Jen pro nenormalizované matice nebo matice jiné výšky nebo z jiného materiálu:	
5. Určení dovoleného tlaku v závitech	matice ocelová: $p_D \doteq 0,25 \sigma_K$, litinová: $p_D \doteq 0,15 \sigma_K$, hliníková: $p_D \doteq 0,10 \sigma_K$
6. Výpočet potřebného počtu závitů matice	$z = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D}$
7. Výpočet výšky matice	$m = z \cdot s$

Příklad výpočtu. Vypočtete rozměry metrického závitu háku a výšku litinové matice ze 42 2415. Závěsný hák (*obr. 26*) z oceli 11 500 je určen pro jmenovité zatížení 100 kN. Matice háku bude našroubována bez předpětí. Poněvadž bude hák střídavě zatěžován a odlehčován, uvažujeme mívivé zatížení.

1. Je dán materiál 11 500 – odpovídá přibližně 5D,

$$\sigma_K = 300 \text{ MPa (tab. 9).}$$

2. Pro klidné zatížení:

$$\sigma_D = \sigma_K / k_K.$$

Pro mívivé namáhání musíme ještě násobit součinitelem $k_{II} = 0,85$ (viz ST).

3. Výpočtový průřez:

$$S_v = \frac{F \cdot k_K}{k_H \cdot \sigma_K} = \frac{10^5 \text{ N} \cdot 1,25}{0,85 \cdot 300 \text{ MPa}} = 490 \text{ mm}^2.$$

4. Z ST:

$$M 30; S_v = 561 \text{ mm}^2; d_2 = 27,727 \text{ mm}; s = 3,5 \text{ mm}; H_1 = 1,894 \text{ mm}.$$

5. Pro litinovou matici:

$$p_D = 0,15\sigma_K = 0,15 \cdot 300 \text{ MPa} = 45 \text{ MPa}.$$

6. Počet závitů:

$$z = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D} = \frac{10^5 \text{ N}}{\pi \cdot 27,727 \text{ mm} \cdot 1,894 \text{ mm} \cdot 45 \text{ MPa}} = 13,5 \text{ závitů}.$$

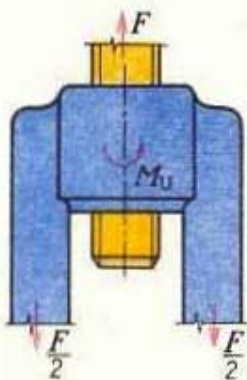
7. Výška matice:

$$m = z \cdot s = 13,5 \cdot 3,5 \text{ mm} = 47,1 \text{ mm} \doteq 48 \text{ mm} \doteq 1,6d \quad (\text{vyhovuje}).$$

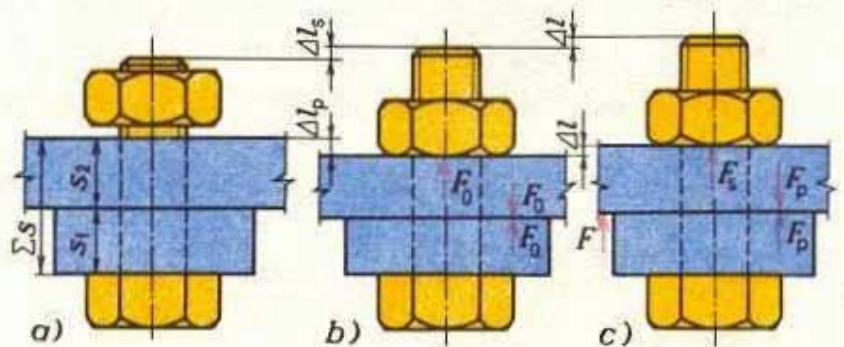
Nepředepjaté šrouby zatížené osovou silou, utahované v zatíženém stavu

Například napínací šroub mezi napnutými lany nebo táhly (obr. 28). V tomto případě je šroub namáhán tahem silou F a utahovacím momentem v závitech M_U při utahování. Rozhodující pro dimenzování je redukované napětí, výsledné z namáhání v tahu a krutu:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_k^2} \leq \sigma_D.$$



Obr. 28. Napínací šroub



Obr. 29. Síly a deformace ve šroubovém spoji
a) spojení nepředepjato, b) spojení předepjato — nezatíženo,
c) předepjaté spojení zatížené provozní silou

Pro normalizované spojovací šrouby s $\gamma \doteq 2,5^\circ$, $d_2/d_3 \doteq 1,12$ a $\varphi' = 6,6^\circ$ vyjde po dosazení:

$$\sigma_{\text{red}} = \frac{\sigma_t}{0,75} \leq \sigma_D \Rightarrow \sigma_t = 0,75\sigma_D.$$

Proto stačí použít algoritmu výpočtu podle *tab. 11* se sníženým dovoleným napětím o 25 %. Vzorec pro určení výpočtového průřezu šroubu tedy bude:

$$S_v = \frac{F}{0,75 \cdot \sigma_D}.$$

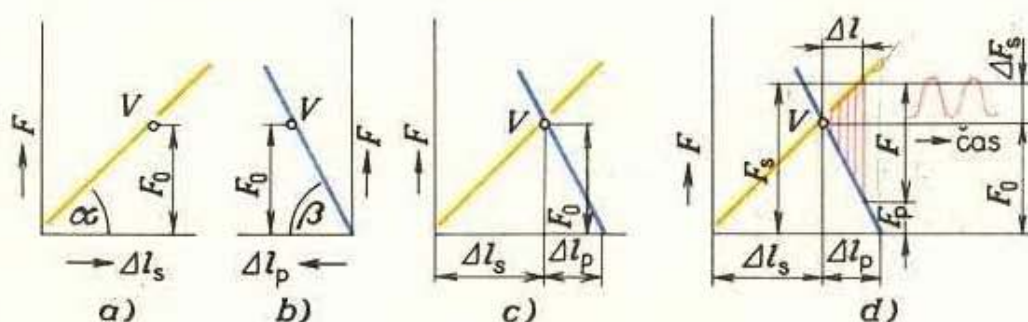
Šroubové spoje s předpětím, zatížené silou v ose

Tento případ se vyskytuje u převážné většiny šroubových spojů (*obr. 29*). Závislost sil a deformací se znázorňuje v *diagramu předepjatého spoje* (*obr. 30*).

Utahujeme-li šrouby až na sílu předpětí F_0 , prodlouží se při tom o Δl_s (*obr. 29b, 30a*), zatímco sevřené části (např. příruby a těsnění) se současně o Δl_p stlačí (představte si spoj z pryže) (*obr. 29b, 30b*). Jestliže posuneme obě charakteristiky tak, aby body V splynuly, dostáváme diagram předepjatého nezatíženého spoje (*obr. 30c*). Začneme-li působit provozní síla (např. přetlak ve válci nebo v trubce), zatíží se šrouby až na F_s a sevřené části se odlehčí na F_p (*obr. 29c, 30d*). Z rovnováhy sil vyplývá: $F_s = F + F_p$. Když přestane působit síla F , vrátí se soustava opět do původního stavu, kdy F_0 působí na šroub i na příruby.

Diagram předpětí udává: Při změně provozní síly od nuly do F (na *obr. 30d* šrafováno) se zvětší síla ve šroubu jen o $\Delta F_s = F_s - F_0$, protože bylo spojení předepjato silou F_0 .

Pozor! Síla F nesmí být tak velká, aby $F_p \leq 0$, protože by se spoj uvolnil.



Obr. 30. Postup konstrukce diagramu předepjatého spoje pro spojení přírub nebo desek (*obr. 29*)

F_0 – síla předpětí, F – provozní síla, F_s – maximální síla ve šroubu, F_p – minimální (zbytková) síla předpětí spoje při zatížení provozní silou F ; a) charakteristika šroubu v diagramu $F-\Delta l$ (síla – prodloužení), b) charakteristika přírub a těsnění v diagramu $F-\Delta l$, c) diagram předpětí přírubového spoje při působení síly předpětí F_0 , d) diagram předpětí přírubového spoje při působení provozní síly F při klidném zatížení; je-li F mívavá, nastává v závislosti na čase kolísání síly mezi F_s a F_0 , tedy v rozmezí ΔF_s .

Postup výpočtu. Nejprve předběžně navrhujeme spoj. K tomu účelu vyhledáme předběžný průměr šroubu z *tab. 12*. Potom provedeme kontrolní výpočet bezpečnosti proti trvalé deformaci a proti únavovému lomu – pouze u šroubů namáhaných

míjivou, popř. střídavou silou. U spojů vyžadujících bezpečnou těsnost kontrolujeme též bezpečnost proti uvolnění.

Tab. 12. Předběžná volba průměru šroubu

Provozní síla na 1 šroub F (kN)			Předpětí F_0 (kN)	Jmenovitý průměr šroubu d (mm)					
statická, ve směru osy	dynamická, ve směru osy	statická nebo dyna- mická kolmo na osu		pevnostní třída podle ČSN					
				4D	4S 5D 6D	5S 6S 6G	8G	10K	12K
1,6	1,0	0,32	2,5	6	5	4	4	—	—
2,5	1,6	0,5	4,0	8	6	5	5	4	4
4,0	2,5	0,8	6,3	10	8	6	6	5	5
6,3	4,0	1,25	10	12	10	8	8	6	5
10	6,3	2,0	16	16	12	10	8	8	8
16	10	3,15	25	20	16	12	10	10	8
25	16	5	40	24	20	14	14	12	10
40	25	8	63	27	24	18	16	14	12
63	40	12,5	100	33	30	22	20	16	16
100	63	20	160	—	—	27	24	20	20
160	100	31,5	250	—	—	—	30	27	24
250	160	50	400	—	—	—	—	30	30

Přesný výpočet je příliš pracný a počítá s tuhostí šroubů a spojovaných částí (obr. 30a, b):

Tuhost šroubu:

$$C_s = \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_0}{\Delta l_s} = \frac{S_s \cdot E_s}{l_s}.$$

Tuhost přírub:

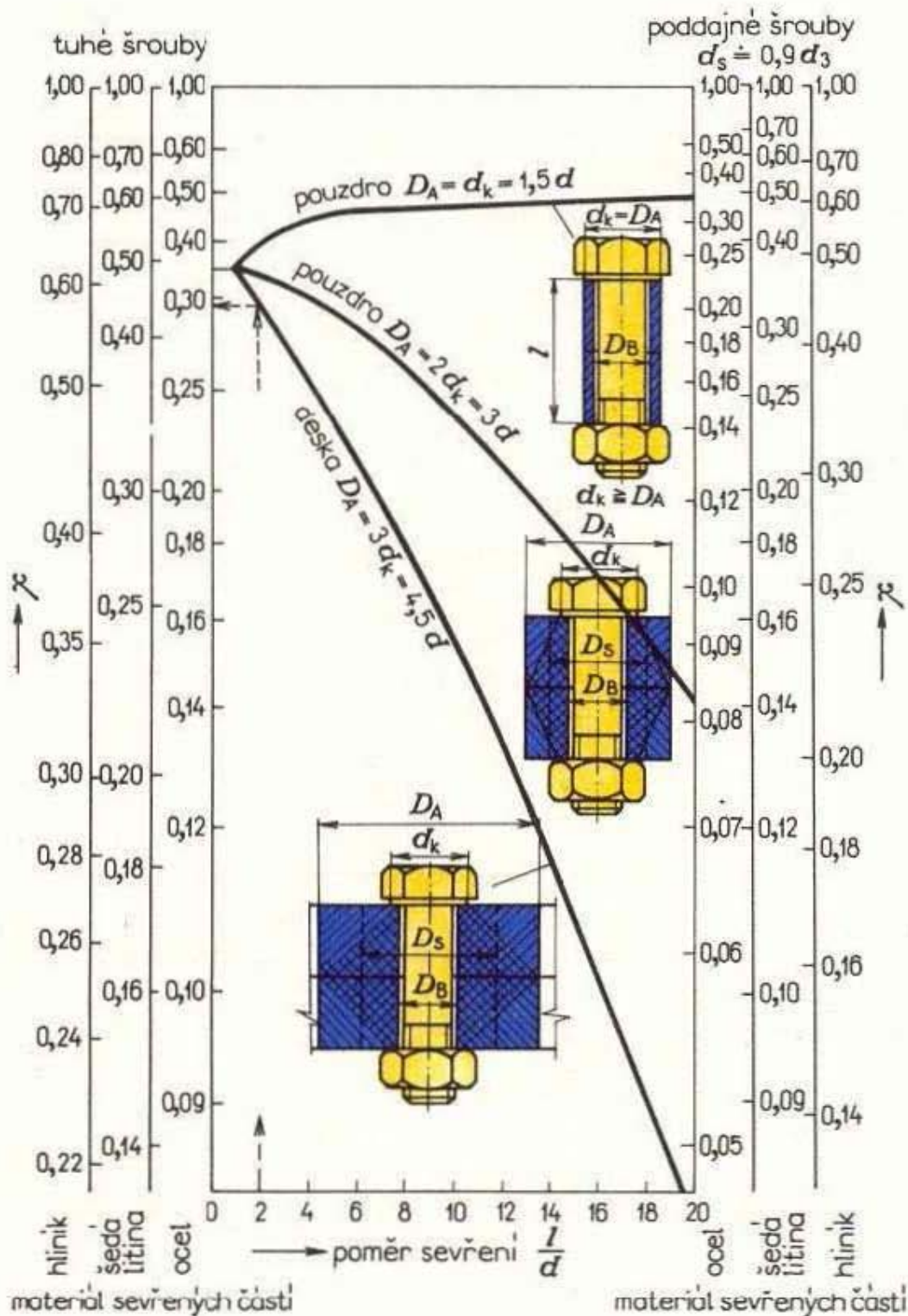
$$C_p = \operatorname{tg} \beta = \frac{F_0}{\Delta l_p} = \frac{S_p \cdot E_p}{l_p}.$$

Vyjádření sil v diagramu pomocí tuhostí:

$$\Delta F_s = \frac{C_s}{C_s + C_p} \cdot F = \chi \cdot F,$$

$$\Delta F_p = (1 - \chi) F,$$

kde $\chi = \Delta F_s / F = C_s / (C_s + C_p)$ je silový poměr, který odečteme z obr. 31.



Obr. 31. Diagram pro určení silového poměru χ

Postup zjednodušeného výpočtu je v tab. 13, 14, 15 a 16.

Příklad výpočtu. Svařený držák (obr. 32) je přišroubován jediným šroubem jakost 5D k tuhé ocelové stěně. Určete velikost šroubu při a) klidném, b) mýjivém zatížení silou Q . Provozní zatížení F vypočteme z rovnováhy momentů daných hodnot:

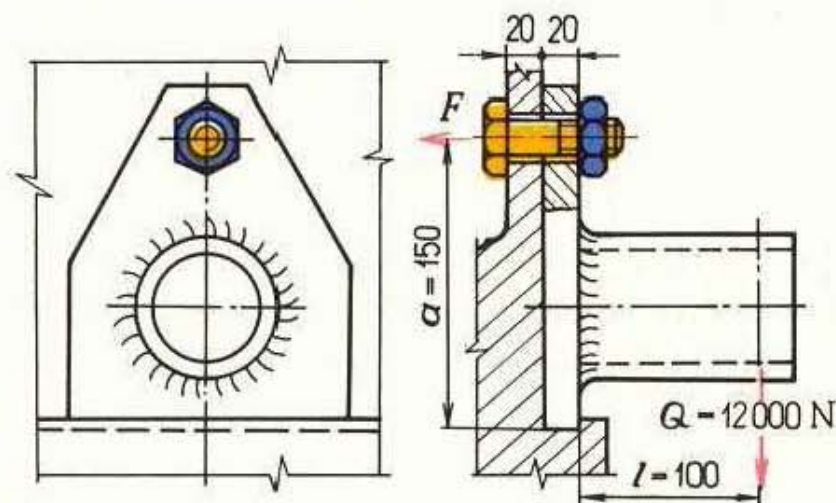
$$F \cdot a = Q \cdot l, \quad F = Q \cdot \frac{l}{a} = 12 \text{ kN} \cdot \frac{10^2 \text{ mm}}{1,5 \cdot 10^2 \text{ mm}} = 8 \text{ kN}.$$

1. Materiál šroubu: zadán 5D $\Rightarrow \sigma_K = 300 \text{ MPa}$ (tab. 9).

Postup výpočtu (zátížení klidnou osovou silou)	Vzorec
Dáno provozní zatížení F (N) - Volba materiálu šroubu (kap. 2.1.5) - Předběžná volba průměru šroubu d a síly předpětí F_0 - Výpočet maximální síly F_s - Kontrola maximální síly F_s - Výpočet napětí v tahu při utahování - Výpočet utahovacího momentu - Kontrola utahovacího momentu - Výpočet napětí v krutu - Výpočet redukovaného napětí - Kontrola bezpečnosti proti trvalým deformacím	Označení mechanických vlastností, σ_K z tab. 9 z tab. 12 $F_s = F_0 + \chi \cdot F \text{ (obr. 31)}$ $F_s = F_D \text{ (tab. 15)}$ $\sigma_t = F_0 / S_v$ $M_U = k \cdot F_0 \cdot d$ $M_U = M_D \text{ (tab. 15)}$ $\tau_k = M_U / 0,2d^3$ $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_k^2}$ $k_K = \sigma_K / \sigma_{red}$ $k_K = 1,2 \text{ až } 2,2$ (větší hodnoty pro šrouby malého průměru)

Tabulka 14

Postup výpočtu (zátížení mřížovou osovou silou)	Vzorec
Navazuje na výpočet podle tab. 13 - Výpočet výchylky napětí (obr. 30d) - Kontrola součinitele bezpečnosti proti únavovému lomu	$\pm \sigma_a = \Delta F_s / 2S_v$ $\Delta F_s = \chi \cdot F$ $k_C = \sigma_A / \sigma_a, \sigma_A \text{ z tab. 16}$ $k_C = 1,5 \text{ až } 4$



Obr. 32. Připojení držáku ke stěně předepjatým šroubem

Tab. 15. Dovolené maximální síly ve šroubu F_D a dovolené utahovací momenty M_D pro normalizované šrouby

Závit	Rozměr	F_D (kN)						M_D (N . m)					
		4D	5D	5S	8G	10K	12K	4D	5D	5S	8G	10K	12K
Metrický normální	M 4	1,4	1,7	2,3	3,7	5,2	6,25	1,16	1,5	1,9	3,1	4,4	5
	M 5	2,3	2,9	3,8	6,1	8,6	10,3	2,4	3,0	4,1	6,5	9	11
	M 6	3,2	4,0	5,4	8,6	12,1	14,5	4,1	5,2	6,9	11	15	18
	M 8	5,9	7,4	9,9	15,8	22,3	26,7	9,8	12	16	26	37	45
	M 10	9,5	11,8	15,8	25,2	35,5	42,6	20	25	33	53	75	90
	M 12	13,8	17,3	23,0	36,8	51,5	62	35	43	57	92	130	155
	M 14	18,9	23,7	31,6	50,5	71	85	54	68	91	145	205	250
	M 16	26,3	32,8	43,8	70	98	118	86	110	145	230	320	385
	M 18	31,5	39,5	52,5	84	118	142	115	145	195	310	435	520
	M 20	40,9	51	68	109	153	184	165	210	280	445	630	750
	M 22	51	64	85	136	191	229	225	280	375	600	840	1 000
	M 24	59	74	98	157	221	265	290	360	480	770	1 100	1 300
	M 27	78	97	129	207	291	349	430	540	720	1 150	1 600	1 950
	M 30	95	118	157	252	354	425	580	730	970	1 550	2 200	2 600
Metrický jemný	M 8 × 1	6,5	8,2	10,9	17,4	24,4	29,3	10,9	13,6	18	29	41	49
	M 10 × 1,25	10,2	12,8	17,0	27,2	38,2	45,9	21	27	35	57	80	95
	M 12 × 1,25	15,6	19,5	26,0	41,6	58,5	70	39	49	66	105	145	175
	M 12 × 1,5	14,7	18,3	24,4	39,1	55	66	36	45	60	97	135	165
	M 14 × 1,5	21,2	26,5	35,3	56,5	79	95	60	75	100	160	225	270
	M 16 × 1,5	28,5	35,6	47,5	76	107	128	92	115	155	245	345	410
	M 18 × 1,5	37,1	46,5	62	99	139	167	135	165	220	355	500	600
	M 20 × 1,5	47	59	79	126	176	212	185	235	310	500	700	840
	M 22 × 1,5	58	72	96	154	217	261	250	315	420	670	940	1 150
	M 24 × 2	66	83	110	176	248	297	320	400	530	850	1 200	1 450
	M 27 × 2	86	107	143	229	322	387	470	590	780	1 250	1 750	2 100
	M 30 × 2	108	135	180	288	406	487	660	820	1 100	1 750	2 450	2 950

Tab. 16. Směrné hodnoty únavové pevnosti šroubových spojů σ_A (MPa)

Materiál		Jmenovitý průměr šroubu		
šroubu	matice	M 4 až M 8	M 10 až M 16	M 18 až M 30
4D	4D	40	34	27
5D	4P	45	38	30
6G	5S	55	45	35
8G	6S	60	50	40
10K	8G	70	60	50
12K	8G	70	60	50

2. Předběžná volba průměru šroubu a síly předpětí (*tab. 12*):

M 16 – 5D; $F_0 = 25 \text{ kN}$.

3. Maximální síla v šroubu:

$$F_s = F_0 + \chi \cdot F,$$

z obrázku 31 určíme silový poměr χ pro $D_A = 4,5d$,

$$\frac{l_k}{d} = \frac{40 \text{ mm}}{16 \text{ mm}} = 2,5 \Rightarrow \chi = 0,28,$$

$$F_s = 25 \text{ kN} + 0,28 \cdot 8 \text{ kN} = 27,24 \text{ kN}.$$

4. Dovolená síla ve šroubu $F_D = 32,8 \text{ kN}$ (*tab. 15*).

Protože $F_s < F_D$, šroub pro namáhání v tahu vyhovuje.

Rozměry šroubu M 16 – 5D jsou:

$$S_v = 157 \text{ mm}^2, \quad s = 2 \text{ mm}, \quad d_2 = 14,701 \text{ mm}, \quad d_3 = 13,546 \text{ mm}.$$

5. Napětí v tahu při utahování:

$$\sigma_t = \frac{F_0}{S_v} = \frac{25\,000 \text{ N}}{157 \text{ mm}^2} = 159 \text{ MPa}.$$

6. Uťahovací moment:

$$M_U = k \cdot F_0 \cdot d = 0,12 \cdot 25 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 16 \text{ mm} = 48 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

7. Dovolný utahovací moment:

$$M_D = 110 \text{ N} \cdot \text{m} \text{ (tab. 15)} > M_U, \text{ vyhovuje.}$$

8. Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_U}{0,2d_3^3} = \frac{48 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot (13,546 \text{ mm})^3} = 96,5 \text{ MPa}.$$

9. Redukované napětí:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{(159 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (96,5 \text{ MPa})^2} = 230 \text{ MPa}.$$

10. Bezpečnost proti trvalým deformacím:

$$k_K = \frac{\sigma_K}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{300 \text{ MPa}}{230 \text{ MPa}} = 1,3 > 1,2.$$

a) Šroub M 16 vyhovuje pro klidné zatížení, ale bezpečnost je minimální. Je nutno zaručit, aby byl vypočtený moment bezpečně větší než utahovací vyvozený momentovým klíčem. Při utahování rukou nutno volit buď šroub většího průměru (M 18 nebo M 20), anebo kvalitnější materiál (8G).

1. Amplituda napětí:

$$\pm \sigma_a = \frac{\Delta F_s}{2S_v} = \frac{\chi \cdot F}{2S_v} = \frac{0,28 \cdot 8\,000 \text{ N}}{2 \cdot 157 \text{ mm}^2} = 7,13 \text{ MPa}.$$

2. Mez únavy šroubu z tab. 16: $\sigma_A = 38 \text{ MPa}$.

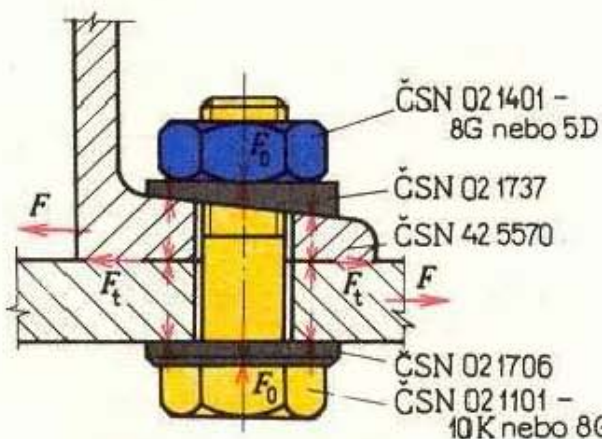
Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$k_c = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{38 \text{ MPa}}{7,13 \text{ MPa}} = 5,3 > (1,5 \text{ až } 4).$$

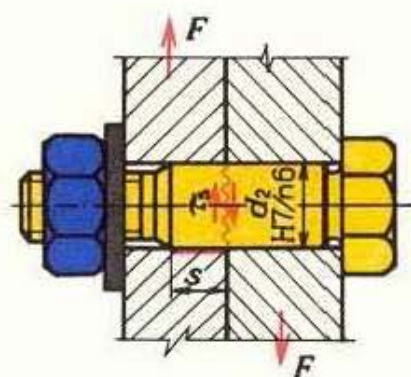
b) Šroub M 16 vyhovuje pro míjivé zatížení.

Předepjaté šrouby o vysoké pevnosti, které přenášejí síly kolmé k ose šroubu třením (silový styk)

Jde např. o přišroubování válcovaného profilu I nebo U k desce (obr. 33).



Obr. 33. Vysoce předepjaté šroubové spoje ve stavbě ocelových konstrukcí – připevnění nosníku U



Obr. 34. Přenos síly kolmo k ose šroubu lícovaným šroubem

Obvykle se používají přesné šrouby s mechanickými vlastnostmi 10K, pro tenkostěnné profily 8G. Používají se pro spoje ocelových konstrukcí. Síla se přenáší třením mezi styčnými plochami spojovaných prvků.

$$F \leq F_t = F_0 \cdot f,$$

kde F_0 je předpětí šroubu vyvolané utažením,

f — součinitel tření, který bývá
 $f = 0,3$ pro neupravené plochy;
 $0,45$ pro opálené styčné plochy;
 $0,5$ pro otryskané styčné plochy.

Podrobný výpočet je v ČSN 73 1495.

Spoje s licovanými šrouby, zatížené silou kolmo k ose šroubu (tvarový styk)

Například licovaný šroub (obr. 34); často se používá, i když lze použít upínacího nebo střižného pouzdra, které je navlečeno na obyčejném šroubu a zachycuje za něj smykovou sílu F . Z obrázku 34 je zřejmé, že šroub je namáhán smykem a spojované součásti na otlačení (tab. 17 a 18).

Tab. 17

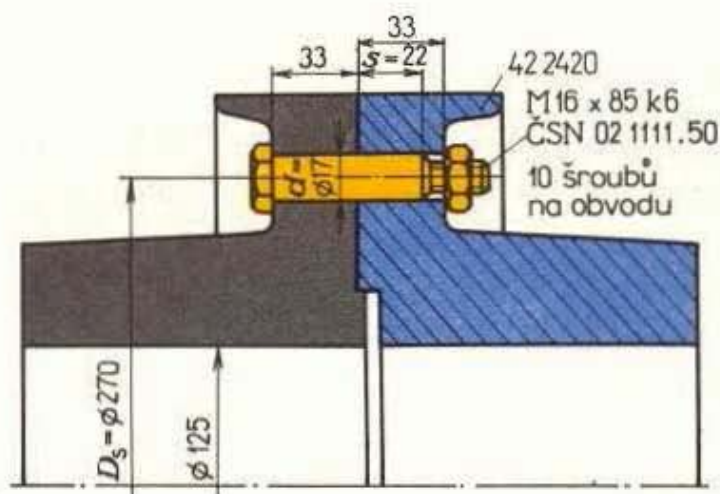
Postup výpočtu	Vzorec
Dáno zatížení spoje silou F (N) kolmo k ose šroubu 1. Určení materiálu šroubu a spojovaných dílů 2. Výpočet průměru licovaného dříku 3. Volba nejbližšího vyššího průměru normalizovaného licovaného dříku šroubu. Tím jsou určeny rozměry šroubu 4. Kontrola tlaku v součásti s nejmenší stykovou plochou	Označení mechanických vlastností τ_{Ds}, p_D z tab. 18 $d_s = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot \tau_{Ds}}}$ viz ST $p = \frac{F}{s_{\min} \cdot d_s} \leq p_D$

Tab. 18. Dovolena napětí pro spoje licovanými šrouby při stavbě ocelových konstrukcí a jeřábů

Materiál šroubů	Materiál spojovaných částí	τ_{Ds} (MPa)	p_D (MPa)
4D	řady 34 a 37	115	280 až 360
5D	řady 42 řady 52	135 až 180	310 až 395 400 až 520

Příklad výpočtu. Kotoučová spojka (obr. 35) je určena pro přenos krouticího momentu do 13 200 N . m. Její poloviny jsou spojeny 10 lícovanými šrouby M 16 × 85 ČSN 02 1111.50. Krouticí moment M_k se částečně přenáší silovým stykem (třením), lícované šrouby (tvarový styk) přenášejí zbytek M_k a zabraňují při střídavém namáhání uvolnění spoje. Překontrolujte únosnost šroubového spoje při předpokládaném střídavém zatížení.

Spoj se kontroluje tak, aby přenesl M_k jak samotnými lícovanými šrouby, tj. smykem, tak i samotným třením sevřených součástí.



Obr. 35. Kotoučová spojka s lícovanými šrouby

1. Síla kolmá k ose šroubu pro jeden šroub:

$$F = \frac{F_o}{n} = \frac{2M_k}{n \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 13\,200 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{10 \cdot 270 \text{ mm}} = 9\,780 \text{ N}.$$

2. Kontrola šroubů při tvarovém styku:

a) Napětí ve smyku

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 9\,780 \text{ N}}{\pi \cdot 17^2 \text{ mm}^2} = 43 \text{ MPa},$$

dovolené napětí ve smyku

$$\tau_{Ds} \doteq 0,4\sigma_K = 0,4 \cdot 640 \text{ MPa} = 256 \text{ MPa},$$

spoj ve smyku vyhovuje.

b) Tlak ve stykových plochách

$$p = \frac{F}{d \cdot s} = \frac{9\,780 \text{ N}}{17 \text{ mm} \cdot 22 \text{ mm}} = 26 \text{ MPa},$$

dovolený tlak v litinové spojce

$$p_D \doteq 0,6 \cdot \sigma_P = 0,6 \cdot 200 \text{ MPa} = 120 \text{ MPa},$$

spoj na otlačení vyhovuje.

3. Kontrola šroubu při silovém styku:

Pro šroub M 16 – 8G je maximální dovolená síla $F_D = 70 \text{ kN}$ (tab. 15). Při utažení s tímto předpětím bude bezpečnost proti skluzu

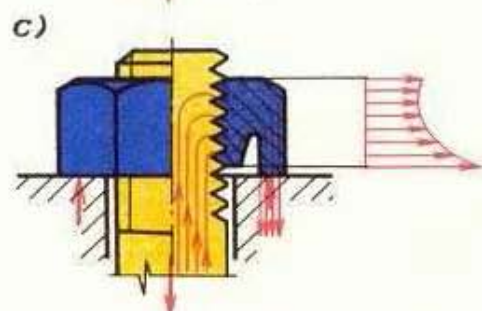
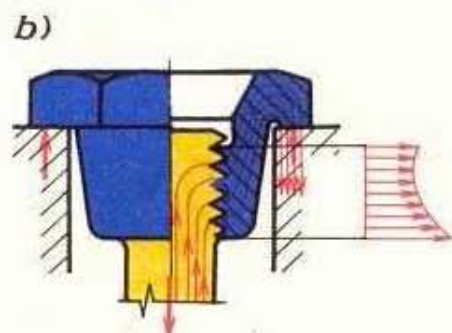
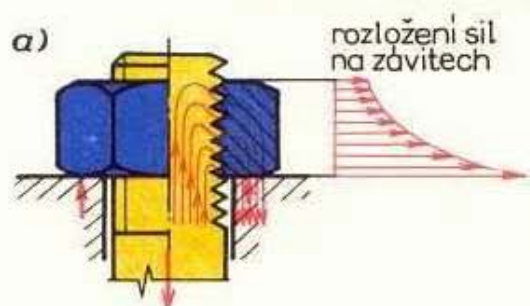
$$k_s = \frac{f \cdot F_D}{F} = \frac{0,12 \cdot 70\,000 \text{ N}}{9\,780 \text{ N}} = 0,86, \text{ nevyhovuje.}$$

Navržené šrouby nezajišťují přenos celého krouticího momentu třením (musil by se použít kvalitnější materiál), ale s velkou bezpečností je přenos krouticího momentu zajištěn tvarovým stykem lícovaných šroubů.

2.1.7 Možnosti zvýšení únosnosti šroubů

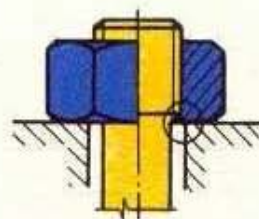
Pro zvýšení únosnosti všech šroubových spojů se provádějí různé konstrukční úpravy, které slouží hlavně k rovnoměrnějšímu rozdělení napětí ve spoji. V podstatě jde o tyto úpravy:

- lepší rozložení zatížení v závitech,
- úprava dříku šroubů,
- úprava přechodu mezi hlavou a dříkem.



Obr. 36. Změna rozdělení zatížení závitů šroubu a toku napětí konstrukční úpravou matice
a) spoj s normalizovanou maticí,
b) spoj s maticí namáhanou tahem,
c) spoj s maticí s odlehčovacím vrubem

Obr. 37. Zvýšení únosnosti šroubového spoje přesahem závitu matice přes závit šroubu



Lepší rozložení zatížení v závitech

Zatížení se nerozděluje rovnoměrně na všechny závity; u normalizované ocelové matice nese první závit 30 až 35 % celkového zatížení. První závit šroubu v matici je přetížen proto, že závity šroubu jsou namáhány v tahu a závity matice v tlaku

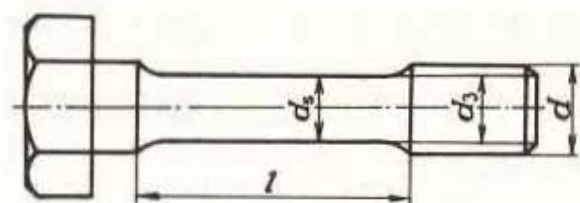
(obr. 36a). Použije-li se matice namáhaná tahem (obr. 36b), odlehčí se první závity v matici. Jinou konstrukční úpravou je vysoustružení odlehčovacího vrubu v matici (obr. 36c). Tok siločár je v těchto případech příznivější v důsledku zeslabeného vnějšího tvaru.

I při použití běžných normalizovaných matic (tlačných) je možno zvýšit únosnost šroubu, použije-li se poddajný šroub se zeslabeným dříkem (viz dále) a přesahuje-li závit matice přes závit šroubu (obr. 37).

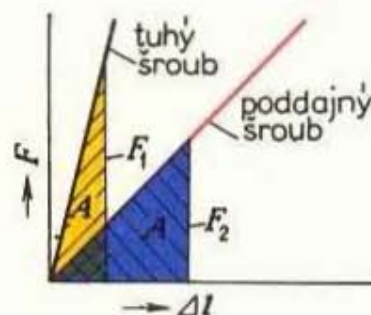
Z dalších možností uvedeme např. matice s menším modulem pružnosti (šedá litina, titan, dural apod.), u nichž je rozložení zatížení příznivější.

Úprava dříku šroubu

Přednost poddajných šroubů (obr. 38) při míjivém zatížení je zřejmá z diagramu předpětí. Doporučuje se jich použít i při namáhání rázy, poněvadž při stejné přetvárné práci A nastává podstatně menší rázová síla nežli u normálních tuhých šroubů (obr. 39).



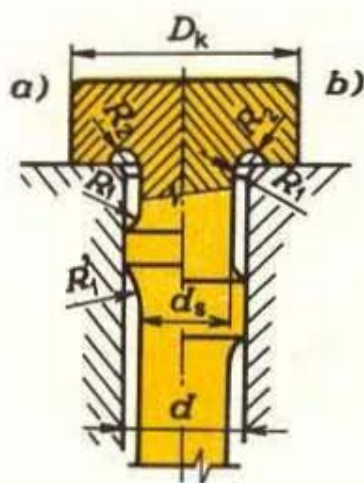
Obr. 38. Pružně poddajné šrouby
Zeslabení dříku šroubu $d_s = 0,85$ až $0,95d_3$,
minimální délka poddajného dříku $l_{\min} = 2$
až $2,5d$



Obr. 39. Rázová síla při stejné
přetvárné práci A u normalizovaného
tuhého šroubu F_1 a u šroubu pružně
poddajného F_2

Úprava přechodu mezi hlavou a dříkem

Je to další místo, kde je nebezpečí lomů při dynamickém zatížení. Proto by měl mít přechod co největší poloměr zaoblení. U normalizovaných šroubů je poloměr zaoblení pod hlavou (0,05 až 0,08) d , což je málo. Důležité jsou též přechody u dynamicky namáhaných šroubů se zeslabeným dříkem (obr. 40).

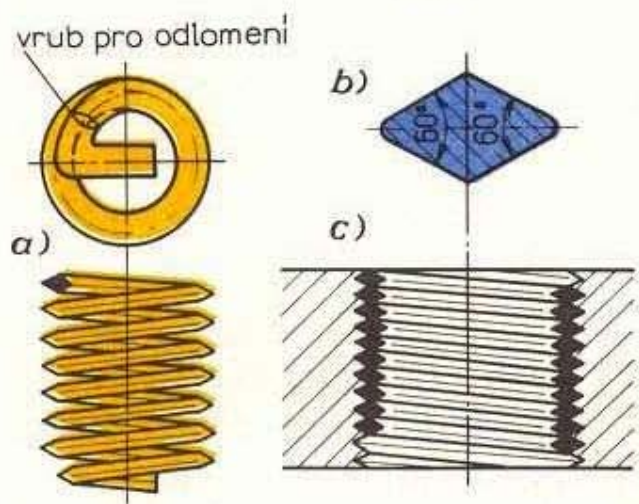


Obr. 40. Možnosti pozvolného
přechodu z hlavy do dříku
a) toto provedení se použije, musí-li
být šroub středěn v blízkosti hlavy,
b) v ostatních případech se použije
tohoto poddajnějšího tvaru

Těchto poznatků nutno využít zejména při konstrukci ojnicích šroubů a šroubů pro spojení hlavy s válcem spalovacích motorů.

2.1.8 Údržba a renovace

Šrouby, matice a podložky nejsou tak drahé součásti, a proto se při demontáži a opětovné montáži (např. generálních opravách) většinou nahrazují novými. Pokud se jich použije znovu, je třeba překontrolovat případné poškození závitu – protáhne se závitníkem nebo závitovým očkem. U šroubů (zejména poddajných) silně předejatých a vysoce namáhaných musíme kontrolovat, zda trvalé prodloužení nepřesáhlo dovolenou hodnotu (nelze opravit). Závrtné šrouby zalomené v díře se vytahují speciálními nástroji. Při zavrtání šroubu do měkkého a křehkého materiálu (litina, lehké slitiny, plasty apod.) může dojít k vytržení závitu z díry nebo k jeho poškození (stržení závitu) častou montáží a demontáží. Dá se opravit převrtáním díry na větší průměr a vyvločkováním. V poslední době se používají *vložky Heli-Coil* (obr. 41), které se speciálními nástroji zašroubují do převrtané závitové díry. Výrobci automobilových motorů (u nás AZNP Mladá Boleslav) je používají i u nových motorů jako vložek do hliníkových bloků a skříní. Spojení lze potom libovolně často demontovat jako ocelový šroub s ocelovou maticí.



Obr. 41. Závitová vložka Heli-Coil

(Böllhoff, Brackwede/Westf.)

Je to drátěná cívka (a) kosočtvercového průřezu (b) z vysoce legované Cr–Ni oceli válcované za studena. Radiální zakončení cívky je z důvodu montáže a po zašroubování vložky (c) se ve vrubu odlomí. Vložka Heli-Coil chrání těž šroubový spoj otřesuvzdorným nalisovaným uložením a vysokou kvalitou materiálu před korozi a tepelnými účinky

OTÁZKY A ÚKOLY

2 Spoje a spojovací součásti

1. Vyjmenujte nerozebíratelné spoje a sestavte je do tabulky v rozdělení na spoje s materiálovým, silovým a tvarovým stykem.
2. Vyjmenujte rozebíratelné spoje a rozdělte je na spoje tvarové a silové.

2.1.1 Provedení šroubových spojů a jejich částí

1. Šroubový spoj se skládá z několika částí, které tvoří funkční celek. Vyjmenujte je.
2. Spojovací součásti a spoje rozdělujeme podle typických znaků do různých skupin. Do které patří šroubový spoj?
3. Jak lze vyrábět šrouby? Který způsob je nejvýhodnější a proč?
4. Co je to otvor kliče?

5. Jak se měří délka šroubu?
6. Jak se měří délka závitu?
7. Jak se měří délka závrtného konce závrtného šroubu?
8. Jaký je rozdíl mezi podložkami pro nosník U a pro nosník I a proč? (Vyhledejte ve ST.)
9. Vysvětlete funkci přítužné matice při pojištění šroubového spoje.

2.1.2 Závity

1. Jaké znáte dva základní druhy šroubů z funkčního hlediska?
2. Vyjmenujte a naskicujte druhy závětů spojovacích šroubů. Napište jejich označení. Co je pro ně charakteristické?
3. Co je to jemný metrický závit? Jaké má výhody, nevýhody a použití? Jak se označuje?
4. Jak se udává stoupání trubkového závitu?
5. Co je to kuželový trubkový závit? Jaký má účel a jak se značí? Jakou má kuželovitost?
6. Trojchodý lichoběžníkový závit má stoupání $s = 12 \text{ mm}$. Jaká je rozteč závětů? [$t = 4 \text{ mm}$]
7. Lze u šroubu s levotočivým závětem použít běžnou pružnou podložku pro pojištění matice? Zdůvodněte.

2.1.3 Zatížení šroubů

1. Šroubové spoje se většinou utahují rukou. Jaké platí fyzikální (mechanické) zákony pro stanovení utahovacích momentů?
2. Šroubový spoj M 6 se má utahovat ruční silou 50 N. Jaké je skutečné předpětí ve šroubu vyvolané maticovým klíčem o činné délce 80 mm? [5 555 N, 276 MPa]
3. Jaká je účinnost šroubu z předchozího příkladu, je-li $\varphi' = 6^\circ$? [36 %]
4. Proč musí být spojovací šrouby samosvorné?
5. Pohybové šrouby s lichoběžníkovým rovnoramenným závětem mají vrcholový úhel závitu $\alpha = 30^\circ$. Jaký bude jejich třecí úhel a součinitel tření v porovnání s metrickým závětem? [O 11,5 % menší.]

2.1.4 Montáž a demontáž

1. Proč nemůže být krouticí moment při utahování šroubu libovolně veliký a jak se v praxi omezuje?
2. Proč se mají závity před zašroubováním namazat?

2.1.5 Materiál šroubů a matic

S použitím ST napište normalizované označení šroubů, matic a podložek včetně doplňkových číslic:

1. pro přesný šroub se šestihrannou hlavou, $d = 16 \text{ mm}$, délky $l = 100 \text{ mm}$, se stoupáním $s = 1,5 \text{ mm}$, s levým závětem z materiálu 5D, s čistým povrchem;
2. pro licovaný šroub do díry o průměru $\varnothing 13 \text{ mm}$, délky $l = 40 \text{ mm}$, z materiálu 8G, bez úpravy povrchu;
3. pro přesný šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem, $d = 10 \text{ mm}$, $l = 22 \text{ mm}$, $s = 1,25 \text{ mm}$, z materiálu 10K, fosfátovaný;
4. pro závrtný šroub tvaru B do litiny, $d = 20 \text{ mm}$, $l = 50 \text{ mm}$, z materiálu 5S, kadmiovaný;
5. pro přesnou šestihrannou matici $d = 36 \text{ mm}$, materiál 4P, chromovanou;
6. pro přesnou podložku tvaru A pro šroub M 18 z oceli, s čistým povrchem;
7. pro pružnou podložku pro šroub M 8 z oceli, černěnou.

2.1.6 Pevnostní výpočet šroubů

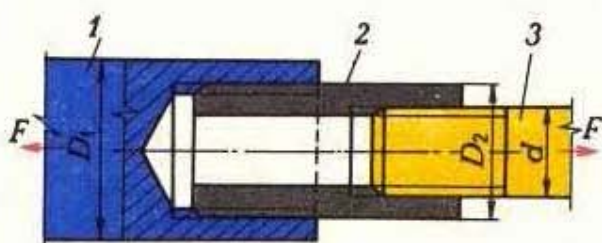
1. Táhlá 1 a 3 (obr. 42) jsou vzájemně spojena závětovou spojkou 2 a zatížena osovou silou F . Stanovte namáhání spojů a vyznačte nebezpečný průřez. Vypočítejte přípustnou sílu, kterou mohou přenášet spoje s metrickým závětem, jsou-li součásti z materiálu 4D. [46,5 kN]
2. Nosník U 12 (obr. 43) k podepření plošiny je přišroubován dvěma šrouby na hlavním nosníku. Vypočítejte: a) budou-li šrouby M 16 ČSN 02 1101.0 přetíženy? Dovolené napětí šroubů ocelové konstrukce je $\sigma_{Dt} = 112 \text{ MPa}$. b) Jak je třeba upravit rozměr a , aby nenastalo přetížení?
(Řešení: Nosník U 12 považujeme za dvouramennou páku s otočným bodem A. Z podmínky rovnováhy vyjdou síly ve šroubech F_1 a F_2 . Z obrázku je zřejmé, že šroub 1 bude podstatně více namáhán než šroub 2, proto se ve výpočtu omezíme na něj. Sílu F_2 jako velmi malou zanedbáme.)
[a) budou přetíženy, $\sigma_t = 143 \text{ MPa} > \sigma_{Dt}$; b) 191 mm]

3. Napínací šroub z materiálu 4A (obr. 44) má být utahován při klidné napínací síle $F = 12 \text{ kN}$. Jakou velikost šroubu třeba volit, jestliže máme k dispozici šrouby $M 10 \times 125$, $M 12 \times 125$, $M 16 \times 160$, $M 20 \times 200$, $M 24 \times 250$ (125, 160 atd. jsou délky l_1 napínacího zařízení). [M 12 $\times$ 125]
4. Viko válce pístového čerpadla (obr. 45) má být připevněno šesti závrtnými šrouby. Míjivý přetlak ve válci $p = 4 \text{ MPa}$. Použijeme šrouby z materiálu 8G, normální metrický závit. Navrhněte a překontrolujte spoj. [$F = 21 \text{ kN}$, M 18]
5. K přišroubování víka valivého ložiska hřídele šneku (obr. 46) jsou navrženy 4 šrouby s vnitřním šestihranem M 5 $\times$ 10 ČSN 02 1143.50, které musí zachytit axiální sílu $F_a = 4\,200 \text{ N}$ přenášenou ložiskem. Zkontrolujte, je-li spojení dostatečně dimenzováno. [$F = 1\,050 \text{ N}$, $F_0 = 4\,000 \text{ N}$, $M_U = 2,4 \text{ N} \cdot \text{m}$, $k_k = 1,5$, $k_c = 3,55$, vyhovuje, ale je nebezpečí ukroucení šroubů při utahování – nutno bezpodmínečně utahovat momentovým klíčem]
6. Na obrázku 47 je šroubové spojení přírub vzduchového potrubí vytvořené osmi šrouby M 16 ČSN 02 1101.10, pro přetlak $p = 1 \text{ MPa}$. Zkontrolujte rozměry spoje. [$F = 2\,125 \text{ N}$, $F_0 = 6,3 \text{ kN}$, $k_k = 4,8$, $k_c = 13,5$]
(Řešení: Provozní síla se vypočte z 1,3násobného přetlaku – zkušební tlak – na středním průměru těsnění.)
7. Šroub v ocelové konstrukci nesmí být namáhán na ohyb. Proto musí být třecí síla mezi spojovanými plechy větší než provozní míjivá síla $F = 16,8 \text{ kN}$, kolmá na osu šroubu M 16 – 10K (uvažujeme s bezpečností proti skluzu $k_s = 1,2$). Zjistěte, zda je možnost dosáhnout spolehlivého spoje utažením normálním maticovým klíčem účinné délky $l = 200 \text{ mm}$, je-li síla dělníka na klíči $F_d = 200 \text{ N}$. [Není možno, $F_0 = 21 \text{ kN}$, ale je potřeba $F_{0\min} = 67,2 \text{ kN}$]
8. Bronzový věnec šnekového kola (obr. 48a) ($\sigma_p = 200 \text{ MPa}$) má přenášet míjivý krouticí moment $M_k = 3\,850 \text{ N} \cdot \text{m}$. Je připevněn šesti lícovanými šrouby M 12 – 5D na těleso kola z litiny 42 2420. Zkontrolujte, vyhovuje-li spoj podmínkám. Ve spojovaných částech volte $p_D = 0,6\sigma_p$. [$\tau_s = 35,8 \text{ MPa}$, $p = 61 \text{ MPa}$, vše menší než dovolené hodnoty, spoj vyhovuje]
9. Spoj z předchozího příkladu má být proveden pružnými kolíky 12 ČSN 02 2156 z oceli 11 701.20 (obr. 48b). Je toto spojení za stejných podmínek dostatečně dimenzováno? [$\tau_s = 63,7 \text{ MPa}$, $\tau = 22 \text{ MPa}$, vše menší než dovolené hodnoty, spoj vyhovuje]

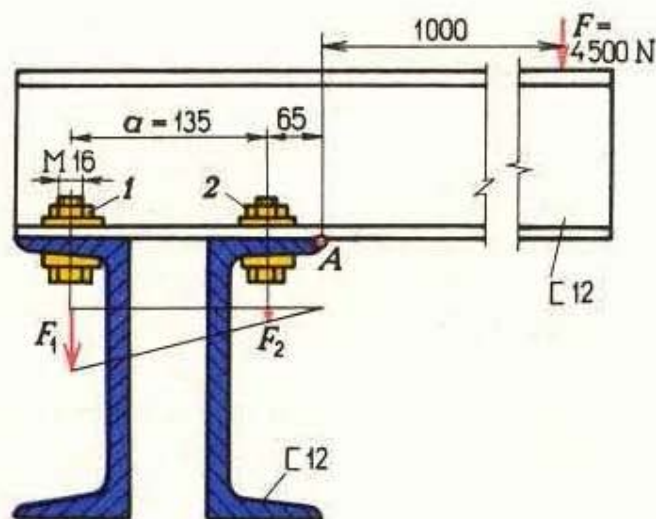
2.1.7 Možnosti zvýšení únosnosti šroubů

2.1.8 Údržba a renovace

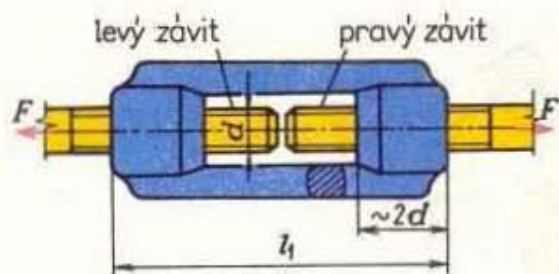
1. Jakým způsobem je možno zvýšit únosnost šroubových spojů?
2. Co je to tuhý a poddajně pružný šroub?
3. Jak lze zamezit vytrhávání vysoce namáhaných šroubů z měkké spojované součásti?



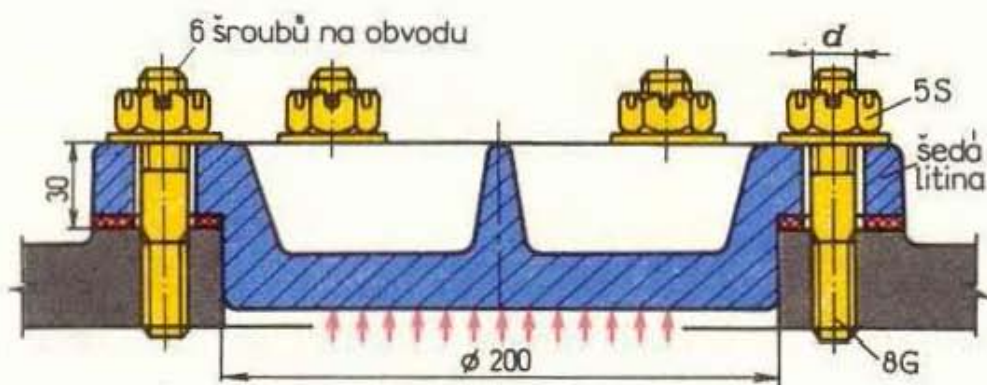
Obr. 42. Závitová spojka



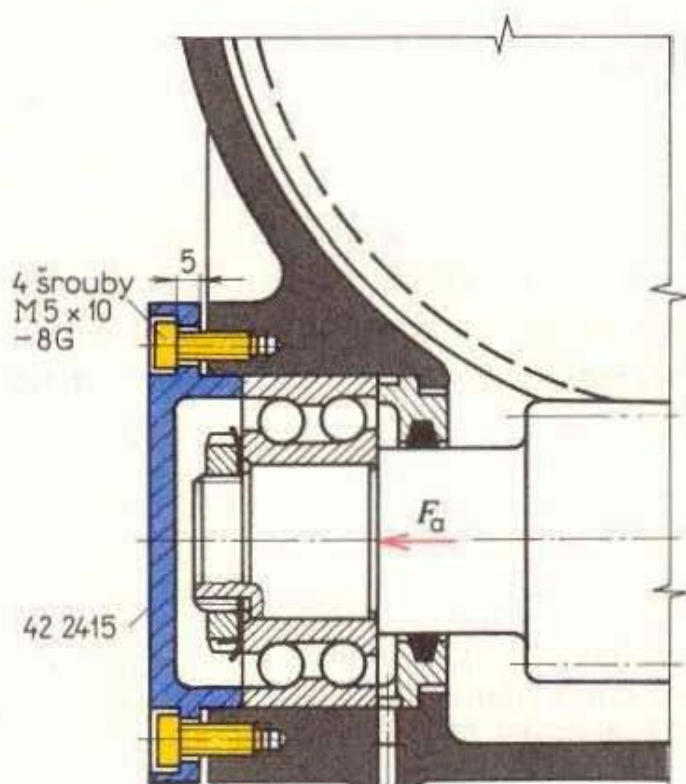
Obr. 43. Přišroubovaný nosník plošiny



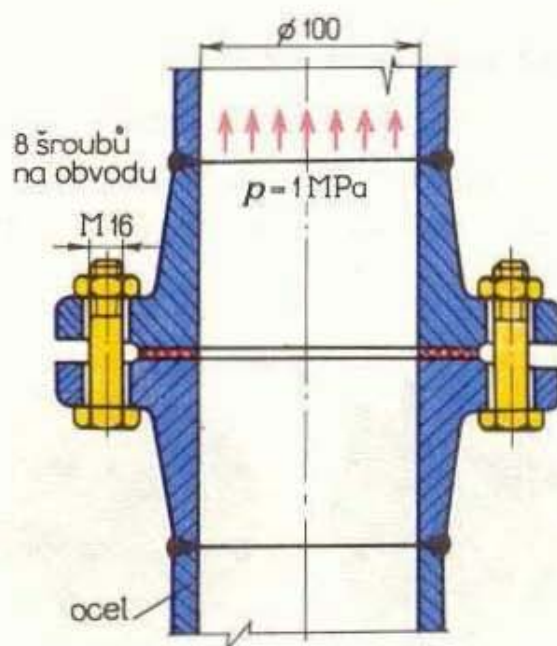
Obr. 44. Napínací zařízení



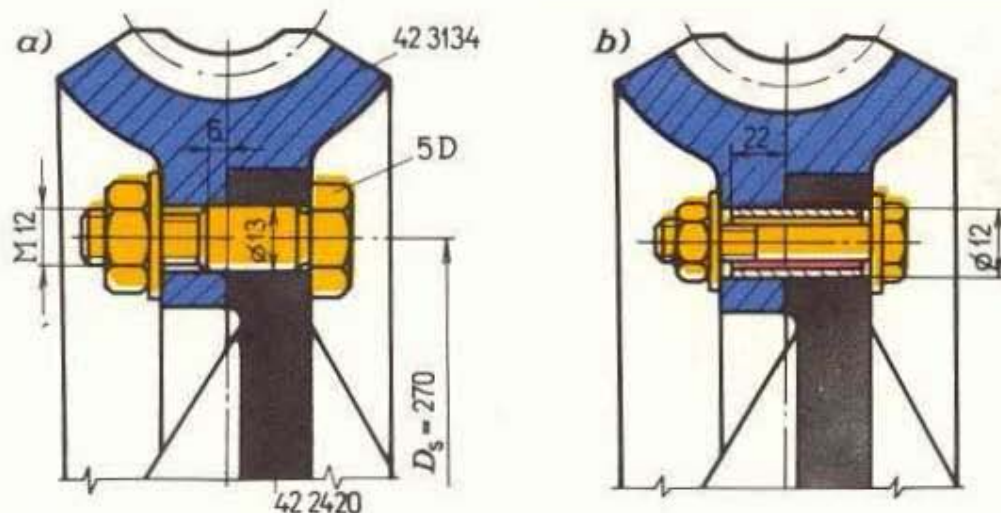
Obr. 45. Přišroubované víko válce pístového čerpadla



Obr. 46. Šroubový spoj víka ložiska hřídele šneku



Obr. 47. Přirubový spoj vzduchového potrubí



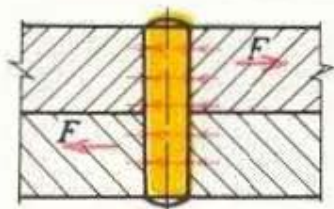
Obr. 48. Připojení věnce šnekového kola k růžici
a) pomocí licovaných šroubů, b) pomocí pružného kolíku a šroubu

2.2 Spoje kolíky a čepy

2.2.1 Kolíkové spoje

Nejjednodušší a nejstarší způsob spojení. Jde o spojení s *tvarovým stykem*. Kolík je v jedné nebo více spojovaných součástech usazen s předpětím způsobeným buď přesahem naráženého kolíku vůči díře (obr. 49), nebo kuželovitostí zaraženého kolíku. Kolíkové spoje lze považovat za rozebíratelné, i když častější montáž a demontáž snižuje jejich spolehlivost.

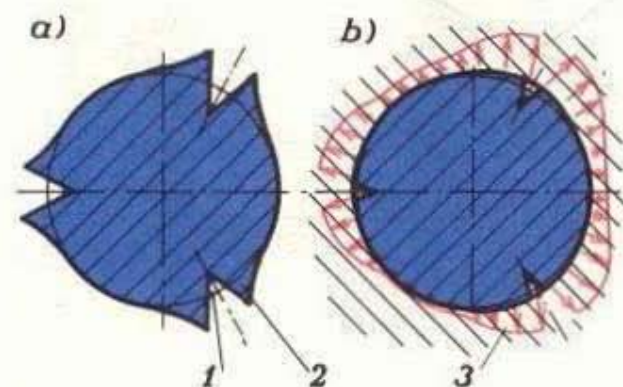
Kolíky mají různý tvar a jsou většinou normalizovány, což racionalizuje jak práci konstruktéra, tak i výrobu.



Obr. 49. Předepjatý tvarový spoj kolíkem

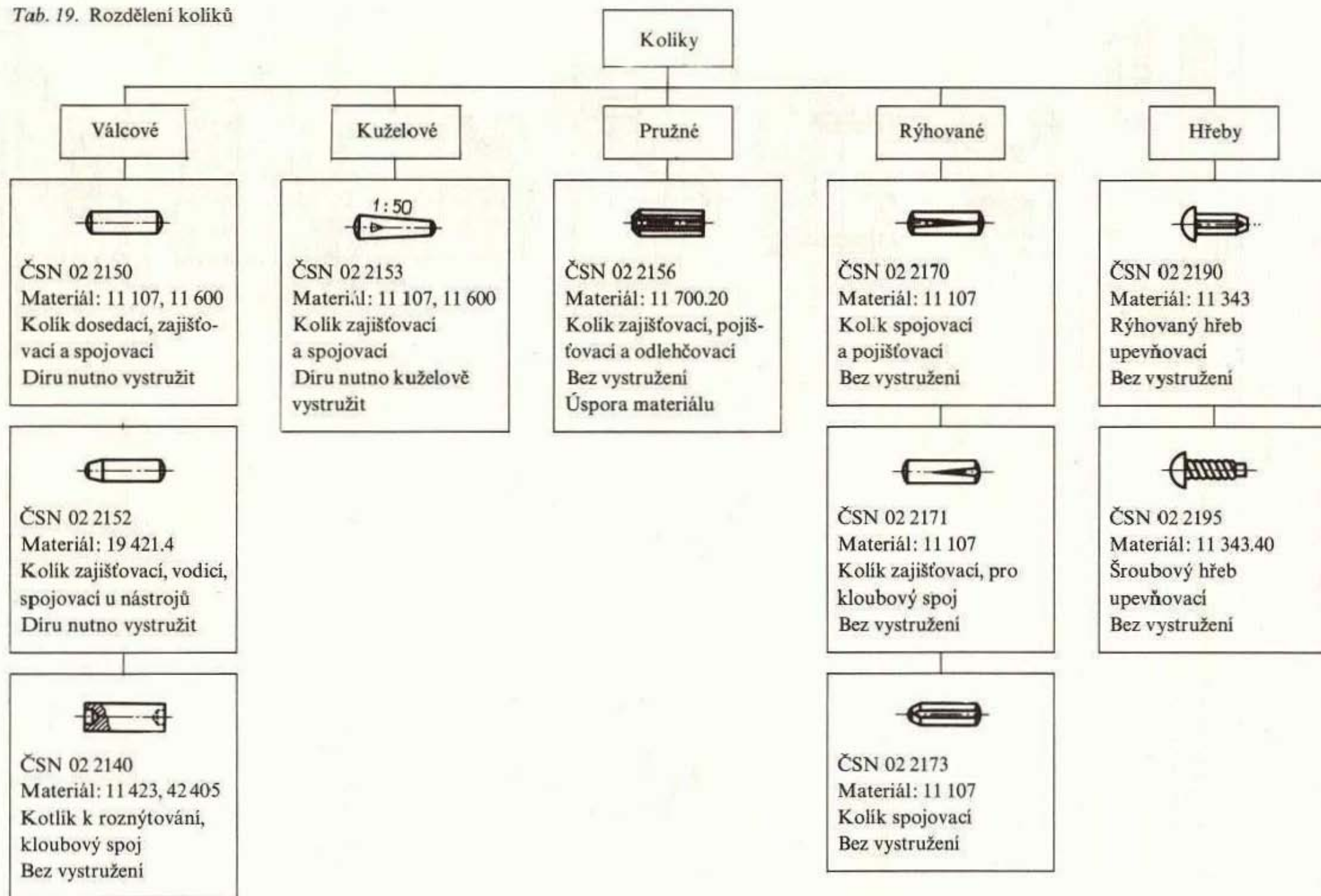
Rozdělení kolíků (tab. 19)

Rýhovaný kolík je válcový kolík, který má po obvodě vyválnčovány 3 rýhy. Válcováním vzniknou na obou stranách rýh výstupky, které se při zarážení kolíku zatlačí zpět do rýhy a kolík je pružně předepjat velkým tlakem proti stěnám otvoru (obr. 50).

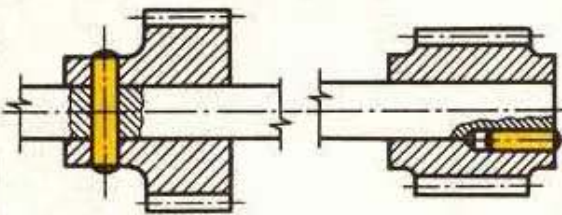
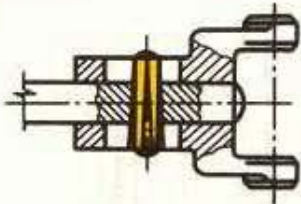
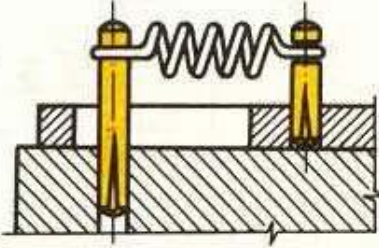
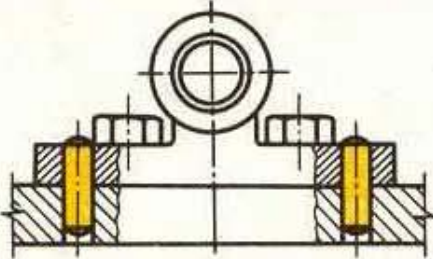
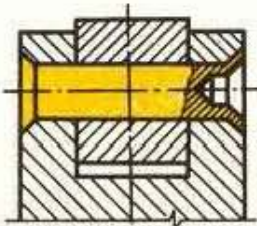
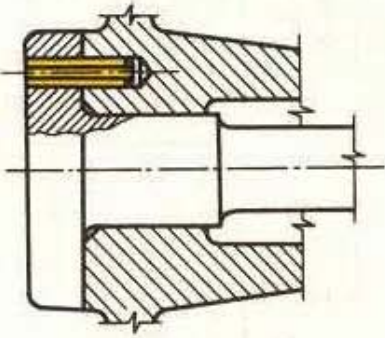
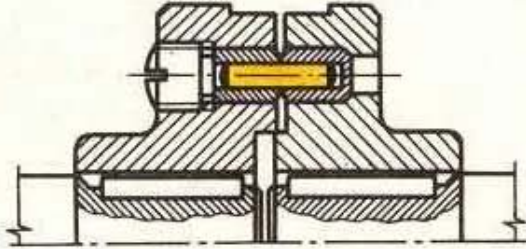


Obr. 50. Předpětí v rýhovaném kolíku. Průřez rýhovaného kolíku:
a) před zarážením, b) po zarážení;
1 – rýhy, 2 – vypuklina
v nezamontovaném stavu, 3 – průběh
předpětí v zamontovaném stavu

Tab. 19. Rozdělení kolíků



Tab. 20. Účel a použití kolíkových spojů

Účel	Druh kolíku	Vyobrazení
Spoj nebo upevnění dvou součástí, např. kola na hřídeli, tyče v objímce apod.	spojovací a upevňovací	
Unášení jedné strojní součásti druhou	unášecí	
Přidržení součástí, např. pružiny	přidržené	
Přesné vzájemné vymezení polohy dvou spojovaných součástí, např. dvou polovin převodové skříně, slícování desek při výrobě přípravků	zajišťovací	
Kloubové a otočné spojení dvou součástí	kloubové	
Pojištění strojních součástí proti uvolnění nebo pootočení	pojišťovací	
Pojištění strojních součástí proti přetížení, např. střížný kolík u pojistné spojky	střížné	

Účel, použití a konstrukce kolíkových spojů (tab. 20)

Kromě účelů uvedených v tabulce lze kolíků použít jako zarážek, popř. i místo malých čepů jako rukojetí. Kolíky se často používají tak, že současně plní více funkcí.

Pozor! U pohybujících se spojů, zejména rotujících součástí, nesmějí kolíky vyčnívat; je nebezpečí úrazu. V takovém případě musí být spoje opatřeny vhodnými kryty.

Výhody a nevýhody

Kolíkové spoje je možno zhotovit jednoduše a hospodárně. Kolíky mohou s úspěchem nahradit tyto spojovací a pojistné součásti: šrouby, nýty, klíny, závlačky, pružné kroužky, pojistky šroubů atd. Porovnání jednotlivých kolíků je v tab. 21. Díry pro lícované kolíky se vrtají a vystružují společně ve všech spojovaných součástech (popř. i při montáži).

Tab. 21. Porovnání jednotlivých druhů kolíků

Druh kolíku	Spolehlivost	Přesnost kolíku		Přesnost díry		Poznámka
		tolerance	drsnost (μm)	tolerance	drsnost (μm)	
Válcové	dobrá	n6	0,8	H7	1,6	Při opakovaném rozebírání nezaručují již bezpečné uložení
Válcové s konci k roznýtování	dobrá	h11	1,6	D11	6,3	
Kuželové	špatná	h11	0,8 1,6	H11	1,6	Možno častěji rozebírat
Rýhované a hřeby	velmi dobrá	h11	1,6	H11	12,5	Možno častěji rozebírat

Namáhání a výpočet kolíkových spojů

Pět nejčastějších případů namáhání a výpočtu kolíkových spojů je v tab. 22. Dovolená napětí jsou v tab. 23.

Při předběžném návrhu se průměry kolíků volí podle přiřazení ke hřídelům a čepům (ČSN 02 2011) nebo se navrhuji podle uvedených empirických vzorců.

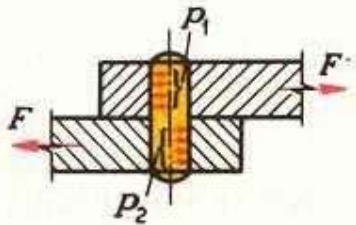
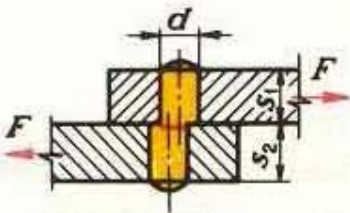
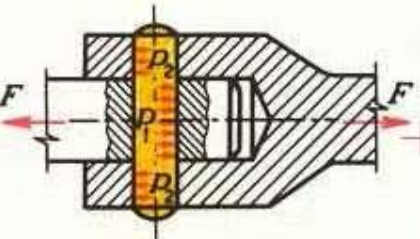
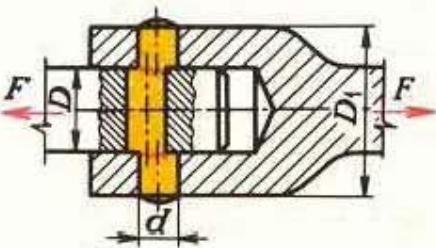
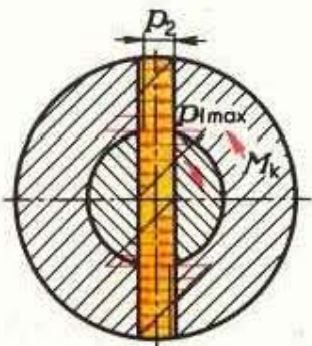
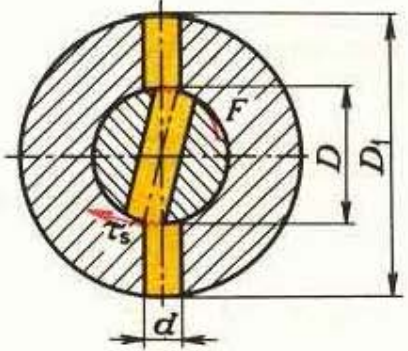
Příklady výpočtu

1. Vypočtete průměr kolíku (obr. 51), který je namáhán při klidném zatížení silou $F = 10\text{ kN}$. Materiál kolíku je 11 600, spojovaných součástí 42 2415.

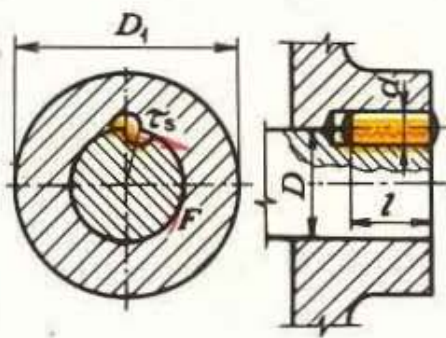
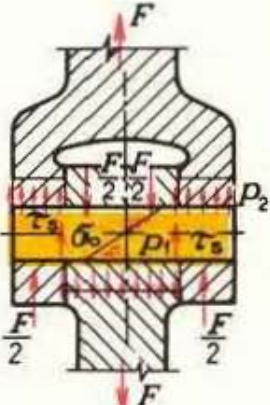
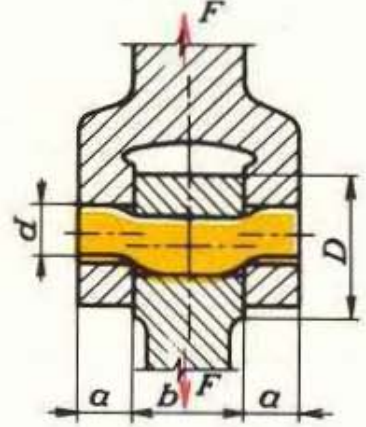
1. Z tabulky 23 určíme dovolená napětí:

$$\tau_{Ds} = 85\text{ MPa}, \quad p_D = 70\text{ MPa}.$$

Tab. 22. Dimenzování kolíkových spojů

Druh kolíku a způsob zatížení	Porušení a empirické vzorce pro návrh	Postup výpočtu
Zajišťovací, spojuje 2 desky, příčná síla 		Smyk kolíku: $\tau_s = \frac{F}{\frac{1}{4}\pi \cdot d^2} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2}$ Tlak v deskách: $p_1 = \frac{F}{d \cdot s_1}, \quad p_2 = \frac{F}{d \cdot s_2}$
Příčný, v táhle a objímce, příčná síla 	$d = 0,2 \text{ až } 0,3 D$ $D_1 = 1,5 \text{ až } 2 D$ pro ocel a ocel na odlitky $D_1 = 2,5 D$ pro šedou litinu 	Smyk kolíku: $\tau_s = \frac{F}{2 \cdot \frac{1}{4}\pi \cdot d^2} = \frac{2F}{\pi \cdot d^2}$ Tlak v táhle: $p_1 = \frac{F}{D \cdot d}$ Tlak v objímce: $p_2 = \frac{F}{(D_1 - D) \cdot d}$
Radiální, krouticí moment 	$d = 0,2 \text{ až } 0,3 D$ (nebo ČSN 02 2011) $D_1 = 1,5 \text{ až } 2 D$ pro ocel a ocel na odlitky $D_1 = 2,5 D$ pro šedou litinu 	Smyk kolíku: $\tau_s = \frac{F}{2 \cdot \frac{1}{4}\pi \cdot d^2} = \frac{4M_k}{\pi \cdot d^2 \cdot D}$ Tlak v hřídeli: $p_{1 \max} = \frac{3F}{D \cdot d} = \frac{6M_k}{D^2 \cdot d}$ Tlak v náboji: $p_2 = \frac{2F \cdot D}{d \cdot (D_1^2 - D^2)} = \frac{4M_k}{d \cdot (D_1^2 - D^2)}$ Kroucení hřídele: $\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$ $W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \left(1 - 0,9 \frac{d}{D} \right)$

Pokračování

Podélný (spárový), krouticí moment 	$d = 0,13 \text{ až } 0,16 D$ $l = 1 \text{ až } 1,5 D$ 	Smyk kolíku: $\tau_s = \frac{F}{d \cdot l} = \frac{2M_k}{D \cdot d \cdot l}$ Tlak v hřídeli i náboji: $p_1 = p_2 = \frac{2F}{d \cdot l} = \frac{4M_k}{D \cdot d \cdot l} = 2\tau_s$ Kroucení hřídele: $\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16M_k}{\pi \cdot D^3}$
Kloubový nebo čep v tahu, ohybový moment 	$b = 1,5 \text{ až } 1,7 d$ $a = \frac{b}{2} \text{ až } 3,5$ $D = 2,5 d \text{ pro ocel}$ $D = 3,5 d \text{ pro šedou litinu}$ 	Ohyb čepu: $\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F(b+2a)}{8 \frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{4F(b+2a)}{\pi \cdot d^3}$ Smyk čepu: $\tau_s = \frac{2F}{\pi \cdot d^2} \quad (\text{zanedbává se})$ Tlak v tahu: $p_1 = \frac{F}{d \cdot b}$ Tlak ve vidlici: $p_2 = \frac{F}{2d \cdot a}$

2. Výpočet průměru d na smyk:

$$\tau_s = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot \tau_{Ds}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^4 \text{ N}}{\pi \cdot 85 \text{ MPa}}} = 12,2 \text{ mm}.$$

3. Kontrola tlaku:

$$p = \frac{F}{d \cdot s} = \frac{10^4 \text{ N}}{12,2 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} = 40,85 \text{ MPa} < p_D.$$

4. Vypočtený průměr zaokrouhlíme na nejbližší normalizovaný rozměr a volíme: kolík 12 × 50 ČSN 02 2153.21.

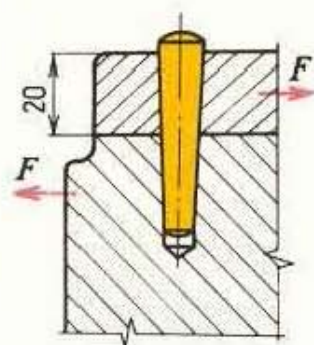
Tab. 23. Dovolená napětí pro kolikové a čepové spoje

Materiál součástí	Nepohyblivá uložení			Točná (kloubová) uložení		
	p_D (MPa)			p_D (MPa)		
	klidné	míjivé	střídavé	klidné	míjivé	střídavé
Ocel tř. 37, 42	84	65	50	30	24	12
Ocel tř. 50, 60						
ušlechtilé a legované oceli	120	90	60	30	24	12
Ocel na odlitky	80	60	40	30	24	12
Šedá litina	70	50	30	40	32	16

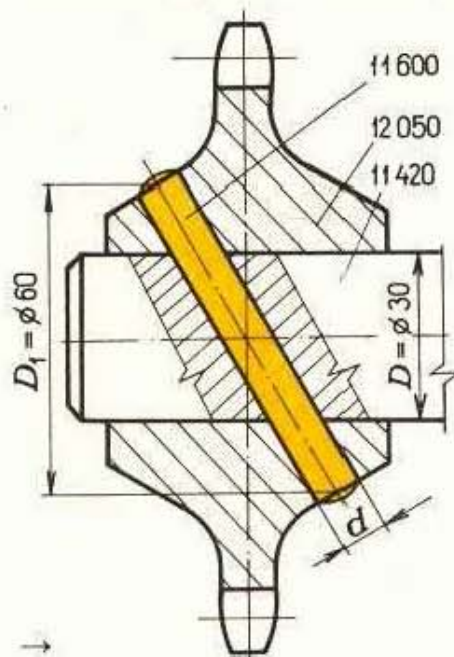
Materiál kolíku (čepu)	σ_{D0} (MPa)			τ_{Ds} (MPa)		
	klidné	míjivé	střídavé	klidné	míjivé	střídavé
11 370, 11 420	80	55	35	50	35	25
11 107, 11 110, 11 500	110	80	50	70	50	35
11 600	130	95	60	85	60	42
11 700, 12 040	150	110	68	100	68	48

Poznámka: Pro rýhované kolíky platí hodnoty o 30 % nižší.

2. Řetězové kolo je připevněno ke hřídeli válcovým kolíkem (obr. 52). Kolo má přenášet krouticí moment $M_k = 48 \text{ N} \cdot \text{m}$ v jednom směru. Poněvadž řetězový převod pracuje s rázy, budeme ve výpočtu uvažovat míjivé namáhání. Jaký průměr d musí mít kolík z materiálu 11 600? (Protože je kolík postaven šikmo, je namáhán smykem a stěny díry v součástech jsou namáhány tlakem větším než u kolíku stojícího kolmo. Pro jednoduchost budeme počítat s kolíkem stojícím kolmo a dovolená napětí zvětšíme asi o 10 %.)



Obr. 51. Zajišťovací kolík



Obr. 52. Řetězové kolo připojené k hřídeli příčným kolíkem

1. Výpočet obvodové síly na hřídeli:

$$F = \frac{2M_k}{D} = \frac{2 \cdot 48 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{30 \text{ mm}} = 3\,200 \text{ N}.$$

2. Stanovení dovoleného smykového napětí (*tab. 23*):

$$\tau_{Ds} = 1,1 \cdot 60 \text{ MPa} = 66 \text{ MPa}.$$

3. Výpočet kolíku na smyk:

$$\tau_s = \frac{2F}{\pi \cdot d^2} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{2F}{\pi \cdot \tau_{Ds}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3\,200 \text{ N}}{\pi \cdot 66 \text{ MPa}}} = 5,6 \text{ mm}.$$

4. Stanovení dovoleného tlaku ve spojovaných součástech (*tab. 23*):

$$p_{D1} = 1,1 \cdot 65 \text{ MPa} = 71,5 \text{ MPa},$$

$$p_{D2} = 1,1 \cdot 90 \text{ MPa} = 99 \text{ MPa}.$$

5. Kontrola tlaku v hřídeli:

$$p_{1\max} = \frac{3F}{D \cdot d} = \frac{3 \cdot 3\,200 \text{ N}}{30 \text{ mm} \cdot 5,6 \text{ mm}} = 57,1 \text{ MPa} < p_{D1}.$$

6. Kontrola tlaku v náboji:

$$p_2 = \frac{2F \cdot D}{d \cdot (D_1^2 - D^2)} = \frac{2 \cdot 3\,200 \text{ N} \cdot 30 \text{ mm}}{5,6 \text{ mm} \cdot (60^2 - 30^2) \text{ mm}^2} = 12,7 \text{ MPa} < p_{D2}.$$

7. Vypočtený průměr kolíku zaokrouhlíme na nejbližší normalizovaný rozměr a volíme: kolík 6×63 ČSN 02 2150.2.

2.2.2 Čepové spoje

Čepy jsou vlastně tlustší válcové kolíky, které jsou obvykle uloženy v součástech s vůlí a vytvářejí tedy kloubové spoje, např. táhel a vidlic. Mohou však též nahrazovat krátké nosné hřídele pojezdových kol, kladek apod. Potom se ale musí pečlivě mazat.

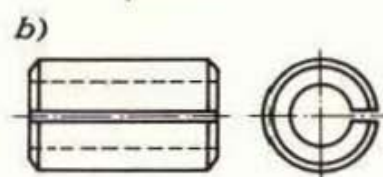
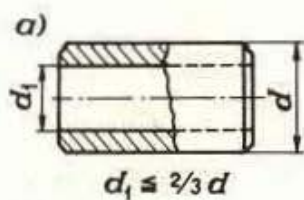
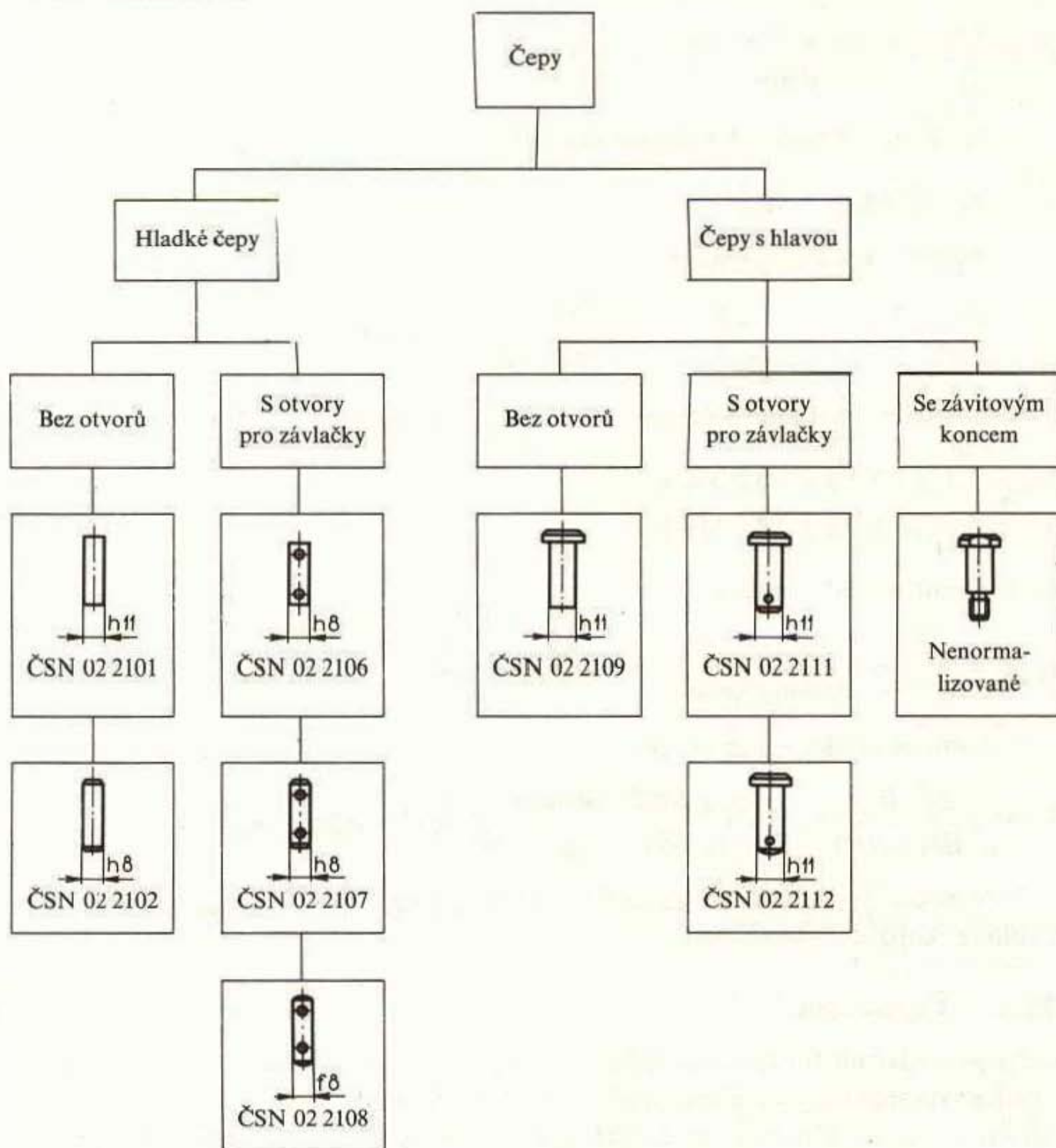
Druhy čepů

Většina čepů je normalizována. Jejich přehled a rozdělení je v *tab. 24*.

Materiál čepů: tažené tyče z automatové oceli, 11 500 nebo 11 600. Obvyklá **uložení čepů:** D11/h11, B11/h11, A11/h11, D9/h8, H8/f8. (Podtržená uložení jsou přednostní.)

Kromě těchto normalizovaných čepů je hospodárné používat duté a pružné duté čepy (*obr. 53*). Čepy zvláště namáhané otěrem (opotřebení) se vyrábějí z cementačních ocelí (např. 12 020, 14 220) a jsou cementovány a kaleny.

Tab. 24. Rozdělení čepů

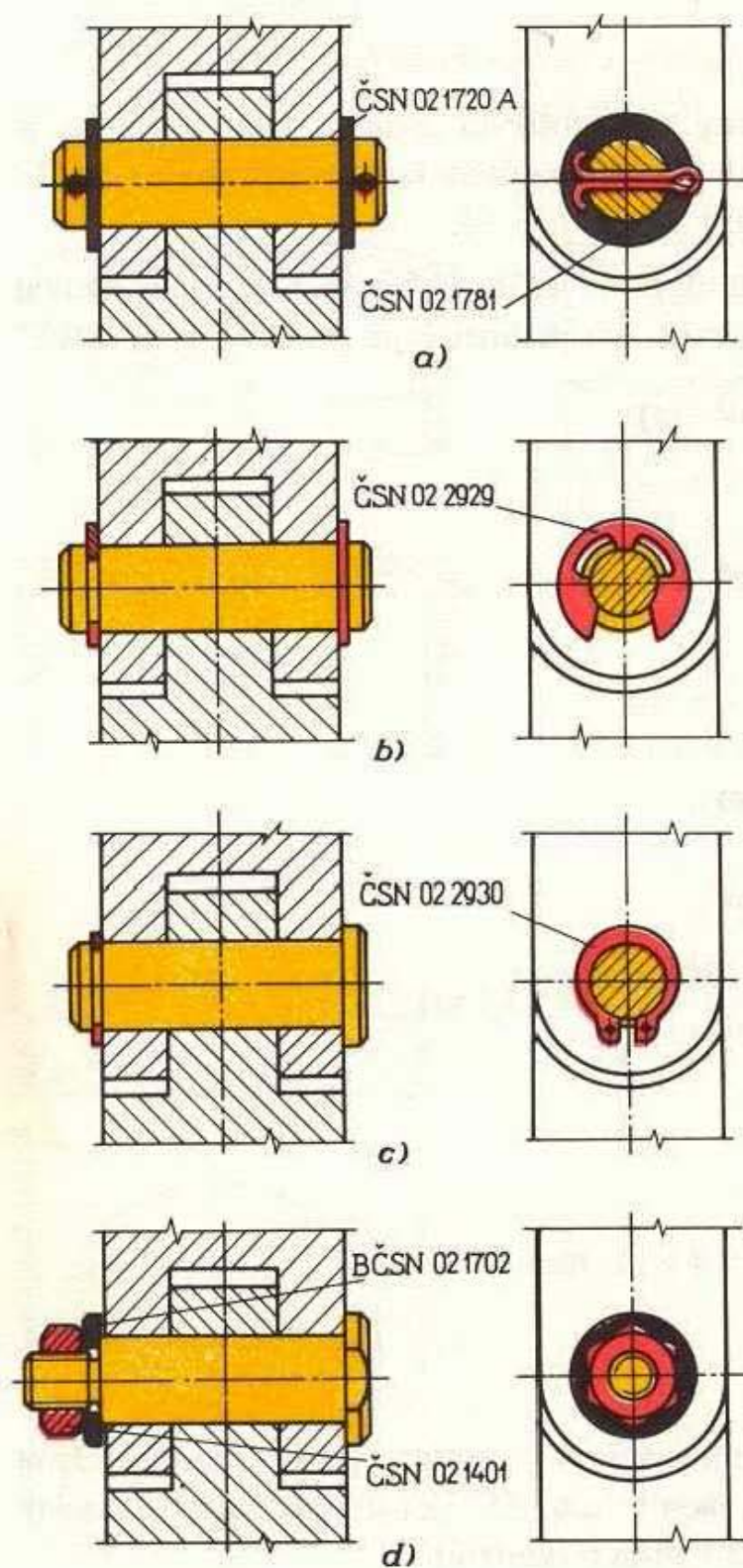


Obr. 53. Duté čepy
 a) dutý čep – úspora materiálu,
 b) pružný dutý čep – úspora materiálu; vystružení díry není nutné – tolerance díry H12

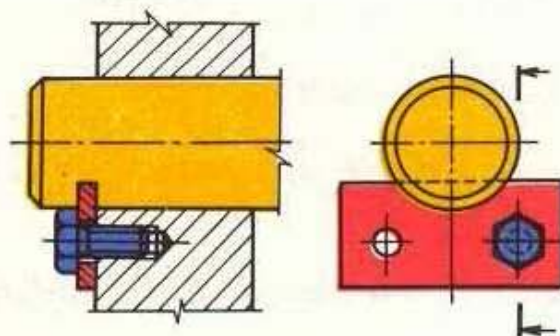
Zajištění čepů a konstrukce čepových spojů

Čepy se proti podélnému posunutí zajišťují: závlačkami (obr. 54a), pojistnými třmenovými kroužky (obr. 54b), pojistnými kroužky (Seegerovými pojistkami) (obr. 54c), drátěnými pojistkami, maticí na závitém konci čepu (obr. 54d) a stavěcími kroužky se závlačkou nebo kuželovým kolíkem.

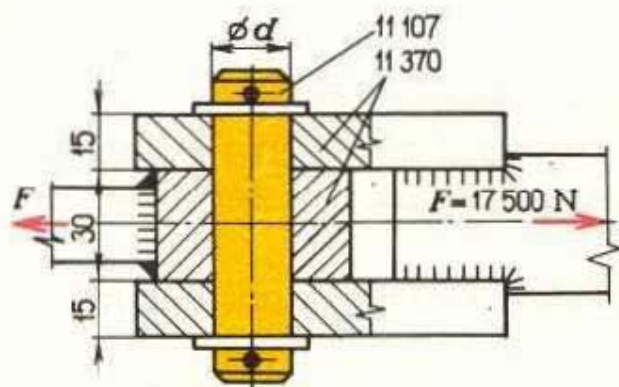
Proti pootočení se čepy zajišťují: kolíky, pojistnými šrouby a přišroubovanou přídržkou (obr. 55).



Obr. 54. Osově zajištění čepů
a) zajištění hladkého čepu závlačkami a podložkami; přiřazení závlaček čepům a šroubům – ČSN 02 2010, b) zajištění hladkého čepu pojistnými třmenovými kroužky, c) zajištění čepu s hlavou pojistným kroužkem (Seegerovou pojistkou), d) zajištění čepu s hlavou a závitem maticí s podložkou. Existují další kombinace jednotlivých druhů čepů s uvedenými druhy pojistek



Obr. 55. Zajištění čepu v součásti proti pootočení pomocí přídržky přišroubované dvěma šrouby s hlavou



Obr. 56. Kloub táhla jeřábové brzdy

Namáhání a výpočet čepových spojů

Protože je čepový spoj téměř shodný s kloubovým spojem pomocí kolíku, je způsob namáhání i pevnostní výpočet shodný s výpočtem kolíkového spoje (tab. 22, případ 5). Dovolená napětí spolu s kolíky jsou v tab. 23.

Příklad výpočtu. Na obrázku 56 je kloub táhla jeřábové brzdy. Budeme uvažovat míjivě působící sílu $F = 17\,500\text{ N}$. Jaký musí být průměr čepu podle ČSN 02 2107?

1. Dovolенý tlak pro tyč a vidlici (tab. 23):

$$p_D = 24\text{ MPa}.$$

2. Výpočet průměru čepu na otláčení:

$$p = \frac{F}{b \cdot d} \leq p_D \Rightarrow d,$$

$$d = \frac{F}{b \cdot p_D} = \frac{17\,500\text{ N}}{30\text{ mm} \cdot 24\text{ MPa}} = 24,3\text{ mm}.$$

3. Kontrola ohybového napětí v čepu:

$$\sigma_o = \frac{4F \cdot (b + 2a)}{\pi \cdot d^3} = \frac{4 \cdot 17\,500\text{ N} \cdot (30 + 30)\text{ mm}}{\pi \cdot (24,3\text{ mm})^3} = 93,2\text{ MPa}.$$

$$\text{Z tabulky 23: } \sigma_{Do} = 95\text{ MPa},$$

$$\sigma_o < \sigma_{Do}, \text{ spoj vyhovuje.}$$

4. Průměr čepu podle ČSN 02 2107: $d = 25\text{ mm}$.

2.2.3 Pojistné kroužky a závlačky

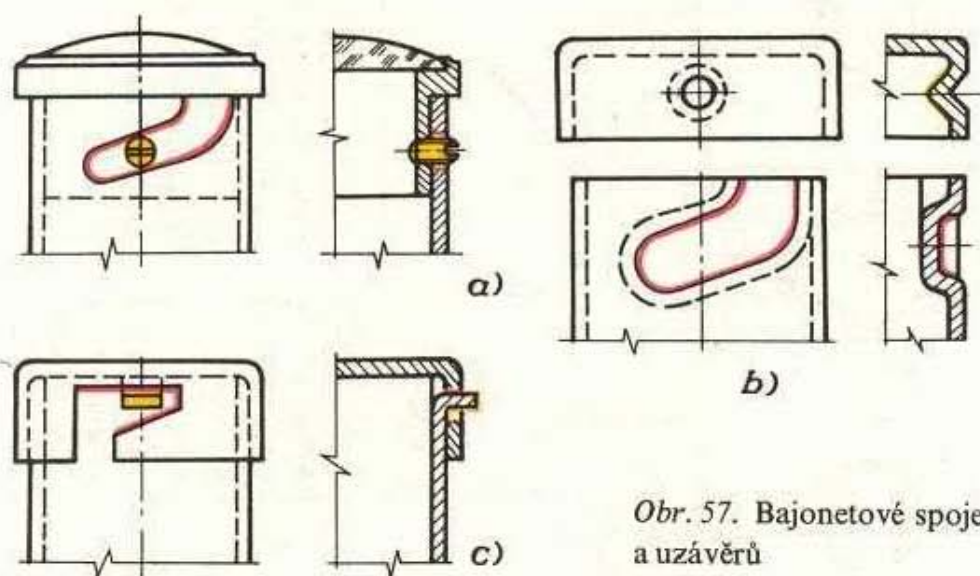
Zajišťují čepy a hřídele proti podélnému (osovému) posunutí a proti vypadnutí. Jsou většinou normalizovány. Jejich druhy jsou v tab. 25. Pojistné kroužky zapadají do drážek buď v hřídelích (vnější), nebo v dírách (vnitřní).

Pojistné kroužky a závlačky se prakticky obvykle výpočtem nekontrolují, ale přiřazují se průměrům čepů a hřídelů (viz příslušné normy). Použití těchto součástí je na *obr. 54*.

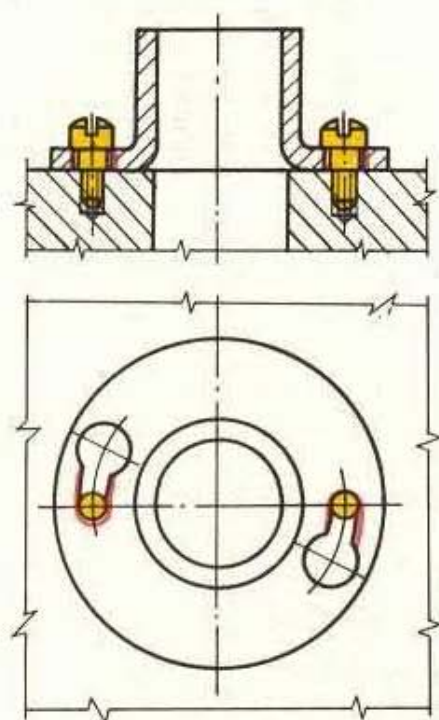
2.2.4 Bajonetové spoje

Jsou to snadno rozebíratelné spoje, u nichž se spojované součásti nejdříve vzájemně zasunou ve směru podélné osy až k dorazu, a pak se proti sobě pootočí. Přitom má jedna součást šroubovitou nebo klínovou drážku, do níž dosedají silovým stykem tvarové výstupky nebo čepy druhé součásti. Jde tedy o spoje s kombinovaným stykem (tvarovým a silovým).

Používají se ve stavbě přístrojů u víček, uzávěrů apod. (*obr. 57*). Podobné spoje jsou možné i u plochých součástí (*obr. 58*).

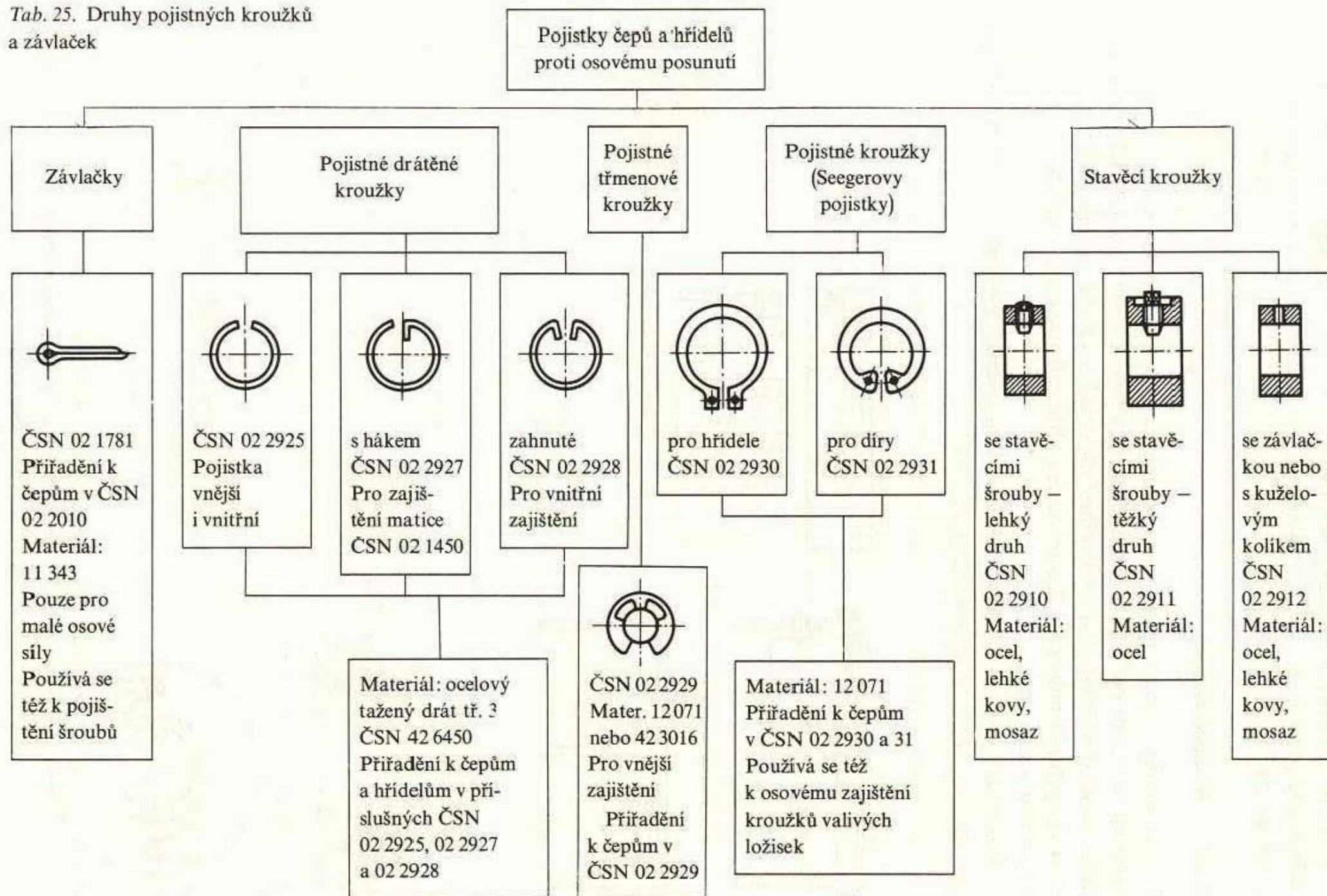


Obr. 57. Bajonetové spoje víček a uzávěrů



Obr. 58. Bajonetový spoj plochých součástí

Tab. 25. Druhy pojistných kroužků a závlaček



2.2.1 Kolíkové spoje

1. Zdůvodněte potřebu použití kolíkových spojů.
2. Jaké jsou výhody kolíkových spojů?
3. Zdůvodněte, proč má být pevnost kolíků vyšší než pevnost spojovaných materiálů. Co se stane, je-li jejich pevnost nižší než spojovaných součástí?
4. Je třeba pojistit kolo na hřídeli. Volte druh kolíku a určete postup práce.
5. Jaké přednosti má použití rýhovaných kolíků?
6. Proč se používají při spojování strojních součástí pomocí šroubů někdy ještě kolíky?
7. Proveďte návrh a kontrolu kolíkového spoje táhla a objímky podle obrázku v *tab. 22, případ 2*. Síla v táhle $F = \pm 3\,500\text{ N}$ (střídavá), materiál táhla i objímky je 11 373, materiál kolíku 11 600. [$d = 8\text{ mm}$, $D = 28\text{ mm}$, $D_1 = 45\text{ mm}$]
8. Spojení řemenice s hřídelem spárovým kolíkem (*tab. 22, případ 4*) má přenášet míjivý krouticí moment $M_k = 53\text{ N}\cdot\text{m}$ v jednom směru. Hřídel má průměr $D = 28\text{ mm}$, je z materiálu 12 050.6 (zušlechťeno na 750 MPa), řemenice je z litiny 42 2420 a kolík je 6×28 ČSN 02 2153.22. Vyhovuje spoj požadavkům? [$\tau_s = 22,5\text{ MPa}$, $p = 45\text{ MPa}$, $\tau_k = 12,3\text{ MPa}$, vše menší než dovolené hodnoty, spoj vyhovuje]

2.2.2 Čepové spoje

1. Jaký je účel čepů?
2. Které normalizované čepy znáte? Naskicujte je.
3. Je nutno díry pro normalizované čepy vystružit?
4. Dutý čep o vnějším průměru $d = 125\text{ mm}$ a vnitřním průměru $d_1 = 80\text{ mm}$ přenáší ohybový moment $15\,700\text{ N}\cdot\text{m}$. Vypočítejte průměr plného čepu, který přenesení totéž ohybové zatížení. O kolik procent bude plný čep těžší než dutý? [$d' = 117,6 = 120\text{ mm}$, o 56 %]

2.3 Spoje hřídele s nábojem

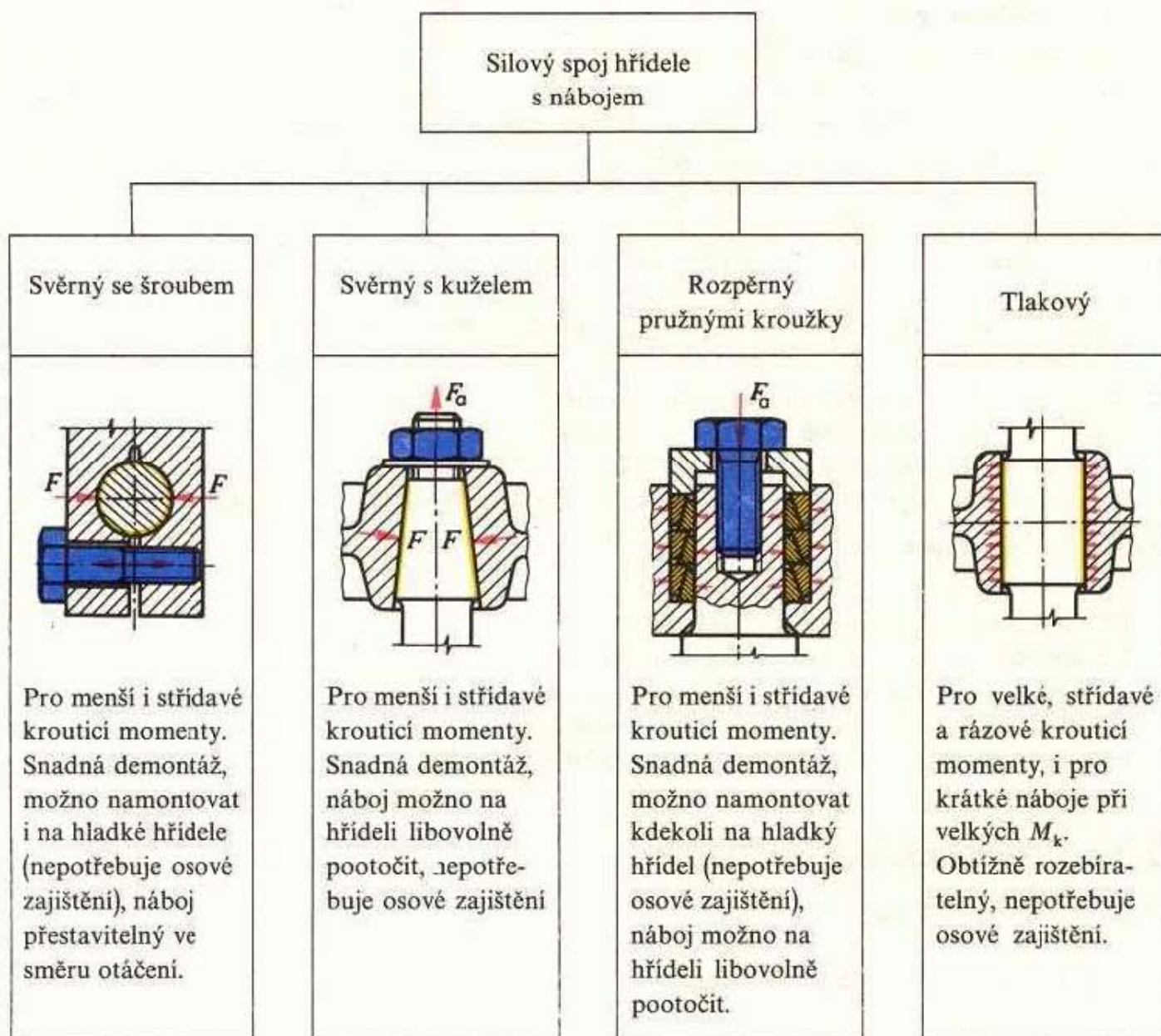
Přehled spojů je v *tab. 26*.

Tab. 26. Rozdělení spojů hřídele s nábojem

**2.3.1 Spoje se silovým stykem**

U spoje náboje s hřídelem silovým stykem vzniká v tlakové spáře mezi spojovanými součástmi tlak, který při přenášení krouticího momentu z náboje na hřídel nebo naopak způsobuje ve spáře svěrné síly a momenty opačného smyslu než vnější síly a momenty, které spoj namáhají. Druhy, účel a použití těchto spojů jsou v *tab. 27*.

Tab. 27. Druhy silových spojů hřídele s nábojem



Tab. 28. Hodnoty součinitele sevření při silovém spojení náboje s hřídelem

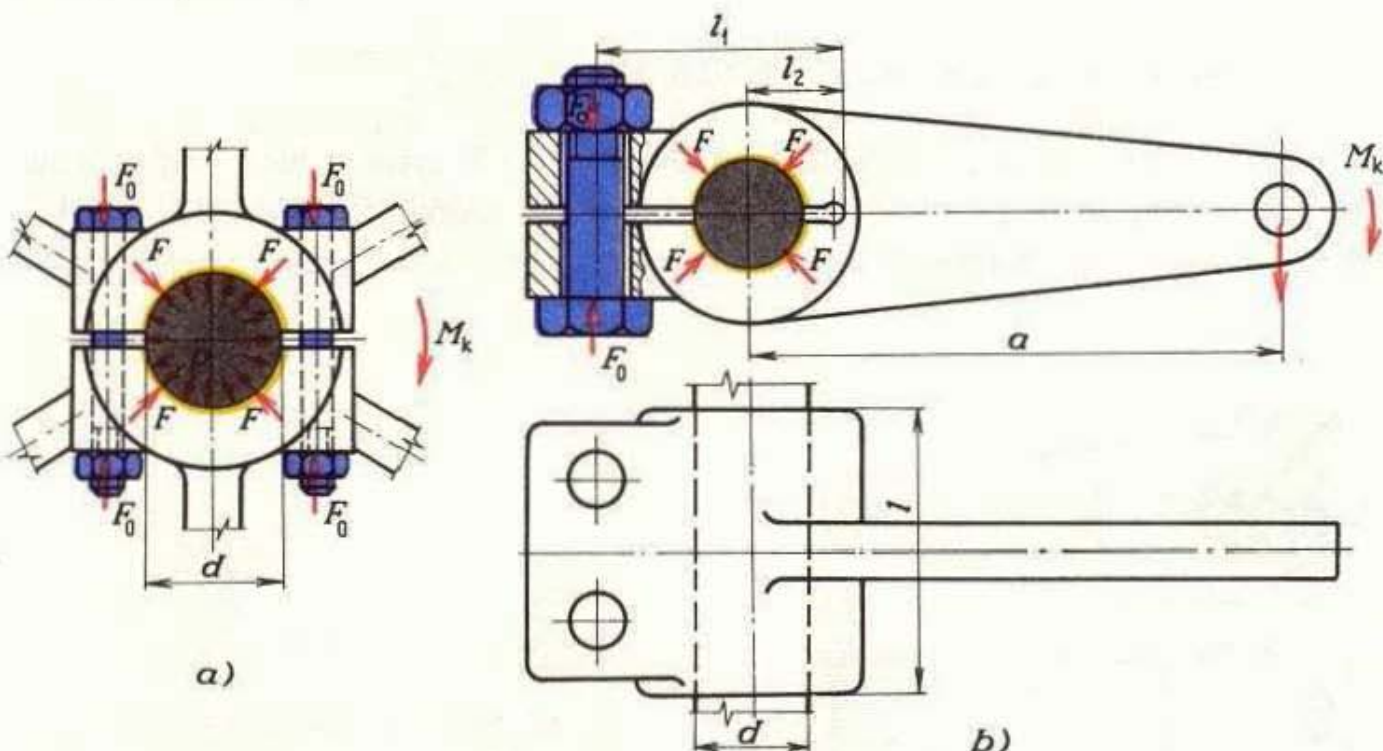
Dvojice materiálu	Součinitel sevření v	
	suché plochy	mazané plochy
ocel/ocel nebo ocel na odlitky	0,065 až 0,16	0,055 až 0,12
ocel/šedá litina nebo bronz	0,15 až 0,2	0,03 až 0,06
šedá litina/šedá litina nebo bronz	0,15 až 0,25	0,02 až 0,1
ocel/lehké slitiny	0,05 až 0,06	
ocel/mosaz	0,05 až 0,14	

Velikost svěrné síly je závislá na velikosti plochy tlakové spáry, na součiniteli sevření v , jehož hodnoty jsou v tab. 28 a na stykovém tlaku, který je omezen dovoleným tlakem p v průmětu stykové plochy náboje a hřídele. Pro ocelový hřídel a náboj

z oceli nebo z oceli na odlitky je $p_D = 50$ až 90 MPa, pro náboj ze šedé litiny $p_D = 30$ až 50 MPa (vyšší hodnoty pro tlakové spoje).

Svěrné spoje se šroubem

Konstrukčně možno tyto spoje provést buď s děleným, nebo s rozříznutým nábojem (obr. 59).



Obr. 59. Provedení svěrných spojů

a) šroubem s děleným nábojem, b) šroubem s rozříznutým nábojem

Výpočet spoje.

1. Potřebný stykový tlak (tlak ve stykových plochách náboje a hřídele):

a) u děleného náboje:
$$p = \frac{n \cdot F_0}{d \cdot l} \leq p_D,$$

b) u rozříznutého náboje:
$$p = \frac{n \cdot F_0 \cdot l_1}{d \cdot l \cdot l_2} \leq p_D,$$

kde n je počet šroubů ve spoji.

2. Obvodová svěrná síla (odpor svěrného spojení proti vzájemnému pootočení vnější a vnitřní součásti):

$$F_{sv} = \sum F \cdot v = \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot v,$$

kde v je součinitel sevření (tab. 28).

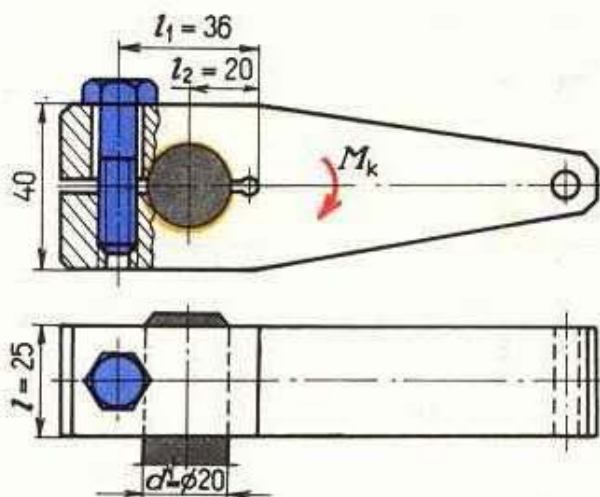
4. Bezpečnost proti skluzu: $k_s = M_{sv}/M_k = 1,8.$

5. Síla předpětí ve šroubech:

- a) u děleného náboje:
$$F_0 = \frac{2k_s \cdot M_k}{n \cdot \pi \cdot \frac{1}{2}d \cdot v};$$
- b) u rozříznutého náboje:
$$F_0 = \frac{2k_s \cdot M_k \cdot l_2}{n \cdot \pi \cdot d \cdot v \cdot l_1}.$$

Uložení náboje na hřídeli: shodné (H7/k6, H8/k7, H6/k5).

Příklad výpočtu. Páka řadicího ústrojí z oceli 11 370 svírá hřídel jedním šroubem (obr. 60). Spoj má přenášet maximálně krouticí moment $M_k = 20 \text{ N} \cdot \text{m}$. Jak velký musí být šroub, bereme-li bezpečnost proti skluzu $k_s = 1,8$?



Obr. 60. Svěrný spoj jednoramenné páky s hřídelem

1. Síla předpětí:
$$F_0 = \frac{2k_s \cdot M_k \cdot l_2}{n \cdot \pi \cdot d \cdot v \cdot l_1}.$$

Z tabulky 28: $v = 0,065$ až $0,16$; volíme $v = 0,1$,

$$F_0 = \frac{2 \cdot 1,8 \cdot 20\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 20 \text{ mm}}{1 \cdot \pi \cdot 20 \text{ mm} \cdot 0,1 \cdot 36 \text{ mm}} = 6\,366 \text{ N}.$$

2. Kontrola stykového tlaku:

$$p = \frac{n \cdot F_0 \cdot l_1}{d \cdot l \cdot l_2} = \frac{1 \cdot 6\,366 \text{ N} \cdot 36 \text{ mm}}{20 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} = 23 \text{ MPa} < p_D,$$

spoj vyhovuje.

3. Velikost šroubu určíme z tabulky dovolených sil ve šroubu (tab. 15).

Možnosti: M 5 – 10K, M 6 – 8G, M 8 – 5D.

Podle norem a výrobního programu volíme šroub $M 6 \times 35$ ČSN 02 1131.50 a kontrolujeme bezpečnost na mezi kluzu:

$$\sigma = \frac{F_0}{S_v} = \frac{6\,366 \text{ N}}{20,1 \text{ mm}^2} = 316,7 \text{ MPa},$$

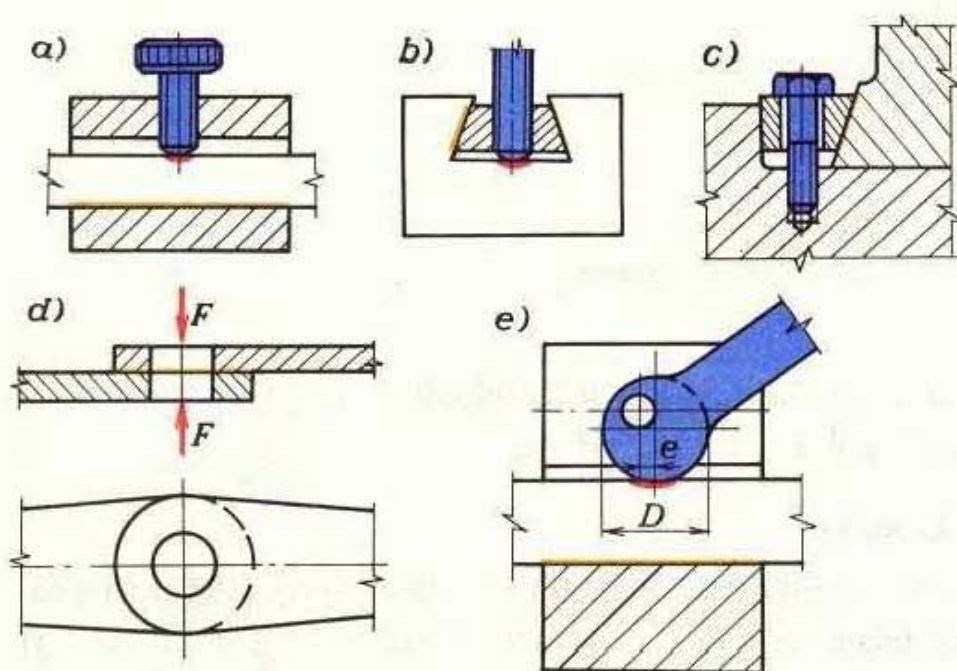
$$\sigma_K = 640 \text{ MPa},$$

$$k_K = \frac{\sigma_K}{\sigma} = \frac{640 \text{ MPa}}{316,7 \text{ MPa}} = 2, \text{ vyhovuje.}$$

4. Utahovací moment:

a) potřebný $M_{U\min} = k \cdot F_0 \cdot d = 0,12 \cdot 6\,366 \text{ N} \cdot 6 \text{ mm} = 4\,583,5 \text{ N} \cdot \text{mm},$

b) přípustný $M_{U\max} \leq M_D = 11 \text{ N} \cdot \text{m} \text{ (tab. 15).}$



Obr. 61. Další svěrné spoje

a) s celistvým nábojem, b) vzepřením vnitřní součásti, c) klínem, d) plošný spoj šroubem, e) výstředníkem

Utahovací moment musí být nejméně $4,58 \text{ N} \cdot \text{m}$ a nesmí překročit hodnotu $11 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Další příklady konstrukce svěrných spojů jsou na obr. 61.

Svěrné spoje s kuželem

U kuželových svěrných spojů je styčnou třecí plochou kužel a k tření potřebný stykový tlak je vyvolán osovou silou ve šroubu F_a (obr. 62). Pro přenos větších krouticích momentů je možno použít ve spoji ještě těsné nebo kotoučové pero. Spoje lze použít na konci hřídele. Kuželové konce hřídelů jsou normalizovány.

Výpočet spoje.

Svěrný moment: $M_{sv} = k_s \cdot M_k = \pi \cdot p \cdot v \cdot d_s \cdot l \cdot \frac{1}{2} d_s$.

Z toho vyplývá stykový tlak ve spáře:

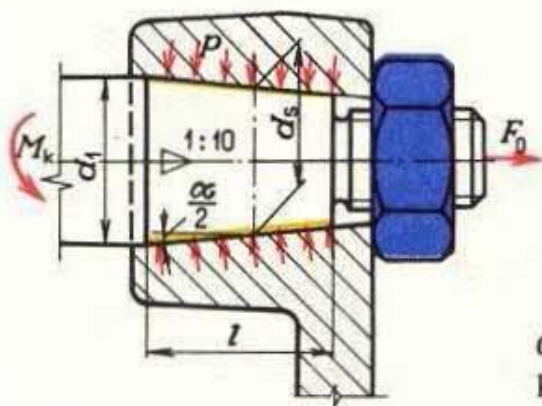
$$p = \frac{2k_s \cdot M_k}{\pi \cdot v \cdot d_s^2 \cdot l}$$

Osová síla ve šroubu, na kterou musí být šroub předeptat, $F_a = F_0$ je:

$$F_a = \frac{2k_s \cdot M_k}{v \cdot d_s} \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{1}{2} \alpha + \varphi \right),$$

kde d_s je střední průměr stykové kuželové plochy,

α – vrcholový úhel kužele.

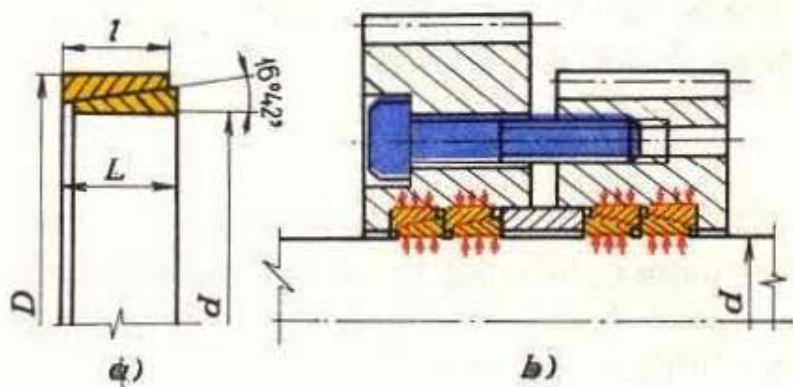


Obr. 62. Svěrný spoj kuželového konce hřídele s nábojem

Pro normalizovaný kuželový konec hřídele, kde je kuželovitost 1 : 10, tedy $\alpha = 5,71^\circ$ a pro $f = v = 0,065$ ($\varphi = 3,72^\circ$), je $F_a \doteq 3,6k_s \cdot M_k/d_s$.

Rozpěrné spoje s pružnými kroužky

Pružné kroužky jsou rozpínací součásti (obr. 63a) pro silové spojení hřídelů s náboji (obr. 63b) v libovolném místě na hladkém hřídeli. Používá se jednoho až čtyř párů kuželových kroužků vždy s vnějším a vnitřním kuzelem. Stažením spoje v axiálním směru jedním nebo více upínacími šrouby se rozepřou jednotlivé páry kuželových kroužků jak proti hřídeli, tak i náboji a zajistí se silový spoj.



Obr. 63. Spoj pružnými kroužky
a) pár pružných kuželových kroužků,
b) upevnění ozubených kol na
hladkém hřídeli pružnými kroužky
a upínacími šrouby

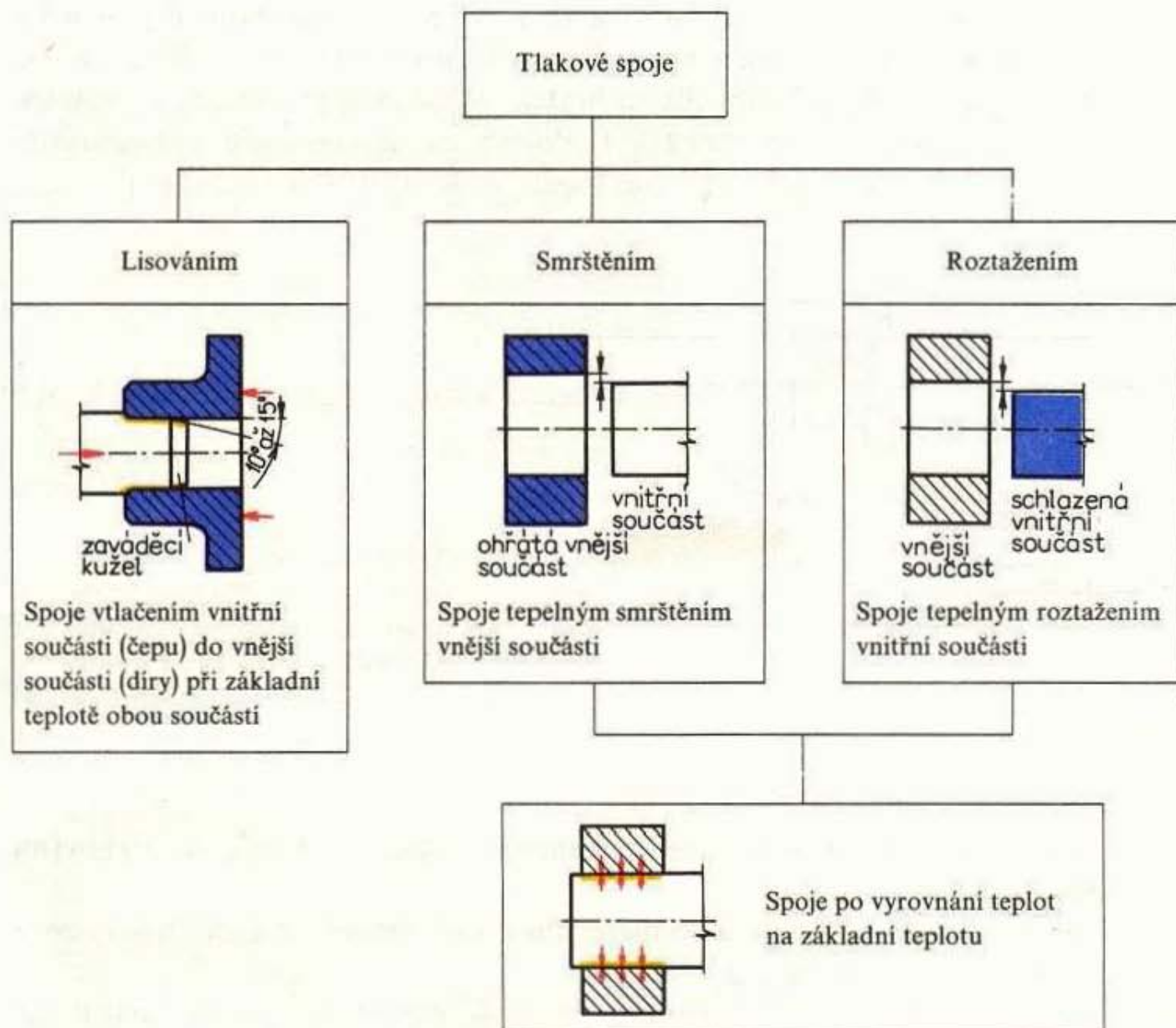
Tyto spoje jsou vhodné pro upevnění ozubených kol, setrvačníků, řemenic, řetězových kol, brzdových a spojkových kotoučů apod. Tolerance díry v náboji pro kroužky je u menších průměrů H7, u větších H8. Tolerance hřídele pro menší průměry je h6 a pro větší průměry h8.

Tlakové spoje

Takto se nazývají podle ČSN 01 4215 spojení součástí vzájemným tlakem jejich válcovitých nebo kuželovitých částí (tab. 29). Dřívější název, spoje nalisované, zahrnuje pouze jeden druh tlakových spojů.

Tlakové spoje se stále častěji používají pro svou snadnou a levnou výrobu a široké použití (jsou vhodné i pro rázová a střídavá namáhání). Hřídele nejsou zeslabeny drážkami, vnitřní a vnější díl jsou přesně soustředné. Předpokladem pro dobrý tlakový spoj je přesný výpočet a dodržení rozměrů (přesahy, tolerance). Tlakovými spoji se ušetří materiál a spojovací součásti a zkrátí se výrobní čas.

Tab. 29. Rozdělení tlakových spojů



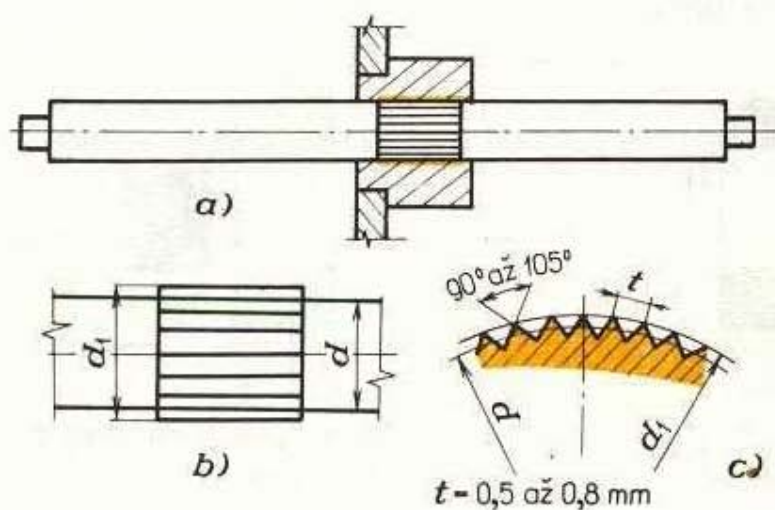
Příklady použití jsou nákrůžky hřídelů, vnitřní kroužky valivých ložisek, náboje spojek, ozubená kola, ozubené věnce na tělese kola, nákolky kol železničních vagónů, tělesa kol na hřídeli (oběžná kola parních turbín), vložky kluzných ložisek do skříní, vložky válců spalovacích motorů, složené klikové hřídele, zděře na nábojích dělených kol (setrvačníků, řemenic), ventilová sedla atd.

Tlakové spoje lisováním se provádějí mechanickými nebo hydraulickými lisy nebo různými přípravky. Narážení kladivem se dnes používá pouze výjimečně u malých součástí a v kusové výrobě. Při tomto způsobu je nutno použít menší přesahy. Čep musí mít na konci tzv. *zaváděcí kužel* (tab. 29).

Při *tlakovém spojení smrštěním nebo roztažením* jsou spojované součásti volně složeny při určité teplotě a teprve po dosažení pracovní teploty vzniká mezi nimi potřebný tlak. Někdy se použijí (pro velké přesahy) oba způsoby zároveň, tj. ohřátí vnější součásti a ochlazení vnitřní součásti.

Moderní způsob tlakového spoje, který nahrazuje předchozí dva způsoby a používá se např. při montáži valivých ložisek, je tzv. *hydraulická montáž*, popř. *demontáž*. Vůle potřebná pro vložení vnitřní části do vnější vznikne tlakem oleje, přivedeným do tlakové spáry.

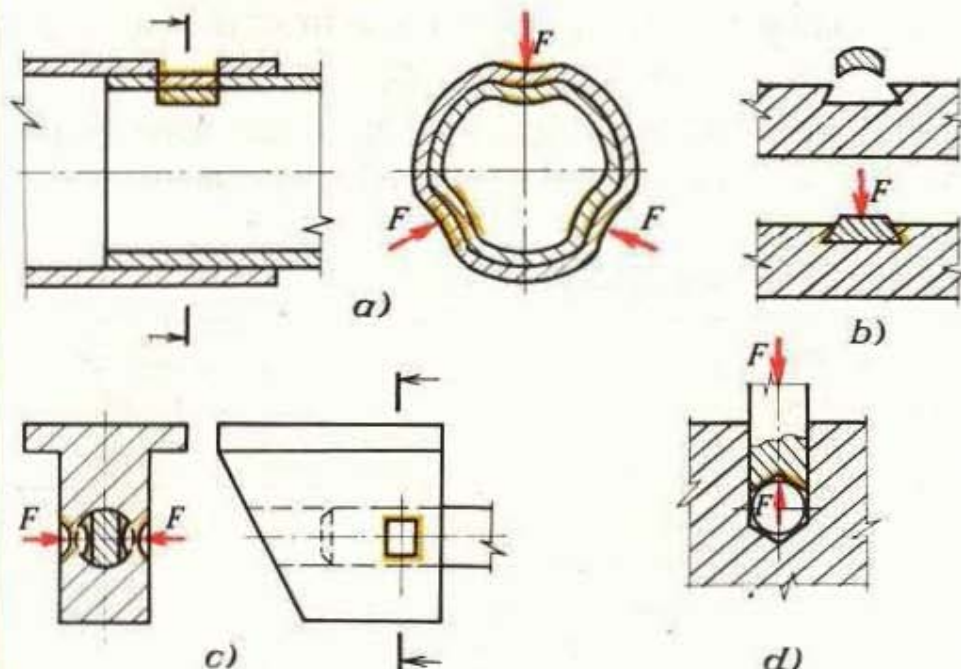
Ve stavbě přístrojů se často používá *tlakový spoj s rýhovaným čepem* nebo otvorem (obr. 64), který je velmi hospodárný při hromadné výrobě. Rýhování se provede na tvrdší součásti (zpravidla na hřídeli). Používá se pro hřídele o průměru 2 až 10 mm. Tolerance hřídele jsou h9 (h11). Průměr díry je o něco větší než jmenovitý průměr hřídele: $D = d + 0,08$ až 0,2 mm (podle velikosti rozteče rýhování t).



Obr. 64. Tlakové spoje
a) nalisováním s rýhovaným čepem,
b) rýhovaný čep hřídele, c) detail
rýhovaného profilu

Výhody

1. Postačí hrubší tolerance než u tlakových spojů s hladkými stykovými plochami.
2. Ostré výstupky se zaříznou do materiálu druhé součásti, což zajišťuje dobrou bezpečnost proti obvodovému skluzu.
3. Při spojení podle obr. 64a nemusí být vnější součást nalisována v celé délce.



Obr. 65. Tlakové spoje dodatečnou změnou tvaru

a) spojení trubek naříznutím a prolisováním, b) rozlisování dražšího materiálu do rybinovité drážky, c) prolisování pouzdra do zářezu v čepu, d) rozlisování konce čepu do okolního materiálu pomocí kuličky

Nevýhody

Po nalisování není zajištěna tak přesná souosost jako u hladkých součástí.

Jiný způsob tlakového spoje používáný zejména u přístrojů, kde není nutná naprostá souosost, je *tlakový spoj dodatečnou změnou tvaru* (obr. 65). U tohoto spoje se součásti smontují volně a dodatečnou změnou tvaru vnější nebo vnitřní součásti se dosáhne pevného spojení. Spojované součásti je možno vyrobit s menší přesností, tedy levněji. Nevýhodou je nezaručená souosost.

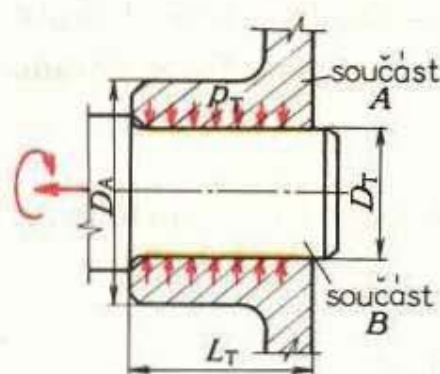
Výpočet únosnosti tlakových spojů a určení přesahu

Tlakový spoj (obr. 66) může přenášet buď osovou tažnou sílu

$$F < F_{sv} = \pi \cdot D_T \cdot L_T \cdot p_T \cdot v,$$

nebo krouticí moment

$$M_k < M_{sv} = \pi \cdot \frac{1}{2} D_T^2 \cdot L_T \cdot p_T \cdot v, \text{ kde } v \text{ je součinitel sevření (tab. 28).}$$



Obr. 66. Tlakový spoj pro výpočet únosnosti a určení přesahů

Přesný výpočet válcových tlakových spojů podává ČSN 01 4216. Nejmenší přesah $\Delta_{\min}$ vypočteme přibližně z rovnice $\varepsilon_{\min} = \Delta_{\min}/D_T$. (Přibližné hodnoty $\varepsilon_{\min}$ jsou v *tab. 30*.) Podle nejmenšího přesahu $\Delta_{\min}$ se pak v tabulkách najde nejbližší příslušné uložení, přičemž se doporučují uložení uvedená v *tab. 30*.

Tab. 30. Doporučená uložení tlakových spojů a přibližné poměrné přesahy

Druh spoje	Průměr spoje (mm)	Uložení	Poměrný přesah ε (‰)
Lisované	do 160	H6/r5, H6/s5 H7/r6, H7/s6, H7/s7	0,4
	nad 160	H8/r7, H8/s7, H8/s8	
Smrštěním nebo roztažením Náboj z bronzu	do 160	H7/s6, H7/s7, H7/t6 H8/s7, H8/s8	0,4 až 0,63
	nad 160	H8/t7 H9/s8, H9/s9, H9/t8	
Náboj z šedé litiny	do 160	H7/t6, H7/u6, H7/u7 H8/t7, H8/u7, H8/u8	0,63 až 1
	nad 160	H9/t8, H9/u8, H9/u9	
Náboj z oceli	do 160	H7/u6, H7/u7 H8/u7, H8/u8	1 až 1,25
		H7/x6, H8/x7 ¹⁾	1,6 až 2
	nad 160	H9/u8, H9/u9 H9/x8 ¹⁾	1 až 1,25 1,6 až 2

¹⁾ Uložení H/x až H/z zanechávají ve spojovaných součástech tvárné deformace.

Příklad výpočtu. Na plný ocelový hřídel o průměru $D_T = 20$ mm má být tlakově (smrštěním) upevněn kroužek z materiálu 11 500 o vnějším průměru $D_A = 40$ mm. Navrhněte toto uložení.

1. Volíme podle *tab. 30* pro ocelový náboj $\varnothing 20$ mm a tlakový spoj smrštěním:

$$\varepsilon_{\min} = 0,001,$$

$$\text{minimální přesah: } \Delta_{\min} = \varepsilon_{\min} \cdot D_T = 0,001 \cdot 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ mm}.$$

2. Pro doporučená uložení z *tab. 30* najdeme ve ST nejmenší přesahy:

$H7/u6 - 20 \mu\text{m}$, $H8/u7 - 8 \mu\text{m}$,

$H7/u7 - 20 \mu\text{m}$, $H8/u8 - 8 \mu\text{m}$.

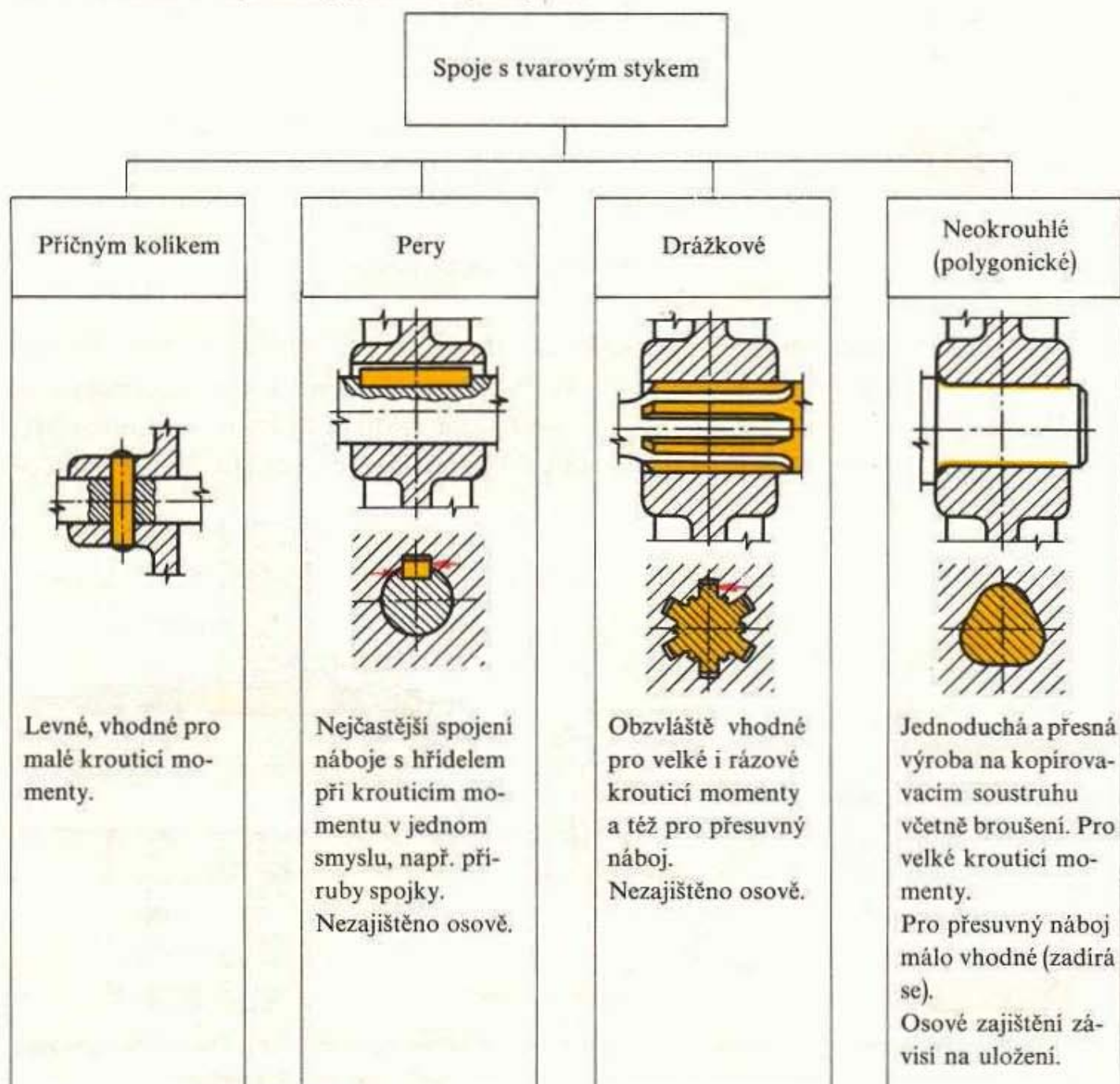
Zvolíme uložení $H7/u6$ s $\Delta_{\min} = 20 \mu\text{m}$ a $\Delta_{\max} = 54 \mu\text{m}$.

2.3.2 Spoje s tvarovým stykem

U unášených spojů se přenášejí síly a momenty pouze tvarovým stykem, tj. v plochách, které se dostanou do styku působením přenášených sil. Jsou použitelné jen tehdy, jestliže má síla stále stejný smysl. Při střídavých silách se musí přidat další dvojice styčných ploch. To často způsobuje obvodovou vůli, která může vést k uvolnění a vytlučení spoje. Pro střídavá zatížení jsou vhodnější předepjaté tvarové spoje (kap. 2.3.3).

Druhy a použití spojů s tvarovým stykem jsou v *tab. 31*.

Tab. 31. Rozdělení a použití spojů s tvarovým stykem



Spoje s příčným kolíkem

(Byly probrány v kap. 2.2.1.)

Spoje pery

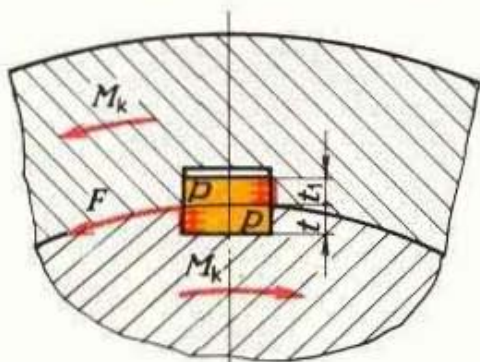
Při spojení hřídele s nábojem pery tlačí boční stěny drážky na boční stěny pera a naopak (obr. 67). Velikost tlaku je

$$p = \frac{F}{t_1 \cdot l} = \frac{2M_k}{d \cdot t_1 \cdot l} \leq p_D.$$

Dovolený tlak bývá u šedé litiny: $p_D = 40$ až 50 MPa,

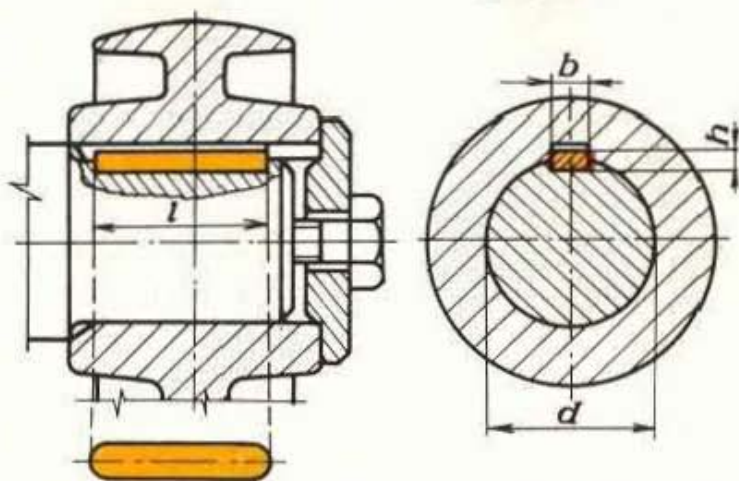
u oceli a oceli na odlitky: $p_D = 90$ až 100 MPa.

V praxi se většinou pera nepočítají a nekontrolují. Jsou normalizována a v normě je přiřazení pera k průměru hřídele i veškeré úchytky a tolerance (viz ST).

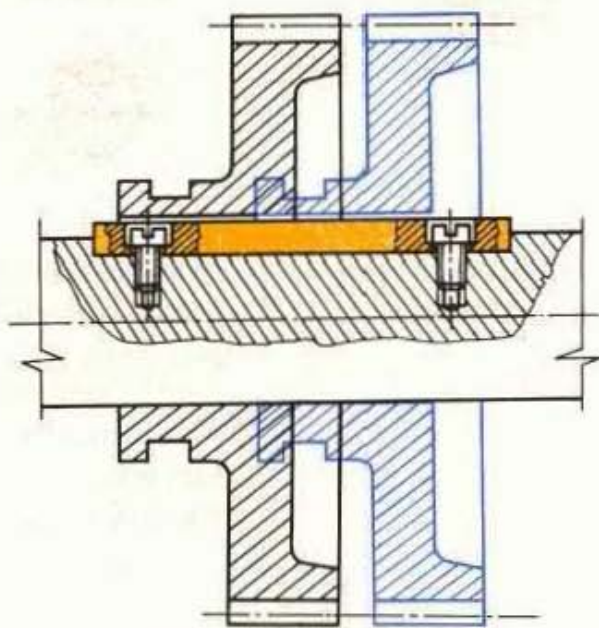


Obr. 67. Působení sil u spoje perem

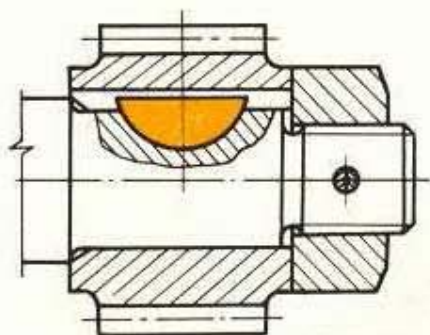
Nejčastěji se používají *těsná pera* (obr. 68). Pro posuvné náboje se hodí *výměnná pera*, která se přišroubují do drážky (obr. 69). Pro přenos menších krouticích momentů slouží levnější kotoučová pera (obr. 70), používaná často u kuželových konců hřídelů, a někdy i pro zajištění svěrných spojů. Materiál per je ocel 11 600, u kotoučových per též 14 240.



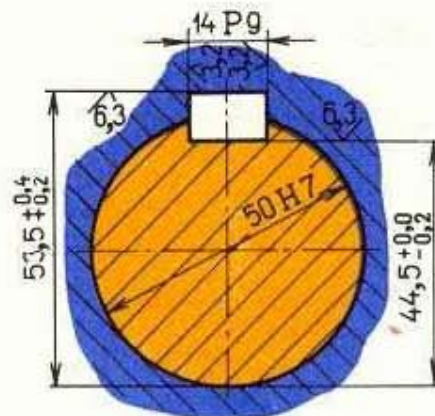
Obr. 68. Upevnění řemenice na hřídeli těsným perem



Obr. 69. Spojení posuvného ozubeného kola s hřídelem výměnným perem



Obr. 70. Spojení pastorku s hřídelem kotoučovým perem



Obr. 71. Zakótování drážek pera

Příklad. Navrhněte těsné pero pro spojení řemenice s hřídelem podle obr. 68. Spoj přenáší krouticí moment $M_k = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$, průměr hřídele $d = 50 \text{ mm}$, délka pera vychází z konstrukce $l = 80 \text{ mm}$. Řemenice je ze šedé litiny.

Ve ST najdeme pro $d = 50 \text{ mm}$ rozměry pera 14×9 . Volíme tedy pero $14 \text{ e7} \times 9 \times 80$ ČSN 02 2562. Drážky mají rozměry podle ST, tolerance a opracování podle obr. 71.

Případná kontrola pera na otlacení v náboji:

$$p = \frac{2M_k}{d \cdot t_1 \cdot l} = \frac{2 \cdot 200\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{50 \text{ mm} \cdot 3,5 \text{ mm} \cdot 80 \text{ mm}} = 28,57 \text{ MPa} < p_D.$$

Je zřejmé, že pokud nezvolíme pero příliš krátké, je vypočtený tlak bezpečně pod p_D , takže se většinou nekontroluje.

Spoje drážkové

Na hřídeli je přímo vyfrézováno několik per (4, 6, 10, 16, 20) a v náboji stejný počet drážek. Drážkování je normalizováno v třech provedeních (tab. 32). Rozměry, drsnost ploch i mezní úchytky jsou ve ST.

Únosnost a volba průměrů drážkových hřídelů

Krouticí moment M_k a obvodová síla F se přenášejí tlakem boků zubů vytvořených drážkováním hřídele na boky drážek náboje a naopak.

Obvodová síla:

$$F = p_D \cdot S' \cdot l,$$

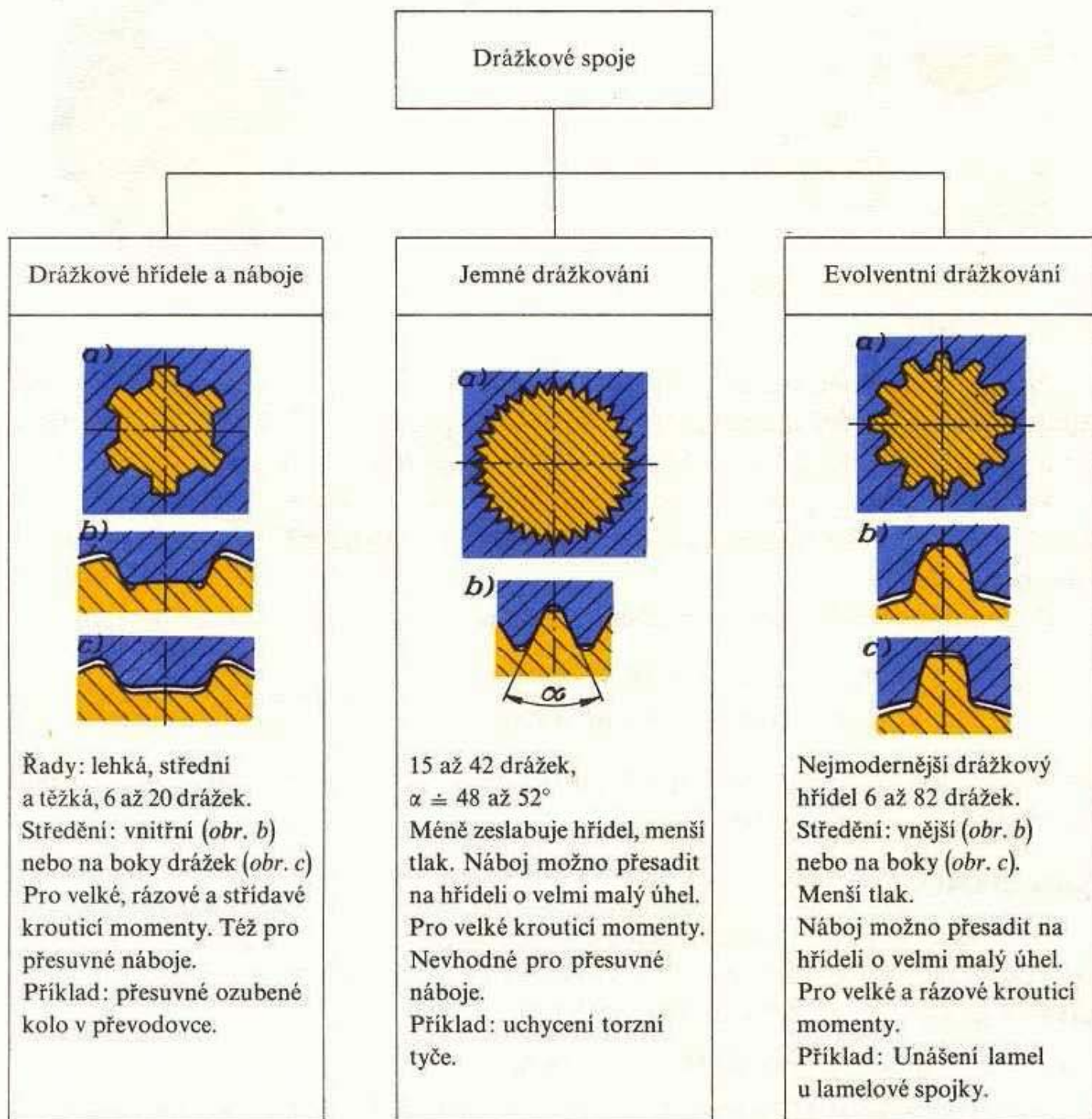
kde p_D je dovolený tlak v opěrné ploše drážek:

pro náboj posouvající se při zatížení	$p_D = 3 \text{ až } 20 \text{ MPa},$
pro náboj posouvající se bez zatížení	$p_D = 15 \text{ až } 50 \text{ MPa},$
pro nepohyblivý náboj	$p_D = 40 \text{ až } 150 \text{ MPa},$

S' – skutečná účinná plocha všech drážek na jeden mm délky náboje (udána ve ST pod starým označením f'),

l – délka náboje.

Tab. 32. Druhy, vlastnosti a použití drážkových spojů



Potřebná délka náboje:

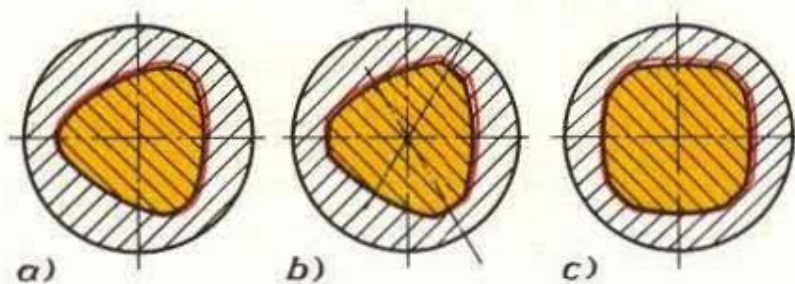
$$l = \frac{F}{p_D \cdot S'} = \frac{2M_k}{D_s \cdot p_D \cdot S'}, \quad D_s = \frac{D + d}{2}.$$

V žádném případě nemá být $l > 2d$.

Neokrouhlé (polygonické) spoje

Protože drážkové hřídele mají velké vrubové součinitele, které snižují podstatně jejich dynamickou únosnost, jsou výhodnější neokrouhlé neboli polygonické profily. Používá se hlavně trojhranných a čtyřhranných profilů, které vznikly zaoblením

hran trojhranů nebo čtyřhranů (obr. 72). Vyrábějí se s vysokou přesností na speciálních strojích. Pro posuvné náboje se nehodí, protože jsou při zatížení samosvorné.

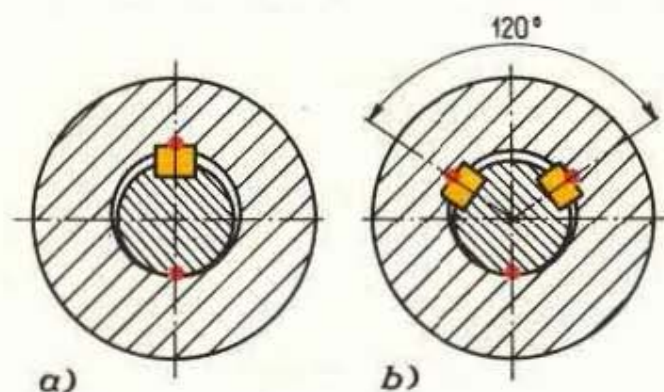


Obr. 72. Neokrouhlé (polygonické) profily:
a) profil P3, b) profil PC3, c) profil PC4

2.3.3 Předepjaté spoje s tvarovým stykem

Spojují přednosti tvarového spoje se silovým. Přehled předepjatých spojů s tvarovým stykem je v tab. 33.

Klíny se liší od per tím, že mají úkos 1 : 100. Tentýž úkos je v drážce náboje. Naražením je klín vlastně nalisován mezi hřídel a náboj (obr. 73a), vznikne tlak mezi hřídelem, klínem a nábojem. Krouticí moment se přenáší převážně třením, u drážkových klínů částečně též boky klínů a drážek. Pro přenos střídavých krouticích momentů použijeme dvou klínů přesazených o 120° (obr. 73b).

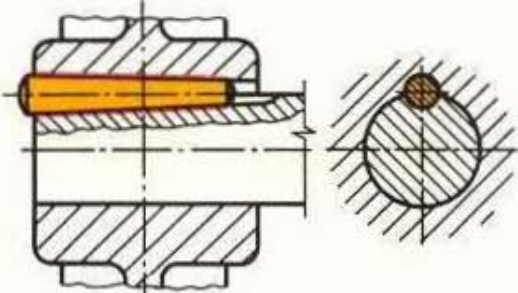
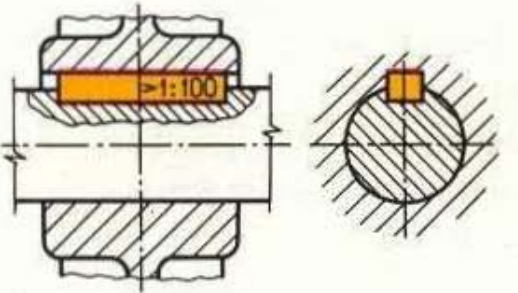
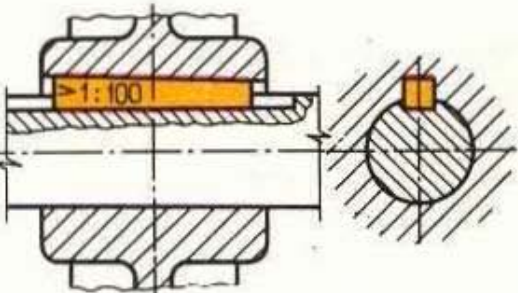
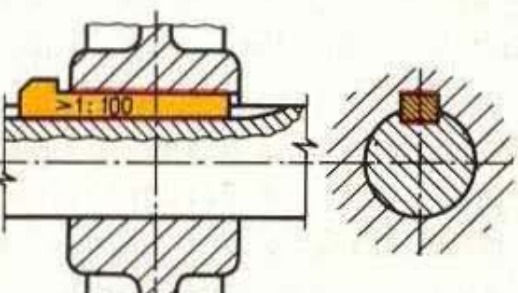


Obr. 73. Spoj naraženým klínem
a) dvoubodový styk vhodný pro otáčení v jednom smyslu,
b) trojbodový styk vhodný pro otáčení v obou směrech

Z obrázku 73 vidíme, že vlastně dochází k vzepření náboje na hřídeli, které zamezí nejen pootočení, ale i posun náboje po hřídeli (výhoda proti perům). Nevýhodou je nesouosost hřídele a náboje, která vede k házivosti náboje. Proto nelze toto spojení použít např. u přesnějších ozubených kol. Aby byla odchylka souososti co nejmenší, nesmí být mezi hřídelem a nábojem velká vůle a použije se tedy shodné uložení H8/k7 nebo H7/k6.

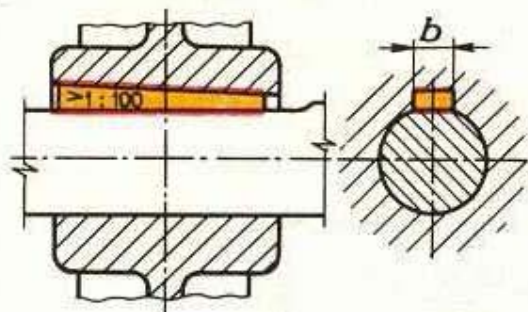
Rozměry a úchytky normalizovaných klínů a přiřazení klínů k hřídelům jsou ve ST. Kreslení a kótování drážek ve spojích je stejné jako u per (obr. 71) jen s tím rozdílem, že přesnější obrobení je na horní a spodní ploše drážky a hrubší na bocích drážek. (Zdůvodněte proč!) Klíny se zpravidla nepočítají. Pouze u krátkých klínů kontrolujeme tlak. Způsob označování je rovněž shodný s perý.

Tab. 33. Druhy, charakteristiky a použití předejatých spoju s tvarovým stykem

Spoj spárovým (podélným) kolíkem 	Levné, vhodné pro malé krouticí momenty. Konstrukce a výpočet viz kap. 2.2.1.
Spoj vsazeným klínem ČSN 02 2513 	Klín má zaoblené čelní plochy jako pero. Klín se vloží do drážky v hřídeli a náboj se na něj narazí. Pro větší krouticí momenty. Materiál klínu: 11 600.
Spoj drážkovým klínem bez nosu ČSN 02 2512 	Klín má obdélníkový půdorys. Zaráží se zleva a vyráží zprava. (Možnost přístupu!) Vhodný pro větší krouticí momenty. Materiál klínu: 11 600.
Spoj drážkovým klínem s nosem ČSN 02 2514 	Klín má obdélníkový půdorys. Nos slouží k zarážení, ale hlavně k vyrážení klínu, kde není přístup z pravé strany. Vhodný pro větší krouticí momenty. Materiál klínu: 11 600. Pozor! U rotujících součástí musí být nos opatřen krytem — nebezpečí zachycení rukávu dělníka.

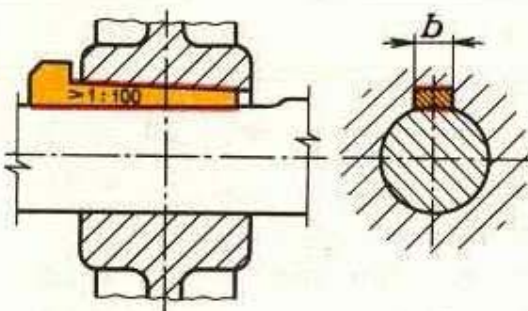
Pokračování

Spoj ploským klínem bez nosu
ČSN 02 2531



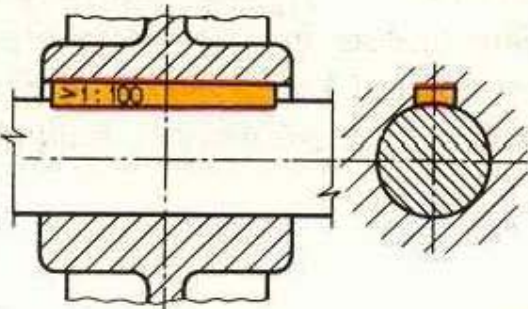
Hřídel musí mít pro klín plošku šířky b .
Vhodný pro menší krouticí momenty a přenáší je hlavně třením.
Materiál klínu: 11 600.

Spoj ploským klínem s nosem
ČSN 02 2532



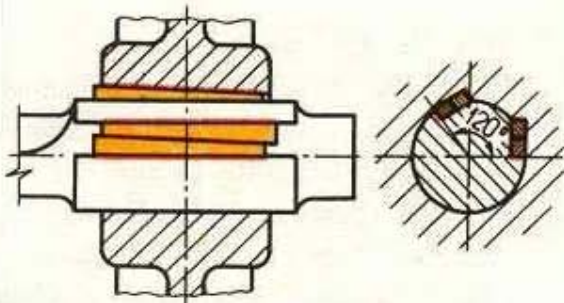
Hřídel musí mít pro klín plošku šířky b .
Nos slouží k narážení a vyrážení klínu, kde není přístup z pravé strany.
Vhodný pro menší krouticí momenty.
Materiál klínu: 11 600.

Spoj torným (třecím) klínem
není normalizován



Spodní plocha klínu je válcová o poloměru shodném s poloměrem hřídele, hřídel je hladký. Náboj může být naklínován na libovolném místě hřídele.
Může být bez nosu nebo s nosem.
Vhodný pro malé krouticí momenty, které přenáší pouze třením.
Materiál klínu: 11 600.

Spoj tangenciálním (tečným) klínem
ČSN 02 2505



Jsou to 2 páry klínů přesazené vzájemně o 120° .
Umožňuje i přenos rázových krouticích momentů v obou směrech točení.
Vhodné pro naklínování setrvačnicku na náboji.
Úkos není normalizován a bývá 1:60 až 1:100.
Materiál klínů: 11 600.

2.3.4 Konstrukce nábojů se zřetelem na snížení vrubového účinku spoje

Pro první konstrukční návrh spojení hřídele s nábojem je často nutno dimenzovat náboj přibližně podle empirických vzorců v *tab. 34*, protože délka náboje může ovlivnit vzdálenost ložisek hřídele.

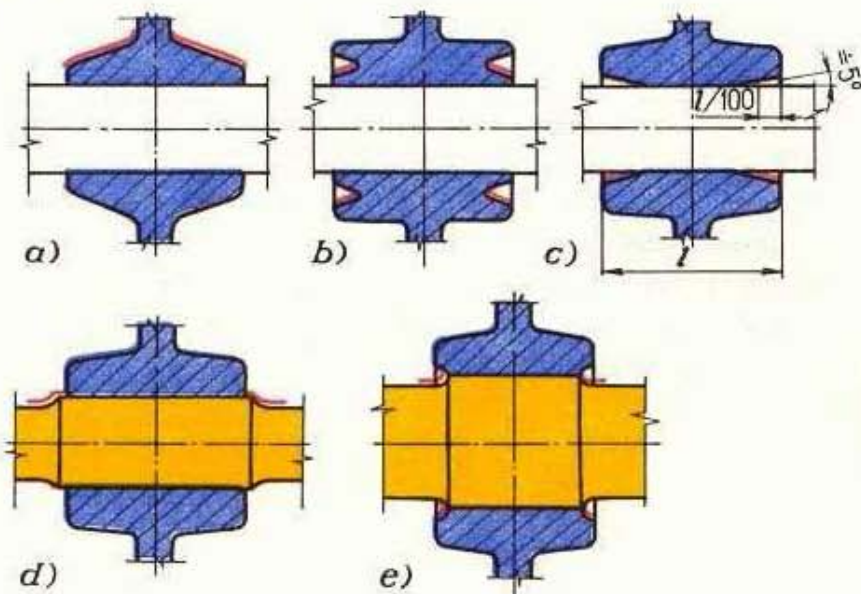
Tab. 34. Předběžné rozměry náboje

Materiál náboje		Šedá litina	Ocel
Vnější průměr náboje	D	2,0 až 2,2 d	1,6 až 2,0 d
Délka náboje	l	1,2 až 2,0 d	1,0 až 1,3 d

Tab. 35. Vrubový součinitel β_k různých druhů spojů náboje s hřídelem z materiálu 11 500

Druh spoje	β_k	Druh spoje	β_k
Hladký hřídel	1	Kuželový spoj s těsným perem	2,4 až 2,7
Tlakový spoj	1,7 až 2,1	Drážkový hřídel	2 až 2,6
Spoj pružnými kroužky	1,15 až 1,25	Hřídel s jemným nebo evolventním drážkováním	1,2 až 1,5
Spoj perem nebo klínem	1,7 až 2,1	Neckrouhlý hřídel	1,15 až 1,25

Pro málo namáhané spoje tyto hodnoty postačí. U pohonů a převodů je však nejčastější dynamické namáhání, pro které je nutno spoj přesně vypočítat. Právě spojení náboje s hřídelem jsou často nejnebezpečnějším místem hřídele, kde možno snadno dojít k únavovým lomům. V oblasti spojení dochází k vrubovému účinku a koncentraci napětí. Přehled o *vrubových součinitelích* β_k , které udávají, kolikrát se sníží únavová pevnost hřídele, je v *tab. 35*.



Obr. 74. Konstrukční úpravy náboje pro zvýšení únavové únosnosti
a) pružné provedení začátku uložení, b) odlehčovací vruby na začátku uložení, c) zmírnění přesahu na začátku uložení u tlakového spoje, d), e) velká zaoblčení a plynulý přechod osazení hřídele na začátku uložení

Podle tohoto porovnání je třeba též vybírat vhodný spoj. Zvýšení únavové únosnosti spoje mohou zajistit tyto konstrukční úpravy:

1. zvýšení poddajnosti spojení náboje s hřídelem na začátku uložení pružným provedením, popř. axiálně nebo radiálně uspořádanými odlehčovacími vruby, drážkami apod. (obr. 74a, b),
2. zmenšení přesahu na začátku uložení u tlakových spojů (obr. 74c),
3. vhodný a plynulý přechod osazení hřídele (obr. 74d, e).

2.3.5 Ekonomické hodnocení spoje náboj — hřídel

Hodnocení je provedeno v tab. 36.

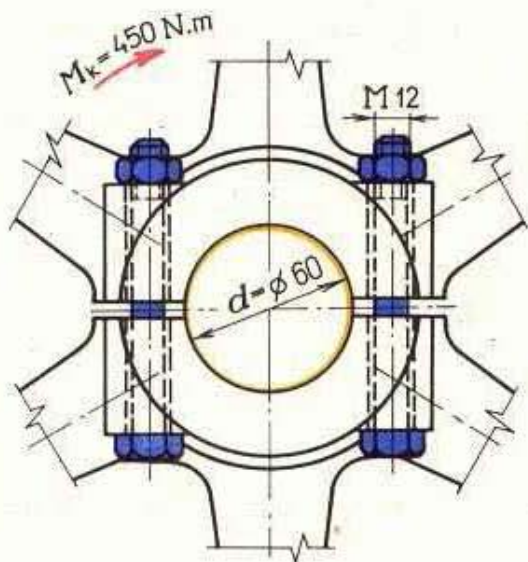
Tab. 36. Porovnání spotřeby času a nákladů na mzdy (relativně) pro zhotovení různých spojů hřídele s nábojem pro průměr hřídele 60 mm a délku náboje 80 mm (podle Niemann)

Druh spoje	Spotřeba času (min)	Náklady na mzdy (%)
Tlakový nalisováním	36,5	100
Tlakový smrštěním nebo roztažením	40,0	107,2
Tlakový s kuzelem	48,0	132,8
Svěrný s kuzelem, těsným perem, podložkou a maticí	77,7	240,8
Příčným kuželovým kolíkem	43,8	120,0
Příčným rýhovaným kolíkem	40,8	111,6
Kotoučovým perem	43,2	117,2
Těsným perem	52,6	125,6
Drážkový	68,2	186,0
Drážkový s jemným drážkováním	62,2	129,2
Neokrouhlým profilem	61,7	169,2
Neokrouhlým profilem s podložkou a maticí	74,2	228,2
Vsazeným klínem	55,2	140,8
Drážkovým klínem s nosem	62,2	154,8
Tangenciálním klínem	66,7	167,2
Tangenciálním klínem, dělený náboj s dvěma šrouby	102,7	270,8

OTÁZKY A ÚKOLY

2.3.1 Spoje se silovým stykem

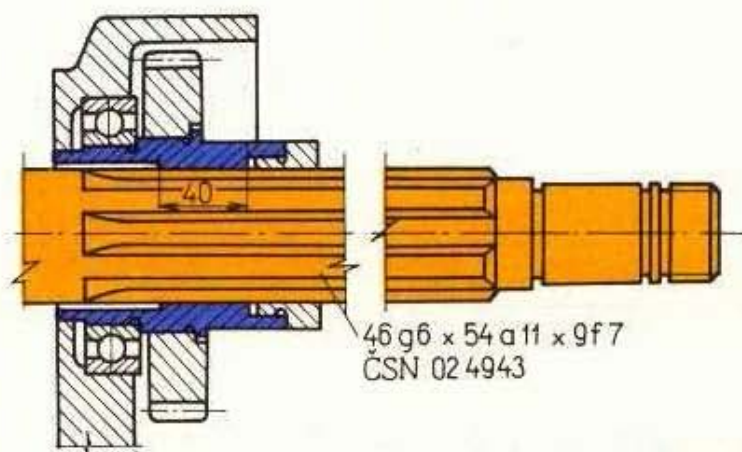
1. Jaké jsou konstrukční možnosti svěrného spoje? Jeho výhody a nevýhody.
2. Na obrázku 62 je svěrný spoj kuželového konce hřídele s vnějším závitem a maticí. Naskicujte tento spoj s vnitřním závitem v hřídeli a zavrtaným šroubem s hlavou. Oba případy porovnejte a rozhodněte o vhodnosti jejich použití.
3. Jakými způsoby lze vytvořit tlakový spoj dvou součástí?
4. Jaký je rozdíl v uložení u tlakových spojů nalisováním, roztažením a smrštěním?
5. Porovnejte vzájemně druhy spojení náboje s hřídelem se silovým stykem z hlediska ekonomického a různých technických hledisek.
6. Na hřídeli (obr. 75) je svěrně připevněna dělená litinová řemenice, která má přenášet krouticí moment $M_k = 450 \text{ N} \cdot \text{m}$. Vzhledem k odstředivým silám, které se snaží poloviny řemenice od sebe odtrhnout, je svěrná bezpečnost $k_s = 1,8$, $v = 0,18$, délka náboje $l = 80 \text{ mm}$. Spoj je proveden čtyřmi šrouby M 12 – 5D. Zkontrolujte spoj. [$F_0 = 23,9 \text{ kN}$, $p = 20 \text{ MPa} < p_D$, $k_k = 1,06 < 1,2$, spoj nevyhovuje a je nutno volit buď větší šrouby (M 16), nebo kvalitnější materiál (8G)]



Obr. 75. Svěrný spoj řemenice s hřídelem

2.3.2 Spoje s tvarovým stykem

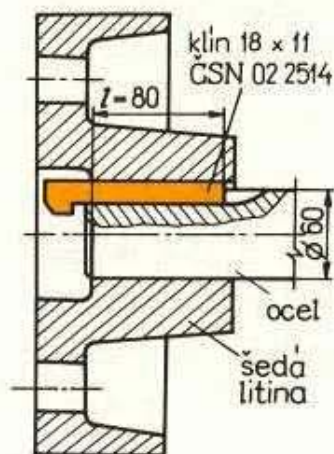
1. Navrhnete těsné pero pro spojení hřídele o průměru $d = 35$ mm s nábojem délky $l_1 = 45$ mm, předepište jeho označení, nakreslete a zakótujte drážku v náboji a v hřídeli.
2. Navrhnete spoj z předchozího příkladu pomocí kotoučového pera. Zkontrolujte tlak v litinovém náboji. Pro hřídel je $\tau_{Dk} = 20$ MPa. Kdy můžeme toto pero použít? [Pro $M_k = 171,5$ N.m je $p = 152$ MPa $\gg p_D$, spoj nevyhovuje; M_k by musel mít asi 1/3 hodnoty, kterou může hřídel přenést]
3. Jaké výhody mají drážkové hřídele proti hřídelům s výměnnými pery?
4. Co se stane, jestliže je spojení perem vystaveno nárazovému střídavému zatížení?
5. Na vřetení obráběcího stroje je nasazeno pomocí drážkového náboje ozubené kolo (obr. 76). Přenáší míjivý krouticí moment $M_k = 160$ N.m, přičemž je nutno uvažovat silné rázy. Postačí nosná délka 40 mm? Profil 46 g6 $\times$ 54 a11 $\times$ 9 f7 ČSN 02 4943. [$p = 9$ MPa $< p_D$, spoj vyhovuje]



Obr. 76. Spojení ozubeného kola s drážkovým hřídelem obráběcího stroje

2.3.3 Předepjaté spoje s tvarovým stykem

1. Jaký je rozdíl mezi spoji perem a klínem?
2. Jaké nedostatky má spojení náboje s hřídelem jedním klínem?
3. Jaké materiály se používají na klíny a proč?
4. Jaký úkos mají podélné klíny?
5. Vyjmenujte výhody a nevýhody klínů s ohledem na jejich vnější tvar, montáž, namáhání a použitelnost.
6. U zemědělského stroje (velké rázy při provozu) je polovina spojky připevněna na hřídeli drážkovým klínem s nosem (obr. 77). Přenášený krouticí moment $M_k = 500$ N.m. Navrhnete pomocí tabulek příslušný klín a překontrolujte otlačení v náboji. [$p = 55$ MPa $> p_D$. Styčná délka klínu se musí zvětšit na 90 mm]
7. Pro předchozí příklad nakreslete a zakótujte drážku v hřídeli a v náboji.



Obr. 77. Spojení poloviny spojky s hřídelem drážkovým klínem s nosem

2.4 Nýtové spoje

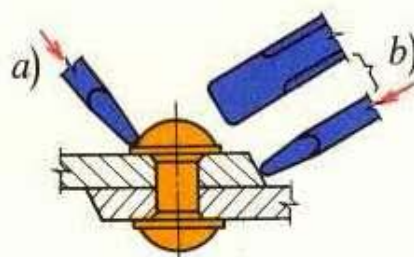
Spoj zhotovený nýtováním je nerozebíratelný. Vzniká deformací konce jedné ze spojovaných součástí vložené do díry v druhé součásti – přímé nýtování (tab. 37), nebo deformací konců nýtů vložených do průchozích děr ve spojovaných součástech – nepřímé nýtování (tab. 38).

Výhody nýtových spojů

1. Spolehlivost nýtových spojů je ověřena mnohaletou praxí a je snadno kontrolovatelná,
2. nýtové spoje podobně jako šroubové spoje jsou pružnější než svařované,
3. při nýtování nedochází k deformacím spojovaných materiálů místním nahromaděním tepla jako u svařování,
4. nýtováním nedochází ke zvlnění okrajů tenkých plechů jako při svařování.

Nevýhody

1. Rozebírání nýtového spoje je možné jen porušením nýtů nebo spojovaných součástí,
2. nýtované spoje nezaručují přesnou vzájemnou polohu spojovaných součástí,
3. ve spojovaných materiálech třeba udělat pro nýty otvory; prostřihované díry mohou být zdrojem trhlin, vrtané díry jsou přesnější, hladší, ale dražší,
4. spojované materiály jsou nýtovými dírami zeslabeny,
5. nepropustnost nýtového spoje se musí často zvyšovat papírovou nebo plátěnou vhodně impregnovanou vložkou; kotlové spoje je nutno těsnit přituzováním (temováním) (obr. 78),
6. je-li materiál nýtů a spojovaných součástí různý, mohou se nýty při zahřátí spoje uvolnit; ve styku s horkými kapalinami mohou různé materiály vyvolat galvanické proudy, způsobující korozi.



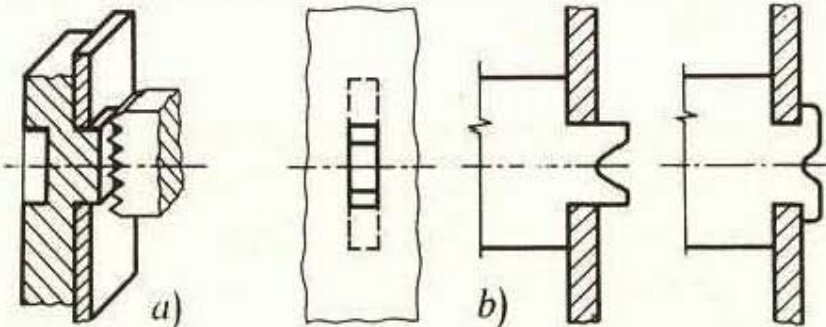
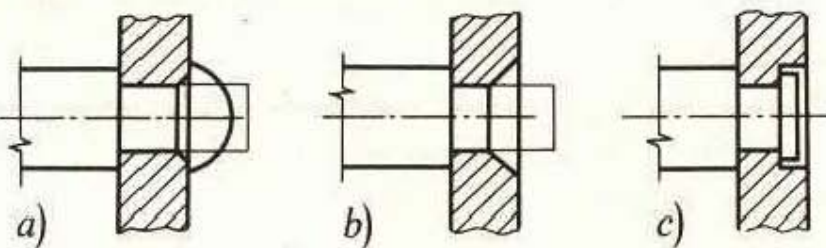
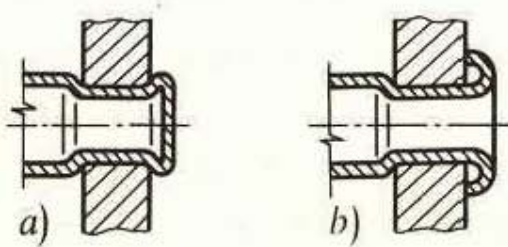
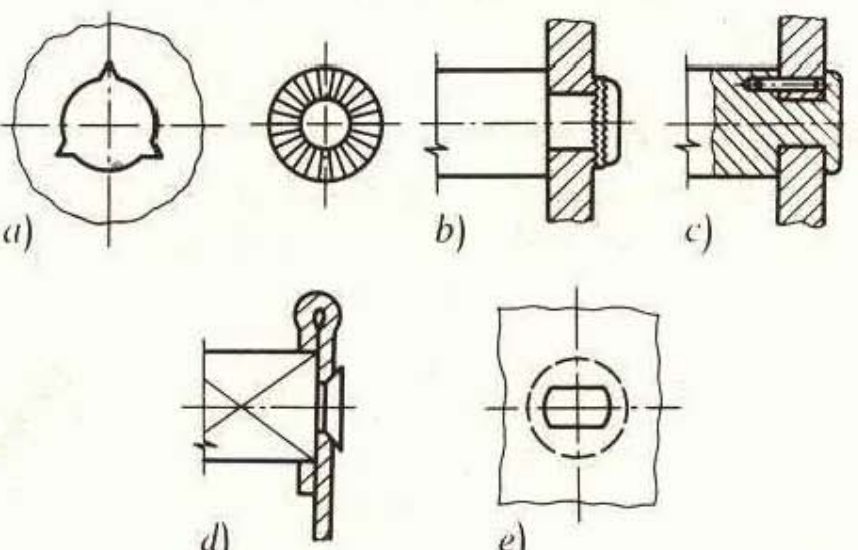
Obr. 78. Utěsnění nýtového spoje

- a) přituzením okrajů plechů,
- b) přituzením nýtových hlav

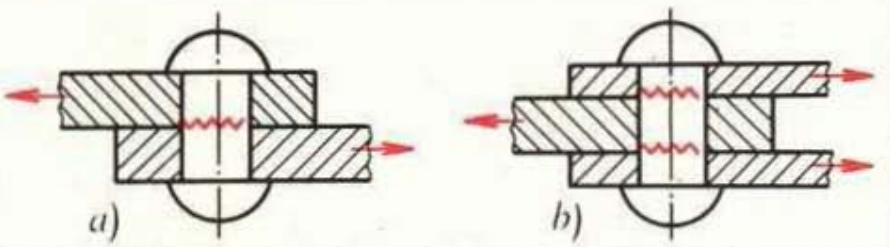
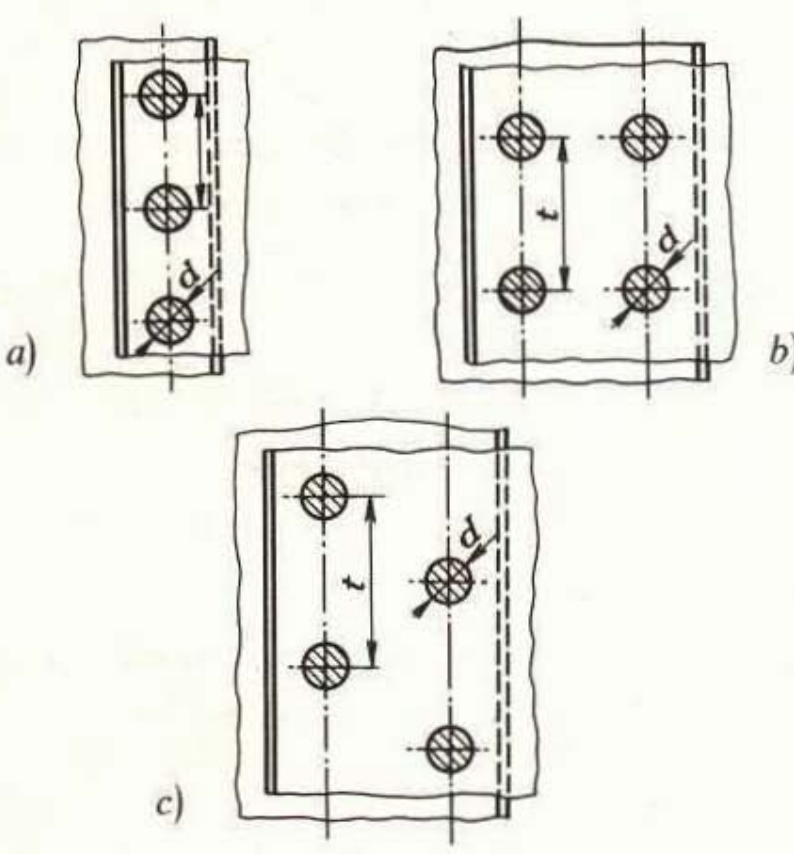
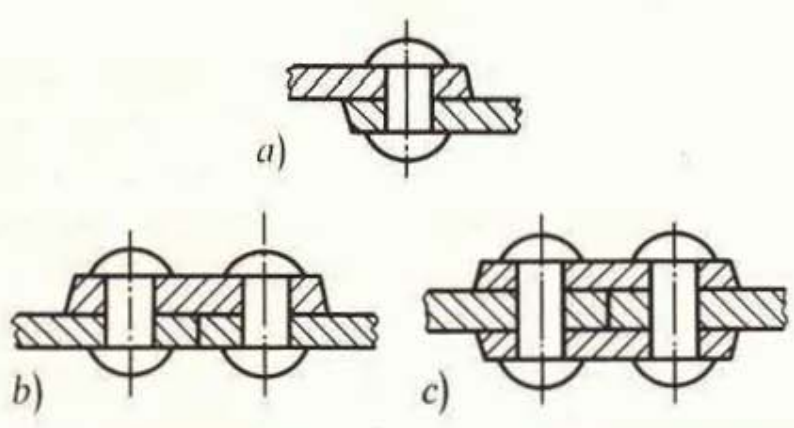
Nýtové spoje se dnes používají jen ve zvláštních případech. Většinou byly nahrazeny svarovými a lepenými spoji, které vyžadují méně přípravných prací a podstatně snižují hmotnost konstrukcí. Svařované konstrukce z profilových ocelí jsou proti nýťovaným asi o 15 až 20 % lehčí.

Nýťovat můžeme ručně nebo strojně, za tepla nebo za studena (nýty do průměru 10 mm). Při ručním nýťování větších a delších nýtů se nestačí materiál nýtů dokonale propracovat, a proto se tohoto způsobu nýťování používá pouze do průměru nýtů 26 mm. Ke strojnímu nýťování se používají nýťovací stroje, zpravidla poháněné vzduchem.

Tab. 37. Příklady přímého nýťování

Spoj plechu s plechem a) překrytím, b) kolmo na sebe	 The diagrams show two methods of joining sheets with rivets. (a) shows two sheets overlapping with a rivet passing through both. (b) shows two sheets joined perpendicularly with a rivet passing through both.
Spoj čepu s plechem — závěrná hlava: a) půlkulová, b) zápusťná, c) plochá	 The diagrams show three types of blind rivet heads. (a) shows a hemispherical head. (b) shows a countersunk head. (c) shows a flat head.
Spoj trubky s plechem: a) napěchováním, b) okroužením	 The diagrams show two methods of joining a pipe with a sheet. (a) shows a pipe being wedged into a sheet. (b) shows a pipe being encircled by a sheet.
Zajištění čepu kruhového průřezu proti pootočení: a) třemi rýhami v otvoru, b) rýhovanou podložkou, c) válcovým kolíkem, d) hranolovitým osazením, e) dvěma rovinnými plochami	 The diagrams show five methods of securing a circular pin against rotation. (a) shows a pin with three slots in the hole. (b) shows a pin with a slotted washer. (c) shows a pin with a cylindrical pin. (d) shows a pin with an angular fitting. (e) shows a pin with two flat surfaces.

Tab. 38. Rozdělení nýtových spojů (nepřímé nýtování)

Podle nebezpečných průřezů: a) jednostřižné, b) dvojstřižné	 Diagram a) shows a single shear joint where a bolt passes through two plates, and the shear force is applied to one side. Diagram b) shows a double shear joint where a bolt passes through three plates, and the shear force is applied to the middle plate. Red arrows indicate the direction of the applied forces.
Podle počtu nýtových řad: a) s 1 řadou nýtů, b) s 2 řadami nýtů, rovnoběžné, c) s 2 řadami nýtů, střídavé, d) s několika řadami nýtů	 Diagram a) shows a single row of bolts. Diagram b) shows two parallel rows of bolts with pitch t and stagger δ. Diagram c) shows two staggered rows of bolts with pitch t and stagger δ.
Podle vzájemné polohy plechů: a) přesažné, b) s jednou stykovou deskou, c) se dvěma stykovými deskami	 Diagram a) shows a lap joint. Diagram b) shows a single cover plate joint. Diagram c) shows a double cover plate joint.
Podle účelu nýtování: a) kotlové, tj. pevně a nepropustné, b) nepropustné (nádržkové), c) pevné (konstrukční)	Musí odolávat tlakům a těsnit; vhodné pro nádoby s vnitřním přetlakem (parní kotle a vysokotlaká potrubí). Pro nádoby na kapaliny a plyny bez přetlaku, pro potrubí velkých průměrů. Pro ocelové konstrukce z válcovaných profilů L, T, I, U, z pásů a plechů (jeřáby, mosty, stožáry)

U nýtování svorníkového se místo nýtů s hlavou používají hladké svorníky, na kterých se v nýtovacích strojích vytvoří zároveň obě hlavy.

Konstrukční nýtování (přenáší síly, ale nemusí těsnit) bylo používáno u ocelových konstrukcí, např. u mostů, střech, jeřábových nosníků, stojanů, sloupů apod. Dnes je nýtování opodstatněné u spojování těžkosvařitelných materiálů, u spojů na montážích, kde není přívod elektrického proudu atd.

V *přesné mechanice* používáme jen výjimečně nýtování za tepla, např. k zanýtování kovových součástí do součástí keramických, aby nebyly příliš namáhány nýtováním za studena. Pevnostní výpočet nýtových spojů se v těchto případech zpravidla neprovádí, protože působící síly bývají malé. Z výrobních důvodů se volí nýty větší. U měkčích spojovaných součástí zmenšujeme namáhání při nýtování navrtanými čepy nebo dutými nýty. U velmi měkkých materiálů a izolačních hmot podkládáme hlavy nýtů kovovými podložkami.

Nepřímé nýtování v *přesné mechanice*. Průměry dříků se volí obvykle $d = (0,5s + 1) \text{ mm}$ při celkové tloušťce snýtovaných součástí $s = 2$ až 12 mm. Průměr díry nýtu volíme tak, aby mezi dříkem nýtu a dírou bylo hybné uložení.

2.4.1 Konstrukce a materiál nýtů

Druhy nýtů jsou v *tab. 39*, materiály nýtů v *tab. 40*.

2.4.2 Zatížení

V nýtových spojech rozlišujeme nýty nosné (silové), které přenášejí síly z jedné části konstrukce na druhou, a nýty spínací (spojovací), které spojují pouze některé části konstrukce a nepřenášejí síly. Zpravidla používáme dvojstřižné nýty. Spoj s jednostrážnými nýty je při přenášení tahu nebo tlaku namáhán též nepříznivě ohybem dvojicí sil. Nýty mají být zatíženy vždy jen silou působící kolmo na jejich osu.

Rozdělení zatížení ve spoji (*obr. 79*)

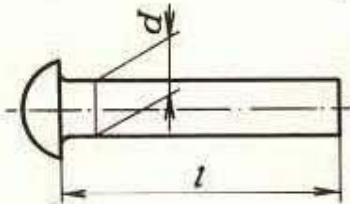
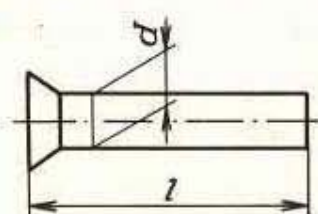
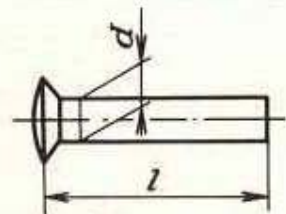
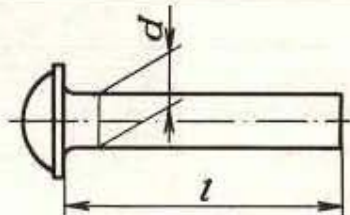
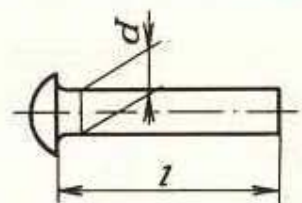
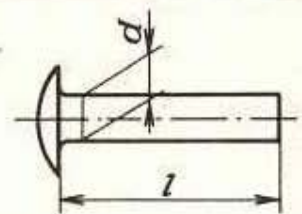
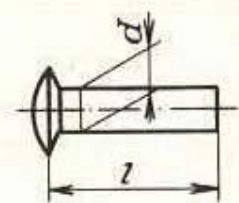
Nýtové spoje jsou podle výroby a účinku spoje buď silové, nebo tvarové. Prvý případ nastává u nýtů uzavíraných za tepla, zejména ve stavbě kotlů; smrštěním nýtů po ochlazení vzniknou normálové síly, které stlačí spojované plechy tak, že vznikne dostatečný odpor proti posunutí plechů (*obr. 80a*). U nýtů zatažených za studena, nebo v případě, že síla přenášená spojem přesáhne odpor tření mezi spojovanými plechy, jde o spoj s tvarovým stykem (jako kolíky nebo čepy). Aby se zamezilo namáhání nýtů nepříznivým ohybem, je nutné, aby nýt po zatažení zcela vyplňoval díru. Potom je nýtový spoj namáhán:

a) na smyk v tolika průřezích, v kolika snýtovaných plochách se součásti stýkají (*obr. 80b, c*),

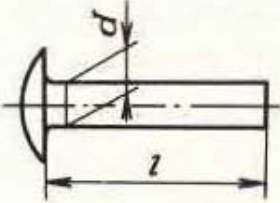
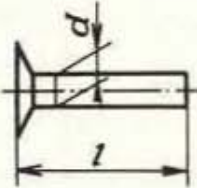
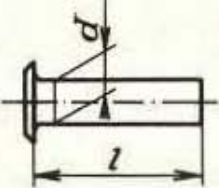
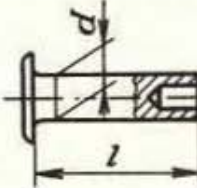
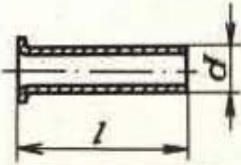
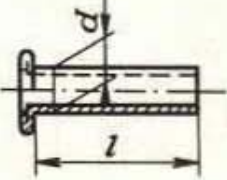
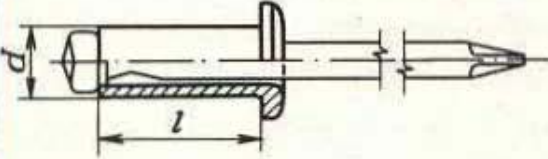
b) na otláčení v oblině nýtové díry.

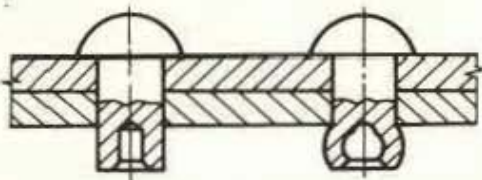
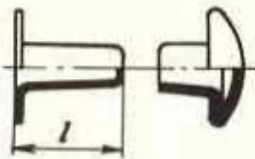
Počet nýtů spoje, který přenáší sílu kolmo na osu nýtu, určíme z podmínky, aby byl odpor tření bezpečně větší než síla, kterou má spoj přenášet. Velikost průměru nýtu určíme podle zataženého nýtu, tj. podle průměru nýtové díry. Jsou-li spojené plechy různé tloušťky, volíme průměr nýtu podle nejvíce zatíženého plechu.

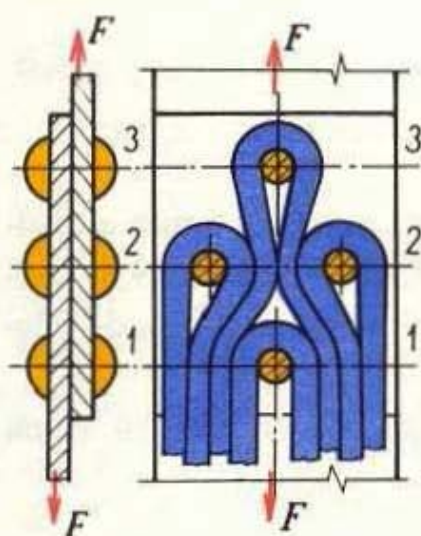
Tab. 39. Rozdělení nýtů

Druhy nýtů	Vyobrazení	Název a norma	Doplňková číslice materiálu (tab. 40)	Vyráběný průměr d (mm)
Konstrukční		Nýt s půlkulovou hlavou ČSN 02 2301.x	1 až 5, 7, 8	1 až 36
Zápusné		Zápusný nýt ČSN 02 2311.x	1, 3 až 5, 7, 8	1 až 36
		Zápusný nýt s čočkovitou hlavou ČSN 02 2315.x	1, 3 až 5, 7, 8	1,6 až 8
Kotlové		Kotlový nýt ČSN 02 2351.x	1	10 až 36
Přesné		Přesný nýt s půlkulovou hlavou ČSN 02 2302.x	1, 3, 5	1,6 až 10
		Přesný nýt s plochou kulovou hlavou ČSN 02 2304.x	1, 3 až 5	2 až 8
		Přesný zápusný nýt s čočkovitou hlavou ČSN 02 2320.x	3 až 5	2 až 8

Pokračování

Druhy nýtů	Vyobrazení	Název a norma	Doplňková číslice materiálu (tab. 40)	Vyráběný průměr d (mm)
Zvláštní		Nýt s plochou kulovou hlavou ČSN 02 2303.x (pro dřevěné konstrukce)	1	5 až 10
		Zápustný nýt s velkou hlavou ČSN 02 2313.x (pro popruhy a řemeny)	1	4
		Nýt s plochou hlavou ČSN 02 2330.x	1, 3 až 5, 7, 8	1,4 až 8
		Navrtaný nýt s plochou hlavou ČSN 02 2331.x	1, 3 až 5, 7, 8	3 až 8
		Trubkový nýt ČSN 02 2380.x	8, 9	1,6 až 6
		Trubkový nýt s lisovanou hlavou ČSN 02 2381.x	1, 3, 7, 9	4 až 8
		Nýt s trnem ČSN 02 2391.x (ve stavbě karosérii a letadel)	5 trn: ocelový drát	4

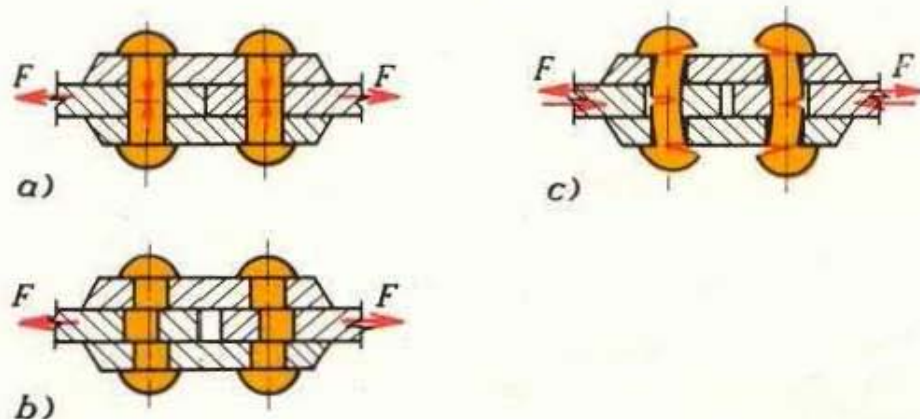
Druhy nýtů	Vyobrazení	Název a norma	Doplňková číslice materiálu (tab. 40)	Vyráběný průměr d (mm)
Zvláštní		Výbušný nýt nenormalizovaný (ve stavbě letadel)	—	—
		Dvoudílný nýt otevřený ČSN 02 2387.x	1, 8	2 až 3,5



Obr. 79. Rozdělení zatížení ve spoji
Pásnice je myšleně nahrazena
silovými pásy. Průřez 1–1 přenáší
plný tah F . V průřezu 2–2 jsou již jen
3 silové pásy, tj. pásnice přenáší jen
3/4 tahu. V průřezu 3–3 je již pouze
1 silový pás, pásnice přenáší jen
1/4 tahu.

Tab. 40. Materiál nýtů

1. doplňková číslice	Průměr nýtu d (mm)	Materiál	Pevnost ve smyku τ_{Ps} (MPa)
1	1 až 1,6	11 300	—
	2 až 2,5	11 320	—
	3 až 36	11 342	200
2	12 až 27	10 451	260
3	1 až 10	42 4005	60
4	1 až 8	42 4201	160
5	1 až 8	42 4415	140
7	1 až 4		180
	5 až 10	42 3005	130
8	1 až 10	42 3213	200



Obr. 80. Síly v nýtovém spoji

a) přitlačné síly hlav zajišťují tření spoje, b) porušení spoje při působení statických sil, c) porušení spoje při působení dynamických sil

2.4.3 Výpočet nýtových spojení

Pevný spoj při statickém zatížení

Průměr nýtů d volíme podle tloušťky plechu:

$d = 2s$ (mm) při tloušťce plechu $s < 12$ mm,

$d = s + 10$ (mm) při tloušťce plechu $s > 12$ mm.

Nýt má mít průměr 13 až 28 mm. Tloušťku plechu volíme nejméně 5 mm a úhelníky $40 \times 40 \times 5$. Základní připojovací rozměry jsou v ČSN 73 0953. Nýt kontrolujeme na smyk a otláčení. Dovolené napětí ve smyku volíme $\tau_D \doteq 0,8\sigma_D$, dovolený tlak $p_D \doteq 2\sigma_D$ (tab. 41).

Silové poměry v nýtovém spoji stanovíme z nejnepříznivějších účinků všech zatížení (ČSN 27 0101).

Tab. 41. Dovolená napětí ocelových nýtů podle ČSN

Druh oceli	10 341		10 371		10 451	
	τ_D (MPa)	p_D (MPa)	τ_D (MPa)	p_D (MPa)	τ_D (MPa)	p_D (MPa)
Jeřáby a jeřábové dráhy	112 až 128	280 až 320	136 až 156	340 až 390	158 až 182	405 až 468
Méně důležité konstrukce	60 až 80	120 až 150	—	—	—	—
Strojní součásti namáhané střídavými silami	30 až 50	70 až 100	—	—	—	—

Počet nýtů pro přenesení síly F vypočítáme:

u nýtů jednostřižných:

$$n \geq \frac{F}{\frac{1}{4}\pi \cdot d^2 \cdot \tau_{Ds}}, \quad \text{popř.} \quad n \geq \frac{F}{d \cdot s \cdot p_D},$$

u nýtů dvojestřižných:

$$n \geq \frac{F}{\frac{1}{2}\pi \cdot d^2 \cdot \tau_{Ds}}, \quad \text{popř.} \quad n \geq \frac{F}{d \cdot s \cdot p_D}.$$

Použijeme výsledek dávající větší počet nýtů.

Rozteč nosných nýtů ve spojích přenášejících tah nebo tlak bývá $t = 4d$, nejmenší přípustná rozteč je $3,5d$, největší $6d$. Rozteč spínacích nýtů bývá $t = 8$ až $10d$ nebo $t = 20$ až $25s$.

Pevný a nepropustný (kotlový) spoj

Tloušťku stěny kotle nebo potrubí vypočítáme (obr. 81):

$$s = \frac{D \cdot p}{2\varphi \cdot \sigma_{Dt}} + a,$$

kde D je vnitřní průměr kotle (potrubí),

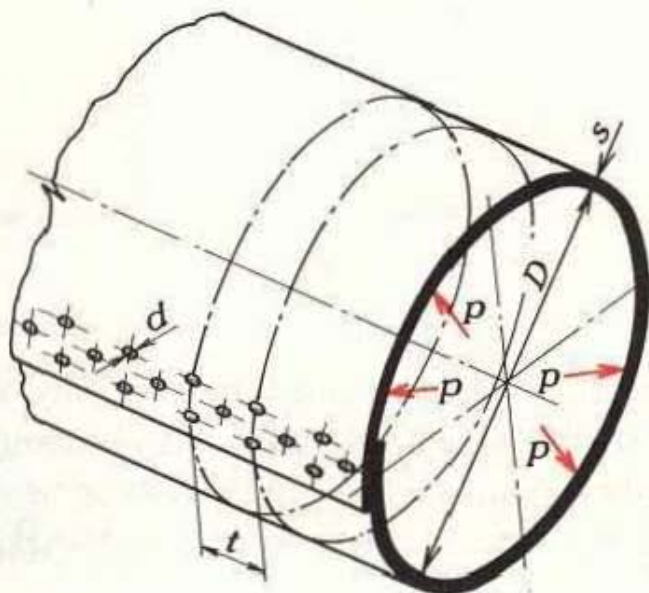
φ – součinitel zeslabení, $\varphi = (t - d)/t$,

p – pracovní tlak (vnitřní přetlak),

σ_{Dt} – dovolené napětí plechu v tahu,

a – přídavek na korozi, $a = 1$ až 2 mm.

U kotlů má být $s \geq 7$ mm.



Obr. 81. Nýtový spoj pláště nádoby přeplátováním – namáhání vnitřním přetlakem.

Válcová část (plášť) tlakové nádoby je z plechu zkrouženého (svinutého) do tvaru válce a pak snýtovaného. Nýty ve střídavém spoji se třemi řadami tvoří tzv. podélnou řadu (šev)

Počet nýtů určíme z podmínky, aby celou sílu přenášelo jen tření mezi spojovanými plechy. Velikost třecí síly, kterou způsobí jeden nýt, je

$$F_t = \frac{1}{4} \pi \cdot d^2 \cdot \sigma_{Dn},$$

kde d je průměr zataženého nýtu,

σ_{Dn} – dovolené napětí, které přenesse třením nýt zatažený za tepla;
pro jednu řadu nýtů:

s jednostřižnými nýty $\sigma_{Dn} = 70 \text{ MPa}$,

s dvojtřižnými nýty $\sigma_{Dn} = 140 \text{ MPa}$,

pro větší počet řad:

s jednostřižnými nýty $\sigma_{Dn} = 50 \text{ MPa}$,

s dvojtřižnými nýty $\sigma_{Dn} = 100 \text{ MPa}$.

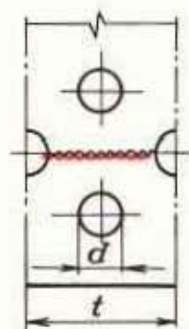
U tenkých plechů a dvojtřižných nýtů, kde není jistota, že se celé zatížení přenesse třením, kontrolujeme nýty také na otláčení:

$$p = \frac{F}{n \cdot d \cdot s} \leq 140 \text{ MPa}.$$

Velikost napětí σ_t v zeslabeném průřezu plechu (obr. 82):

$$\sigma_t = \frac{F_1}{(t - d) \cdot s},$$

kde $F_1 = \frac{1}{2} D \cdot p \cdot t$ je síla v pásu šířky jedné rozteče.

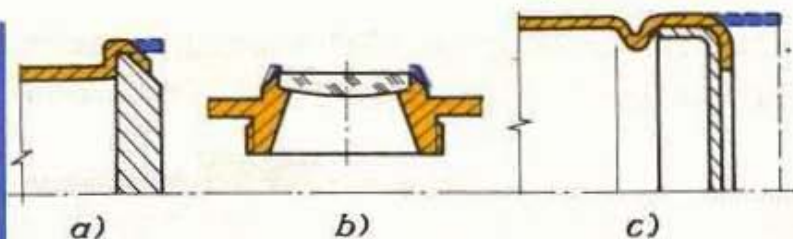


Obr. 82. Zeslabený průřez podélného švu nýtované nádoby

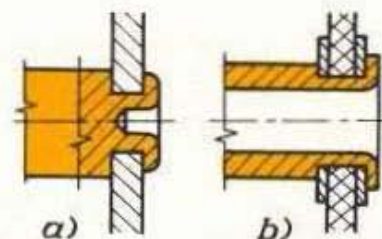
2.5 Zvláštní spoje

2.5.1 Obrubové spoje

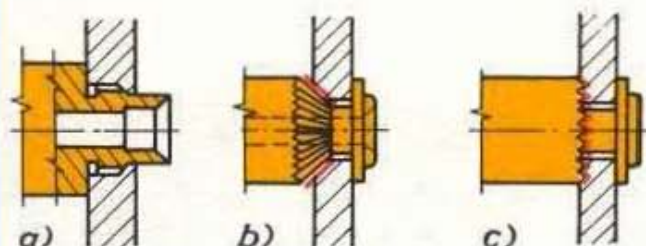
jsou spoje nejméně dvou součástí, které nejdříve do sebe zasuneme tak, aby se jedna součást opírala o doraz v druhé součásti a přečnivala svým okrajem (obrubou). Spoje dosáhneme přeložením obruby (obrubováním), takže součásti jsou spojeny tvarovým stykem (obr. 83, 84), jejich zajištění proti pootočení je na obr. 85. Ukázka nepřímého obrubového spoje je na obr. 86.



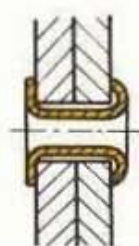
Obr. 83. Obrubové spoje s vnějším okrajem pro obrubu
a) tlustá závěrná součást, b) kovová objímka pro čočku,
c) tenká závěrná součást



Obr. 84. Obrubové spoje s vnitřním okrajem pro obrubu
a) dutý koncový čep s okrajem pro obrubu, b) čep na trubce s dvěma podložkami



Obr. 85. Zajištění obrubových spojů proti pootočení rýhovanými plochami
a) válcová plocha, b) kuželová plocha, c) čelní plocha



Obr. 86. Nepřímý obrubový spoj dutým nýtem

2.5.2 Lemové spoje

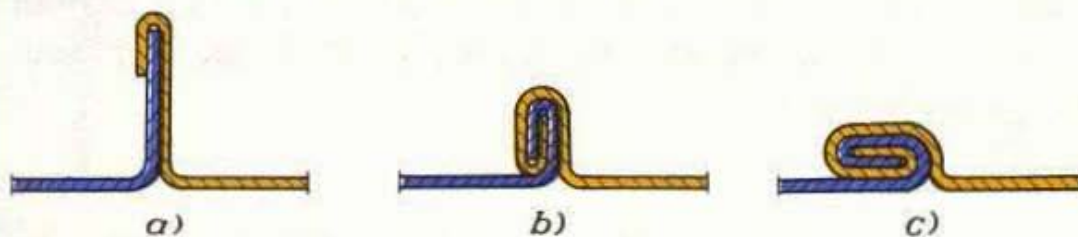
jsou spoje okrajů dvou plechových součástí. Zpravidla okraje plechů ohneme nejdříve tak, aby se daly vzájemně zasunout. Spoj dokončíme stlačením a prohnutím jednoho z plechů (obr. 87 až 89).



Obr. 87. Přímý lemový spoj
a) před lemováním, b) po lemování



Obr. 88. Nepřímý lemový spoj

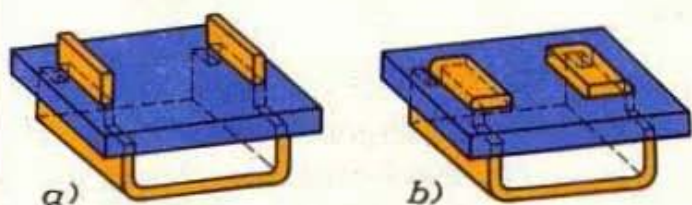


Obr. 89. Lemový spoj s dvojitým lemem
(postup lemování: a), b), c)

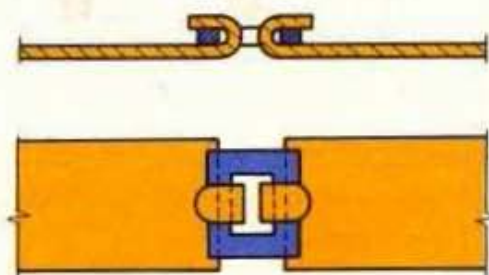
2.5.3 Jazýčkové spoje

mají spojení provedeno ohnutím jazýčků, které nejdříve musíme zasunout do výřezů (děr). Obvykle má jedna součást jazýčky a druhá díry, tzv. *přímé jazýčkové spoje*.

U nepřímých jazýčkových spojů používáme zvláštních spojovacích součástí. Jazýčky ve výřezech zabraňují vzájemnému posunutí spojovaných součástí tvarovým stykem (obr. 90, 91).



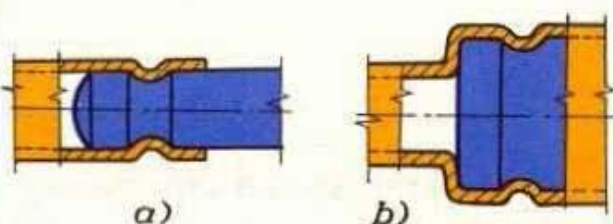
Obr. 90. Přímý jazýčkový spoj s přehnutými jazýčky
a) před spojením, b) po spojením



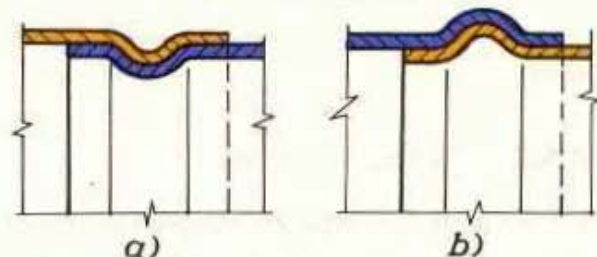
Obr. 91. Nepřímý jazýčkový spoj s děrovaným plechem

2.5.4 Žlábkové (prosazené) spoje

jsou spoje dvou do sebe zasunutých součástí většinou válcových. Spoje dosáhneme tak, že vytlačený žlábek jedné součásti zapadne do žlábků v druhé součásti. Spojené součásti jsou pojištěny proti axiálnímu posunutí tvarovým stykem. Pojištění proti pootočení je pouze třením součástí, takže není spolehlivé. Ve většině případů však postačuje (obr. 92, 93).



Obr. 92. Žlábkový spoj
a) s mezilehlým vrubem, b) s předřazeným vrubem



Obr. 93. Žlábkový spoj trubek
a) s vnitřním vrubem, b) s vnějším vrubem

2.5.5 Spoje zalitím a zatavením

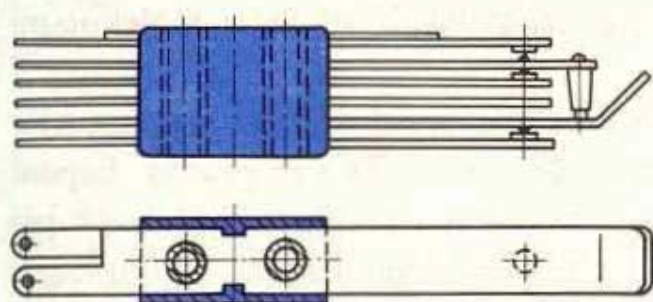
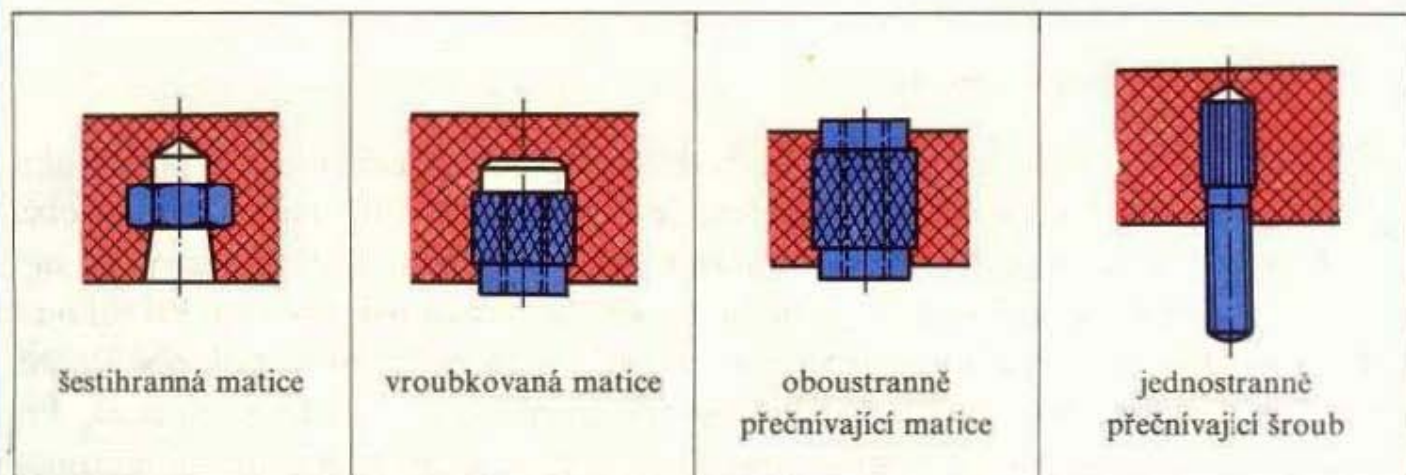
jsou nerozebíratelné spoje několika součástí s materiálovým stykem. Od ostatních spojů se liší tím, že se jedna ze spojovaných součástí vytváří teprve při zhotovování spoje. Materiál této součásti je nejdříve v tekutém nebo těstovitém stavu a při tuhnutí ve formě obklopí vloženou součást tak, že vznikne pevný spoj. Je-li součást zároveň součástí, která se má připojit, jde o *přímý vložkový spoj*, má-li však jen spojit jiné součásti, pak je to *nepřímý vložkový spoj*.

Spoj zalitím (zalisováním)

vznikne uložením vložek do součásti z plastů. Ty se skládají z organických nebo anorganických plnidel a z pojidla (fenolové či močovinné pryskyřice), které se ohřátím roztaví. Směs po ztuhnutí dává netavitelnou a chemicky velmi stálou hmotu (tab. 42). Kotevní šrouby strojů, podpěr, konzol apod. se zalévají tzv. epoxidovým betonem.

Nepřímý spoj je vhodný zejména tam, kde má být větší počet kovových součástí v nepatrných vzdálenostech spojen izolovaně (obr. 94).

Tab. 42. Přímý spoj zalitím

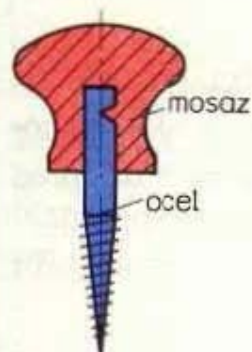


Obr. 94. Svazek pružnic kontaktu

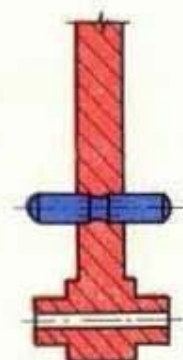
Spoje zatavením do sléváných kovů

a) *Zatavení v pískových formách* (do šedé litiny, mosazi, hliníku apod.) – nebezpečí posunutí zatavovaných součástí (obr. 95).

b) *Zatavení při lití pod tlakem*. Odlitky se vyrábějí vtlačováním roztavené slitiny do ocelových forem. Odlitek ztuhne téměř okamžitě a vzniknou tak přesné a čisté součásti. Používají se slitiny ložiskových kovů, zinkové slitiny a slitiny lehkých kovů.



Obr. 95. Knošlik s vrutem



Obr. 96. Páka spínače

Kovové součásti (ocelové, bronzové, mosazné apod.) zatavujeme pod tlakem jen tam, kde nestačí pevnost samotných odlitků, např. u děr se závitem, závrtných šroubů, velmi namáhaných ložiskových ploch apod. (obr. 96).

Dále používáme také zatavování kovových a keramických součástí do skla, např. u žárovek, rentgenových trubic apod.

2.6 Spoje lepené a tmelené

2.6.1 Princip, účel a použití

Lepené spoje jsou spoje s materiálovým stykem bez použití mechanických prostředků a bez tepelného procesu. Vlastnost, která je příčinou přilnutí dvou látek k sobě, je *adheze* (přilnavost). Mechanická adheze vzniká při lepení látek (kovových i nekovových), u nichž tekuté lepidlo proniká do pórů a nerovností povrchu. Při tuhnutí vytváří lepidlo mechanické můstky, jimiž se zachytí na povrchu a spojí obě lepené části. *Mechanická adheze* je hlavní složkou při lepení dřeva a podobných látek. Při lepení kovů má rozhodující význam *specifická adheze*, která je způsobena mezimolekulárním napětím, vznikajícím na mezní ploše mezi lepidlem a kovem. Dalším faktorem je *koheze* (soudržnost), tj. výslednice přitažlivých sil mezi molekulami lepidla.

Ve strojírenství se vlepují např. bronzové výstelky do ocelových pánví či pouzder ložisek, nalepují se břitové destičky na nástroje, lepí se měřidla a přípravky. Lepení se uplatňuje též při opravách a obnovování (renovaci) strojních součástí, např. při opravě poškozeného vedení obráběcího stroje, zadřeného čepu ložiska, při opravách pórovitých odlitků či trhlin (bloky a hlavy spalovacích motorů) apod. Jako příklady velkých lepených konstrukcí uvedme lepené jeřáby a mosty z lehkých slitin (např. most vyrobený VÚZ v Bratislavě – rozpětí 10 m, šířka 2,65 m, dovolené zatížení 130 kN). Uvedené příklady ukazují velký národohospodářský význam lepení, které usnadňuje provedení spojů a též prodlužuje životnost součástí.

Lepené spoje v přesné mechanice jsou rozmanitější než ve všeobecném strojírenství a často se používají. Slepují se dřevěné i papírové součásti, kovové součásti (např. šelakem), součásti keramické (glazování), a skleněné (např. čočky, hranoly apod.).

Spoje tmelené provádíme tak, aby tmel částečně vyplnil mezeru mezi součástmi. Na rozdíl od lepeného spoje se přídatný materiál nenanáší v tak tenké vrstvě a spojovací plochy není třeba stlačovat během jeho tuhnutí. Tavné tmely se musí před upotřebením zahřát, aby změkly.

Výhody lepení

1. lepený spoj nezeslabuje konstrukci dírami,
2. v lepeném spoji nejsou podél švů koncentrace napětí,
3. struktura materiálu se nemění vysokými teplotami,
4. snadné dosažení hladkých povrchů,
5. lepším využitím materiálu se zmenší hmotnost konstrukce,
6. na součástech z lehkých kovů nevzniká anodická koroze, protože vrstva pryskyřice dobře izoluje,
7. spoje jsou těsné vůči plynům i kapalinám.

Nevýhody lepení

1. nelze dosud lepit plechy větší tloušťky nebo profily velkého průřezu,
2. nehodí se pro vyšší provozní teploty,
3. spoje některých epoxidových lepidel jsou málo odolné proti stárnutí působením vlhkosti a vody.

2.6.2 Lepidla (tab. 43)

Tab. 43. Druhy lepidel, jejich vlastnosti a použití

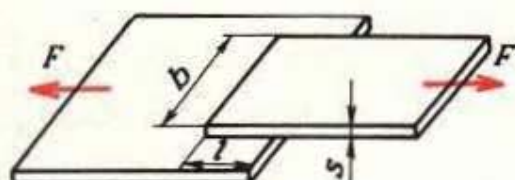
Chemické složení	Výrobce — označení	Vlastnosti	Použití
na bázi polyvinylů	nejznámější je polyvinylacetát, SSSR — karbinol	vrstva lepidla je křehká a hygroskopická	lepení dřeva, plastů, textilu
polyuretanová	vyrábí se v SSSR, USA, NSR	odolnost proti povětrnostním vlivům, jedovaté a nestálé	lepení kovů
na bázi formaldehydových pryskyřic	ČSSR — Umakol, V. Británie — Redux	pevnost ve smyku i proti loupání, odolnost proti vodě, drahé	lepení kovů, použití v letectví,
na bázi epoxidových pryskyřic	ČSSR — Epoxy, SSSR, Švýcarsko — Ciba, NDR — Epilox, USA — Epon	dobrá adheze na kovy, chemická odolnost	u nás téměř výhradně k lepení kovů
na bázi syntetických kaučuků	ČSSR — Svitpren SSSR — SKN	houževnatost, pevnost proti loupání	lepení pryže, dřeva, betonu, skla, kůže, kovů, brzdových obložení

2.6.3 Výpočet a konstrukce lepených spojů

Namáhání lepených spojů uvažujeme jen na smyk (obr. 97).
Přenášená síla

$$F = b \cdot l \cdot \tau_{ps} / k,$$

kde τ_{ps} je statická pevnost spoje ve smyku,
 k — bezpečnost.



Obr. 97. Namáhání lepeného spoje smykem

Při použití syntetických lepidel je τ_{Ps} pro spojované součásti z:

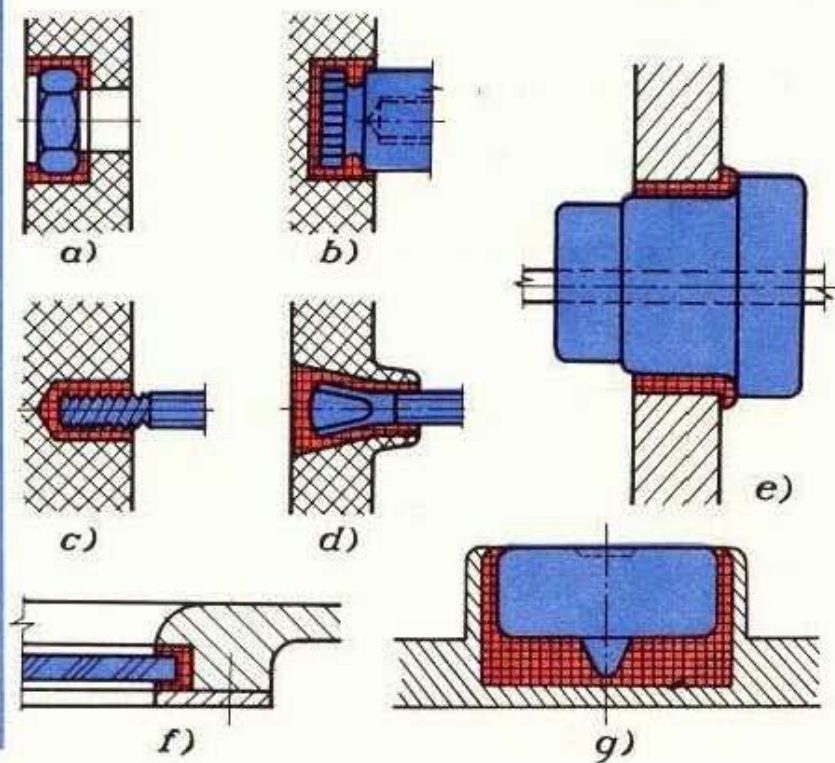
oceli	$\tau_{Ps} = 23$ až 54 MPa,
lehkých slitin	$\tau_{Ps} = 24$ až 57 MPa,
mědi	$\tau_{Ps} = 21$ až 49 MPa,
fosf. bronzu	$\tau_{Ps} = 22$ až 53 MPa,
mosazi	$\tau_{Ps} = 20$ až 46 MPa,
dřeva	$\tau_{Ps} = 6$ až 12 MPa (různá lepidla).

Příklady lepených spojů (tab. 44)

Závěrem třeba poznamenat, že pro dosažení potřebné pevnosti lepených spojů je třeba dodržet správný technologický postup i pokyny pro uskladňování lepidel. Při lepení nelze též zanedbat bezpečnostní předpisy pro práci s chemikáliemi.

2.6.4 Spoje tmelené

Jako pojidlo se používá pečetní vosk, kalafunové nebo voskové tmely. Používají se buď *tavné tmely* v alkoholickém roztoku, nebo *tuhnoucí tmely*, které tvrdnou za normální teploty (např. sádra, mramorový cement, magnéziový tmel nebo tmel z olověného klejtu – oxid olovnatý) (obr. 98).

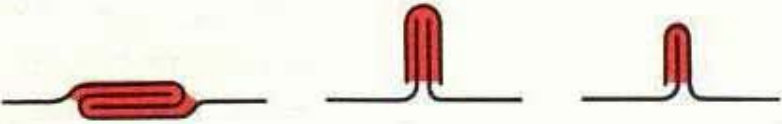
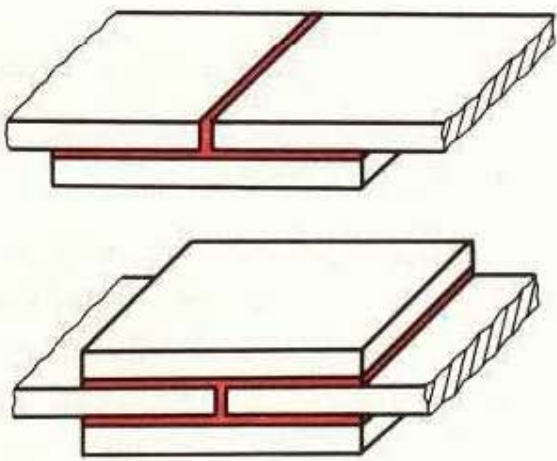
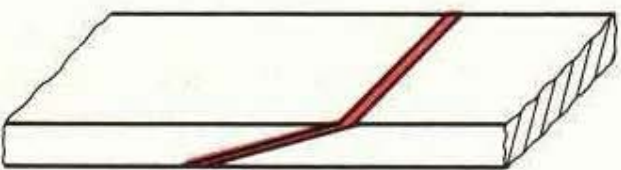
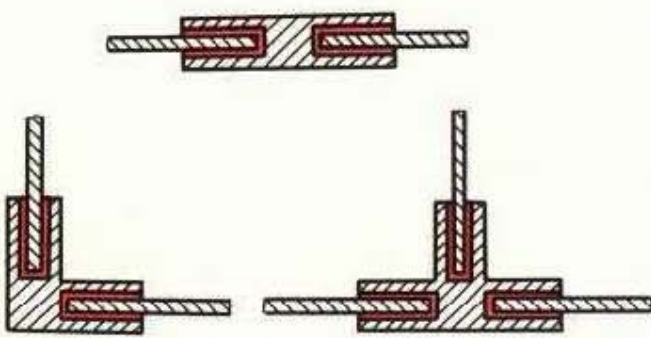
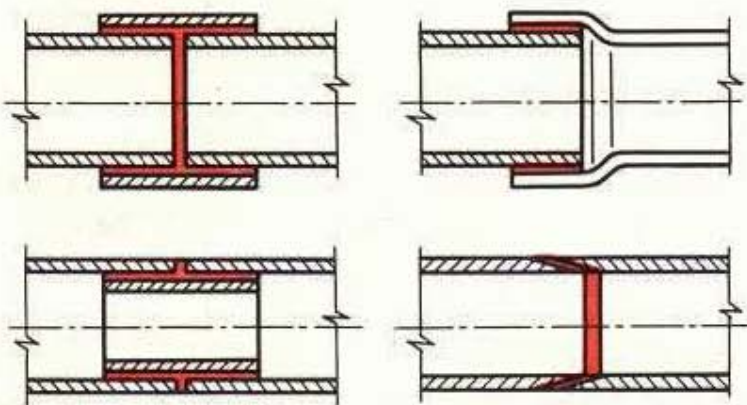


Obr. 98. Tmelené spoje
a), b), c), d) tvary kovových součástí pro ztmelení do keramických součástí, e) ztmelení keramické průchozí svorky, f) ztmelení skleněné tabulky, g) libela krabicové vodováhy

2.7 Spoje pájené

Pájení je nerozebíratelné spojení stejných nebo různých kovů v tuhém stavu roztaveným přídavným kovem nižších mechanických vlastností než základní materiál, popř. slitinou zvanou pájka (materiálový styk). Spojované materiály se neroztavují,

Tab. 44. Příklady lepených spojů

Druh	Provedení
<i>Lemový spoj</i> tenkých plechů má velkou plochu, zajišťuje polohu spojovaných částí	
<i>Podložený spoj</i> plechů se stykovou deskou má vyšší pevnost – na okraji se neloupe	
<i>Zkosený spoj</i>, vhodný pro lepení tlustších plechů, drahý	
<i>Drážkový spoj</i> tlustších plechů zabráňuje loupání, přesně ustavuje vzájemnou polohu	
<i>Spojování trubek</i> vnější nebo vnitřní spojkou podle požadavku hladkosti povrchu, rozehnutý konec jedné trubky nebo kuželovité osazení	

proto musí mít pájka nižší tavicí teplotu. Spojení nastává *difúzí* (prolínáním) pájky do spojovaných materiálů a tvořením slitiny ve styčných plochách.

Pájením se vytvářejí nosné nebo vodivé spoje, utěsňují se spáry a trhliny.

Výhody pájení

1. možnost spojování různých materiálů i obtížně tavitelných,
2. nenastává natavení spojovaných materiálů, takže jejich vlastnosti se působením tepla neporuší (struktura, mechanické, elektrické a magnetické vlastnosti),
3. jednoduché zařízení pro výrobu, montáž a údržbu.

Nevýhody pájení

1. poměrně malá pevnost spojů,
2. složité tvary spojů a tím zvýšená pracnost.

2.7.1 Pájky a jejich použití

Podmínkou vzniku pájeného spoje je smáčivost pájeného povrchu pájkou, tj. schopnost pájky kovově se spojit s pájenými materiály při pracovní teplotě. Jakost spoje závisí na druhu pájeného materiálu, na čistotě jeho povrchu, na druhu a množství pájky, na její zabíhavosti a vzlínavosti, na tavidle, které má před pájením převést kyslíčníky z povrchu kovu do strusky a chránit pájený povrch i pájku před oxidací.

Kapilární pájení spočívá v tom, že tekutá pájka vniká působením kapilární vzlínavosti do mezer mezi spojovanými součástmi a difúzí i do vnitřní struktury pájených materiálů. K ohřevu dílů a roztavení pájky jsou vhodné elektrické pece s ochrannou atmosférou.

Pájky a jejich použití jsou v tab. 45.

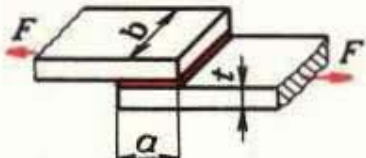
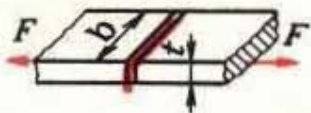
Tab. 45. Pájky a jejich použití

Druhy pájek a tavicí teplota	Hlavní složení pájky	Tavidlo	Použití
měkké do 500 °C	a) zvláštní ¹⁾ b) cínové (Sn–Pb)	kapalné (pájecí voda, tj. zředěná kyselina solná s rozpuštěným zinkem) nebo tuhé ve formě pasty	K pájení materiálů, které nelze příliš zahřívát a na spoje s menší pevností. Lze pájet oceli, měď, zinek, olovo, cín a jejich slitiny, šedou litinu, hliník a jeho slitiny, keramiku.
tvrdé nad 500 °C	a) hliníkové b) ze slitin mědi c) stříbrné	borax, kyselina boritá aj.	Na spoje s větší pevností. Lze pájet oceli, litinu, hliník a jeho slitiny, měď, nikl, žáropevné materiály

¹⁾ Jsou to měkké pájky, které mají buď vyšší, nebo nižší tavicí teplotu než pájky cínové. Znamenají úsporu Sn při malém množství jiných přísad (např. Ag, Cu).

2.7.2 Výpočet a konstrukce pájených spojů (tab. 46, 47)

Tab. 46. Výpočet pájených spojů

Druh spoje	Postup výpočtu
přesažný 	$F = b \cdot a \cdot \frac{\tau_{ps}}{k},$ kde F je síla přenášená spojem, a — délka přesazení, b — šířka spoje, τ_{ps} — pevnost spoje ve smyku, k — součinitel bezpečnosti, $k > 1$; Délka přesazení: $a = k \cdot t \cdot \sigma_{Dt} / \tau_{ps},$ kde t je tloušťka pájeného plechu.
tupý 	$F = \frac{b \cdot t \cdot \sigma_{pts}}{k}$
šikmý 	tah $F = b \cdot t \cdot \frac{\sigma_{pts}}{k \cdot \sin^2 \alpha},$ smyk $F = \frac{b \cdot t \cdot \tau_{ps}}{k \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}$

Hodnoty pevnosti spoje (ČSN 42 1315) při použití:

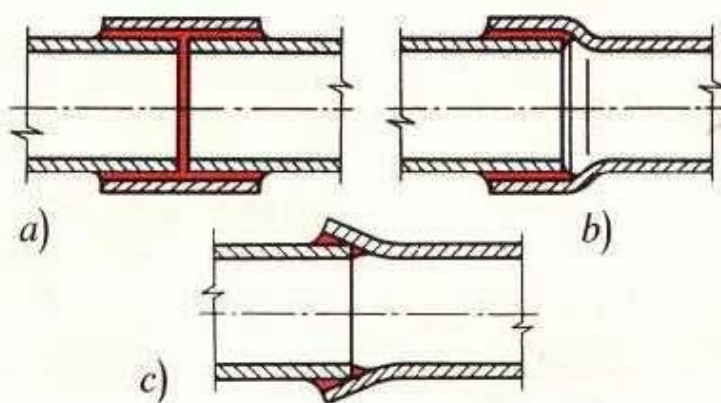
zvláštní pájky	$\sigma_{pts} = 45$ až 80 MPa,	$\tau_{ps} = 35$ až 50 MPa,
cínové pájky	$\sigma_{pts} = 30$ až 80 MPa,	$\tau_{ps} = 20$ až 40 MPa,
hliníkové pájky	$\sigma_{pts} = 70$ MPa,	$\tau_{ps} = 60$ MPa,
pájky ze slitin mědi	$\sigma_{pts} = 140$ až 310 MPa,	$\tau_{ps} = 100$ až 200 MPa,
stříbrné pájky	$\sigma_{pts} = 190$ až 380 MPa,	$\tau_{ps} = 120$ až 230 MPa

Tab. 47. Příklady pájených spojů

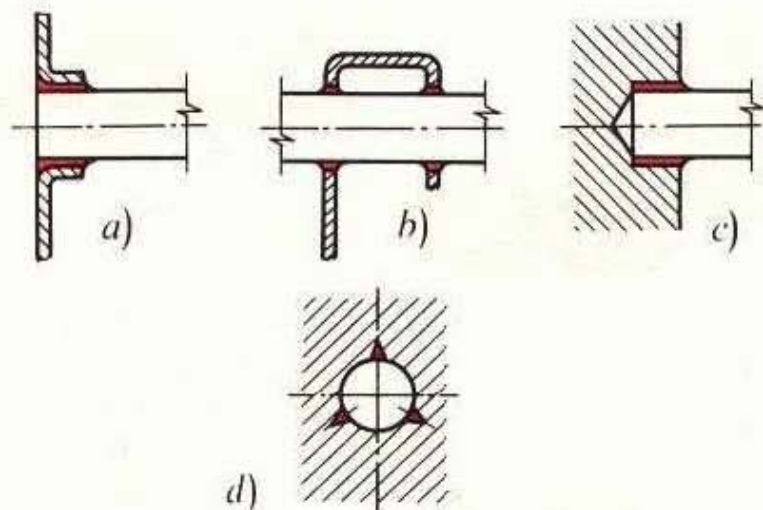
Spoje pájené na měkko	
a) přeplátováním plechů	
b) podložený tupý	
c) s jednoduchým přehybem	
d) s dvojitým přehybem	

Spoje pájené na měkko

- a) trubky s vnějším kroužkem
 b) trubky s rozehnáným koncem
 jedné z trubek
 c) částečně rozehnáný konec
 jedné trubky

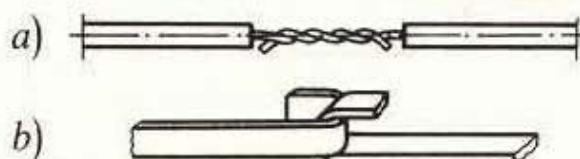


- a), b) tyče nebo trubky s plechy
 c) připojení konce kruhové tyče
 d) uložení těsné – axiální drážky
 umožňují zatečení pájky



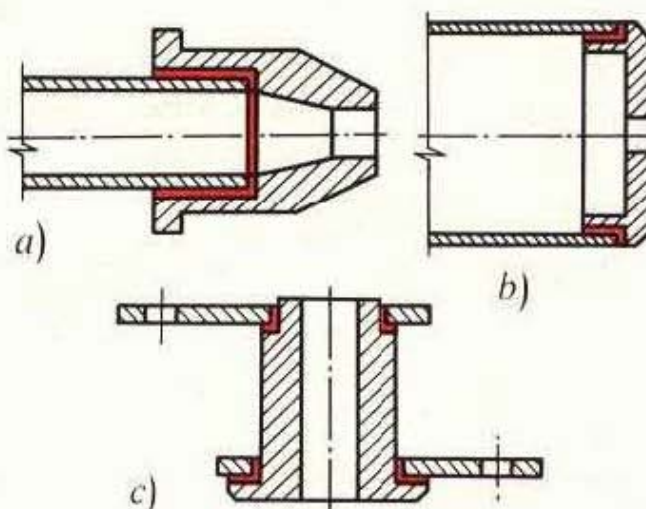
vodivé spoje

- a) drátů
 b) pásků



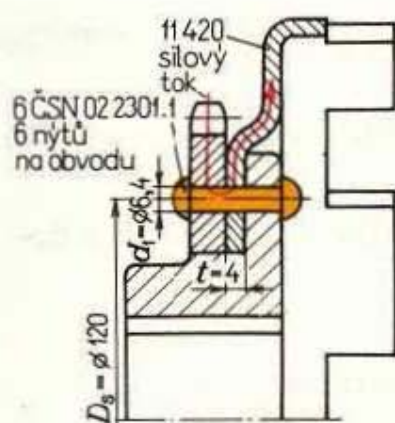
Spoje pájené na tvrdo

- a) trubka s koncovkou
 b) trubka s uzávěrem
 c) řídicí páka

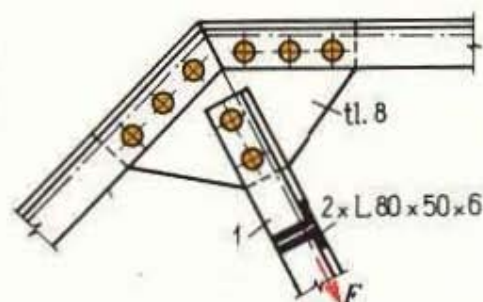


2.4 Spoje nýtové

1. Mezi který druh spojů patří nýťový spoj?
2. Jak je možno rozebrat nýťový spoj?
3. Které druhy spojování vytlačují v poslední době nýťování a proč?
4. Jaké požadavky se kladou na nýťové spoje: a) ve stavbě ocelových konstrukcí, b) ve stavbě tlakových nádob, c) ve stavbě nádrží?
5. Jak je možno nýťové spoje utěsnit?
6. Kdy a které nýty se zavírají za tepla? Jaké to má výhody?
7. Jaká bývá pevnost materiálu nýtů vzhledem k pevnosti materiálu spojovaných součástí a proč?
8. Proč má být materiál nýtů a spojovaných součástí v chemicky agresivním prostředí stejný?
9. Řetězové kolo a unášec lamelové spojky jsou připojeny k náboji šesti nýty (obr. 99). Spoj má přenášet krouticí moment 800 N . m. Vyhovuje nýťový spoj požadavkům? (Pozor! – uvažujte o počtu stříhů s ohledem na vyznačený silový tok.) [$p = 87 \text{ MPa} < p_D$, ale $\tau_s = 69 \text{ MPa} > \tau_{Ds}$, spoj nevyhovuje. Nutno volit nýt $d = 8 \text{ mm}$ s dírou $d_1 = 8,4 \text{ mm}$]
10. Jakou sílu může přenášet táhlo 1 jeřábové konstrukce (obr. 100) složené z dvojice úhelníků L 80 × 50 × 6, připojené dvěma nýty průměru 16 mm ke styčnému plechu tloušťky 8 mm, je-li $\tau_{Ds} = 120 \text{ MPa}$ a $p_D = 300 \text{ MPa}$? [81,6 kN]

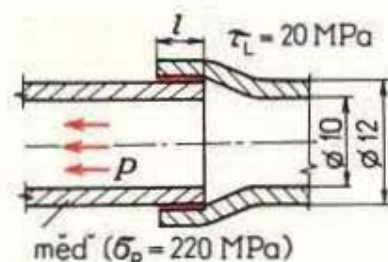
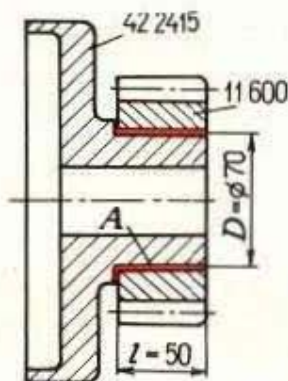


Obr. 99. Nýťový spoj řetězového kola s unáščem lamelové spojky a nábojem



Obr. 100. Nýťový spoj ocelové jeřábové konstrukce

Obr. 101. Lepený spoj ocelového pastorku s litinovou objímkou



Obr. 102. Pájený spoj měděných chladicích trubek

2.6 Spoje lepené a tmelené

1. Jaké jsou výhody lepených spojů a kde se mohou použít?
2. Které fyzikální vlastnosti umožňují spojení součástí lepením?
3. Na obrázku 101 je litinová objímka s přilepeným ocelovým pastorkem. Pevnost lepidla $\tau_{ps} = 25 \text{ MPa}$, bezpečnost $k = 5$. Jak velký krouticí moment přenese? (Čelní spáru zanedbejte!) [1 924 N . m]
4. Lepený spoj z příkladu 3 nahraďte spojem s těsným perem stejné délky a porovnejte jaký krouticí moment může přenést. Dovolенý tlak v litinové objímce $p_{D1} = 60 \text{ MPa}$, v ocelovém pastorku $p_{D2} = 100 \text{ MPa}$. [777 N . m]

2.7 Spoje pájené

1. Jaký je rozdíl mezi lepenými a pájenými spoji?
2. Měděnými trubkami spojenými měkkou pájkou (obr. 102) proudí odpařené chladivo s přetlakem $p = 1,2 \text{ MPa}$. Vypočítejte minimální potřebnou délku pájené mezery l , je-li dovolené napětí pájky $\tau_D = 4 \text{ MPa}$. [0,83 mm]

2.8 Svarové spoje

Ze spojů s materiálovým stykem má svařování ve strojírenském průmyslu největší význam. Svařování je spojování kovových (nejčastěji ocelových) součástí, ale i součástí z plastů, v nerozebíratelný celek působením tepla nebo i tlaku a většinou s použitím přídavného materiálu stejného nebo podobného složení a mechanických vlastností jako má spojovaný materiál. Při svařování se spojuje základní a přídavný materiál v tekutém nebo těstovitém stavu; pro přenos jsou tedy rozhodující *kohezní síly* základního a přídavného materiálu. Výchozím polotovarem pro svařované součásti je především válcovaný materiál, tj. plechy, desky, profily, méně často odlitky.

Svařování se používá při výrobě nových strojů a konstrukcí i při opravách.

Výhody

1. menší hmotnost svařovaných konstrukcí proti nýťovaným či litým — úspora materiálu,
2. svarky jsou při malém počtu kusů levnější nežli odlitky vyžadující model a nežli výkovky nebo výlisky,
3. nádoby svařované z plechu mají proti nýťovaným hladký povrch a jsou dokonale těsné,
4. svařovat lze automaty, což zvyšuje produktivitu práce,
5. svařování lze snadno použít i při montážích mimo výrobní závod,
6. v porovnání s nýťováním je svařování bezhlučné,
7. mez únavy samotného svarového kovu je u kvalitních elektrod vyšší než základního materiálu stejné pevnosti,
8. dobrá je i svařitelnost některých ocelí na odlitky, dále hliníku a většiny jeho slitin i některých plastů,
9. možnost zkoušení provedených svarů bez porušení materiálu; vady lze dodatečně opravit.

Nevýhody

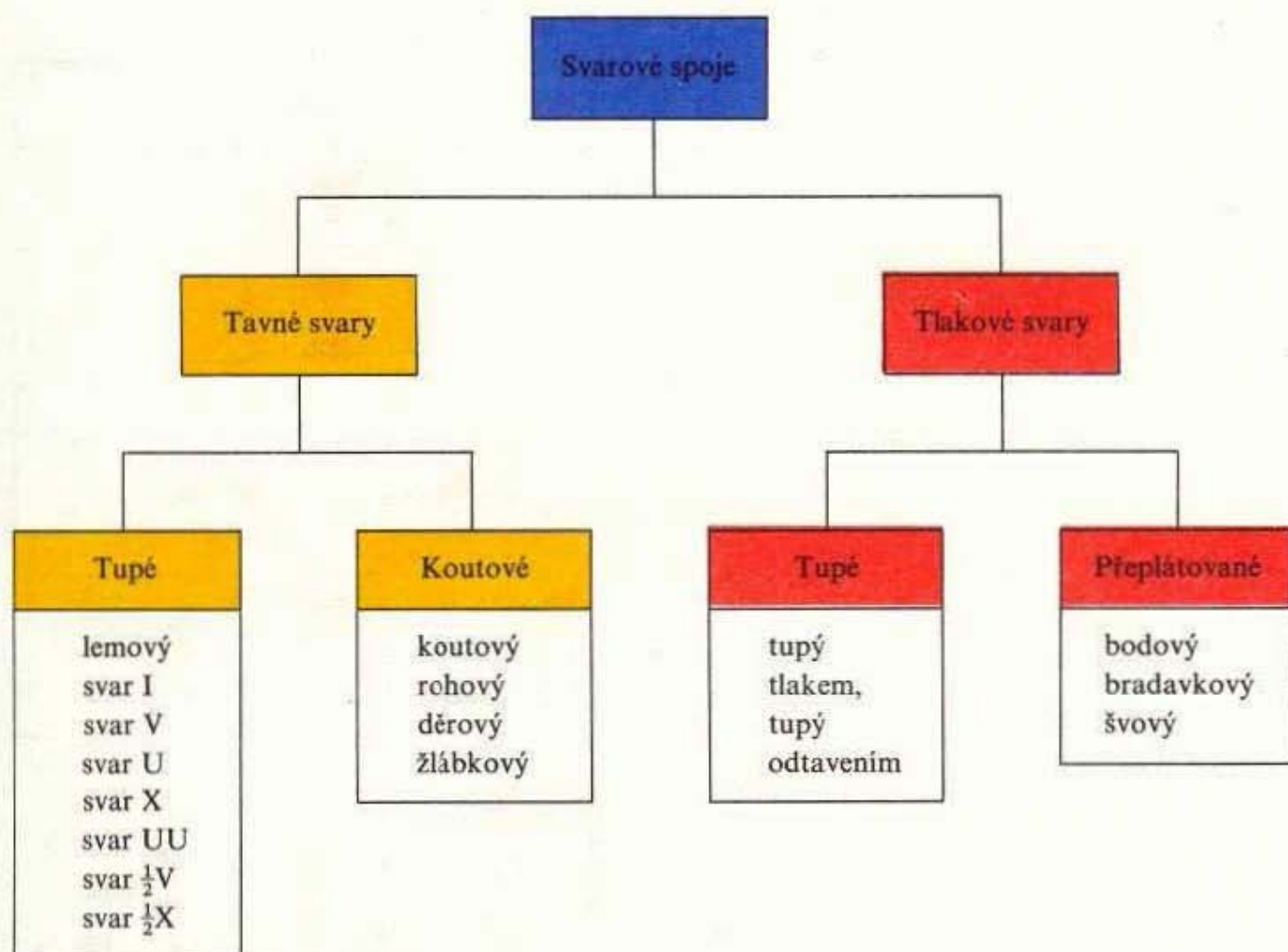
1. použití oceli pro svařované části je podmíněno její svařitelností, klesající u ocelí s vyšším obsahem uhlíku,
2. často je nutná úprava stykových ploch před svařováním,
3. svarový spoj je tuhý a nepoddajný,
4. vznik prnutí a deformací vlivem nestejněoměrného zahřátí při svařování,
5. vyšší nároky na kvalifikaci dělníků, některé předpisy vyžadují pravidelné zkoušení svářečů.

2.8.1 Rozdělení a druhy svarů (tab. 48 a 49)

Tab. 48. Druhy styku spojovaných součástí

Tupý	Součásti leží v jedné rovině	
Přeplátovaný	Součásti leží konci přes sebe	
Rovnoběžný	Součásti leží celou šířkou na sobě	
Kolmý	Jedna součást stojí kolmo na druhou	
Křížový	Dvě součásti stojí kolmo na třetí	
Rohový	Dvě součásti se stýkají svými konci pod libovolným úhlem	
Vicenásobný	Tři nebo více součástí se stýká najednou svými konci	

Tab. 49. Rozdělení svarových spojů



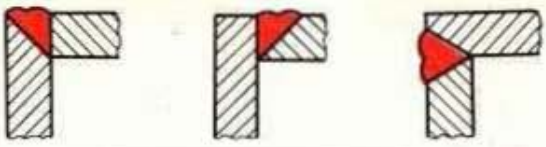
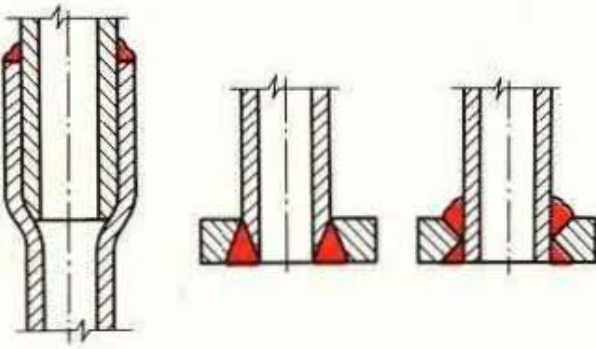
Poznámka. Nákreby a označení jednotlivých druhů svarů jsou ve ST.

Svařování plastů (tab. 50 a 51)

Tab. 50. Charakteristika způsobů svařování plastů

Způsob svařování	Hmota		Použití
	tuhá—tvrdá	měkká—ohebná	
horkým plynem	ano	ojediněle, tenčí vrstvy	součásti průmyslového zařízení z PVC a polyethylénu
vedením tepla	ojediněle, menší plochy	ano	navazování podpatků na celoplastickou obuv, ruční a strojové svařování švů na plastické konfekci
třením (frikční)	ano	ne	jen rotační tělesa, navazování přírub
vysokofrekvenční	ojediněle, tenčí vrstvy	ano	svařování švů na plastické konfekci a obalech, hračky

Tab. 51. Svary při svařování plastů horkým plynem

Druh svaru	Použití	Provedení
V	pro tenčí desky	
X	pro tlustší, oboustranně přístupné desky	
koutové 	spojování materiálů k sobě kolmých	
rohové $\frac{1}{2}V$, V	okrajové spoje materiálů k sobě kolmých	
koutové V, $\frac{1}{2}X$	pro spojování trubek a přírub	

2.8.2 Materiál a konstrukce svarových spojů

Svažitelnost

Způsobnost kovů k vytváření dobrého svarového spojení tak, aby svar i okolí jím ovlivněné odpovídaly požadavkům na ně kladeným pro daný účel, je svažitelnost.

Dobrou svažitelnost vykazují oceli s nižším obsahem uhlíku (do 0,3 %). Některé slitinové konstrukční oceli mají svažitelnost podstatně lepší než uhlíkové oceli stejné pevnosti. Svažitelnost ocelí na odlitky je obdobná jako ocelí válcovaných stejného složení. Šedá litina je velmi obtížně svažitelná. Pro náchylnost k tvoření trhlin a tvrdých míst se používají speciální elektrody a svařované části se předehřívají. Svažitelnost hliníku a většiny jeho slitin je poměrně dobrá, zejména v ochranné atmosféře.

Zpravidla volíme materiály, u kterých je v materiálových listech zaručená svažitelnost.

Z konstrukčních ocelí jsou to zejména:

10 370, 10 420, 11 330, 11 343, 11 373, 11 375, 11 378, 11 423, 11 425, 11 428, 11 523, 11 524.

Z legovaných a uhlíkových ušlechtilých ocelí to jsou především:

12 010, 12 020, 12 021, 13 030, 13 123, 15 020, 15 110, 15 121, 15 124, 15 222, 15 412, 15 420.

U ocelí třídy 15 bývá nutno součásti před svařováním předehřát a po svařování žíhat.

Tab. 52. Svažitelnost součástí z kovů a slitin používaných v elektrotechnice a přesné mechanice

	Ocel	Mosaz	Bronz	Nikl	Alpa- ka		Hli- nik	Tan- tal	Dural	Silu- min	Hydro- nallium
Ocel	●	●	—	●	●	Hliník	●	●	●	—	●
Mosaz	●	●	●	●	●	Tantal	●	●	●	—	●
Bronz	—	●	●	●	●	Dural	●	●	●	●	●
Nikl	●	●	●	●	●	Silumin	—	—	●	●	●
Alpaka	●	●	●	●	●	Hydro- nallium	●	●	●	●	●

● dobře svažitelné, — nelze svařovat

Z ocelí na odlitky lze nejlépe svařovat:

42 2633, 42 2643, 42 2712, 42 2731, 42 2743.

Svažitelnost kovů používaných v elektrotechnice a přesné mechanice je v tab. 52.

Elektrody, způsoby svařování a kontrola svarů

Elektrody používáme k vytvoření elektrického oblouku; elektroda je ve valné většině též přídavným materiálem, na jehož kvalitě záleží. Podle materiálu rozeznáváme elektrody uhlíkové a kovové (ocelové, litinové, mosazné atd.). Kovové elektrody jsou buď holé, nebo obalené — nejdůležitější (*tab. 53*); trubičkové elektrody používané ve světě a u nás ve zkušebním provozu umožňují výkony až o 30 % vyšší.

Tab. 53. Přehled elektrod pro svařování uhlíkových ocelí podle ČSN 05 5020

Označení	Použití
E 34.00	podružné konstrukce a součásti málo namáhané z oceli pevnosti do 420 MPa
E 42.11	konstrukce a součásti z oceli o pevnosti do 500 MPa (pozemní stavby, lodi, vozidla, nádrže apod.)
E 42.16	plechy do tloušťky 3 mm s pevností v tahu do 500 MPa
E 42.28	mostní a jiné konstrukce z oceli 11 373 a 10 370
E 44.72	jako u E 42.28; kotle a tlakové nádoby z oceli tř. 11 pevnostní řady 36 a 41, pracující za vyšších teplot
E 44.83	jako u E 44.72; ocelové konstrukce s pevností do 440 MPa, oceli s větším obsahem nečistot a pro velké tloušťky
E 48.72 E 48.83	kotle a tlakové nádoby z oceli tř. 11 pevnostní řady 44 a 47
E 52.33	konstrukce a součásti z oceli 11 523, mostní konstrukce a ocelové odlitky
E 62.33	válcované profily a ocelové odlitky s pevností v tahu větší než 600 MPa

Způsoby svařování. Svařování tavné se provádí plamenem nebo elektrickým obloukem, ručně nebo automaticky. Značně se rozšířilo svařování v ochranných atmosférách — oblouk hoří mezi automaticky podávaným drátem a svařovaným kusem a je obklopen ochranným plynem, např. argonem (používá se netavící wolframová elektroda nebo kovová elektroda tvaru drátu), nebo kyslíčnickem uhličitým. Při tzv. svařování atomickém hoří oblouk v prostředí vodíku mezi dvěma netavicími se wolframovými elektrodami.

Svařování plazmou se uplatňuje při svařování plechů do tloušťky 6 mm. Výhodou tohoto způsobu svařování je, že vznikají jen malá pnutí a deformace. Spotřebuje

se méně přídavného materiálu a dosahuje se dvojnásobná rychlost svařování. Ochranným plynem bývá argon s přídavkem vodíku.

Principem odporového svařování je využití tepla vznikajícího působením elektrického odporu při průchodu proudu svařovaným materiálem.

Metodika kontroly svarů je uvedena v tab. 54.

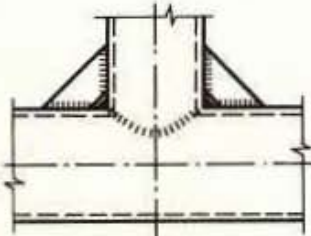
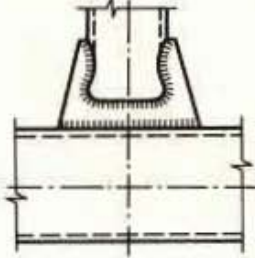
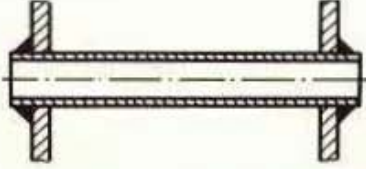
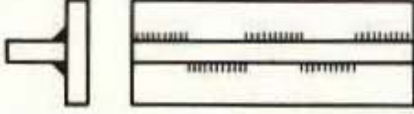
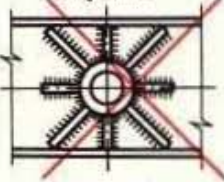
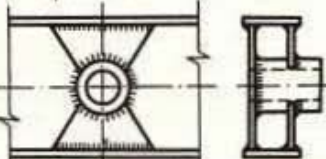
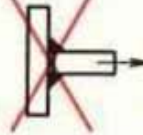
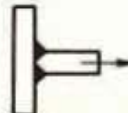
Tab. 54. Kontrola jakosti svarových spojů

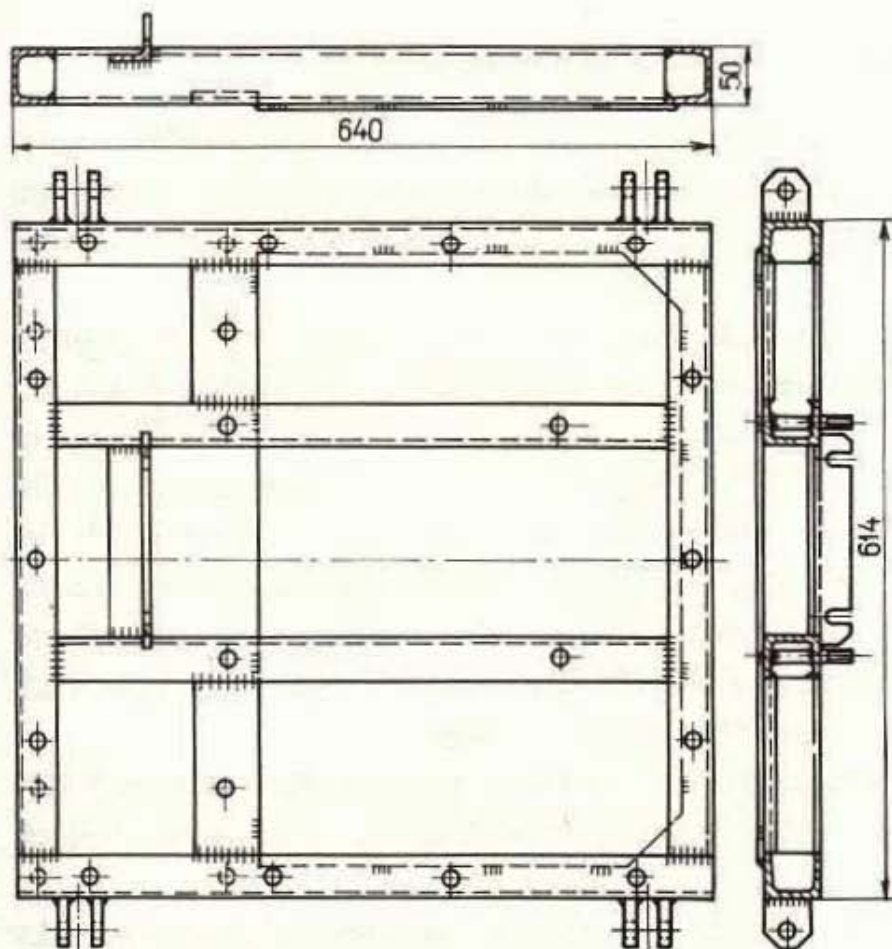
Druh kontroly	Předmět kontroly
Kontrola výrobní dokumentace	druh základního materiálu, přídavný materiál, soulad konstrukce s předpisy, přístupnost ke svarům
Vnější prohlídka před svařováním	tvar a rozměry svarových ploch, slícování svarových ploch, čistota povrchu hran a okolí
Vnější prohlídka po svařování	úchytky od rozměrů svarů, převýšení tupých svarů, vruby ve svaru a v přechodu svaru do základního materiálu, trhliny na povrchu svaru, geometrické tvary svarku
Mechanické zkoušky svarových spojů	zkouška tahem, zkouška lámavosti (ohybem), zkouška vrubové houževnatosti, zkouška makrostruktury, zkouška mikrostruktury
Zkouška tvrdosti	tvrdost teplem zasaženého základního materiálu
Tlaková zkouška	pevnost a těsnost svarů
Prozáření	čistota svarového kovu

Práce svářečů, tj. zručnost, svědomitost a zkušenost, do značné míry ovlivňuje jakost svarového spoje (možnost vzniku vnitřních vad – póry, struskové vměstky, neprovařená místa, špatně provařený kořen svaru, chybný přechod mezi svarem a základním materiálem). Svařovací práce na výrobcích, které by v provozu mohly ohrozit lidské životy nebo způsobit škody (např. svařované tlakové nádoby, potrubí, mosty, jeřáby atd.), smějí vykonávat jen svářeči, kteří s úspěchem vykonali předepsané zkoušky.

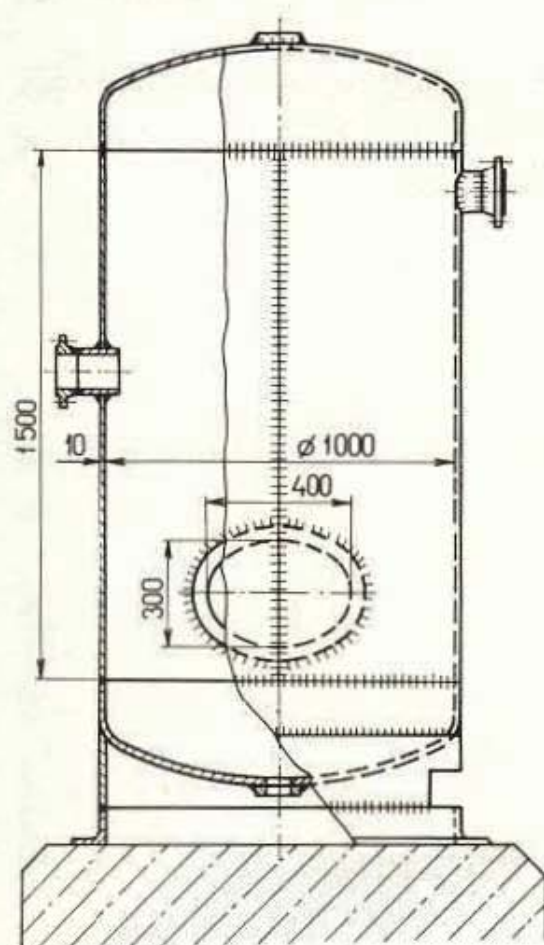
Konstrukce svarových spojů (tab. 55, obr. 103 až 106)

Tab. 55. Základní pravidla pro navrhování svařovaných konstrukcí

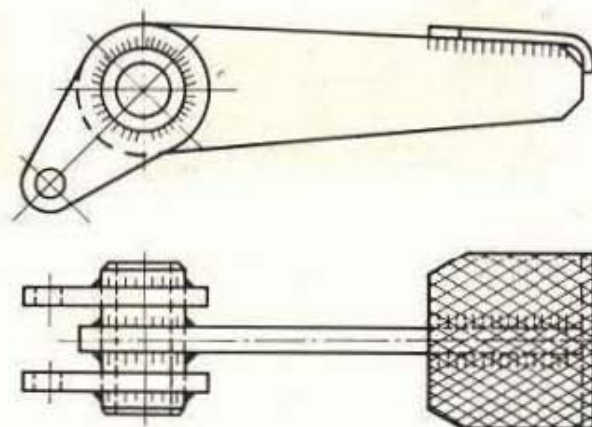
Zásady	Příklad
Používat polotovary	
Vyloučit nákladné přípravné obrábění	 nevhodně  vhodně
Pamatovat na přístupnost svarů	
Navrhnout svary co nejmenší, popř. přerušované	
Vyhnout se nahromadění svarů	
Mnoho výztuh — zvýšení prnutí a deformací	chybně  správně 
Vyhnout se vrubům	chybně  správně 
Snadné obrábění kusu po svaření	



Obr. 103. Rám elektrického lanového vrátku s maximální tažnou silou 2 500 N



Obr. 104. Stojatý válcový vzduchojem na tlakový vzduch pro objem $1,5 \text{ m}^3$, provozní tlak 1 MPa



Obr. 105. Nožní úhlová dvouramenná páka

2.8.3 Způsob, přenos a rozdělení zatížení u svarového spoje

Pevnost spoje provedeného tavným svarem je závislá na pevnosti svarového materiálu nebo na pevnosti přechodu ze svaru do základního materiálu a na uspořádání a rozměrech svaru. Přídavný svarový kov se má fyzikálními vlastnostmi co nejméně lišit od základního materiálu.

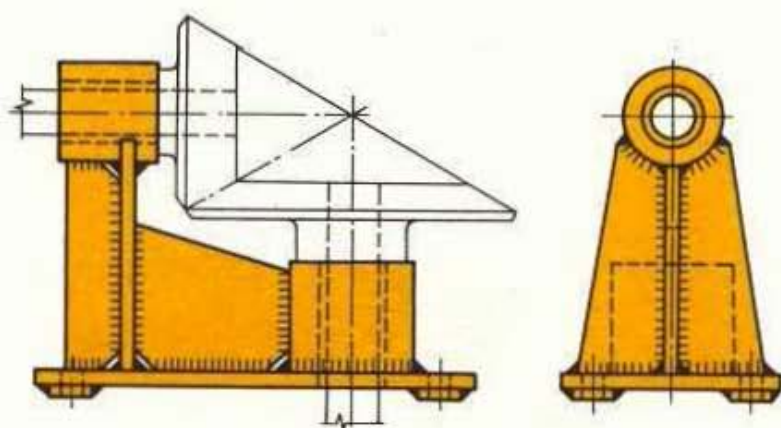
U tupých svarů prováděných elektrickým odporem se dosahuje ve styku za předpokladu bezvadného svaru téměř stejných mechanických vlastností jako v základním materiálu. S průřezem svařeným na tupo můžeme proto počítat jako s nestykovým kusem. U bodových, bradavkových a švových svarů záleží na pevnosti jednotlivých bodů a způsobu namáhání. Průběh napětí u koutových svarů je v *tab. 56*.

Při klidném zatížení nemají místní špičky napětí u houževnatého materiálu větší vliv na únosnost spoje, neboť překročením meze kluzu se špičky vyrovnají. Proto při výpočtech uvažujeme průměrné napětí. Při dynamickém namáhání jsou však místní koncentrace napětí rozhodující pro únosnost spoje.

Kritéria výpočtu. Rozdělení namáhání ve svaru uvažujeme stejné jako v základním materiálu. U tupých svarů zanedbáváme převýšení svaru, u nestejně tlustých částí počítáme, jako by svar měl průřez tenčího dílu.

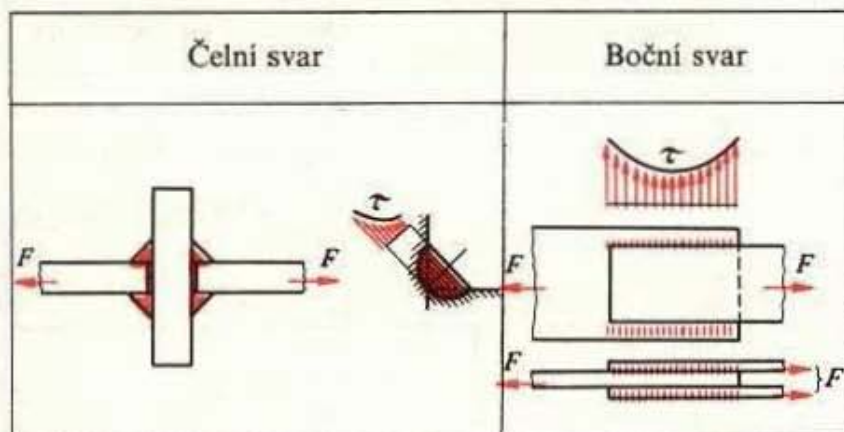
U koutových svarů uvažujeme nebezpečný průřez vytvořený sklopením výšky svaru $0,7t$ a předpokládáme stejnoměrné rozdělení namáhání, i když tento předpoklad neodpovídá plně skutečnosti. Proto omezujeme délku bočního svaru na $l_b = 40t$. Výsledné napětí dostaneme geometrickým součtem jednotlivých napětí. Vypočtená napětí koutových i děrových a žlábkových svarů porovnáváme bez ohledu na způsob zatížení s pevností ve smyku.

U odporových svarů na tupo nebo švových se počítá plný svařený průřez. U bodových svarů lze přibližně předpokládat průměr bodu $d = 2s + 2 \text{ mm}$, kde s je tloušťka tenčího plechu a svarové místo se počítá na smyk.



Obr. 106. Ložiskový kozlík pro ozubené kuželové soukolí

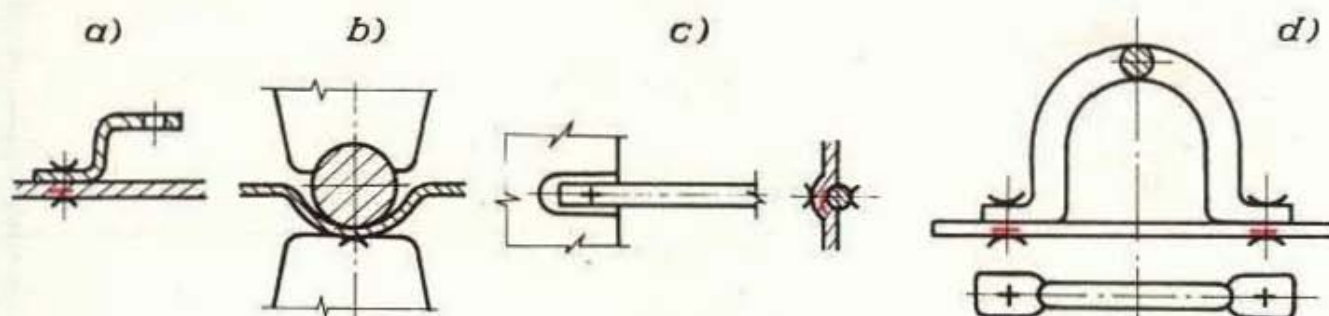
Tab. 56. Průběh napětí u koutových svarů



2.8.4 Výpočet svarů podle ČSN 05 0120

Při statickém zatížení (tab. 57, 58)

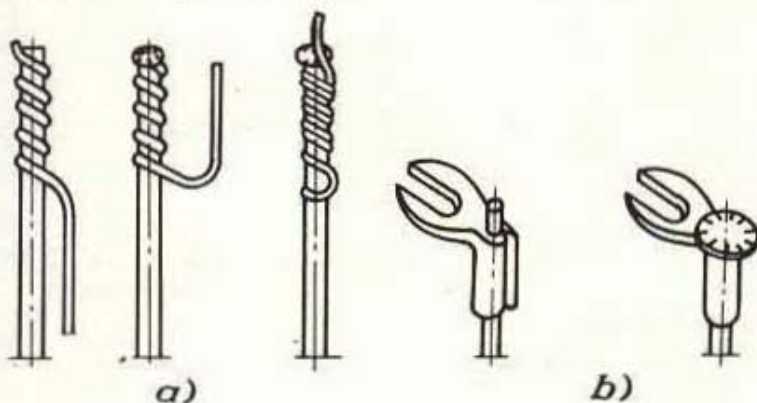
Dovolená napětí svarů pro klidné zatížení jsou v tab. 59. Doporučené minimální tloušťky koutových svarů jsou v tab. 60. Výpočet bodových svarů je v tab. 61, velikost a uspořádání bodových svarů v tab. 62.



Obr. 107. Bodové svary v přesné mechanice

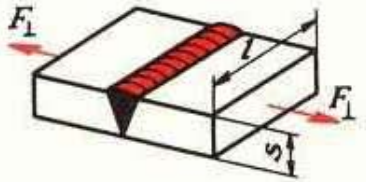
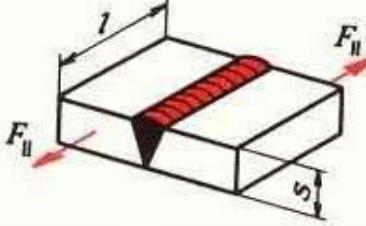
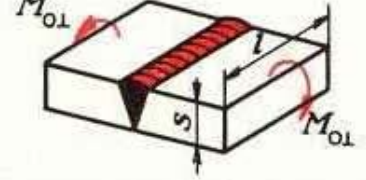
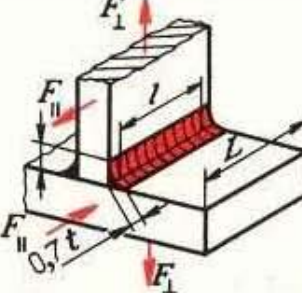
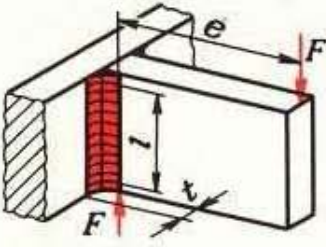
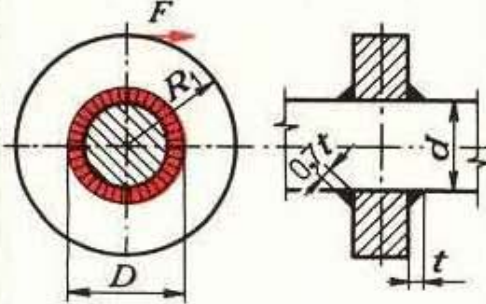
a) úhelník pro zavěšení pružiny, b), c) přivaření součásti kruhového průřezu, d) pásková pojistka

Tlakové svařování — zejména bodové (obr. 107) se často používá v přesné mechanice a v elektrotechnice, i když zde se používá též přivařování elektrickým obloukem (obr. 108).



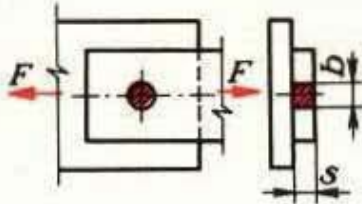
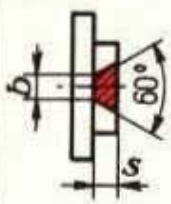
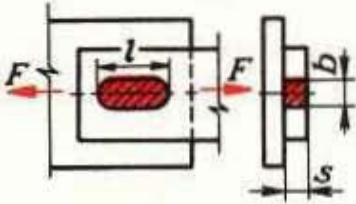
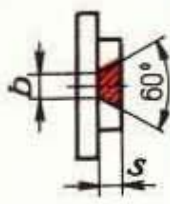
Obr. 108. Svařování elektrickým obloukem v elektrotechnice
a) svařování dvou drátů, b) přivaření kabelové přípojky k drátu

Tab. 57. Výpočet tavných svarových spojů

Způsob spojení	Postup výpočtu	Dovolené ¹⁾ napětí svaru
	$\sigma_{\perp} = \frac{F_{\perp}}{s \cdot l} \leq \sigma_{Ds}$	$\sigma_{Ds} = \sigma_{Dz} \text{ (tlak)}$ $\sigma_{Ds} = 0,85\sigma_{Dz} \text{ (tah)}$
	$\tau_{\parallel} = \frac{F_{\parallel}}{s \cdot l} \leq \tau_{Ds}$	$\tau_{Ds} = 0,7\sigma_{Dz}$
	tupý kolmý svar namáhaný ohybem $\sigma_{\perp} = \frac{6M_{o\perp}}{s^2 \cdot l} \leq \sigma_{Ds}$	$\sigma_{Ds} = 0,85\sigma_{Dz}$
	$\tau_{\parallel} = \frac{F_{\parallel}}{2 \cdot 0,7t \cdot l} \leq \tau_{Ds\parallel}$ $\tau_{\perp} = \frac{F_{\perp}}{2 \cdot 0,7t \cdot l} \leq \tau_{Ds\perp}$	$\tau_{Ds\parallel} = 0,65\sigma_{Dz}$ $\tau_{Ds\perp} = 0,75\sigma_{Dz}$
	$\tau_{\parallel} = \frac{F}{2 \cdot 0,7t \cdot l}$ $\tau_{\perp} = \frac{6F \cdot e}{2 \cdot 0,7t \cdot l^2}$ $\tau = \sqrt{\tau_{\parallel}^2 + \tau_{\perp}^2} = \tau_{Ds}$	$\tau_{Ds} = 0,65\sigma_{Dz}$
	$\tau_{\parallel} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F \cdot R}{2 \cdot \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} =$ $= \frac{2,5D \cdot F \cdot R}{D^4 - d^4} \leq \tau_{Ds}$ $D = d + 2 \cdot 0,7t$	$\tau_{Ds} = 0,65\sigma_{Dz}$

¹⁾ σ_{Ds} je dovolené napětí svarového spoje v tahu nebo tlaku,
 σ_{Dz} – základní dovolené napětí (spojovaných materiálů) v tahu,
 τ_{Ds} – dovolené napětí svarového spoje ve smyku.

Tab. 58. Výpočet děrového a žlábkového svaru

Napětí	Děrový svar		Žlábkový svar	
	rovný	zkosený	rovný	zkosený
				
v základně	$\tau = \frac{F}{0,5b^2}$	$\tau = \frac{F}{0,8b^2}$	$\tau = \frac{F}{0,7b \cdot l}$	$\tau = \frac{F}{b \cdot l}$
po obvodu	$\tau = \frac{F}{2,2s \cdot b}$	$\tau = \frac{F}{3,1s \cdot b}$	$\tau = \frac{F}{1,4s \cdot l}$	$\tau = \frac{F}{2s \cdot l}$

Podmínka. $\tau \leq \tau_{Ds} = 0,65\sigma_{Dz}$.

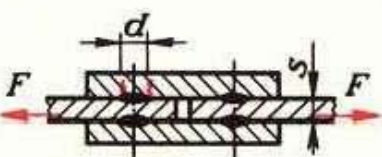
Tab. 59. Dovolená napětí svarů ocelových konstrukcí ve stavbě strojů pro klidné zatížení

Konstrukční část	Způsob namáhání	Převodní součinitel $\alpha = \sigma_{Ds}/\sigma_{Dz}$ $\alpha_r = \tau_{Ds}/\sigma_{Dz}$	Dovolená napětí σ_D, τ_D (MPa)			
			11 373		11 523	
			tlusté součásti	tenké, střední součásti	tlusté součásti	tenké, střední součásti
Základní materiál	tah tlak ohyb	1,0	140	150	215	225
	smyk	0,6	84	90	129	135
Tupé (stykové) svary	tah	0,85	119	127,5	183	191
	tlak	1,00	140	150	215	225
	smyk	0,70	98	105	150	157
Koutové svary boční čelní	smyk	0,65	91	97,5	140	146
		0,75	105	112,5	161	169

Tab. 60. Doporučená minimální tloušťka koutových svarů (ČSN 05 0120)

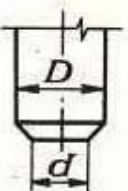
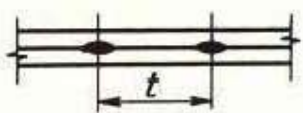
Maximální tloušťka svařované součásti s (mm)		Minimální tloušťka t (mm) při spojování ocelí o pevnosti	
nad	do	370 a 420 MPa	520 MPa
—	10	4	6
10	20	6	8
20	30	8	10
30	50	10	12
50	—	12	14

Tab. 61. Výpočet bodových svarů

Svarek	Postup výpočtu	Dovolené napětí
 a) jednostřížný spoj	Namáhání na smyk: $\tau_{\parallel} = \frac{F}{i \frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau_{Ds}$	$\tau_{Ds} = 0,65\sigma_{Dz}$
 b) dvojstřížný spoj	$\tau_{\perp} = \frac{F}{i \cdot \pi \cdot d \cdot s} \leq \tau_{Ds}$	$\tau'_{Ds} = 0,50\sigma_{Dz}$
	Namáhání na odtržení: $\tau_{\perp} = \frac{F}{i \frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau'_{Ds}$	$\tau'_{Ds} = 0,50\sigma_{Dz}$

Poznámka: i je počet bodů, popř. střížných ploch.

Tab. 62. Velikost a uspořádání bodových svarů

Tloušťka plechu s (mm)	 Rozměry elektrod $D_{\min}$ (mm) $d_{\max}$ (mm)		 Minimální rozteč bodů t (mm)	 Minimální přeplátování L (mm)
	$D_{\min}$ (mm)	$d_{\max}$ (mm)	t (mm)	L (mm)
0,25	10	3,2	6,3	10
0,5	10	4,5	10	11
0,8	10	4,5	12,5	11
1	12,5	6,3	20	12,5
1,25	12,5	6,3	22	14
1,6	12,5	6,3	28	16
2	16	8,0	36	18
2,5	16	8,0	40	20
2,8	16	10,0	45	20
3,2	16	10,0	50	22

Při dynamickém zatížení

Dynamicky namáhané svařované konstrukce se musí v kritických průřezích kontrolovat na únavu. Vypočítané horní napětí cyklu σ_h musí být menší nežli mezní horní napětí σ_H^x odečtené ze Smithova diagramu odpovídajícího vyšetřovanému druhu svaru a zvolenému materiálu pro příslušnou hodnotu součinitele nerovnoměrnosti cyklu r (tab. 63). Bezpečnost svaru při dynamickém zatížení:

$$k = \frac{\sigma_H^x}{\sigma_h} \quad \text{a} \quad k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_h}; \quad \text{volí se } k = 1,5 \text{ až } 3.$$

Příklady výpočtu

1. Elektrický kladkostroj je zavěšen ve dvou okách z ploché oceli. Vlastní tíha kladkostroje $G = 4 \text{ kN}$ a jeho nosnost $Q = 30 \text{ kN}$. Jaká musí být minimální délka $L_{\min}$ tupých svarů (obr. 109)?

Řešení:

a) Zatížení oka 1 (více zatížené) z podmínky rovnováhy k bodu 2:

$$F_1 = \frac{Q \cdot 340 \text{ mm} + G \cdot 190 \text{ mm}}{350 \text{ mm}} = \frac{30 \text{ kN} \cdot 340 \text{ mm} + 4 \text{ kN} \cdot 190 \text{ mm}}{350 \text{ mm}} = 31,3 \text{ kN}.$$

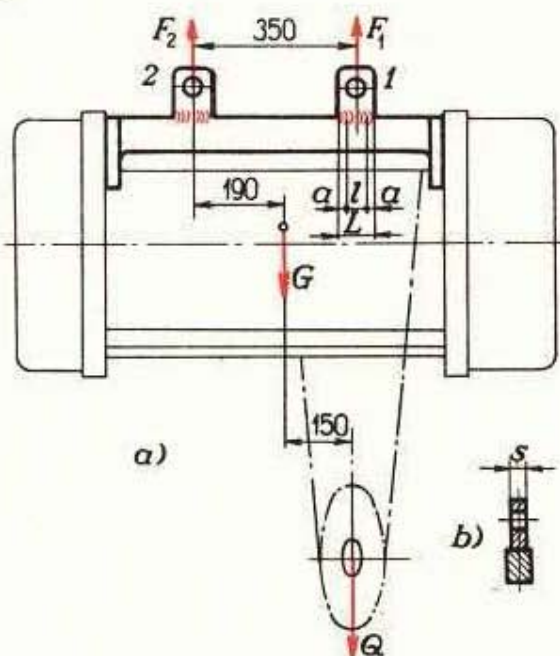
b) Dovolené napětí svaru:

$$\sigma_{Ds} = 0,85\sigma_{Dz} = 0,85 \cdot 110 \text{ MPa} = 93,5 \text{ MPa}.$$

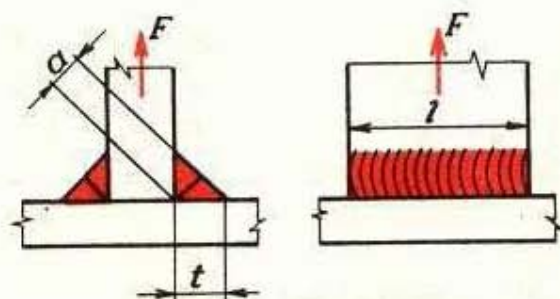
Podle ST má ocel 11 343 $\sigma_{Dt} = 90$ až 140 MPa .

c) Potřebná délka svarů:

$$l = \frac{F_1}{s \cdot \sigma_{Ds}} = \frac{31,3 \cdot 10^3 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot 93,5 \text{ MPa}} \doteq 28 \text{ mm}.$$



Obr. 109. Zavěšení elektrického kladkostroje



Obr. 110. Kolmé plechy svařené koutovými svary

Celková minimální délka svaru:

$$L_{\min} = l + 2a = 28 \text{ mm} + 2 \cdot 12 \text{ mm} = 52 \text{ mm},$$

kde $a = s$ je přídavek na nedokonalost svaru na začátku a na konci (počáteční a konečný kráter).

2. Zkontrolujte smykové napětí koutového svaru (obr. 110) namáhaného tahem $F = 60 \text{ kN}$, je-li $t = 8 \text{ mm}$, $l = 100 \text{ mm}$.

Řešení:

a) Smykové napětí svaru:

$$\tau_{\perp} = \frac{60 \text{ kN}}{2 \cdot 0,7 \cdot 8 \text{ mm} \cdot 100 \text{ mm}} = 53,5 \text{ MPa}.$$

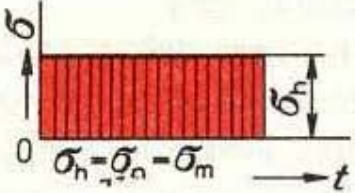
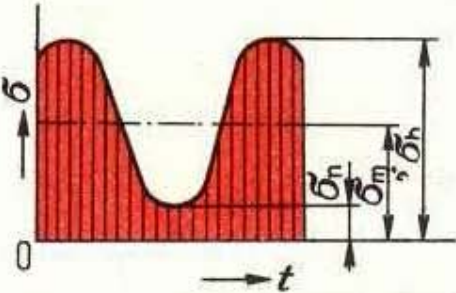
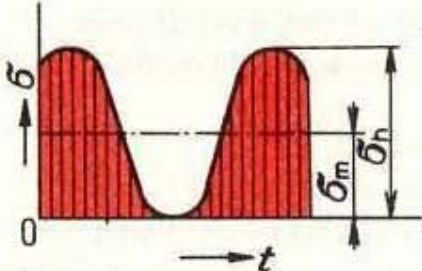
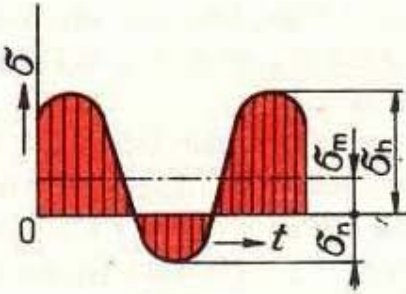
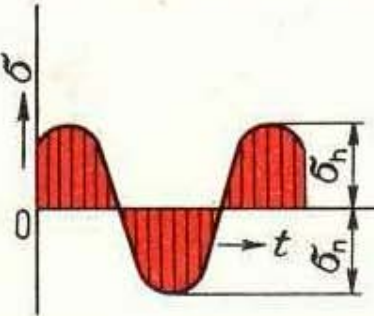
b) Dovolené napětí svaru:

$$\tau_{Ds\perp} = 0,75\sigma_{Dz} = 0,75 \cdot 110 \text{ MPa} = 82,5 \text{ MPa}.$$

c) Kontrola:

$$\tau_{\perp} \leq \tau_{Ds\perp}, \quad 53,5 < 82,5 \text{ MPa} - \text{svar vyhovuje.}$$

Tab. 63. Charakteristické příklady cyklických namáhání

Způsob zatížení	Časový průběh napětí	Součinitel nesouměrnosti cyklu $r = \sigma_n / \sigma_h$ nebo $r = \tau_n / \tau_h$
stálé (statické)		$r = +1$
pulsující		$0 < r < +1$
mijivé		$r = 0$
střídavé nesouměrné		$-1 < r < 0$
střídavé souměrné		$r = -1$

Poznámka: Napětí na mezi únavy pro vypočítaný poměr r a jednotlivé materiály zjistíme ve Smithových diagramech v ČSN 05 0120.

2.8.5 Navařování jako jeden z hlavních způsobů renovace součástí

Strojní součásti, nástroje apod. opotřebované jen na některých místech nenahrazujeme novými. Životnost těchto součástí prodlužujeme navařováním kovu či slitiny na opotřebovaná místa. Získáme tak úsporu času a práce na výrobu nové součásti i úsporu materiálu (hlavně slitinových ocelí a neželezných kovů).

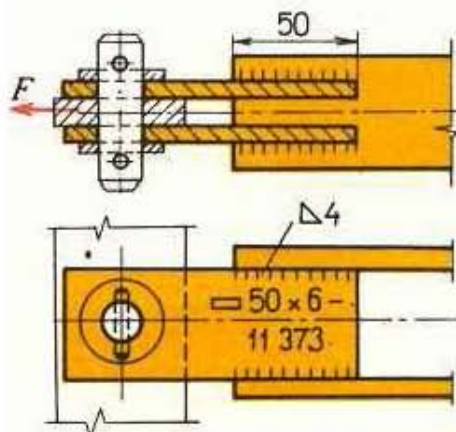
Navařujeme slévárensky, plamenem, elektrickým obloukem, elektrovibračně, v ochranné atmosféře (viz Strojírenská technologie).

Nánosový svar se však nepoužívá jen při opravách. Nanášejí se materiály vysoké tvrdosti, korozivzdorné, odolné vůči opotřebení, vodivé na místa, kde jsou tyto vlastnosti požadovány, místo aby se celý kus dělal z drahého materiálu. Například se tyto materiály nanášejí na ventilová nebo šoupátková sedla a podobným způsobem se nanášejí rychlořezné oceli na nástroje.

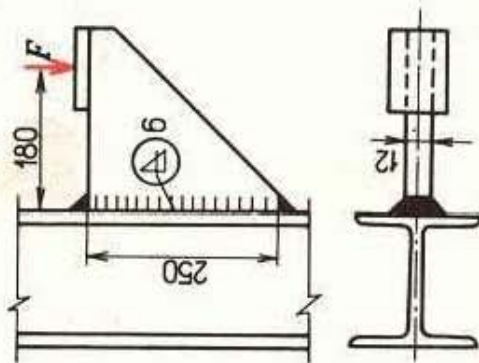
OTÁZKY A ÚKOLY

2.8 Spoje svarové

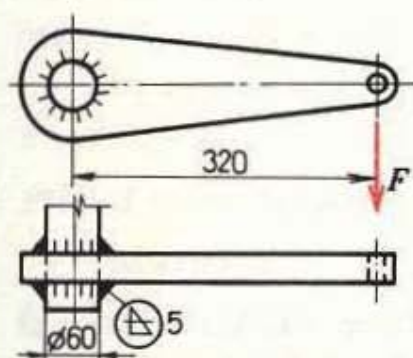
1. Vyjmenujte výhody a nevýhody svarových spojů.
2. Které oceli jsou spolehlivě svařitelné?
3. Napište označení svaru pro:
 - a) podložený svar I dvou plechů tloušťky 3 mm, délky 100 mm,
 - b) nepodložený svar V dvou plechů tloušťky 6 mm, délky 200 mm,
 - c) plochý koutový svar kolmých plechů tloušťky 8 mm, délky 250 mm,
 - d) koutový svar kolem celého obrysu pro připojení trubky s tloušťkou stěny 5 mm ke kolmému plechu tloušťky 8 mm,
 - e) odporový tupý svar tlakem dvou kruhových tyčí,
 - f) bodový svar jednořadý dvou přeplátovaných plechů tloušťky 2 mm.
4. Vidlice táhla dvoučelistové brzdy (obr. 111) je ze 2 kusů ploché oceli. Dovolené napětí základního materiálu $\sigma_{Dz} = 100$ MPa. Jsou koutové svary i ploché oceli dostatečně dimenzovány, aby přenesly míjivou tažnou sílu $F = 25$ kN? [Ano. $\sigma_t = 41,7$ MPa, $\tau_{||} = 44,6$ MPa]
5. Nádrž je podepřena konzolami z plechu tloušťky 12 mm, které jsou přivařeny k nosníku obvodovým koutovým svarem tloušťky $t = 6$ mm (obr. 112). Zatížení konzoly $F = 38$ kN, součásti jsou z oceli 11 373. Proveďte kontrolu svaru. [Vyhovuje. $\tau = 69$ MPa $< \tau_{Ds}$]
6. Zkontrolujte svarový spoj páky s hřídelem průměru 60 mm (obr. 113). Koutový svar $t = 5$ mm, součásti jsou z materiálu 11 523. Míjivá síla na páce $F = 7,2$ kN. [Vyhovuje. $\tau_{||} = 55$ MPa $< \tau_{Ds}$]
7. Ocelová lamela třecí spojky je přivařena dvanácti bodovými svary k náboji (obr. 114). Má přenášet střídavý krouticí moment 120 N . m. Vyhovuje spoj požadavkům, jestliže pro bezpečnost počítáme pouze 2/3 nosných svarů? [Ano. $\tau_{||} = 19,1$ MPa, $\tau_{\perp} = 11,9$ MPa]



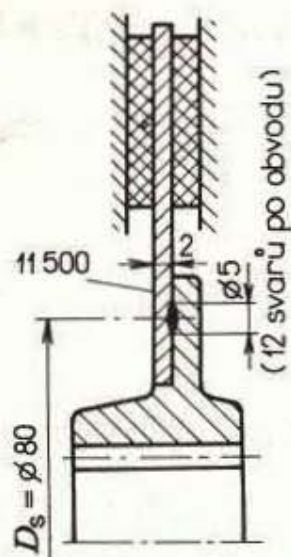
Obr. 111. Svařovaná vidlice táhla dvoučelistové brzdy



Obr. 112. Svařovaná konzola pro podepření nádrže



Obr. 113. Přivaření páky k hřídeli



Obr. 114. Přivaření ocelové lamely třecí spojky k náboji bodovými svary

3.1 Tlakové nádoby a aparáty

Tlaková nádoba je nádoba, na jejíž stěny působí plyny a páry o tlaku větším než atmosférickém nebo kapaliny o tlaku větším než hydrostatickém. Naše závody vyrábějí tlakové nádoby zejména pro chemický průmysl náš i zahraniční, např. na Střední východ.

3.1.1 Materiál a příklady konstrukce

Plášť, dna, hrdla

Tlakové nádoby se mohou vyrábět jen z jakostních materiálů uvedených v ČSN 69 0010 (tab. 64) podle přiřazení příslušnému výpočtovému přetlaku a teplotě. V normě jsou uvedeny oceli pro plechy, trubky, šrouby a matice, výkovky a odlitky i dovolené jakosti šedé litiny.

Tab. 64. Přehled jakostí a použitelnosti oceli na plechy pro tlakové nádoby

Výpočtový přetlak p (MPa)	Výpočtová teplota t (°C)	Materiál	Výpočtový přetlak p (MPa)	Výpočtová teplota t (°C)	Materiál				
do 4	do 300	11 343.1 11 373.1	všechny	do 425	11 366.1 11 368.1 11 416.1 11 418.1 11 444.1 11 474.1				
všechny	do 250	17 254.1			do 475	15 110.1			
	do 300	11 375.1 11 378.1 11 425.1 11 500.1							
		do 400					11 364.1	do 525	15 111.1
							13 030.1 13 123.1 15 223.1		
					17 241.1 17 345.1 17 347.1	do 580	15 123.1 15 225.1		
	do 600	17 102.2							
				do 650	17 246.1				

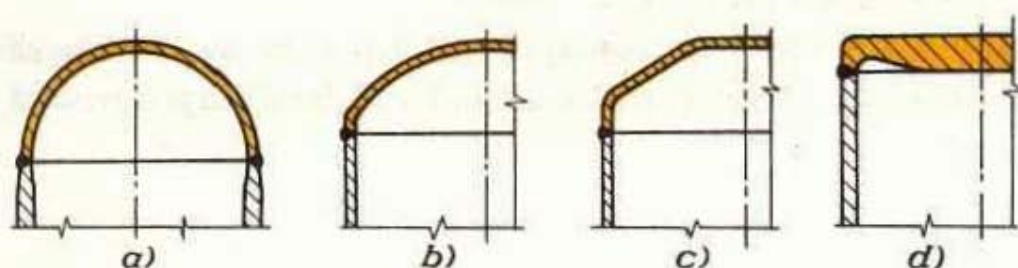
Výsledek zkoušek výchozího materiálu je zaznamenán v hutním osvědčení (atest).

Ocel a šedá litina používané ke stavbě chemických zařízení se musí chránit před korozi. Ochranný povlak je buď přirozený (např. kysličníky chrómu na povrchu nerezavějící oceli), nebo umělý. Umělé ochranné povlaky jsou organické (nátěry, povlaky z pryže a plastů) a anorganické (kovové a nekovové – smalty, fosforečnany a kysličníky).

Příklady konstrukce

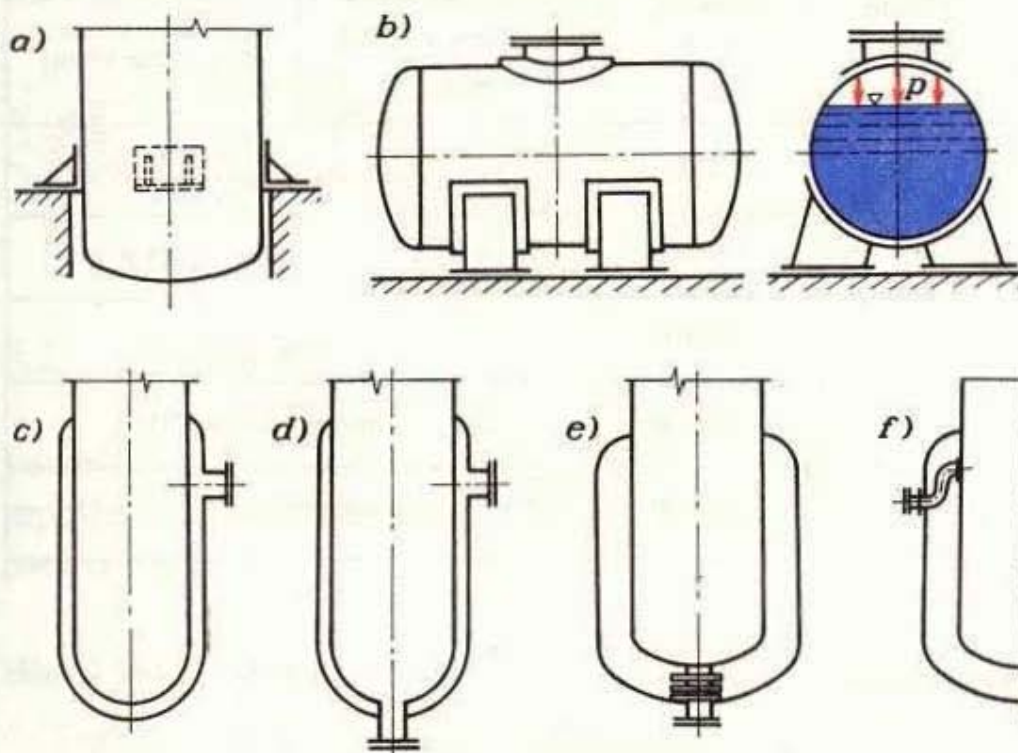
Před zahájením výroby stabilních tlakových nádob jsou výrobci povinni vyžádat si schválení konstrukčních podkladů inspektorátem bezpečnosti práce (IBP).

Tlakové nádoby musí mít tvar co nejjednodušší, pokud možno rotační, aby byl pevnostní výpočet jednoduchý, spolehlivý a konstrukce hospodárná. Rovné stěny jako pláště nádob se mají používat co nejméně a pro výpočtový přetlak nad 2,5 MPa se nesmějí vůbec používat. Tvary dnů tlakových nádob jsou na obr. 115.



Obr. 115. Dno tlakových nádob

a) polokulové, b) vrchlikové, c) kuželové, d) deskové



Obr. 116. Tlakové nádoby

a) nádoba bez vnitřních výztuh, b) nádoba se zatíženým pláštěm, c), d) nádoby s pláští, e), f) plášť s možností tepelné dilatace

Hrdla mají umožnit prohlídku, opravy a čištění nádob jak uvnitř, tak zevně. K tomu účelu mohou sloužit i průlezy nebo pracovní otvory. Nádoby se vyrábějí nýtované, svařované nebo bezešvé. Je nutno vyvarovat se náhlých tvarových změn a vrubových účinků. Některá provedení tlakových nádob jsou na *obr. 116*.

3.1.2 Kritéria výpočtu

Výpočtový přetlak je nejvyšší pracovní přetlak v nádobě, zvětšený o hydrostatický přetlak, je-li 5 % nebo více nejvyššího pracovního přetlaku.

Výpočtová teplota je nejvyšší teplota pracovní látky, která obtéká danou část, např. stěnu nádoby.

Dovolené napětí určíme z meze kluzu při výpočtové teplotě. U šedé litiny a neželezných kovů používáme jako charakteristickou hodnotu mez pevnosti v tahu.

Zkušební přetlak volíme s ohledem na druh tlakové nádoby a provozní podmínky (*tab. 65*). Pokud je zkušební přetlak $p_z \leq 1,3p$, kde p je výpočtový přetlak, není třeba kontrolovat tloušťku stěny na napětí při tlakové zkoušce.

U bezešvých, svařovaných nebo natvrdo pájených nádob z oceli a neželezných kovů má být nejmenší tloušťka stěny 3 mm. U nádob z hliníku a jeho slitin je dovolená nejmenší tloušťka stěny 5 mm.

Tab. 65. Volba zkušebních přetlaků

Druh nádob	Nejvyšší pracovní přetlak p (MPa)	Nejvyšší pracovní teplota t (°C)	Zkušební přetlak pro nádoby přístupné k prohlídce	
			z vnitřní a vnější strany	jen z jedné strany
Svařované, kované a jiné nádoby kromě litých	do 0,4	všechny	$p + 0,1$, nejméně však 0,2 MPa	
	nad 0,4	do 400	$1,25 p$	$1,5 p$
		nad 400	$1,5 p$	
Odlité tlakové nádoby a odlitky tlakových částí	všechny	do 400	$1,5 p$, nejméně však 0,3 MPa	
		nad 400	nejméně $2 p$	

3.1.3 Výpočet tlakových nádob

Tloušťka stěny válcového pláště s vnitřním přetlakem

$$s = \frac{p \cdot D}{2\sigma_{Dt} \cdot v} + c,$$

- kde p je výpočtový přetlak,
 D – vnější průměr pláště,
 s – nejmenší tloušťka stěny s přídavky,
 σ_{Dt} – dovolené napětí v tahu při výpočtové teplotě, $\sigma_{Dt} = 80$ až 130 MPa,
 v – součinitel hodnoty svarového spoje (ČSN 69 0010), bývá $v = 0,8$ až $0,5$,
 pro bezešvé nádoby $v = 1$,
 c – přídavek k základní výpočtové tloušťce.
 $c = c_1 + c_2$,

kde c_1 je přídavek na výrobní nepřesnosti a zápornou výrobní úchylku (ČSN 42 5310), $c_1 = 0$ až $0,4$ mm,
 c_2 – přídavek na korozi, určí se po dohodě mezi dodavatelem a odběratelem.

Tloušťka stěny válcového pláště s vnějším přetlakem

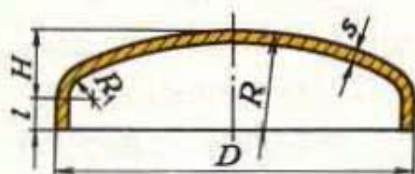
počítá se podle pevnostních rovnic a kontroluje se stabilita (ČSN 69 0011).

Tloušťka stěny dna při vnitřním přetlaku

Pro hluboce klenutá, půlkulová a eliptická dna s poměrem $H/D = 0,25$ (obr. 117):

$$s = \frac{D \cdot p \cdot \beta}{4\sigma_{Dt}} + 1,$$

kde σ_{Dt} se vypočte pomocí součinitele bezpečnosti (ČSN 69 0011) podle druhu materiálu, bývá jako u pláště, β je součinitel tvaru dna (ČSN 69 0011), $\beta = 1,1$ až $4,3$, číslo za zlomkem je přídavek na výrobní nepřesnosti den.



Obr. 117. Dno tlakové nádoby

3.2 Potrubí

Potrubí slouží k dopravě kapalin, plynů a par. Skládá se z částí hlavních, které jsou zapotřebí u převážné většiny potrubí, a doplňujících, kterými se potrubí vybavuje podle požadavků.

Hlavní části potrubí

Trubky (ocelové, litinové, z neželezných kovů, nekovové).

Spoje trubek s ostatními částmi potrubí a trubek navzájem (spoje rozebíratelné – přírubové, šroubení, spojky pro rychlou montáž, spoje nerozebíratelné – závitové, svařované, pájené, lepené apod.).

Uzavírky pro přerušování průtoku (ventily, šoupátka, kohouty a klapky).

Tvarovky pro vytváření změn směru toku a průtočného průřezu, pro dělení a spojování proudu a pro ukončení potrubí (ohyby, oblouky a kolena, přechody – redukce, tvarovky T, Y).

Kompenzátory pro vyrovnání prodloužení potrubí teplem (tvaru U nebo lyry, osově, ucpávkové).

Uložení a upevnění potrubí (závěsy a podpěry, osová vedení, zakotvení – pevné body, pružná uložení).

Vyprazdňovací soupravy (odvzdušňovací, odvodňovací, vypouštěcí).

Doplňující části potrubí

Podle účelu a činnosti se rozdělují na zařízení:

- a) *pojistná* (pojistné ventily, zpětné uzavírky),
- b) *ochranná* (lapače kalu, síta, filtry apod.),
- c) *kontrolní* (hledítka, ukazatele proudění),
- d) *pomocná* (dálková ovládání armatur apod.).

Zařízení pro řízení tlaku, teploty a množství tekutin protékajících potrubím.

Zařízení umožňující měření tlaku, teploty, množství a jakosti tekutin proudících potrubím.

Ochranné nátěry a obaly, tepelné izolace potrubí

K dopravě látek potrubím je nutný rozdíl tlaků na začátku a na konci potrubí, aby byly překonány odpory, vznikající při průtoku. Doprava látek potrubím slouží také často k přenosu energie, např. tepla vodní párou nebo teplou vodou.

Kromě běžných způsobů použití potrubí je třeba zdůraznit jeho význam v chemických a petrochemických provozech, kde doprava látek potrubím umožňuje mechanizaci a řízení rozvodu ve velkém rozsahu. V poslední době vystupuje do popředí význam budování dálkových potrubí; u nás je to tranzitní ropovod a plynovod (jmenovitá světlost až 1 200 mm, jmenovité tlaky okolo 8 MPa) ze SSSR, etylenovod mezi ČSSR a NDR.

3.2.1 Základní veličiny určující potrubí a jeho části

Jsou to: jmenovitý tlak J_t (podle ČSN 13 0010), jmenovitá světlost J_s (podle ČSN 13 0015), pracovní stupeň, a to I až XI pro teploty 0 až 600 °C a A, B a C pro teploty od 0 do –200 °C (viz ST).

Pracovní přetlak je předepsaný vnitřní přetlak pracovní látky, který se má v potrubí za provozu trvale udržovat.

Pracovní teplota je předepsaná teplota pracovní látky, která se má v potrubí za provozu trvale udržovat.

Pracovní látka je např. kapalina nebo plyn dopravované potrubím.

Jmenovitý tlak je označení skupiny pracovních přetlaků odstupňovaných podle určených rozsahů pracovních teplot. Jmenovité tlaky označujeme písmeny Jt a desetinásobkem nejvyššího pracovního přetlaku (MPa) pro pracovní stupeň I, tj. pro pracovní teplotu 0 až 200 °C (např. Jt 64/I = nejvyšší pracovní přetlak 6,4 MPa).

Jmenovitou světlost označujeme písmeny Js a číslem udávajícím přibližně vnitřní průměr v mm. Všechny části potrubí rozměrově spolu související označujeme stejnou jmenovitou světlostí. Při výpočtech potrubí počítáme vždy se skutečným průměrem částí potrubí.

Pracovní stupeň je omezen nejvyšší, popř. nejnižší pracovní teplotou spolu s nejvyšším pracovním přetlakem; uvádí se s jmenovitým tlakem (např. Jt 64/III = nejvyšší pracovní přetlak 4 MPa při teplotě 300 až 400 °C – viz ST).

Světlost potrubí

Počítá se z rovnice spojitosti (kontinuity):

$$Q = \frac{Q_m}{\rho} = A \cdot v = \frac{1}{4}\pi d^2 \cdot v,$$

potom

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4Q_m}{\pi \cdot v \cdot \rho}},$$

kde d je vnitřní průměr potrubí,

v – střední rychlost proudění v průtočném průřezu,

Q_m – hmotnostní průtok,

Q – objemový průtok,

ρ – hustota proudící tekutiny,

A – průřez potrubí.

Tab. 66. Obvyklé rychlosti proudění potrubím

Proudící látka	Rychlost v (m . s ⁻¹)
voda	0,5 až 2,5
vodní pára – topná o nízkém tlaku	10 až 15
– přehřátá	20 až 40
stlačený vzduch v potrubí	2 až 15

Směrné hodnoty obvyklých a hospodárných rychlostí proudění potrubím pro některé látky jsou v tab. 66. Průměr potrubí, u něhož je součet pořizovacích a všech provozních nákladů nejmenší, je ekonomicky nejvýhodnější.

Tloušťka stěny trubky

Pro teploty do 120 °C se použije vzorce jako pro tlakovou nádobu s vnitřním přetlakem (kap. 3.1.3):

$$s = \frac{p \cdot D}{2\sigma_{Dt} \cdot v} + c,$$

kde D je vnější průměr trubky a ostatní hodnoty jako v kap. 3.1.3.

Pro teploty od 120 do 600 °C, tedy pro trubky parních kotlů a přehříváků, se tloušťka stěny vypočte ze vzorce pro celoplastický stav:

$$s = \frac{p \cdot D}{2\sigma_{Dt} \cdot v + p} + c.$$

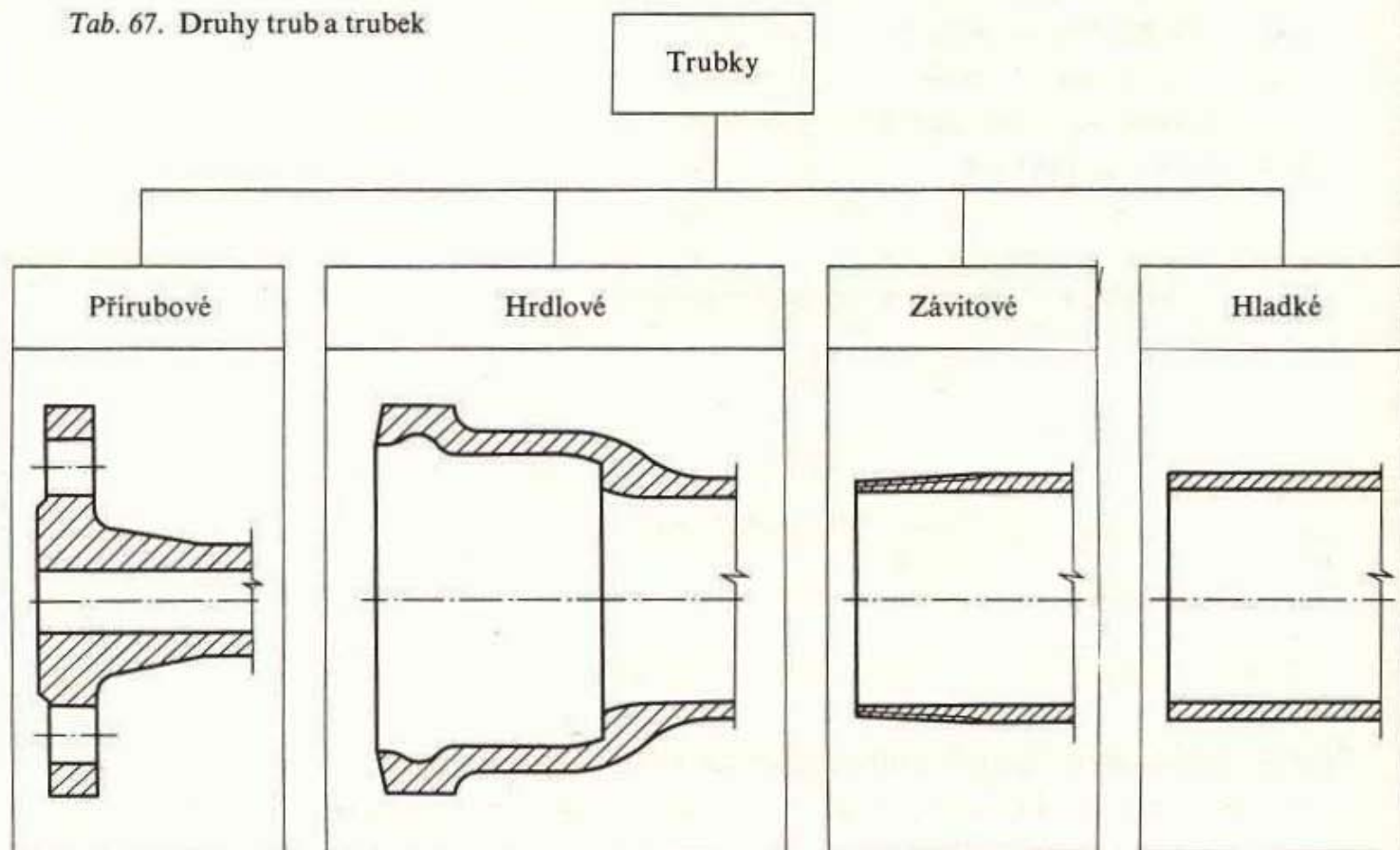
Příklad výpočtu. Vypočtěte tloušťku stěny bezešvé trubky z oceli 17 255, je-li nejvyšší pracovní přetlak $p = 6,4$ MPa pro přehřátou páru teploty $t = 420$ °C, vnější průměr trubky $D = 159$ mm a dovolené napětí trubky v tahu $\sigma_{Dt} = 47$ MPa.

$$s = \frac{6,4 \text{ MPa} \cdot 159 \text{ mm}}{2 \cdot 47 \text{ MPa} \cdot 1 + 6,4 \text{ MPa}} + 0,2 \text{ mm} = 10,36 \text{ mm},$$

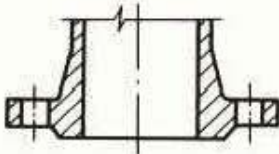
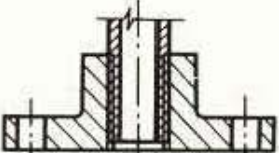
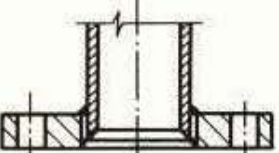
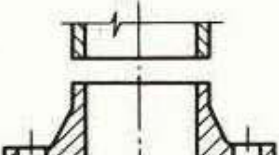
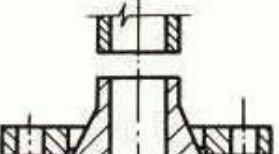
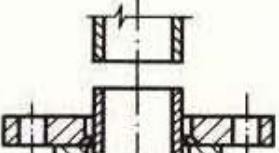
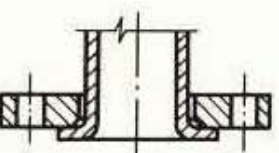
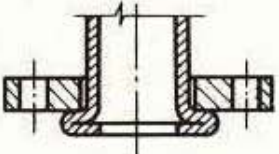
nejbližší vyšší tloušťka stěny trubky $s = 12$ mm.

3.2.2 Druhy a spojování trub (tab. 67)

Tab. 67. Druhy trub a trubek



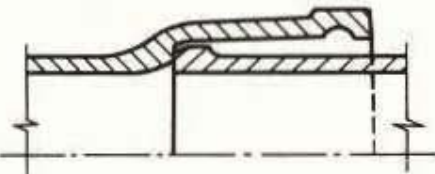
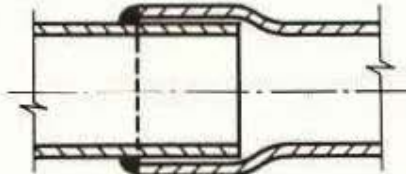
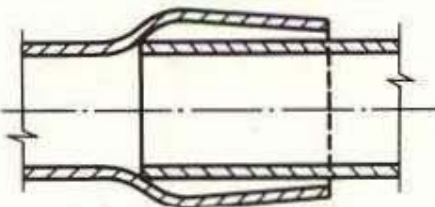
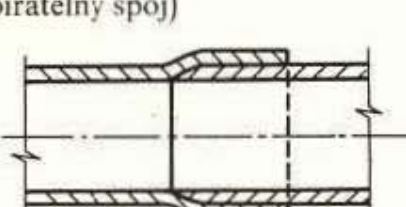
Tab. 68. Přehled přírub podle ČSN 13 1000

Název a rozměrová norma	Vyobrazení
Přírubová hrdla z šedé litiny a oceli na odlitky ČSN 13 1200 až ČSN 13 1204	
Závitové příruby s krkem ČSN 13 1305 ČSN 13 1306	
Příruby přivařovací ploché ČSN 13 1220 až ČSN 13 1224	
Příruby přivařovací s krkem ČSN 13 1229 až ČSN 13 1237	
Točivé příruby a přivařovací obruby s krkem ČSN 13 1242 až ČSN 13 1245	
Točivé příruby a přivařovací kroužky ČSN 13 1273 až ČSN 13 1275	
Příruby točivé na trubky z nerezavějící oceli, hliníku, mědi a olova ÚN 13 1283 ÚN 13 1285	
Přírubové trubky s dvojitým lemem a točivými přírubami ON 42 5792	

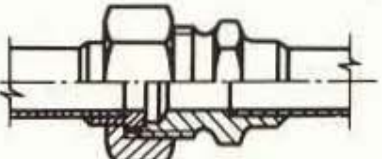
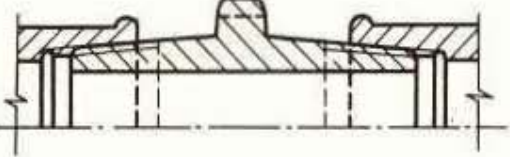
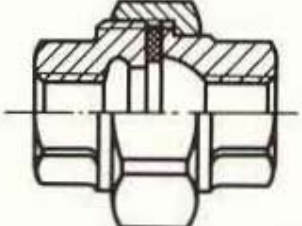
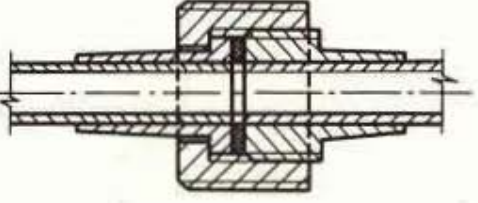
Přírubové trubky spojujeme přírubovým spojem, který se skládá ze dvou přírub, z těsnicího kroužku a ze spojovacích šroubů s maticemi (tab. 68). Počet šroubů příruby je vždy dělitelný čtyřmi a jsou vždy uspořádány souměrně ke svislé a vodorovné ose, což se dodržuje i u armatur a tvarovek.

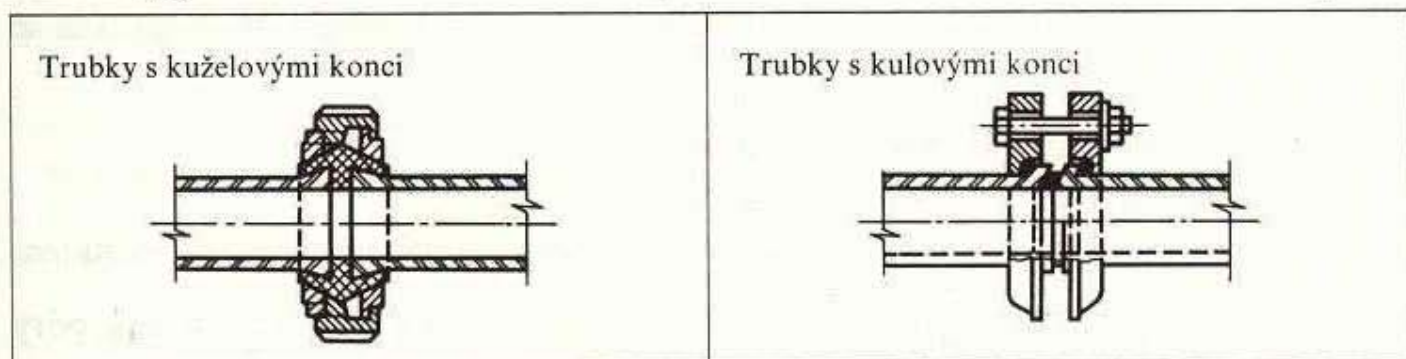
Další spoje trubek jsou v tab. 69 až 71.

Tab. 69. Hrdlové spoje

Tužený – litinové trubky k temování 	Svařovaný – ocelové trubky 
Tužený – ocelové trubky 	Lepený – trubky z PVC (nerozebíratelný spoj) 

Tab. 70. Spoje šroubením

Strojirenská šroubení trubková pájená – pro závitové trubky do Js 40, popř. až do Js 100 	Závitová spojení dvojitou vsuvkou – pro ocelové závitové trubky, armatury, tvarovky (fitinky) 
Fitinková šroubení z temperované litiny – pro ocelové závitové trubky 	Lepené spoje trubek z PVC se šroubením – pro trubky z plastů – rozebíratelný spoj 



Spoje trub svařováním se často provádějí na montážích v terénu, např. svařování trub tranzitních dálkovodů:

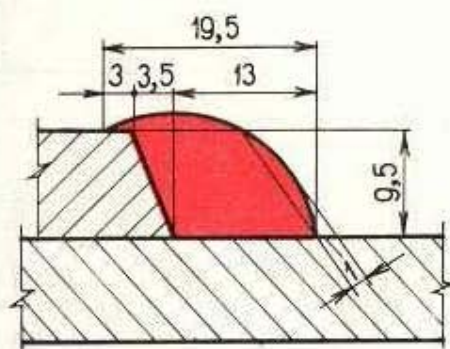
a) *Svařování hrdlových trub*

Před vložení trouby do hrdla se opálí asfaltový nátěr na vnitřní straně hrdla a vnější stěně trouby a plochy očistí ocelovým kartáčem. Místo, kde se hrdlo k zasunutému konci trouby přiklepne, je nutno zahřát acetylenokyslíkovým plamenem na kovací teplotu (900 až 1 100 °C). Ohyb hrdla musí být pozvolný. Po přiklepání se znovu plochy pro svařování očistí kartáčem. Nejdříve se zavaří kořen, pak další vrstvy svaru. Před svařením každé další vrstvy je třeba dokonale očistit povrch naneseného kovu (*obr. 118*).

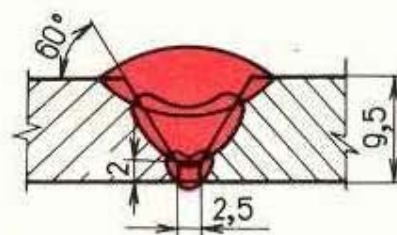
b) *Svařování trub s rovným koncem*

Konce trub musí být vyrovnány pomocí kalibru, přičemž místa, která nutno přiklepávat, se ohřejí na teplotu 900 až 1 100 °C. Pak se trouby sestehují. Nejdříve se zavaří kořen, pak další vrstvy (*obr. 119*). U stěn s tloušťkou do 11 mm je svar zpravidla třívrstvý, u větší tloušťky se nanášejí čtyři vrstvy. Vícevrstevným svařováním se dosáhne i určitého tepelného zpracování svaru, neboť vrchní housenky vyžijí housenky spodní, čímž se zabrání zhrubnutí struktury a zlepši vlastnosti svaru. Jeden konec sekce potrubí, na kterém se svařuje, musí být uzavřený, aby se zabránilo proudění vzduchu a tím i rychlé ochlazování kořene svaru.

Automatické svařování pod tavidlem, při kterém je automat stále v jedné poloze, zatímco se trouba otáčí, je asi pětkrát rychlejší než ruční svařování.



Obr. 118. Tvar koutového svaru u hrdlových trub 508 × 9,5 mm



Obr. 119. Tvar jednotlivých housenek třívrstvého svaru V u trub s rovným koncem (tloušťka stěny trub 9 až 10 mm)

U ropovodů velkých průměrů a u potrubí pro dopravu hořlavých tekutin se kontroluje 5 % svarů na přímé části a všechny u důležitých přechodů. Kontrola se provádí:

- a) prozářením svaru rentgenovými přístroji,
- b) prozářením svaru paprsky gama pomocí izotopů,
- c) metoda magnetografická (magnetické pole vytvořené elektrickým proudem

zavedeným do cívky je ve stěně trouby deformováno, jsou-li ve svaru trhliny, póry apod.; tyto vady jsou zaznamenány na magnetofonovém pásku).

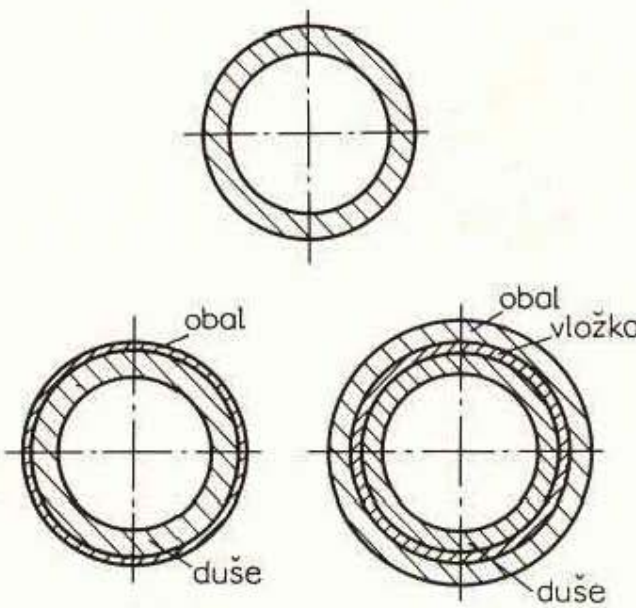
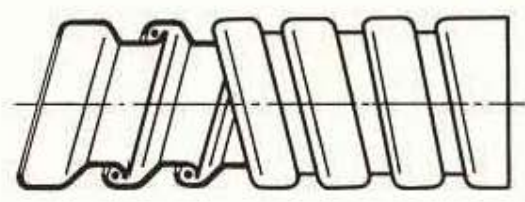
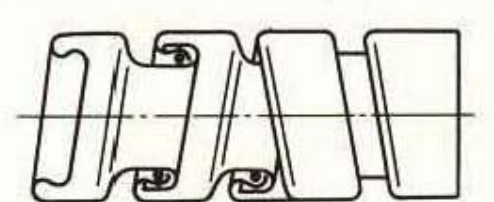
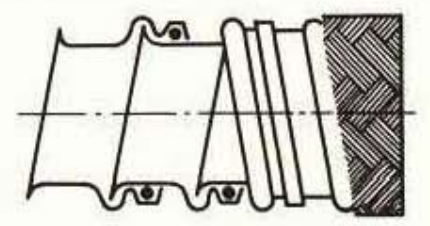
Materiály trub a trubek a jejich použití jsou v *tab. 72*.

Tab. 72. Materiály trub a trubek

Materiál	Spojení	Použití
Šedá litina	hrdlové přírubové tvarovky	plynovody, vodovody, odpadové trouby pro odvodňovací potrubí
Ocel ná odlitky	jako nahoře	jako nahoře
Ocel	závitové hrdlové tvarovky svařované	plynovody, parovody, vysokotlaká potrubí; potrubí pro agresivní média – vysoce legovaná ocel; pro vodovody – pozinkováno
Olovo	pájené	vodovody, chemické tekutiny
Měď	pájené	výměníky tepla, chladiče
Mosaz	svařované	příhradové konstrukce
Hliník	šroubové svařované	lehké konstrukce
Sklo	zatavené	chemické přístroje, stavoznak
Plasty	svařované šroubové	chemické přístroje, domovní odpadová potrubí
Beton	živici	vodovody, chemické kapaliny
Kamenina	betonem	odpadová potrubí

Ohebné trubky a hadice jsou v *tab. 73*.

Tab. 73. Ohebné trubky a hadice

Druh	Použití	Provedení
Pryžové hadice	vyztužené, do tlaku 2 MPa a teploty 150 °C; k dopravě plynů, ka- palin i sypkých hmot	
Kovové technické ha- dice z pozinkované ocelové pásky: a) s konopným těsněním	na odsávání prachu, přívod vzduchu a tek- utin za nízkého tlaku	
b) s azbestovým těsněním	při vyšších tlacích, na olej, petrolej, horký dehet	
c) s pryžovým těsněním a dvojnásobným opletením	tlakový vzduch, voda	

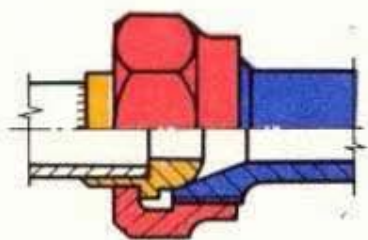
3.2.3 Těsnění nepohyblivých nerozebíratelných a rozebíratelných spojů (tab. 74)

U nerozebíratelných spojů je spoj současně utěsněním.

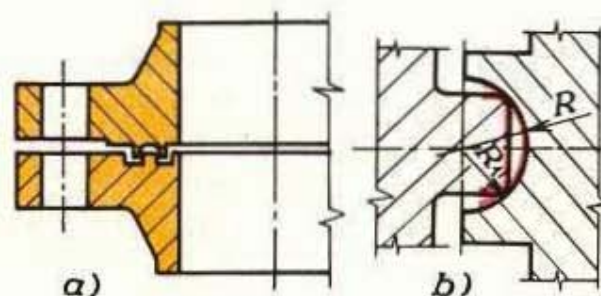
Utěsnění přímým stykem spojovaných součástí

Používá se při vysokých tlacích a teplotách např. u dělených skříní parních turbín pro rovinné těsnicí plochy nebo u vysokotlakého vstřikovacího potrubí vznětových

motorů (obr. 120). Těsnicí plochy musí být přesně zabroušeny, popř. lapovány nebo zaškrabány. Tímto způsobem je utěsněna i většina uzavíracích přístrojů (ventily a šoupátka).



Obr. 120. Utěsnění vysokotlakého vstřikovacího potrubí vznětových motorů



Obr. 121. Těsnění Dilo

Výhodnější než rovinný styk jsou tvarové těsnicí plochy. Trvale těsní a potřebné přitlačné síly jsou podstatně nižší. Například těsnění Dilo (obr. 121) má velmi dobrý deformační a těsnicí účinek i při vysokých tlacích a při různých teplotách a médiích (včetně kyselin a plynů). Zapuštěním chrání těsnicí plochy před poškozením.

Utěsnění spojů těsněním

Těsnění desková

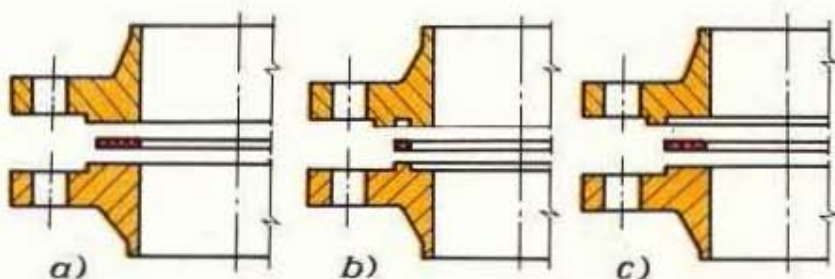
Jsou jednoduchá a levná; tloušťka těsnění má být co nejmenší (u měkkých těsnění 1 až 2 mm, při vyšších tlacích ještě méně). Normalizace je provedena u přírub ve 3 typech (obr. 122). Materiálem může být technický papír, azbestové desky „it“ (ST), fibr, kůže, pryž (popř. s textilní vložkou), korek atd.

Těsnění tvářená

Jsou to kroužky vhodného průřezu, které se vloží mezi příruby s upravenými těsnicími plochami (obr. 123). Používá se kroužků z měkké oceli (11 366.3), z mědi, hliníku, popř. z pryže. Sem patří i samočinná těsnění, u nichž jsou těsnicí síly vyvolány provozním tlakem (obr. 124, 125).

Těsnění nanášená

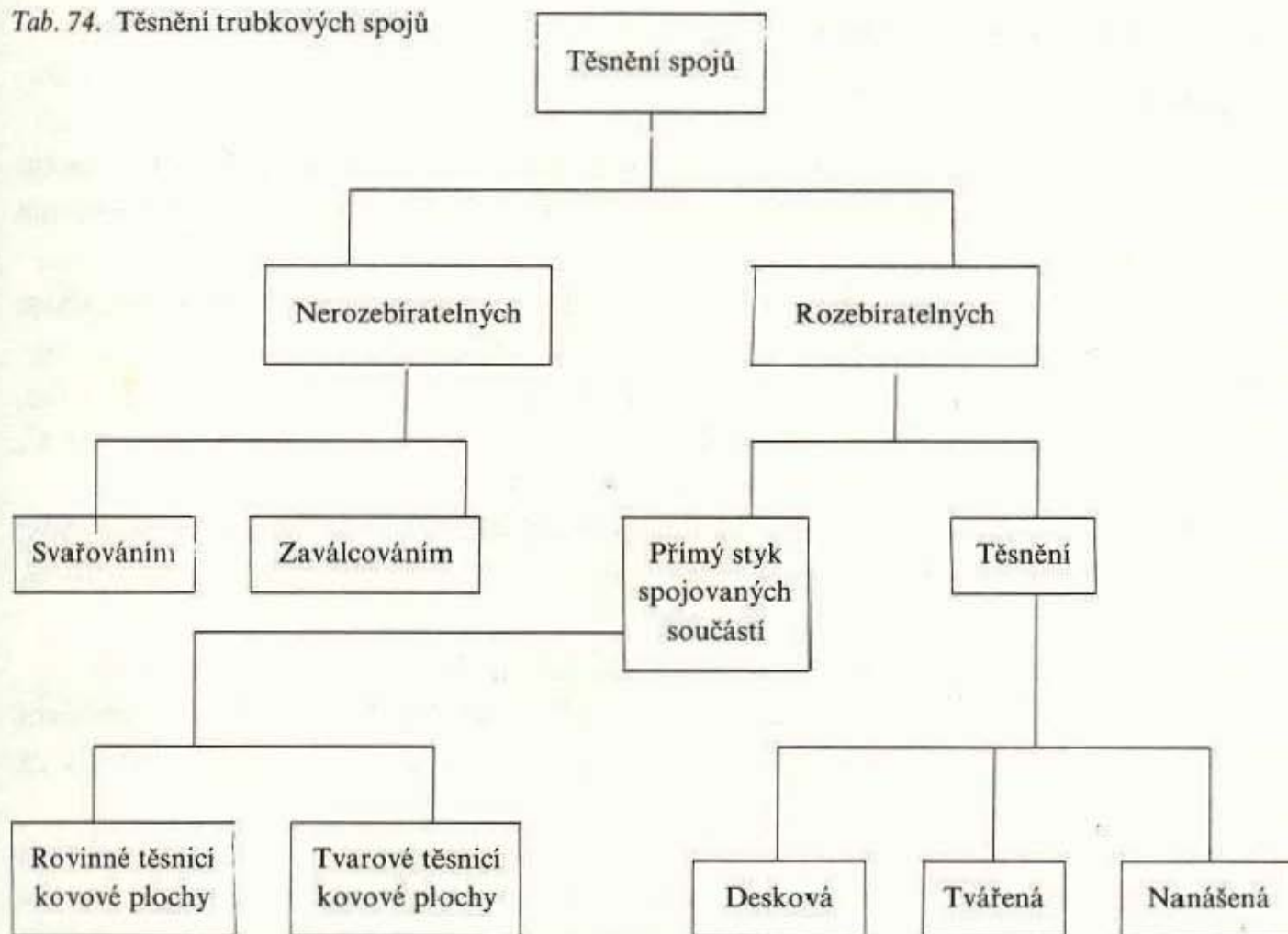
Závitové spoje těsníme konopnými nebo jinými vlákny napuštěnými pastami, jejichž podstatou je olej, fermez se suříkem nebo s grafitem, lůj, různé tmely, laky apod. Vlákná se navinou mezi závit šroubu a matice.



Obr. 122. Utěsnění přírub plochým těsněním

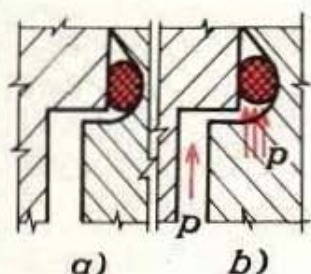
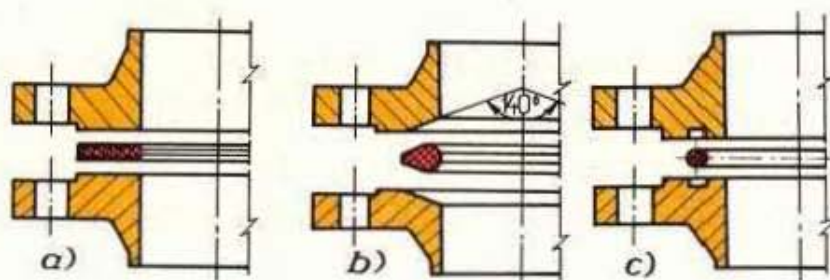
a) příruby s hladkou dosedací plochou, b) příruby s perem a drážkou, c) příruby s nákrůžkem a výkrůžkem

Tab. 74. Těsnění trubkových spojů



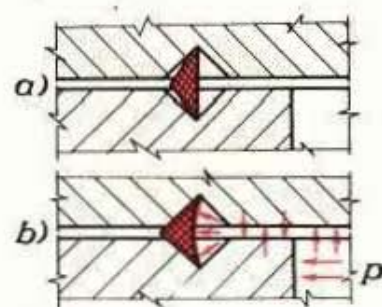
Obr. 123. Utěsnění přírub tvářeným těsněním

a) hřebenové těsnicí kroužky – vyrovnávají nerovnosti dosedacích ploch, b) čokovité těsnicí kroužky – kulová povrchová plocha těsnění se zamáčkne do kuželové plochy v přírubě, c) kroužky kruhového průřezu pro těsnění nepohyblivých částí



Obr. 124. Pryžový kroužek kruhového průřezu

a) zamontovaný, b) zatlačený do spáry vnitřním přetlakem



Obr. 125. Delta-kroužek – kovový klínový kroužek leží ve vybrání stěny a víka vysokotlaké nádrže ve stavbě chemických přístrojů:
a) předepjato, b) pod vnitřním přetlakem

Ochrana potrubí proti korozi

Provádí se během dopravy, uskladnění a montáže, a hlavně za provozu. Vnitřní povrch a zejména těsnicí plochy, šrouby a matice nenatíráme, ale konzervujeme olejem, vazelinou nebo voskem apod.

Nátěry proti atmosférické korozi děláme na armaturách základní syntetickou barvou. Ostatní části potrubí natíráme asfaltovým lakem do vlhka.

Nátěry proti korozi za provozu děláme na vnějším, popř. i na vnitřním povrchu. Olejové, syntetické, bitumenové apod. nátěry používáme pro teploty do 100 °C, pro vyšší teploty jsou vhodné dvousložkové nátěry epoxidové a silikonové.

Ochranné obaly používáme především u potrubí ukládaných do země (vodovody, plynovody). Používá se bitumenový obal (obr. 126). Zesílená vrstva má plášť dvojnásobný až čtyřnásobný.

Ochranné povlaky na vnitřním povrchu jsou pryžové, z taveného čediče apod.

Korozi kovů v půdě (např. u tranzitních dálkovodů) mohou způsobovat agresivní vody a půda, bludné elektrické proudy a elektrochemický účinek zeminy, někdy za účasti mikroorganismů.

Korozní účinky dopravovaných látek na vnitřní povrch trubky jsou u kapalných látek (surová ropa, motorová nafta, petrolej, benzín apod.) zanedbatelné, a proto neprovádíme žádná speciální opatření v protikorozní ochraně. U chemicky agresivních kapalin čelíme korozi vhodným způsobem. U plynovodů je naproti tomu vnitřní koroze vážným problémem, neboť plyn nelze vysušit nebo vyčistit tak, aby byl zbaven všech agresivních složek (voda, kyslík, sirovodík, kysličník siřičitý, síra, čpavek, kyanovodík atp.). Při vyšších tlacích nebezpečí ještě vzrůstá, protože se zvyšuje rozpustnost agresivních látek v plynu, a tím i jejich koncentrace a parciální tlaky.

V ČSR byly pro nečisté a vlhké plyny s úspěchem vyzkoušeny trouby anodicky pasivované fosfatizací, na koncích šopované hliníkem, uvnitř dvakrát nastříkané bakelitovým lakem s hliníkovou pigmentací, před prováděním vnější izolace tepelně zpracované.

Vnější izolace trub pro dálkovody se provádí přímo ve válcovnách trub. Základní nátěr je penetrační, izolační nátěr spodní a krycí je v podstatě živice s 25 % (podle hmotnosti) azbestu jako plnidla, minimální tloušťky 2 mm. Výztužná izolační kostra se zhotovuje ze skleněné tkaniny nebo ze skleněné plsti.

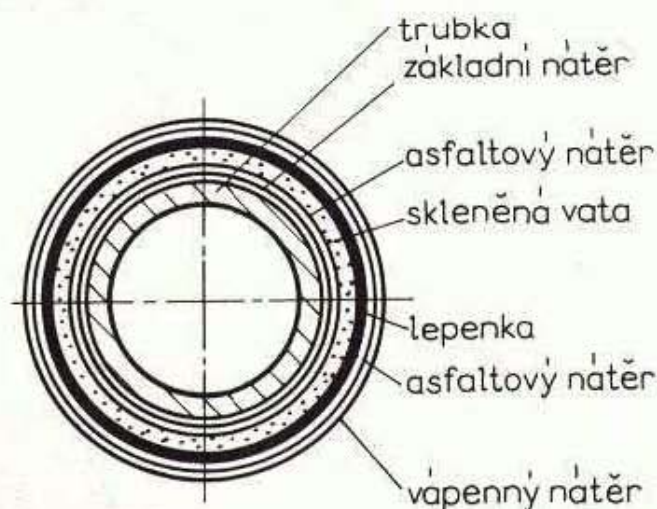
Pro izolování potrubních spojů na trase byly vyvinuty plastické izolační pásy, napuštěné tmelem. Ochrannou a kontrolní vrstvu tvoří obvykle nátěr vápenným mlékem, jehož bílá barva snadno odhaluje poškození izolace.

Podobně je nutno chránit proti korozi i ocelové konstrukce (tab. 75). Ocelové konstrukce postavené na volném prostranství podléhají při vlhkosti vzduchu nad 60 % atmosférické korozi (rezavění). V průmyslových oblastech je vzduch znečištěn kysličníkem uhličitým, siřičitým apod. Tyto plyny se rozpouštějí v kapkách vody a urychlují atmosférickou korozi.

Koroze u ocelových konstrukcí způsobuje znehodnocení materiálu, zmenšuje jeho spolehlivost a zkracuje životnost, zhoršuje jeho estetický vzhled i prodejnost. Praktický význam povrchové úpravy kovových výrobků je patrný z toho, že ztráty kovů způsobené každoročně korozí činí na celém světě 15 až 25 miliónů tun.

Použitím nové vítkovické oceli *Atmofix* na stožáry vysokého napětí v chemicky agresivním prostředí se uspoří jednou pro vždy obtížné nátěry i výpadky, které by si nátěry vyžadovaly. Tato ocel zušlechtěná přísadami sama vytváří na povrchu trvalou ochrannou vrstvu a její použití i při vyšší pořizovací ceně přináší značné úspory.

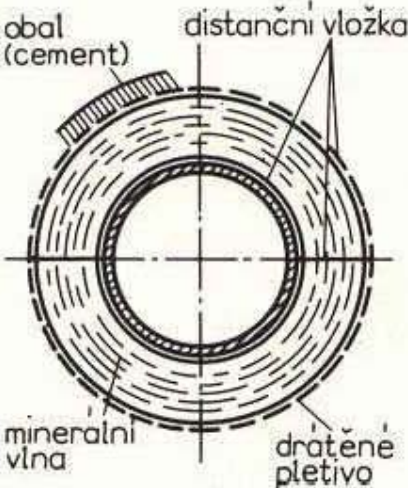
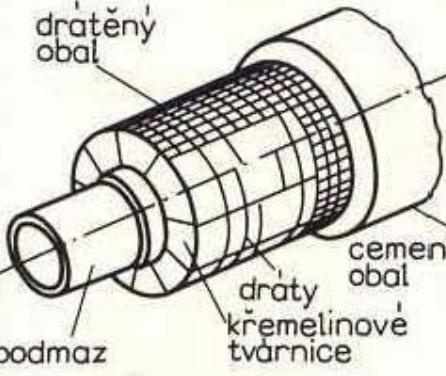
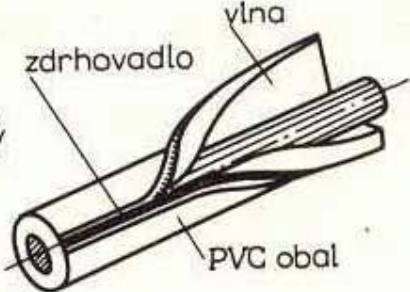
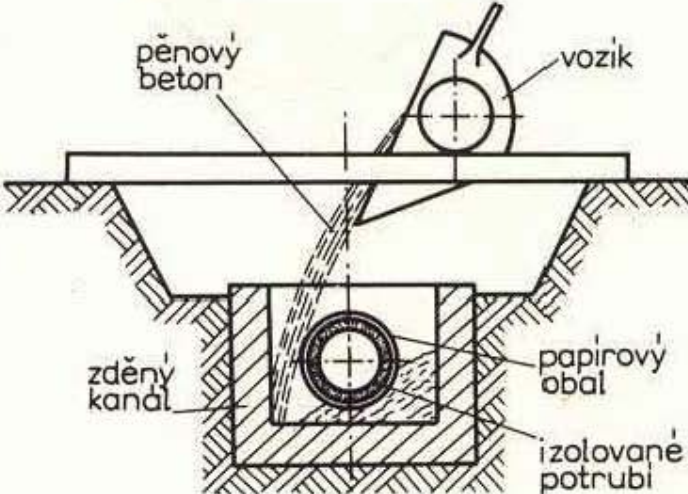
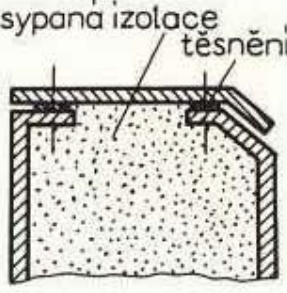
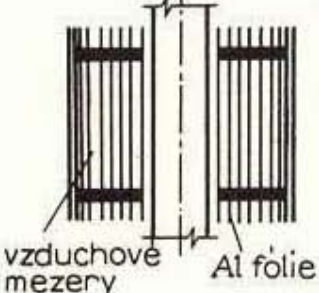
Obr. 126. Bitumenový obal potrubí



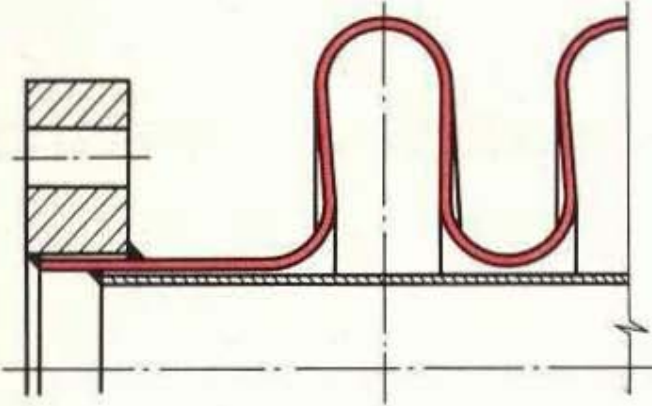
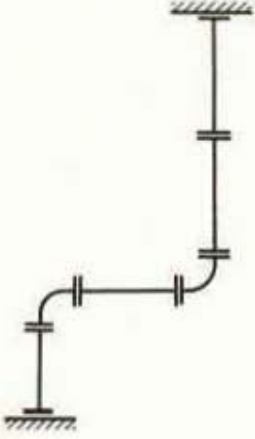
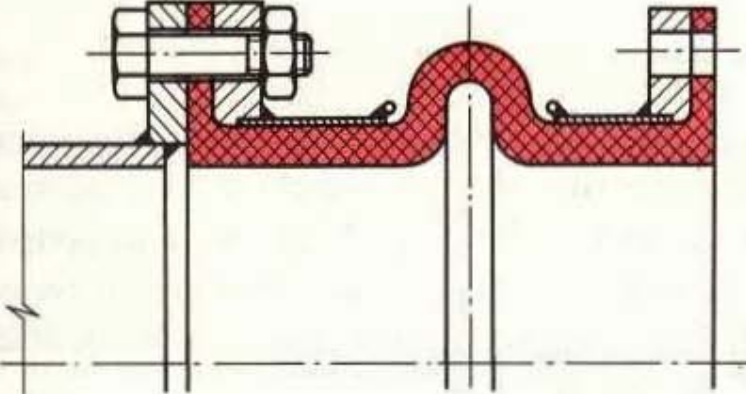
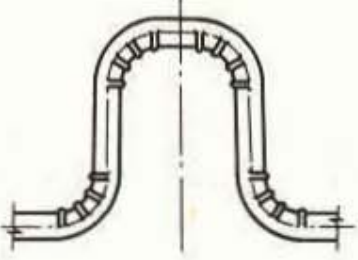
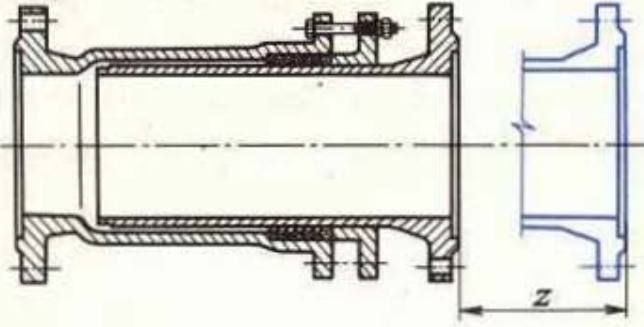
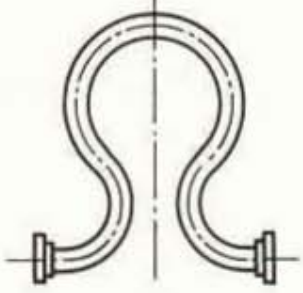
Tab. 75. Ochrana ocelových konstrukcí proti korozi

Operace	Účel	Způsob	Prostředky
Příprava povrchu	a) dosáhnout čistého kovového povrchu, b) zbavit povrch předmětu mastnoty, prachu a jiných nečistot c) odstranit s povrchu předmětu oxidy kovů	a) mechanické čištění (kartáčování, pískování) b) odmašťování (omývání) c) chemické čištění – moření	a) brusné, žiněné, popř. hadrové kotouče; tryskače pisku b) organická rozpouštědla (benzín, trichlóretylén), vodní roztoky alkálií (louhu, sody, fosfátů) nebo žiravin (vápna) c) zředěná kyselina sírová, solná nebo fosforečná
Povlaky barev a laků	ochrana proti korozi a zlepšení vzhledu kovových předmětů	a) natírání, b) stříkání,	rozdělení nátěrových hmot podle druhu pojidla: olejové barvy a laky, asfaltové barvy a laky, nitrolaky a laky z přirozených a umělých pryskyřic
Povlaky asfaltu a dehtu	ochrana proti korozi	a) nanášení, b) máčení (ponořování) c) stříkání	roztavený asfalt nebo dehet

Tab. 76. Druhy tepelných izolací

Izolace cpaná  obal (cement) distanční vložka minerální vlna drátěné pletivo	Izolace obalovaná  drátěný obal podmaz dráty křemelinové tvárnice cementový obal	Izolace obalovaná  vlna zdrhovadlo PVC obal
Izolace litá  pěnový beton vozík zdrhovadlo vlna PVC obal		
Izolace tvárnice  papír lepenka minerální vlna	Izolace sypaná  sypaná izolace těsnění	Izolace fóliová  vzduchové mezery Al fólie

Tab. 77. Kompenzátory

Osové kompenzátory	Kompenzátory z trubky
 vlnový svařený z membrán do 300 °C	 oblouk nebo přesazení
 s pryžovým pružným prvkem - 20 až - 60 °C	 kompenzátor U
 ucpávkový, do 200 °C	 lyrový kompenzátor

Tepelná izolace potrubí (tab. 76)

Chrání dopravovanou látku před ochlazováním nebo oteplováním. Izolace také zvyšuje bezpečnost provozu, chrání obsluhující personál a snižuje nebezpečí požáru.

Dilatace potrubí

Je to změna délky a průměru potrubí vlivem změny teploty. Při změně o Δt °C změní se délka potrubí o

$$\Delta l_0 = l_0 \cdot \alpha \cdot \Delta t \quad (\text{mm}),$$

kde l_0 je délka potrubí při teplotě t ,

α – střední hodnota součinitele délkové roztažnosti materiálu potrubí.

Aby nedošlo k poruše potrubí, vkládají se do něho tzv. kompenzátory (tab. 77).

Uložení potrubí

a jeho upevnění musíme provést tak, aby zaujímal prostor pro něj určený a aby z něho nevybočilo účinkem sil, které na potrubí působí. Potrubí se ukládají v celé své délce na tuhý podklad, např. na dno kanálu, na lávky, do žlábků nebo na podpěry.

Zakotvení upevňuje potrubí tak, že se nemůže pohybovat ani ve směru své osy, ani ve směrech k ní kolmých (tab. 78). Současně rozděljuje potrubí na úseky, jejichž prodlužování teplem vyrovnávají kompenzátory.

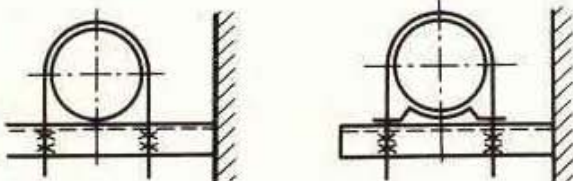
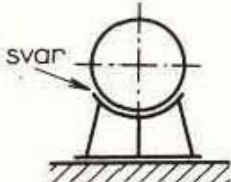
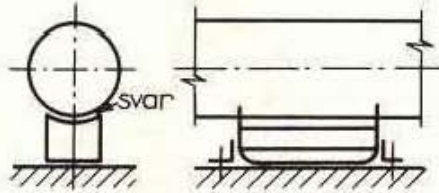
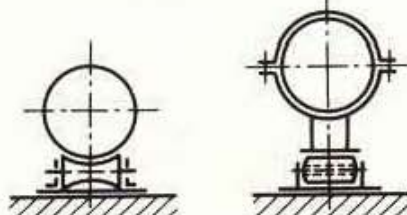
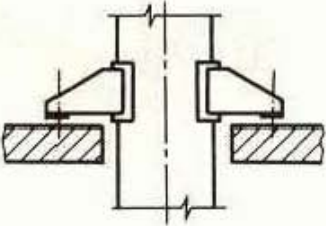
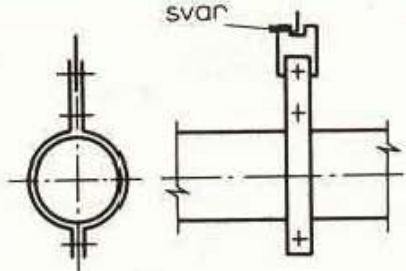
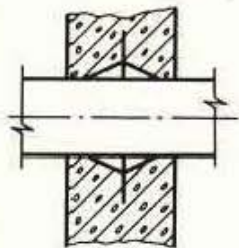
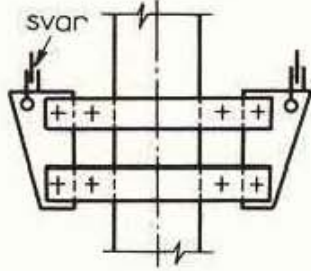
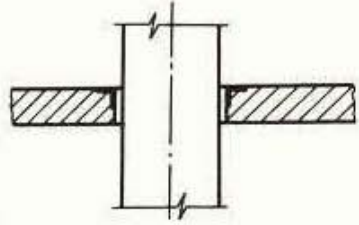
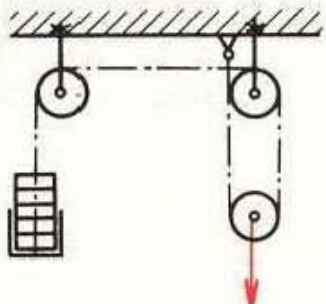
3.3 Přístroje uzavírací, pojistné a regulační (armatury)

Armatury jsou části potrubí sloužící k řízení protékajícího množství dopravované látky, k úplnému uzavření průtoku nebo plní pojistné a regulační úkoly. Často vykonávají několik těchto funkcí současně. Skládají se z tělesa, které se vsadí do potrubí, a ze zařízení k uzavírání a otevírání průtočného průřezu, které je obsahem tohoto tělesa.

Konstrukční zásady

- Přístroje musí být jednoduché bez škodlivého prostoru na usazování kalu,
- průtok dopravované látky má být přímý a nezmenšený, s malým průtokovým odporem,
- přístroje se musí dát pozvolna otevírat a zejména uzavírat, aby v potrubí nevznikaly škodlivé rázy změnou pohybové energie v tlakovou,
- snadná oprava těsnících ploch přístrojů.

Tab. 78. Základní konstrukce zakotvení potrubí

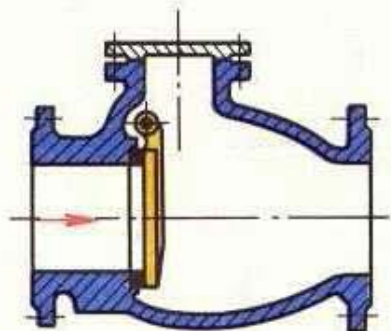
Kotevní třmen bez sedla se sedlem 	Kluzná podpěra pro velká zatížení 
Kotevní přivařovací stojan 	Válečkové podpěry s otočným válečkem 
Patka pro svislé potrubí 	Závěs pro vodorovné potrubí 
Opěrná deska pro potrubí velkého průměru 	Závěs pro svislé potrubí 
Osová opěra potrubí bez příložky s příložkou 	Pružinový závěs 
Vodící rám pro osové vedení 	Kladkový závěs 

3.3.1 Přehled uzavírek je v tab. 79.

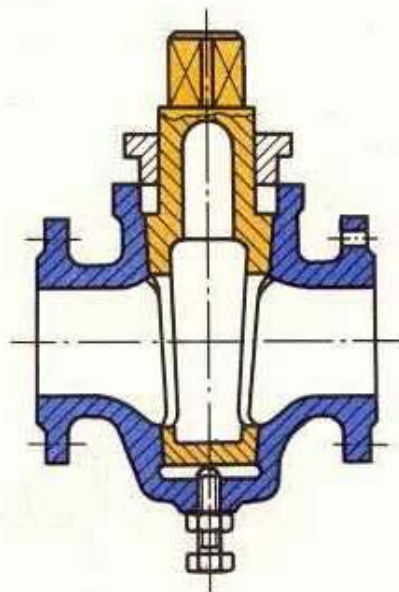
Tab. 79. Uzavírky

Klapky mají malý průtočný odpor, k uzavření stačí pootočení asi o 90°.

Zpětná klapka dovoluje proudění pracovní látky jen v jednom směru.
Pro vodu, jiné kapaliny a páru.

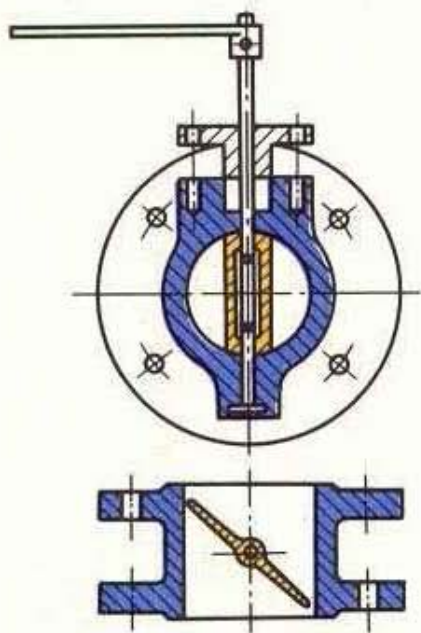


Škrticí klapka slouží k regulaci množství protékající látky změnou velikosti průtokového průřezu.
Rozsah Js 40 až Js 250.

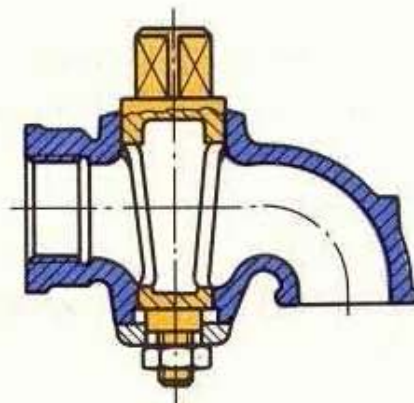


Kohouty mají jeden pár kuželových těsnicích ploch, průtočný odpor je malý, uzavření rychlé otočením kužele o 90°.

Kohout ucpávkový, přímý, přírubový.
Vhodný pro vodu, sytou vodní páru, vzduch, neagresivní kapaliny.



Kohout obyčejný, přímý, nátrubkový, zobákový.
Uzavírka pro ukončení potrubí s výtokem do volného prostoru.

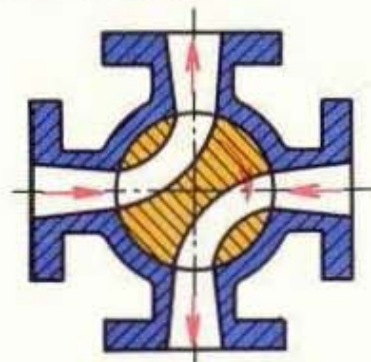


Pokračování

Trojcestný kohout
(může spojovat tři hrdla)

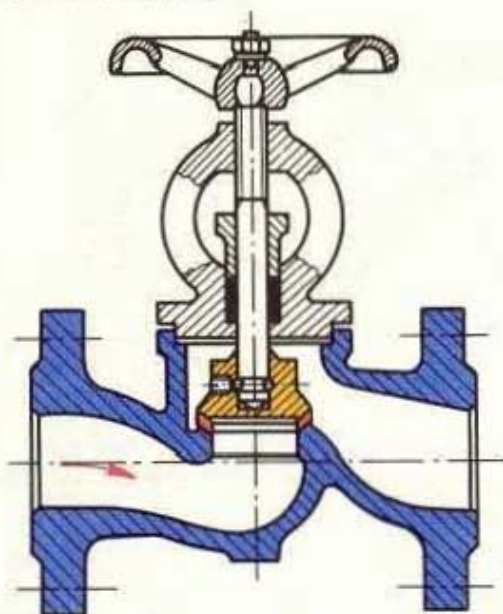


Čtyřcestný kohout pro střídavě spojení
2 kolmých hrdel současně

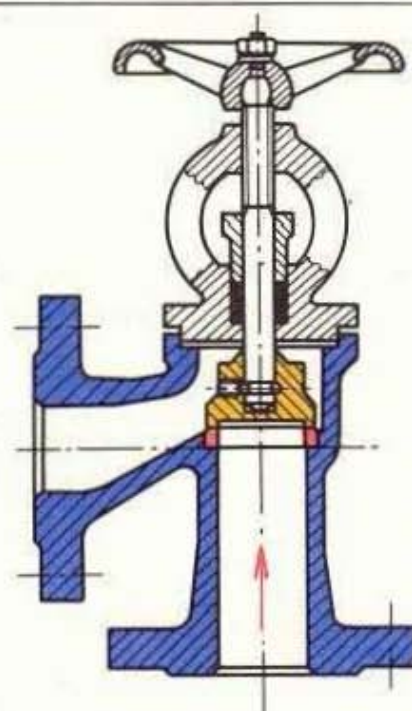


Ventily mají jeden pár snadno přístupných rovinných nebo kuželových těsnicích ploch. Průtočný odpor je větší než u ostatních uzavírek, zdvih ovládacího zařízení je poměrně malý.

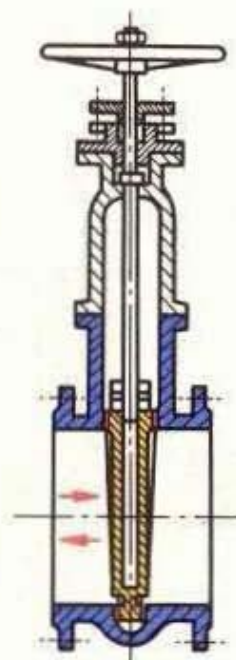
Uzavírací ventil. Pro různé kapaliny, páry
a plyny; jen k uzavírání a otevírání, nikoliv
pro regulaci průtoku.



Uzavírací
ventil nárožní.
Osy hrdel
svírají 90°. Pro případy,
pro něž přímé
ventily nejsou
vhodné nebo
je nelze
použít.



Šoupátka mají dva páry rovinných těsnicích ploch, z nichž sedla
v tělese jsou nesnadno přístupná. Průtočný odpor je malý, zdvih
uzavíracího zařízení je velký, předností je pozvolné otevírání
a zavírání. Použití pro vodu, vodní páru, plyny, ropovody.

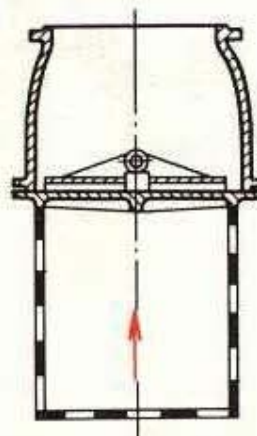


3.3.2 Pojistné a měřicí armatury (tab. 80, 81)

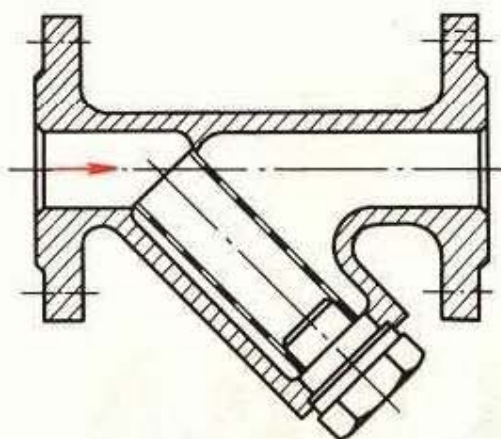
Tab. 80. Ochranná, odvodňovací a pojistná zařízení

Ochranná zařízení. Síta zachycují mechanické nečistoty unášené dopravovanou tekutinou, vkládají se do potrubí před zařízení, která mají chránit.

Sací koš klapkový chrání vtok do potrubí, bývá spojen se zpětnou uzavírkou.

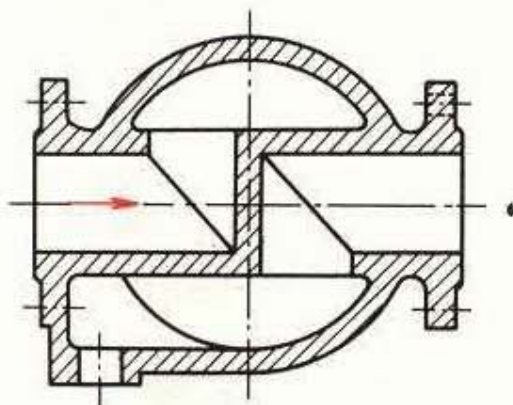


Filtr – síto do potrubí.
Použití jako u sacího koše.

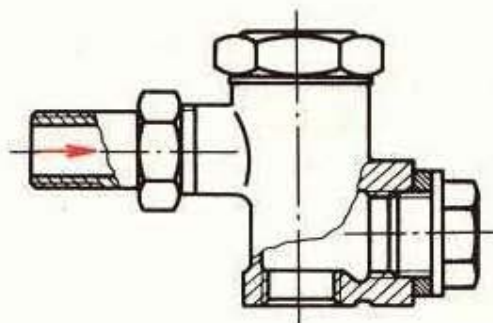


Odvodňovací zařízení odvádí z potrubí kapaliny, sražené z par a plynů.

Prímý odlučovač vody. Používá se pro odvod kondenzátu v parním potrubí.

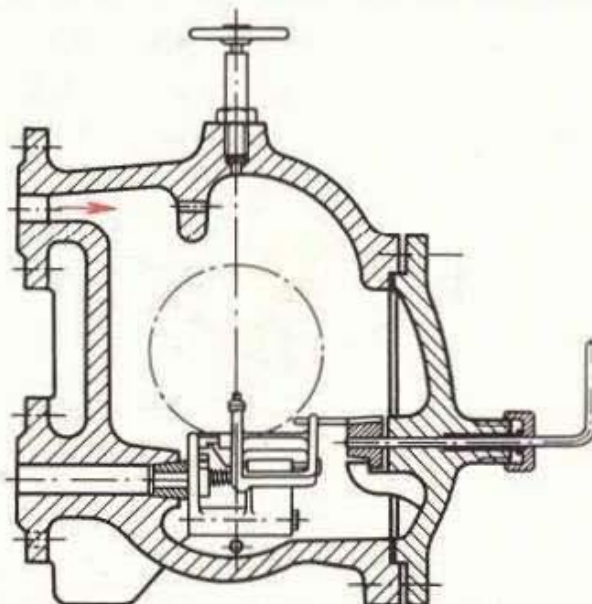


Měchový odváděč kondenzátu – řídicí ústrojí je měchovec, ovládající vypouštěcí ventil – do 0,1 MPa a do 120 °C.
Vhodný pro nízkotlaké parní vytápění.



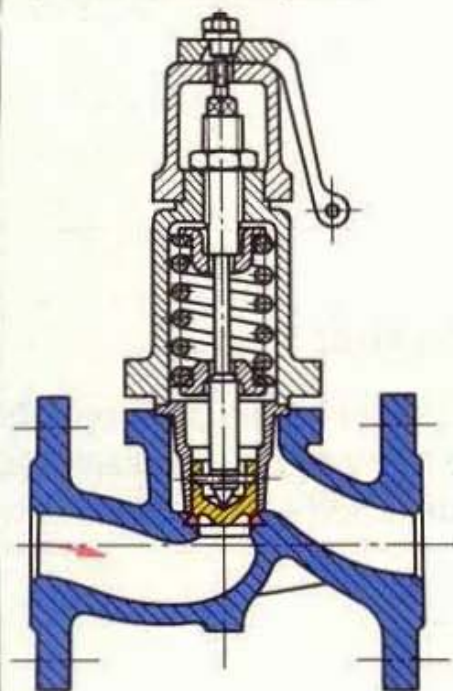
Pokračování

Šoupátkový odváděč kondenzátu s plovákem,
vhodný pro parovody

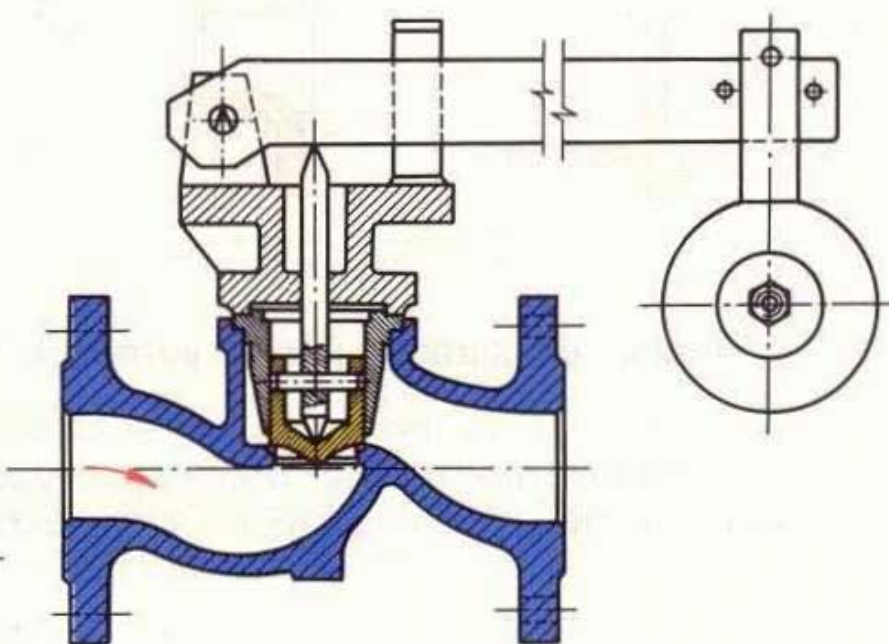


Pojistná zařízení k ochraně před účinkem zvýšeného pracovního přetlaku a pro zabránění proudění v nesprávném směru.

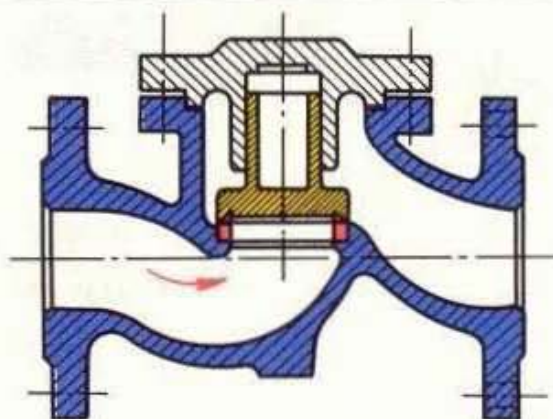
Pružinový pojistný ventil, přímý.
Použití např. u výtlačného
potrubí vodních čerpadel.



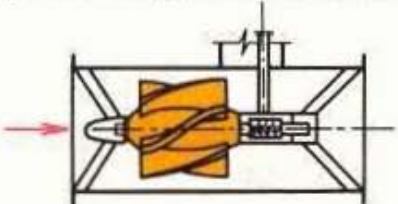
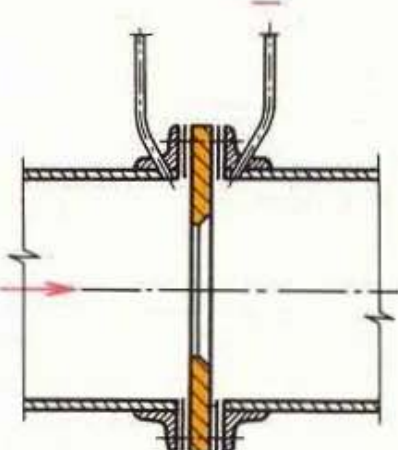
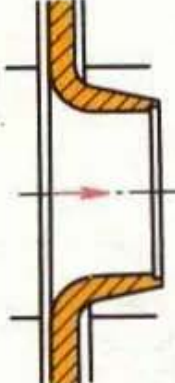
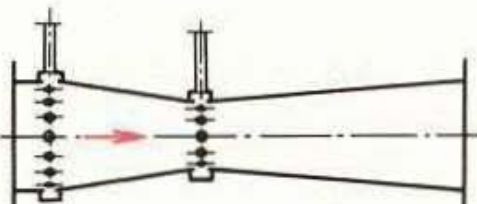
Závažový pojistný ventil přímý.
Obdobně jako vlevo.



Zpětný ventil přímý pro neagresivní kapaliny
a plyny, vodu, vodní páru a vzduch.

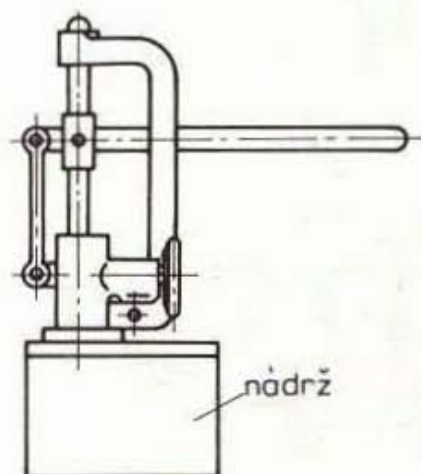


Tab. 81. Přístroje na měření množství látky

Rychlostní měřidla odměřují protékající množství působením proudu kapaliny		
Lopátkový vodoměr – domovní 	Šroubový vodoměr pro větší množství 	
Průřezová měřidla určují protékající množství z rozdílu tlaků před a za známým průřezem		
Clona má otvor s ostrou hranou; pro jednoduchost se často používá 	Dýza má zaoblený nátrubek, vhodná pro měření vtoku nebo výtoku 	Venturiho trubice se používá, je-li rozhodující malá ztráta tlaku 

3.4 Montáž, demontáž a údržba potrubí a armatur

Potrubí musí mít správný a plynulý spád bez střídavého klesání a stoupání, protože by se ve vyšších místech nashromáždil vzduch, který by nepropustil proudící kapalinu. Celé potrubí musí být bezpečně upevněno. Údržba potrubí záleží v péči o řádný stav



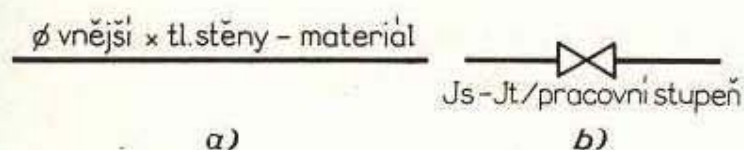
Obr. 127. Ruční pístové čerpadlo na zkoušení potrubí

tepelné izolace, o nátěry a označení potrubí, zejména pak o těsnost uzavírek montovaných do potrubí.

Demontáž potrubí se musí provádět při zachování bezpečnostních předpisů; řezání potrubí autogenem nebo elektrickým obloukem bylo již častou příčinou požárů. Těsnost potrubí se zkouší ručním pístovým čerpadlem pro tlakové zkoušky (obr. 127).

3.5 Kreslení a značení potrubí a armatur

Zpravidla kreslíme schéma potrubí, dispoziční výkresy potrubí a detailní výkresy složitých úseků potrubí. *Schéma potrubí* je výkres, ve kterém je potrubí nakresleno jednoduchými čarami a značkami (viz ST), obr. 128.



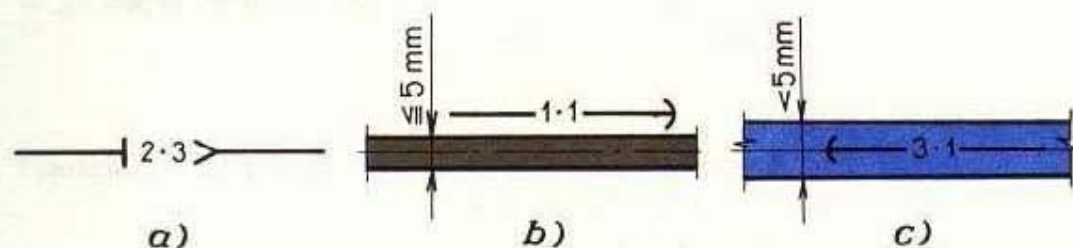
Obr. 128. Schéma potrubí
a) označení trubky a jakosti materiálu, b) označení armatury

Dispoziční výkres potrubí je výkres, ve kterém je nakreslen průřez v souvislosti se skutečným rozmístěním ostatního zařízení. Tyto výkresy kreslíme v měřítku 1 : 50, složité úseky potrubí pak v měřítku 1 : 20. Dlouhá a jednoduchá potrubí kreslíme v měř. 1 : 100 nebo i ve větším zmenšení, pro výšky v podélném řezu používáme zmenšení desetkrát menší. Důležitá potrubí můžeme kreslit v prostorových schématech (izometrické nebo axonometrické průřezy).

Potrubní plány mohou být nahrazeny *potrubním modelem*, který představuje dvojrozměrně nebo trojrozměrně analogii skutečnosti ve zmenšeném měřítku (1 : 20 nebo 1 : 25), přičemž jsou zpravidla vynechány podrobnosti nedůležité pro funkci.

Základním prostředkem je modelový symbol (znak), který je znázorněn zjednodušenou formou v měřítku a používán u trojrozměrného modelového projektování. U dvojrozměrného modelového projektování se používají makety, které představují grafické znázornění strojů nebo zařízení jednoduchým vyznačením tvarů, druhů a typů.

Model bývá doplněn axonometrickými výkresy potrubních větví a uzlů. Tento způsob projektování má umožnit závodům, které dodávají a montují potrubí, hospodárnou prefabrikaci.



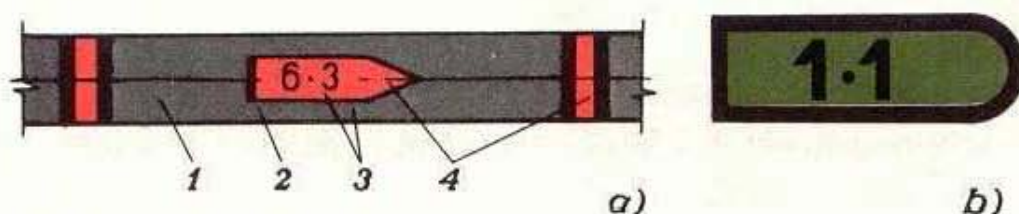
Obr. 129. Kreslení číselných značek

a) v přerušené ose, b) je-li obrys potrubí užší než 5 mm, připiše se značka k obrysu, c) je-li obrys potrubí větší než 5 mm, připiše se značka do přerušené osy potrubí

Značení druhu tekutiny dopravované potrubím provádíme různými druhy čar, číselně a barevně podle roztrídění látek do deseti skupin a dalších podskupin (viz ST). Směr proudění látky potrubím značíme šipkami (obr. 129).

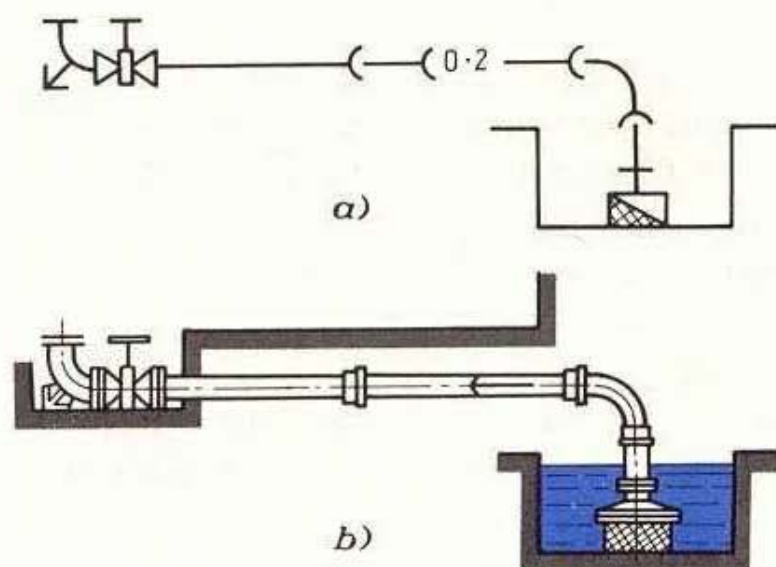
Namontované potrubí značíme barevným nátěrem celého potrubí nebo barevnými pruhy. Mohou-li potrubím proudit různé látky, označí se barevnými štítky a číslý (obr. 130).

Příklad kreslení potrubí včetně armatur a zařízení je na obr. 131.



Obr. 130. Štítky na potrubí

a) 1 – potrubí s ochranným šedým nátěrem, 2 – štítek – ostrý pro nebezpečnou látku, 3 – černá číslice a obruba, 4 – barva skupiny látky; b) zaoblený štítek pro bezpečnou látku



Obr. 131. Kreslení potrubí a příslušenství:

a) schéma potrubí, b) dispoziční výkres

OTÁZKY A ÚKOLY

3.1 Tlakové nádoby a aparáty

1. Jaké jsou účinky koroze a jak je možno stroje a součásti před ní chránit?
2. Vypočítejte tloušťku pláště svařeného válcového kotle, je-li průměr kotle $D = 1\,600\text{ mm}$, vnitřní přetlak $p = 0,8\text{ MPa}$, teplota páry $t = 200\text{ °C}$. Materiál: kotlový plech 11 364, dovolené napětí $\sigma_{Dt} = 110\text{ MPa}$, součinitel tupého svaru $v = 0,8$, přídavek $c = 1\text{ mm}$. [9 mm]

3.2 Potrubí

1. Co je to jmenovitý tlak, jmenovitá světlost, pracovní stupeň, pracovní tlak a pracovní teplota?
2. Jaká jsou nejběžnější spojení trub a trubek? Jak se tyto spoje těsní?
3. Jak se chrání potrubí před korozi a jak se tepelně izoluje?
4. Potrubím má protékat 10 000 kg páry za hodinu o přetlaku 3 MPa a teplotě 385 °C. Z parní tabulky se najde hustota této páry $\rho = 10\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Střední průtočná rychlost je $v = 35\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Vypočítejte světlost potrubí. [100 mm]

3.3 Přístroje uzavírací, pojistné a regulační

3.5 Kreslení a značení potrubí a armatur

1. Nakreslete schematicky normalizovanými značkami hlavní uzavírací přístroje. Vysvětlete jejich funkci, porovnejte jejich výhody a nevýhody.
2. Které uzavírky se používají pro nejmenší a které pro největší světlosti?
3. Vysvětlete funkci ventilu uzavíracího, pojistného a zpětného.
4. Jaký je rozdíl mezi schematickým a dispozičním výkresem potrubí?
5. Jak se vyznačuje směr proudění a bezpečnost tekutiny?
6. Jaké bude číselné označení potrubí, protéká-li jím: a) napájecí voda, b) přehřátá pára, c) tlakový vzduch, d) acetylén?

Mechanické akumulátory energie pohlcují nebo shromažďují *pohybovou* (kinetickou) nebo *polohovou* (potenciální) *energii* hmoty a vyrovnávají změny objemu kapalin a plynů. Jejich funkci způsobuje tíha těles pohybujících se po určených drahách nebo přechodná deformace pružných součástí nebo stlačitelnost plynů.

4.1 Závaží

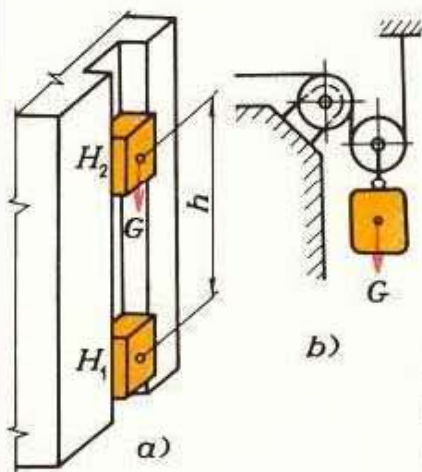
Jsou to např. závaží zdvihací, páková, vyrovnávací (protizávaží) a kyvadlová.

Zdvihací závaží

Pohybuje-li se součást tíhy G proti působení zemské tíže z bodu H_1 do bodu H_2 (obr. 132a), platí pro energii W akumulovanou ve vyzdviženém závaží $W = G \cdot h$. Tuto potenciální energii, zanedbáme-li ztráty třením, můžeme opět získat, využijeme-li poklesu závaží na dráze h k pohonu zařízení (působení gravitace na závaží G se po celé dráze nemění).

Je-li vodící plocha vodorovná (obr. 132b), přenáší se účinek závaží tažným členem, často pomocí kladky.

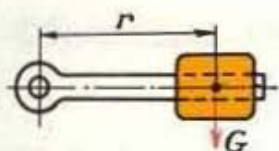
U hodinových strojů působí natahovací závaží na obvodu otočného bubínku.



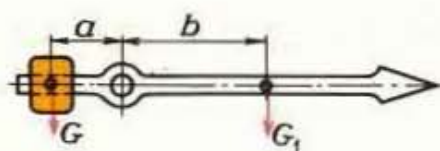
Obr. 132. Zdvihací závaží
a) svislé uspořádání, b) s tažným členem

Pákové závaží

je uloženo otočně kolem osy umístěné mimo těžiště (obr. 133). Točivý moment je dán vztahem $M = G \cdot r$. Odchýlení páky od vodorovné polohy může být jen malé, aby se točivý moment neměnil.



Obr. 133. Páková závaží



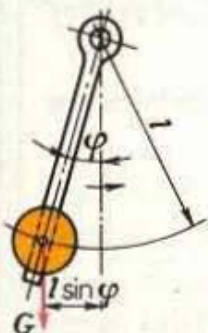
Obr. 134. Protizávaží pro vyvážení otočného ukazatele

Vyrovňovací závaží (protizávaží)

používáme např. k působení na polohu těžiště, a tím i na rovnovážný stav otočně uloženého ukazatele (obr. 134). Platí rovnice rovnováhy momentů: $G \cdot a = G_1 \cdot b$.

Kyvadlové závaží

používáme k řízení chodu hodinových strojů; působí dynamicky (obr. 135). Točivý moment je dán rovnicí $M = G \cdot l \cdot \sin \varphi$. Energie se při pohybu kyvadla pravidelně akumuluje a opět vydává.

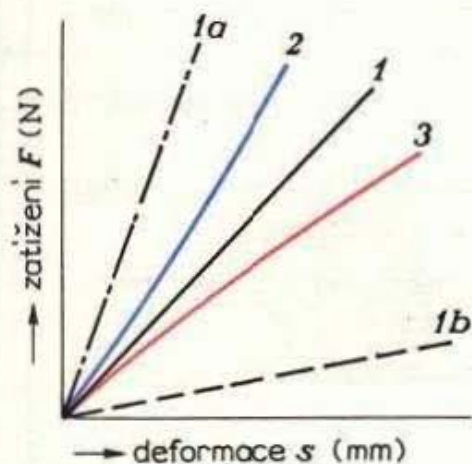


Obr. 135. Kyvadlové závaží

Kovové pružiny se v přesné mechanice používají obdobně jako ve všeobecném strojírenství, a to mnohem více než závaží. Pohon pružinou vyžaduje podstatně menší prostor při stejném výkonu a je lehčí než pohon závažím. Kromě toho působí nezávisle na poloze ústrojí ke svislici, takže ho můžeme používat i pro zařízení s měnící se polohou.

4.2 Pružiny

Shromažďují v sobě (akumulují) energii (hnací pružiny), zachycují a tlumí rázy (pružiny vozidel), silové pružiny zajišťují vratné pohyby (např. u vaček) a udržují rovnováhu sil.



Obr. 136. Charakteristika pružin 1 – charakteristika přímková, deformace je přímo úměrná zatěžující síle (šroubová pružina tlačná a tažná), 1a – charakteristika tvrdé pružiny, 1b – charakteristika měkké pružiny, 2 – charakteristika progresivní – deformace se při rostoucím zatížení zmenšuje (kuželová pružina), 3 – charakteristika degresivní – deformace se při rostoucím zatížení zvětšuje (talířová pružina)

Charakteristiky pružin vyjadřují závislosti deformací (mm) na zatížení (N) (obr. 136).

4.2.1 Kovové pružiny

Materiály a účely použití

Oceli pro vinuté pružiny jsou v tab. 82, oceli pro pružnice jsou v tab. 83.

V přesné mechanice se na pružiny kromě oceli používá fosforový bronz, křemíkový bronz, mosaz.

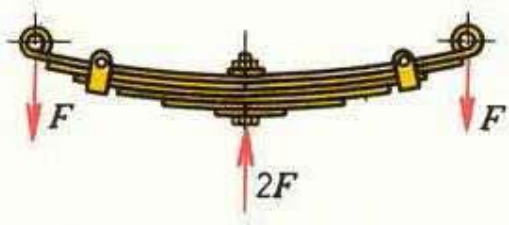
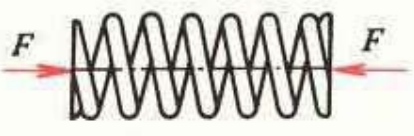
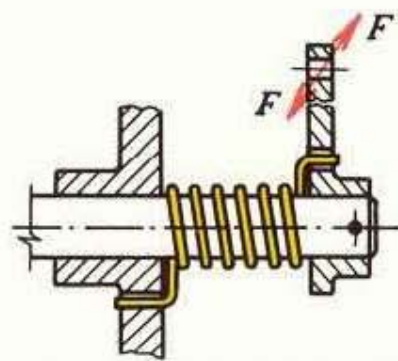
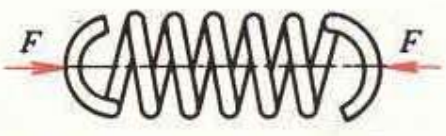
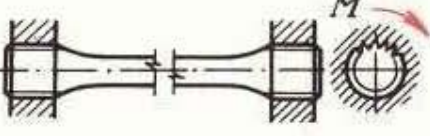
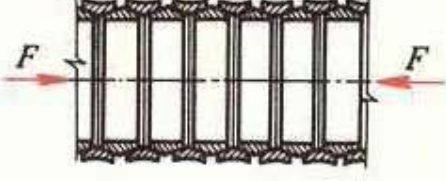
Tab. 82. Oceli pro vinuté pružiny

Materiál	Tepelné zpracování	Použití
12 090	za studena tažený drát tepelně nezpracovaný, pevnost 950 až 2 400 MPa	za studena navíjené pružiny do průměru 10 mm, všeobecné použití (i pro pružiny ventilů do 100 °C)
13 270	kaleno a popouštěno na pevnost 1 150 až 1 500 MPa	velké pružiny navíjené za tepla na trn
14 160	kaleno v oleji a popouštěno na 1 150 až 1 400 MPa	tlačné i tažné pružiny pro různé stroje, vinuté do průměru 10 mm za studena, výše za tepla
14 260	kaleno v oleji a popouštěno na 1 500 až 1 800 MPa	pružiny všech rozměrů pro velká namáhání, letecké ventilové pružiny do teploty 300 °C
17 913	kaleno v oleji a popouštěno na 1 300 až 1 800 MPa	nerezavějící pružiny pro různé účely
19 721	kaleno v oleji a popouštěno na 1 400 až 1 800 MPa	pružiny pro vysoké teploty do 400 °C

Tab. 83. Oceli pro pružnice a pružiny obdélníkového průřezu

Materiál	Tepelné zpracování	Použití
13 250	kaleno v oleji a popouštěno na pevnost 1 350 MPa	středně namáhané pružnice např. pro automobily
13 251	kaleno ve vodě a popouštěno na 1 300 až 1 500 MPa	vinuté kuželové pružiny na nárazníky
13 270	kaleno v oleji a popouštěno na 1 350 MPa	středně namáhané pružiny pro osobní a nákladní železniční vozy
14 260	kaleno v oleji a popouštěno na 1 300 až 1 500 MPa	pružiny značně namáhané pro automobily a lokomotivy
15 260	kaleno v oleji a popouštěno na 1 350 MPa	vysoce prokalitelná, použití jako 14 260

Tab. 84. Rozdělení pružin podle namáhání materiálu

Pružiny namáhané ohybem	Pružiny namáhané krutem
Pružnice a svazky pružnic 	Šroubovitě pružiny tlačné 
Šroubovitě pružiny zkrutné 	Šroubovitě pružiny tažné 
Spirálové pružiny 	Šroubovitě pružiny kuželové 
	Zkrutné tyče 
Pružiny namáhané kombinovaně	
Talířové pružiny 	Kroužkové pružiny 

Postup výpočtu

Svazek pružnic (obr. 137)

Ohybový moment:

$$M_{o\max} = F \cdot a,$$

modul průřezu pružnice v ohybu:

$$W_o = \frac{1}{6}i \cdot b \cdot h^2,$$

napětí v ohybu:

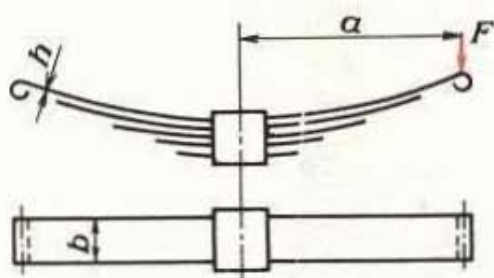
$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \leq \sigma_{Do},$$

kde a je rameno síly,

b – šířka pružnic,

h – tloušťka pružnic,

i – počet pružnic.



Obr. 137. Schéma svazku pružnic a jeho namáhání

Spirálová pružina (obr. 138)

Pro pružinu s vetknutými konci platí:

síla

$$F = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \frac{\sigma_o}{r},$$

dráha

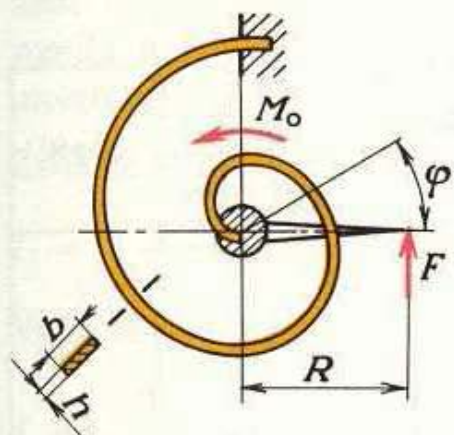
$$s = r \cdot \varphi = \frac{F}{E \cdot J} \cdot l \cdot r^2,$$

$$s = 12 \frac{F \cdot l \cdot r^2}{E \cdot b \cdot h^3} = 2 \frac{r \cdot l}{h} \cdot \frac{\sigma_o}{E},$$

kde l je délka rozvinuté pružiny.

Úhel

$$\varphi = \frac{F}{E \cdot J} \cdot l \cdot r = 12 \frac{F \cdot l \cdot r}{E \cdot b \cdot h^3} = 2 \frac{l}{h} \cdot \frac{\sigma_o}{E}.$$



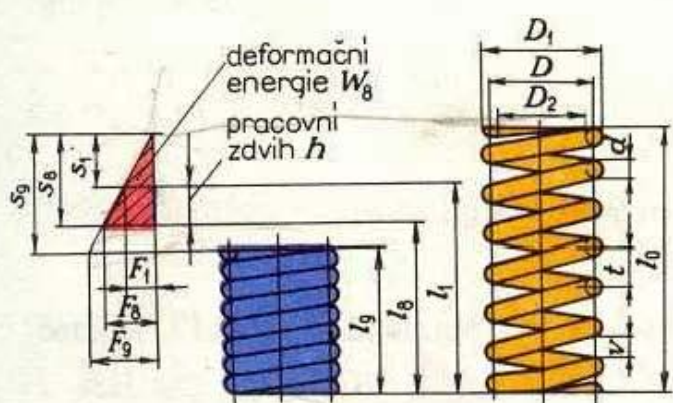
Obr. 138. Schéma spirálové pružiny a její namáhání

Šroubovitá pružina tlačná a tažná (obr. 139, 140)

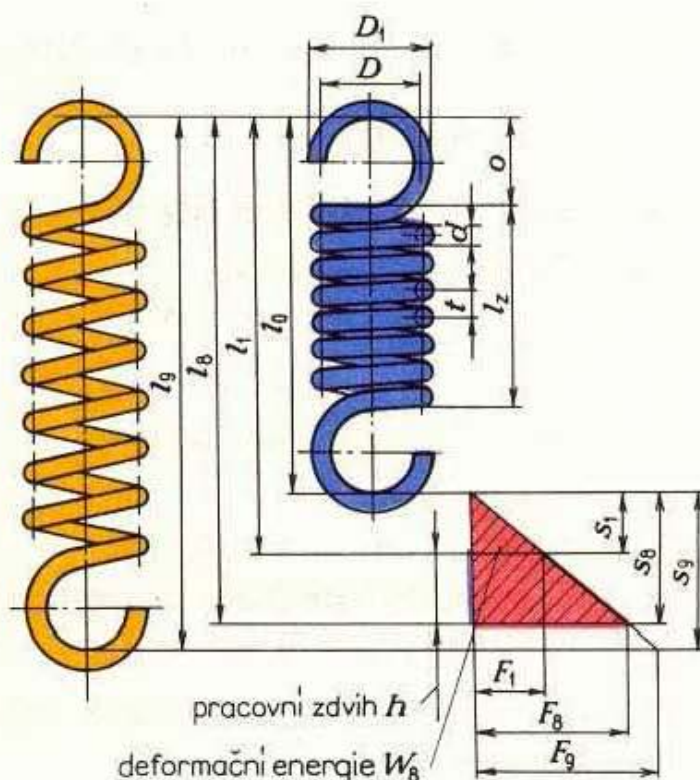
Značky pro stavy a názvosloví pružin jsou v tab. 85, 86 (str. 174, 175).

Tuhost (tvrdość) pružiny:

$$C = \frac{F_1}{s_1} = \frac{F_8}{s_8} = \frac{F_8 - F_1}{h}$$



Obr. 139. Šroubovitá pružina tlačná a její namáhání (značky a názvosloví v tab. 85, 86)



Obr. 140. Šroubovitá pružina tažná (značky a názvosloví v tab. 85, 86)

Průměr drátu pružiny se vypočítá z pevnostní podmínky v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk},$$

$$M_k = F_8 \cdot \frac{D}{2},$$

$$W_k = 0,2d^3 \Rightarrow d_{\text{teor.}}$$

Tab. 85. Stav pružiny

Stav	Popis stavu pružiny	Délka pružiny	Stlačení, roztahení	Síla vyvinutá pružinou	Napětí
volný	bez zatížení	l_0	—	—	—
předpružený	nejmenší pracovní zatížení	l_1	s_1	F_1	τ_1
plně zatížený	největší pracovní zatížení (staticky, občas nebo cyklicky)	l_8	s_8	F_8	τ_8
mezní	tlačná je stlačena na dosed závitů, tažná je podrobena meznímu zatížení	l_9	s_9	F_9	τ_9

Provádí se korekce s ohledem na přidavný ohyb součinitelem K podle poměru D/d :

$$d = d_{\text{teor}} \cdot K,$$

kde K je korekční součinitel (viz ST).

Celkový počet závitů pružiny:

$$z = n + n_z,$$

$$s = \frac{8F \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \Rightarrow n,$$

kde n je počet činných závitů,

n_z – počet závěrných závitů (obvykle $2 \times 3/4$ závitu),

G – modul pružnosti materiálu ve smyku.

Vůle mezi činnými závity při mezním stlačení má být nejméně $v_0 = 0,1d$. Rozteč závitu $t = v_0 + d$.

Stoupání nemá být větší než $1/3$ středního průměru.

Úhel stoupání

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{\pi \cdot D}.$$

Délka drátu potřebná pro výrobu pružiny:

$$L = (z + 1,5 + 2) \frac{\pi \cdot D}{\cos \alpha}.$$

Příklad výpočtu. Vypočtete šroubovitou tlačnou ventilovou pružinu (obr. 141a) pro zatížení 160 N, kdy je ventil uzavřen. Rozdíl ve stlačení mezi otevřeným a uzavře-

ným ventilem $s_8 - s_1 = 12 \text{ mm}$. Napětí v krutu $\tau_8 = 350 \text{ MPa}$ při uzavřeném ventilu. Rozdíl napětí v krutu $(\tau_8 - \tau_1) = 150 \text{ MPa}$ nemá být překročen. Pracovní prostor vymezený pružině má maximální průměr 45 mm .

Zvolíme $D = 40 \text{ mm}$.

$$\tau_1 = \tau_8 - 150 \text{ MPa} = 350 \text{ MPa} - 150 \text{ MPa} = 200 \text{ MPa}.$$

Výpočet průměru drátu předběžně:

$$d = 2 \sqrt[3]{\frac{F_1 \cdot D}{\pi \cdot \tau_1}} = 2 \sqrt[3]{\frac{160 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm}}{\pi \cdot 200 \text{ MPa}}} = 4,34 \text{ mm} \doteq 4,5 \quad (\text{podle ČSN - ST}),$$

upřesnění:

$$\frac{D}{d} = \frac{40 \text{ mm}}{4,5 \text{ mm}} = 8,9.$$

Korekční součinitel napětí v krutu $K = 1,17$ (viz ST),

$$d = 2 \sqrt[3]{\frac{F_1 \cdot D \cdot K}{\pi \cdot \tau_1}} = 2 \sqrt[3]{\frac{160 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm} \cdot 1,17}{\pi \cdot 200 \text{ MPa}}} = 4,75 \doteq 5 \text{ mm} \quad (\text{podle ČSN}).$$

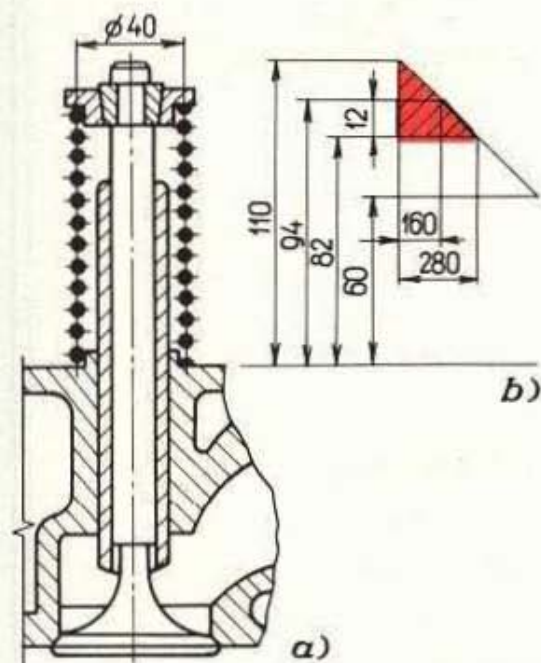
Vnější průměr pružiny:

$$D_1 = D + d = 40 \text{ mm} + 5 \text{ mm} = 45 \text{ mm} \quad (\text{vyhovuje}).$$

Síla při otevřeném ventilu:

$$F_8 = F_1 \cdot \frac{\tau_8}{\tau_1} = 160 \text{ N} \cdot \frac{350 \text{ MPa}}{200 \text{ MPa}} = 280 \text{ N}.$$

Podle zadaných a vypočtených hodnot nakreslíme charakteristiku pružiny (obr. 141b).



Obr. 141. Ventilová pružina
spalovacího motoru
a) konstrukční provedení,
b) charakteristika pružiny počítané
v příkladu

Tab. 86. Veličiny pro šroubovitě pružiny

Značka	Název	Jednotky	Vztahy a směrnice
d	průměr drátu (tyče)	mm	volí se podle ČSN
D	střední průměr pružiny	mm	$D = D_1 - d = D_2 + d$
D_1	vnější průměr pružiny	mm	$D_1 = D + d$
D_2	vnitřní průměr pružiny	mm	$D_2 = D - d = D_1 - 2d$
F	síla vyvinutá pružinou obecně	N	
F_0	předpětí	N	volí se
F_1	síla vyvinutá pružinou ve stavu předpruženém	N	volí se podle činnosti pružiny v zařízení
F_8	síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém	N	volí se podle činnosti pružiny v zařízení
F_9	síla vyvinutá pružinou ve stavu mezním	N	
h	pracovní zdvih	mm	tlačná pružina: $h = l_1 - l_8$ tažná pružina: $h = l_8 - l_1$
i	poměr vinutí	—	$i = D/d$ obvykle se volí: $4 \leq i \leq 16$
l	rozvinutá délka pružiny	mm	$l \approx 3,2 D \cdot z$ u tažné pružiny je nutno připočíst rozvinutou délku ok
l_0	délka pružiny ve stavu volném	mm	tlačná pružina: $l_0 = l_9 + s_9 = l_8 + s_8 = l_1 + s_1$ obvykle $D \leq l_0 \leq 10D$ tažná pružina: $l_0 = l_z + 2o$ obvykle $l_0 \leq 15D$
l_1	délka pružiny ve stavu předpruženém	mm	tlačná pružina: $l_1 = l_0 - s_1$ tažná pružina: $l_1 = l_0 + s_1$
l_8	délka pružiny ve stavu plně zatíženém	mm	tlačná pružina: $l_8 = l_8 - s_8$ tažná pružina: $l_8 = l_0 + s_8$

Pokračování

Značka	Název	Jednotky	Vztahy a směrnice
l_0	délka pružiny ve stavu mezním	mm	tlačná pružina $l_0 = (z + 1 - z_0) \cdot d$ tažná pružina: $l_0 = l_1 + s_0$
l_z	délka vinuté tažné pružiny ve stavu volném	mm	závity k sobě přiléhají: $l_z = 1,03 (z + 1) \cdot d$ mezi závity je vůle: $l_z = t \cdot z + d$ u všech pružin obvykle: $D \leq l_z \leq 10D$
n	počet činných závitů	—	
n_z	počet závěrných závitů	—	tlačné pružiny mají kromě pružících závitů na každém konci 1/2 až 1 broušený závěrný závit, aby pružina dosedla na rovinu kolmou k její ose.
s	deformace (stlačení, roztažení) pružiny obecně	mm	
s_1	deformace (stlačení, roztažení) pružiny ve stavu předpruženém	mm	tlačná pružina: $s_1 = l_0 - l_1$ tažná pružina: $s_1 = l_1 - l_0$
s_8	deformace (stlačení, roztažení) pružiny ve stavu plně zatíženém	mm	tlačná pružina: $s_8 = l_0 - l_8$ tažná pružina: $s_8 = l_8 - l_0$
s_9	deformace (stlačení, roztažení) pružiny ve stavu mezním	mm	tlačná pružina: $s_9 = l_0 - l_9$ tažná pružina: $s_9 = l_9 - l_0$
t	rozteč činných závitů ve stavu volném	mm	$t = v + d$ tlačná pružina obvykle: $0,3D \leq t \leq 0,6D$ tažná pružina se závity k sobě přiléhajícími: $t = d$
v	vůle mezi činnými závity ve stavu volném	mm	tlačná pružina: při plném stlačení vůle asi $0,1d$; min. 0,5 mm $v = s_9/n$ obecně: $v = t - d$
z	celkový počet závitů	—	$z = n + n_z$
z_0	počet závitů odpovídajících úhrnné délce obrobených opěrných ploch tlačné pružiny	—	viz veličinu l_0

Stlačení se vypočte z rovnic:

$$s_8 - s_1 = 12 \text{ mm} \quad (\text{dáno}),$$

$$\frac{s_8}{s_1} = \frac{F_8}{F_1},$$

$$s_1 \cdot \left(\frac{F_8}{F_1} - 1 \right) = 12 \text{ mm},$$

$$s_1 = \frac{12 \text{ mm} \cdot F_1}{F_8 - F_1} = \frac{12 \text{ mm} \cdot 160 \text{ N}}{280 \text{ N} - 160 \text{ N}} = 16 \text{ mm},$$

$$s_8 = 28 \text{ mm}.$$

Počet činných závitů:

$$n = \frac{s_8 \cdot G \cdot d^4}{8 F_8 \cdot D^3} = \frac{28 \text{ mm} \cdot 83\,000 \text{ MPa} \cdot 5^4 \text{ mm}^4}{8 \cdot 280 \text{ N} \cdot 40^3 \text{ mm}^3} = 10 \text{ závitů}.$$

Celkový počet závitů pružiny:

$$z = n + n_z = 10 + 2 = 12 \text{ závitů}.$$

Při úplném stlačení pružiny, kdy dosedne závit na závit, bude

$$l_9 = z \cdot d = 12 \cdot 5 \text{ mm} = 60 \text{ mm}.$$

Volíme vůli mezi závity:

$$v_0 = (0,2 \text{ až } 0,5) d = (1 \text{ až } 2,5) \text{ mm} \doteq 2 \text{ mm}.$$

Délka plně zatížené pružiny:

$$l_8 = l_9 + (z - 1) v_0 = 60 \text{ mm} + 11 \cdot 2 \text{ mm} = 82 \text{ mm}.$$

Délka předpružené pružiny:

$$l_1 = l_8 + (s_8 - s_1) = 82 \text{ mm} + 12 \text{ mm} = 94 \text{ mm}.$$

Délka volné pružiny:

$$l_0 = l_1 + s_1 = 94 \text{ mm} + 16 \text{ mm} = 110 \text{ mm}.$$

Zkrutná (torzní) tyč (obr. 142)

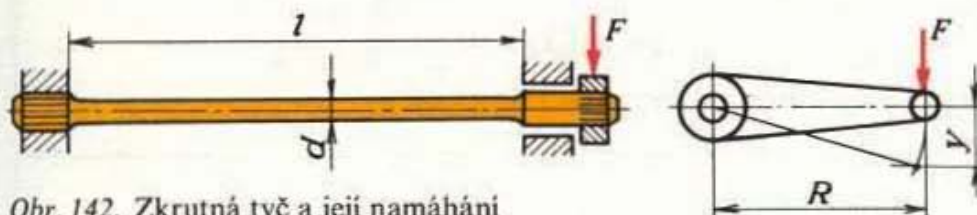
$$\text{Síla } F = \frac{d^3 \cdot \tau_k}{5R},$$

$$\text{napětí } \tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{5M_k}{d^3} \Rightarrow d,$$

$$\text{průhyb } y = \frac{10l \cdot R^2}{d^4 \cdot G} \cdot F,$$

$$\text{poměrný úhel zkroucení } \vartheta = \frac{180^\circ \cdot 32M_k}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot G},$$

$$\text{úhel zkroucení na volném konci } \varphi = \vartheta \cdot l.$$



Obr. 142. Zkrutná tyč a její namáhání

4.2.2 Nekovové pružiny

Přezové pružiny

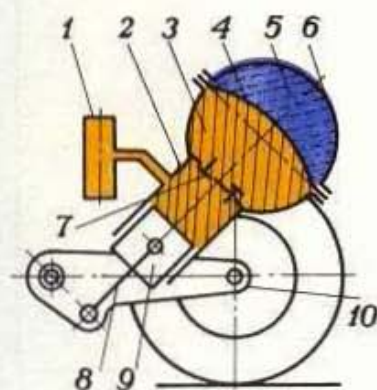
Přez má schopnost velkých pružných deformací, velký vnitřní útlum, tlumení hluku a je levná. Nevýhodou je citlivost na teplotu (použití v rozsahu -30 až 50°C) a stárnutí. Syntetická přez je odolná proti účinkům benzínu, olejům apod., přirozená přez není odolná.

Konstrukce a výpočty (tab. 87)

Pneumatické pružiny

jsou založeny na stlačitelnosti vzduchu.

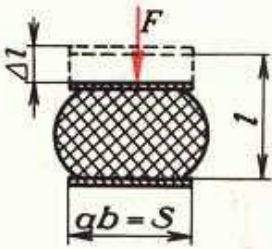
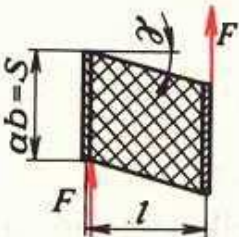
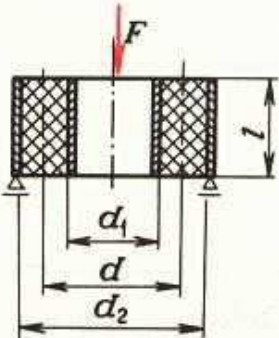
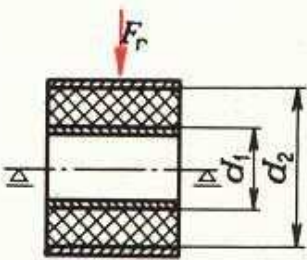
Hydraulicko-pneumatické pružení využívá pružnosti vzduchu nebo netečného plynu v přezové kouli nebo v prostoru za membránou. Silový impuls přenáší nestlačitelná kapalina (obr. 143).



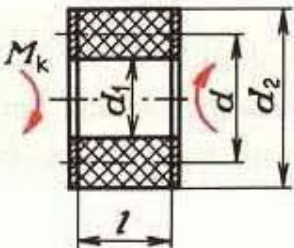
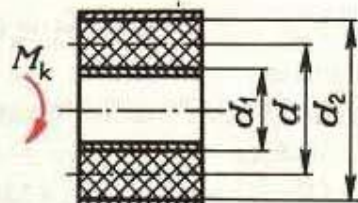
Obr. 143. Schéma hydraulicko-pneumatického pružení

- 1 – zdroj tlakové kapaliny, 2 – válec,
- 3 – olej, 4 – membrána, 5 – plyn,
- 6 – viko vzduchové komory,
- 7 – ventil, 8 – pístnice, 9 – píst,
- 10 – kliková polonáprava

Tab. 87. Základní typy pryžových pružin

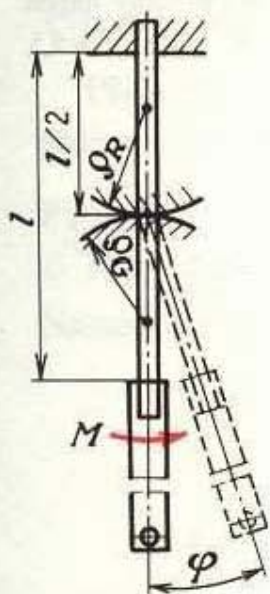
Název	Výpočet
Pryžová hranolová pružina namáhaná tlakem 	$\sigma_d = \frac{F}{S} = \frac{1,07\varepsilon}{1,07 - \varepsilon} \cdot E,$ kde ε je poměrné stlačení, E – modul pružnosti v tlaku. Pro ukládání strojů $\sigma_{Dst} = 2$ až 3 MPa, pro spojky $\sigma_{Ddyn} = 1$ až $1,5$ MPa.
Pryžová hranolová pružina namáhaná smykem 	$\tau_s = \frac{F}{S} = G \cdot \gamma,$ kde γ je zkos, G – modul pružnosti ve smyku. Pro spojky $\tau_{Ds dyn} = 0,3$ až 1 MPa.
Pryžová pouzdrová pružina namáhaná smykem 	$\tau_s = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot l},$
Pryžová pouzdrová pružina namáhaná radiálně 	$\sigma_{dstř} = \frac{F_r}{d_1 \cdot l},$

Pokračování

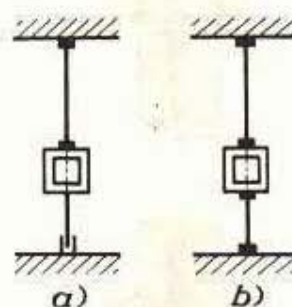
Název	Výpočet
Pryžová kotoučová pružina namáhaná krutem 	$\tau_k = \frac{5M_k \cdot d}{d_2^4 - d_1^4}$ pootočení $\varphi = \frac{10M_k \cdot l}{G \cdot (d_2^4 - d_1^4)}$
Pryžová pouzdrová pružina namáhaná krutem 	$\tau_k = \frac{2M_k}{\pi \cdot l \cdot d^2}$ pootočení $\varphi = \frac{M_k}{\pi \cdot l \cdot G}$

4.2.3 Pružné klouby

Uvnitř materiálu je zanedbatelně malé tření. Tyto elementy nevyžadují údržbu. Při konstantním zatížení pracují bez vůle. Jsou vhodné zejména pro malé úhly vychýlení.



Obr. 144. Princip jednoduchého pružného kloubu



Obr. 145. Krutný pružný kloub
a) volné zavěšení, b) dvoustranné zavěšení s předpětím

Jednoduchý pružný kloub ohybový je vyráběn z drátu nebo pásky pružinové oceli (obr. 144). Moment M , potřebný k dosažení úhlu vychýlení φ , má podružný význam. Nepříznivě se projevuje skutečnost, že pohyb ohybového pružného kloubu nepředstavuje pohyb okolo pevného otočného bodu, nýbrž je jako každý obecný rovinný pohyb dán odvalováním dráhy příslušné okamžitým středům otáčení (pólům), a to kývající spodní části kloubu po pevné protější základní pólové dráze.

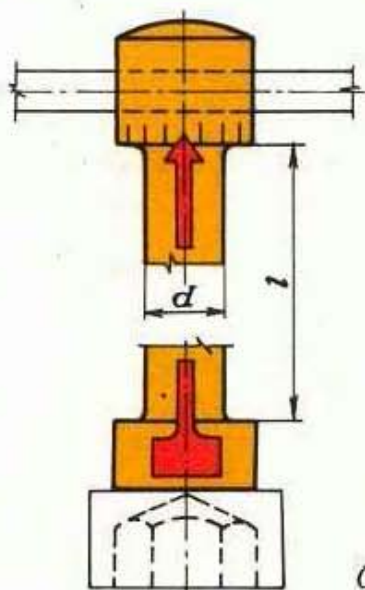
Tyto pružné klouby se používají jako uložení kyvadla v hodinářství a jako závěs vah.

Krutný pružný kloub vyrobený z kovových pásků nebo drátů či křemenných vláken se používá pro citlivá uložení otáčivých zařízení, např. u ukazovatele galvanometru, u zrcátkového galvanometru nebo u nosného systému brzdy oscilografu (obr. 145).

OTÁZKY A ÚKOLY

4 Součásti pro akumulaci energie

1. Jaký je účel pružin ve strojírenství a přesné mechanice?
2. Co je to charakteristika pružiny a jaký má tvar pro jednotlivé druhy pružin?
3. Co je to tvrdost pružiny?
4. Z kterých materiálů se vyrábějí pružiny?
5. Pro odpružení motorových vozidel se používají jednak svazky pružnic, jednak šroubovitě tlačné pružiny, jednak torzní tyče. Vysvětlete rozdíly a porovnejte tyto způsoby.
6. Svazek pružnic zadní nápravy automobilu (obr. 137) má 7 pružnic šířky 50 mm a tloušťky 7 mm z pružinové oceli o pevnosti $\sigma_p = 1\,350\text{ MPa}$ ($\sigma_{D0} \approx 0,45\sigma_p$). Je zatížen v oku silou $F = 2\,400\text{ N}$, rozpětí pružiny $2a = 1\,200\text{ mm}$. Zkontrolujte ohybové napětí. [Vyhovuje: $\sigma_o = 504\text{ MPa}$, $\sigma_{D0} = 607,5\text{ MPa}$]
7. Zkrutný momentový klíč (obr. 146) má sloužit k utahování šroubů maximálním utahovacím momentem $M_t = 100\text{ N}\cdot\text{m}$. Výchylka na stupnici má přitom být $\varphi = 20^\circ$. Jaký musí být průměr a délka zkrutné tyče z chromvanadiové oceli, je-li $G = 80\,000\text{ MPa}$ a $\tau_{Dk} = 600\text{ MPa}$? [$d = 10\text{ mm}$, $l = 280\text{ mm}$]
8. Šroubovitá válcová tlačná pružina tlačítkového vypínače (obr. 139) z pružinového drátu ($G = 80\,000\text{ MPa}$) $d = 0,5\text{ mm}$ se středním průměrem vinutí $D = 10\text{ mm}$ má zdvih $h = 6\text{ mm}$. Síla ve stavu předpruženém $F_1 = 1,2\text{ N}$, ve stavu plně zatíženém $F_8 = 1,7\text{ N}$. Vypočtete tuhost pružiny, napětí v krutu, počet závitů (2 závity závěrné) a délky pružiny. [$0,083\text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$, 187 MPa , $z = 9,5$, $l_9 = 4,75\text{ mm}$, $l_8 = 6,875\text{ mm}$, $l_1 = 12,875\text{ mm}$, $l_0 = 27,275\text{ mm}$]



Obr. 146. Zkrutný momentový klíč

5 SOUČÁSTI K PŘENOSU TOČIVÉHO A PŘÍMOČARÉHO POHYBU

5.1 Hřídelové čepy

Části hřídelů, kterými se hřídel opírá o rám stroje, se nazývají čepy. Reakční síly, vyvolané užitečným zatížením, jsou přenášeny stykovou plochou čepů a ložiskových pánví. Při pohybu vzniká tření, které se jednak mění v teplo – čep i ložisko se zahřívají, snižuje se únosnost, jednak způsobuje opotřebení stykových ploch, což ovlivňuje životnost celého zařízení. Obojí lze správnou konstrukcí čepu a ložiska snížit na určitou minimální hodnotu.

Z ekonomického hlediska je důležité, aby byla životnost nejen čepů, ale i ostatních součástí dostatečně (a přibližně stejně) dlouhá, aby zbytečně nestoupaly náklady na opravy nebo nákup nových strojů a nevznikaly ztráty způsobené vyřazením strojů z výroby.

Podle směru, kterým působí zatížení, se rozdělují na:

1. *radiální čepy* – přenášejí reakční síly, působící kolmo na hřídel,
2. *axiální čepy* – síly působí v ose hřídele.

5.1.1 Radiální čepy

Rozdělují se podle tvaru a umístění na hřídeli (tab. 88).

Výpočet radiálních čepů

Při návrhu se musí stanovit průměry a délky tak, aby byla zaručena pevnost, provozní spolehlivost a životnost radiálních čepů.

Pevnost

a) *Pro čelní čep (tab. 88):*

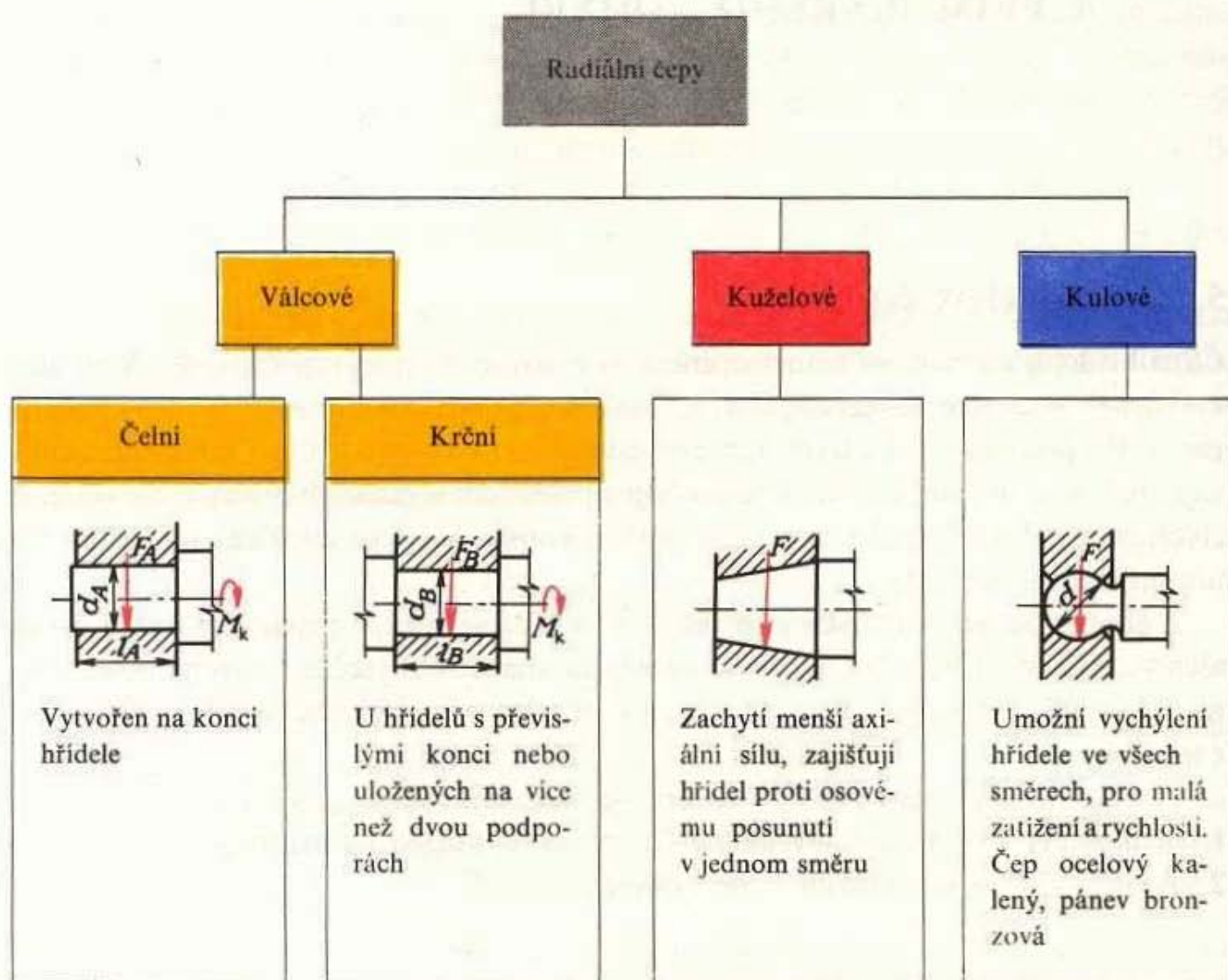
Namáhání ohybem:

$$M_o = F_A \cdot \frac{l_A}{2} = \frac{d_A^3}{10} \cdot \sigma_o,$$

$$\sigma_o = \frac{5F_A \cdot l_A}{d_A^3} \leq \sigma_{Do},$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{5F_A \cdot l_A}{\sigma_{Do}}}.$$

Tab. 88. Rozdělení radiálních čepů



Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{F_A}{d_A \cdot l_A} \leq p_D.$$

Dělením obou vztahů pro σ_{D0} a p_D

$$\frac{\frac{5F_A \cdot l_A}{d_A^3}}{\frac{F_A}{d_A \cdot l_A}} = \frac{5l_A^2}{d_A^2}$$

se získá vztah pro výpočet poměru λ :

$$\lambda = \frac{l_A}{d_A} = \sqrt{\frac{\sigma_{D0}}{5p_D}}.$$

Doporučené hodnoty σ_{Do} jsou:

$\sigma_{Do} = 50$ až 70 MPa pro ocel 11 420,

$\sigma_{Do} = 60$ až 80 MPa pro ocel 11 500,

$\sigma_{Do} = 70$ až 90 MPa pro ocel 11 600.

Hodnoty pro p_D jsou v tab. 89.

Tab. 89. Nejvyšší přípustné hodnoty dovoleného tlaku a obvodové rychlosti u radiálních čepů

Kalený ocelový čep	Tlak p_D (MPa)	Rychlost v_D (m . s ⁻¹)	Součin ($p \cdot v$) _D
ze šedé litiny (transmise)	4 až 6	—	2
ze šedé litiny nebo bronzu	6 až 15	1,5	4
z kompozice (elektromotory)	2	3,5	6
odstředivě vylitou kompozicí a dobře chlazenou	8	4,5	10
z olověného bronzu	12	5	30

V pevnostních rovnicích jsou oba rozměry čepu (jak průměr d , tak i délka l). Jeden, někdy i oba se musí volit. Pro správnou funkci ložisek je důležitým ukazatelem poměr $\lambda = l/d$. U radiálních čepů bývá $\lambda = 0,3$ až 1 (výjimečně $1,5$).

b) Pro krční (průběžný) čep (tab. 88):

Namáhání ohybem

$$\sigma_o = \frac{5F_B \cdot l_B}{d_B^3},$$

a krutem

$$\tau_k = \frac{5M_k}{d_B^3}.$$

Kontrola:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3(\alpha_B \cdot \tau_k)^2} \leq \sigma_{Do},$$

kde α_B je Bachův opravný součinitel,

$\alpha_B = 0,4$ pro střídavý ohyb, klidný krut,

$\alpha_B = 0,7$ pro střídavý ohyb, míjivý krut,

$\alpha_B = 1,0$ pro střídavý ohyb i krut.

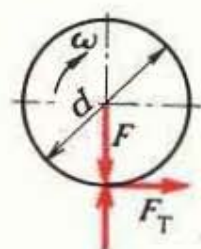
Trvanlivost

je závislá na opotřebení funkční plochy čepu a nosné plochy ložiskové pánve. Opotřebení bude tím menší, čím menší bude tření, které lze ovlivnit jednak volbou dvojice materiálů a obrobením, ale hlavně mazáním. Aby se mazivo nevytlačilo z ložiska, nesmí tlak při určité obvodové rychlosti přestoupit předepsanou hodnotu. Na základě provozních zkušeností byly zjištěny hodnoty uvedené v *tab. 89*. U čepů se kontroluje součin $p \cdot v$, který nesmí přesáhnout dovolenou hodnotu.

Vývin tepla – provozní spolehlivost

Třením v ložisku se část přenášené mechanické energie mění v teplo. Třecí síla (*obr. 147*)

$$F_T = F \cdot f.$$



Obr. 147. Čepové tření

Třecí výkon potřebný k překonání kluzného tření:

$$P_T = F_T \cdot v = F \cdot f \cdot v,$$

$$v = \pi \cdot d \cdot n.$$

Tento výkon se mění v teplo, které přechází do materiálu čepu a pánve, část se ho vysálá do ovzduší, část se odvede hřídelem a tělesem ložiska, zbytek zvyšuje teplotu ložiska. Nemá-li ložisko uměle chlazené, odvádí se třecí teplo pouze povrchem ložiska do okolního prostředí a platí:

$$Q_T = P_T = F \cdot f \cdot v = k \cdot S(t_1 - t_2),$$

kde k je součinitel prostupu tepla,

S – vnější povrch ložiska,

t_1 – maximální provozní teplota ložiska,

t_2 – teplota okolního prostředí.

Při navrhování ložiska se kontroluje nejdříve provozní teplota ložiska:

$$t_1 = \frac{F \cdot f \cdot v}{k \cdot S} + t_2,$$

$t_1 = 65^\circ\text{C}$ při kroužkovém mazání,

$t_1 = 80^\circ\text{C}$ při oběhovém mazání,

$f = 0,04$ pro dobře mazané čepy,

$f = 0,14$ pro málo mazané čepy,

$f = 0,25$ pro nemazané čepy.

Některé přibližné hodnoty součinitele k pro přestup tepla z oceli do litiny jsou v tab. 90.

Tab. 90. Součinitel přestupu tepla pro ocelové čepy do litinových ložisek

$v \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$	0	5	10	15	20	25
$\alpha \text{ (W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{)}$	12	26,5	41	59	73,5	88,5

Je-li vypočtená teplota t_1 příliš vysoká, musí se ložisko chladit (obvykle olejem). Objemový průtok oleje Q_V se vypočítá z rovnice:

$$Q_T = P_T = c \cdot \varrho \cdot Q_V \cdot (t_3 - t_4),$$

kde c je měrné teplo oleje,

ϱ – hustota oleje,

Q_V – objemový průtok oleje,

t_3 – výstupní teplota oleje z ložiska,

t_4 – vstupní teplota oleje.

$$Q_V = \frac{P_T}{c \cdot \varrho \cdot (t_3 - t_4)}.$$

Příklad výpočtu. Vypočítejte čelní válcový čep elektromotoru s otáčkami $n = 25 \text{ s}^{-1}$, zatížený silou $F = 10 \text{ kN}$.

1. Zvolíme materiál čepu (hřídele) 11 500.4,

$$\sigma_{D0} = 80 \text{ MPa},$$

pro pánev vylitou olověným bronzem je $p_D = 10 \text{ MPa}$.

2. Výpočet poměru:

$$\lambda = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{D0}}{5p_D}} = \sqrt{\frac{80 \text{ MPa}}{5 \cdot 10 \text{ MPa}}} = 1,26.$$

3. Výpočet průměru d :

$$d = \sqrt[3]{\frac{5F \cdot l}{\sigma_{D0}}},$$

po dosazení $l = \lambda \cdot d$ dostaneme výraz:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5F \cdot \lambda}{\sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot 1,26}{80 \text{ MPa}}} = 28,1 \text{ mm}.$$

Průměr čepu zvolíme z doporučené řady průměrů (viz ST)

$$d = 32 \text{ mm},$$

$$l = \lambda \cdot d = 1,26 \cdot 32 \text{ mm} = 40,3 \text{ mm}.$$

Délka čepu bude 42 mm.

4. Kontrola na oteplení (dovolené hodnoty v *tab. 89*):

$$p \cdot v = \frac{F}{l \cdot d} \cdot \pi \cdot d \cdot n = \frac{10^4 \text{ N}}{42 \text{ mm} \cdot 32 \text{ mm}} \cdot \pi \cdot 0,032 \text{ m} \cdot 25 \text{ s}^{-1} =$$

$$= 18,7 \text{ MPa} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} < (p \cdot v)_D, \text{ vyhovuje},$$

$$v = \pi \cdot d \cdot n = \pi \cdot 0,032 \text{ m} \cdot 25 \text{ s}^{-1} = 2,51 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} < v_D, \text{ vyhovuje}.$$

5. Kontrola tlaku:

$$p = \frac{F}{l \cdot d} = \frac{10^4 \text{ N}}{42 \text{ mm} \cdot 32 \text{ mm}} = 7,44 \text{ MPa} < p_D, \text{ vyhovuje}.$$

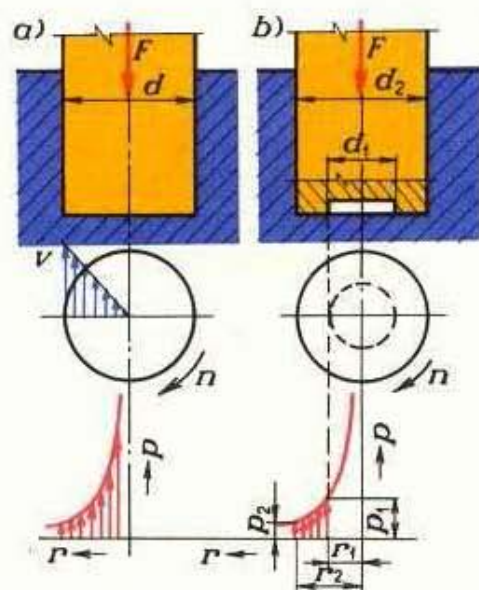
5.1.2 Axiální čepy

Rozdělení podle tvaru a umístění na hřídeli (*tab. 91*).

Výpočet axiálních čepů

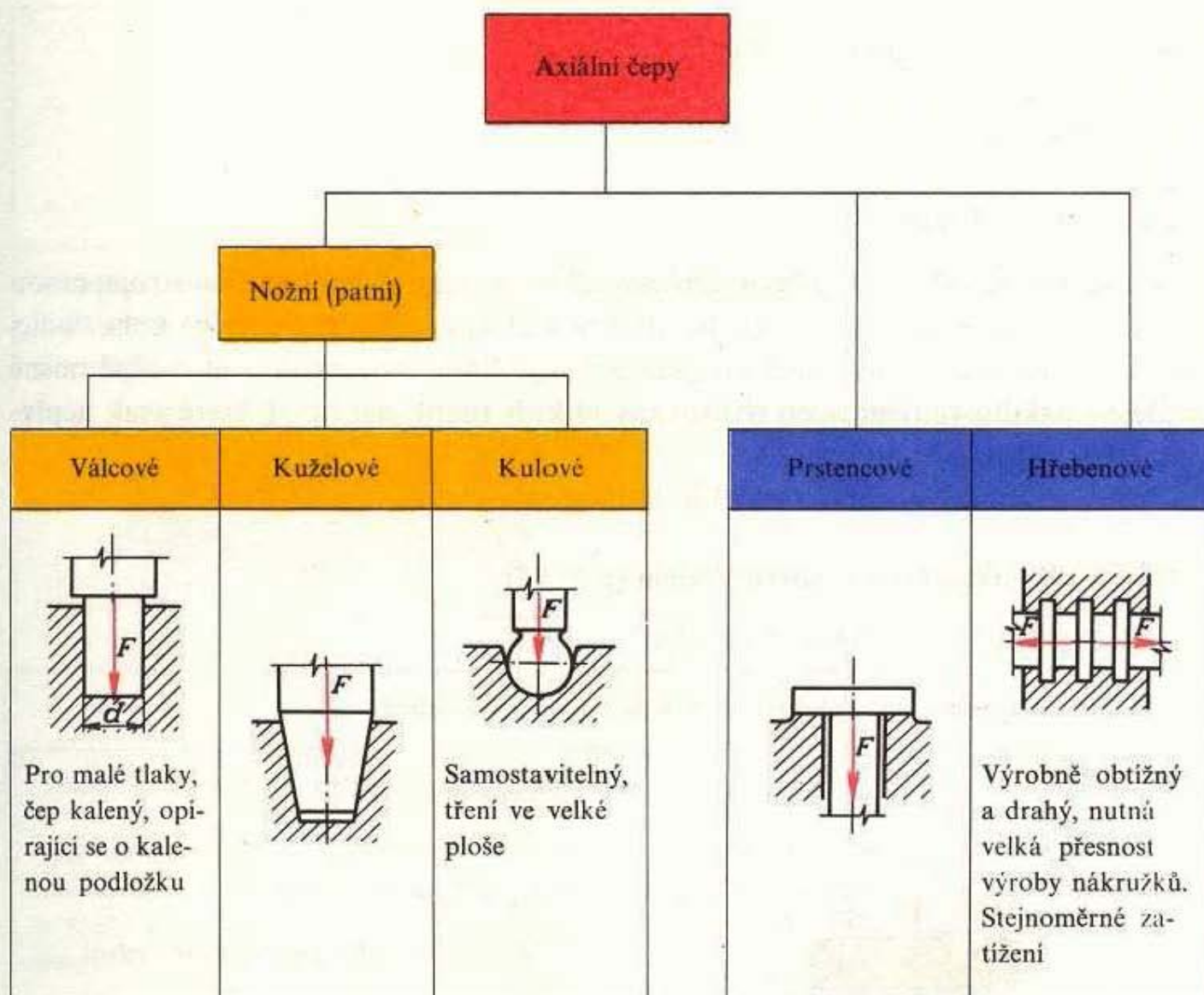
Axiální čepy jsou namáhány na tlak a na otlacení. Protože napětí v tlaku bývá většinou malé, provádí se při jejich návrhu pouze kontrola otlacení a oteplení.

Kluzná rychlost roste směrem k obvodu nosné plochy (*obr. 148a*). Proto dochází na obvodu čepu k většímu opotřebení než uprostřed. Zaběhaná plocha je mírně klenutá, v okolí osy čepu nadměrně stoupá tlak a čep se zadírá. Tento nedostatek se odstraní vybráním střední části čepu (*obr. 148b*).



Obr. 148. Průběh rychlosti a tlaku u nožního čepu
a) čep nevylehčený, b) čep v ose vylehčený

Tab. 91. Rozdělení axiálních čepů



Kontrola tlaku (obr. 148b)

Největší tlak bude na poloměru r_1 a nesmí přestoupit dovolenou hodnotu.

$$p_{\max} = p_1 = \frac{F}{2\pi \cdot (r_2 - r_1) \cdot r_1} \leq p_D.$$

Střední tlak:

$$p = \frac{F}{\frac{1}{4}\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)} \leq p_D.$$

Kontrola čepu na oteplení:

$$p \cdot v_s \leq (p \cdot v)_D,$$

$$v_s = \pi \cdot d_s \cdot n = \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot n.$$

5.2 Hřídele

Hřídele rozdělujeme do dvou skupin:

1. *nosné hřídele*,
2. *hybné hřídele*.

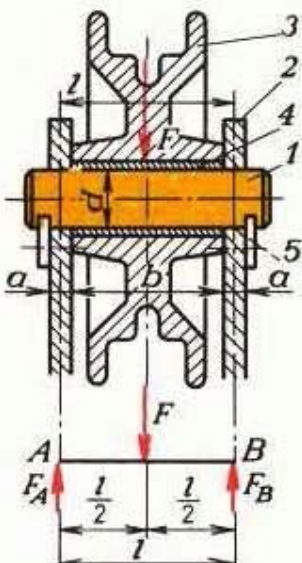
5.2.1 Nosné hřídele

Jsou to obvykle válcové součásti, většinou uložené nepohyblivě v rámu stroje; nesou otáčející se součásti, jako jsou kladky, řetězy, bubny zdvihadel, pojízdná kola, vodící kladky řemenů a lan, napínací kotouče a páky. Jinou variantou jsou otočné nosné hřídele s naklínovanými nebo nalisovanými koly (např. nápravy), které však nepřenesou krouticí moment.

Jsou namáhány pouze na ohyb a na otlačení.

Výpočet některých typů nosných hřídelů (tab. 92)

Tab. 92. Výpočet základních typů nosných hřídelů

1. Nepohyblivý nosný hřídel uložený na obou koncích, síla uprostřed	
	<i>Výpočet na ohyb</i> 1. Reakce v podporách A, B $F_A = F_B = \frac{1}{2}F$ 2. Maximální ohybový moment (uprostřed) $M_{o \max} = F_A \cdot \frac{l}{2} = \frac{1}{2}F \cdot \frac{l}{2}$ 3. Největší ohybové napětí $\sigma_{o \max} = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{10M_{o \max}}{d^3} \leq \sigma_{Do}$ 4. Průměr hřídele $d = \sqrt[3]{\frac{10M_{o \max}}{\sigma_{Do}}}$ <i>Výpočet na otlačení</i> 1. Tlak pod kotoučem $p_1 = \frac{F}{b \cdot d} \leq p_{D1}$ b se buď volí, nebo vypočítá z p_{D1}
1 – hřídel, 2 – rám, 3 – kladka, 4 – pouzdro, 5 – příložka. Dovolená napětí hřídele v ohybu pro ocel 11 370 $\sigma_{Do} = 60$ až 80 MPa, pro ocel 11 420 $\sigma_{Do} = 70$ až 100 MPa, pro ocel 11 500 $\sigma_{Do} = 90$ až 120 MPa Otlačení nesmí přestoupit určitou hodnotu, která závisí na materiálu náboje a obvodové rychlosti	

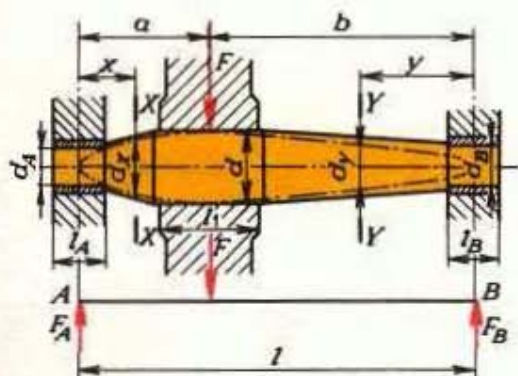
Pokračování

2. Tlak v ložiskách rámu

$$p_2 = \frac{F_A}{a \cdot d} = \frac{F}{2a \cdot d} \leq p_{D2},$$

a se buď volí, nebo vypočítá z p_{D2}

2. Otočný nosný hřídel s nalisovaným kolem – kromě funkčních ploch má ještě volné povrchy (konstruuje se jako nosník stejné pevnosti)



Kdyby se ponechal po celé délce stejně tlustý hřídel průměru d , nebyl by materiál v okrajových částech dokonale využit, protože ohybové momenty se směrem k okraji zmenšují. Proto je účelné konstruovat hřídel jako nosník stejné pevnosti.

Z uvedených rovnic je patrné, že podélným profilem hřídele stejné pevnosti jsou dvě kubické paraboly s vrcholy v bodech podpěr A, B

Uložení hřídele do rámu je provedeno čepy v ložiskách

Délka náboje kotouče l_1 se vypočítá z otláčení

Výpočet na ohyb

1. Reakce v podporách A, B

z rovnováhy momentu $\sum M = 0$

z rovnováhy sil $\sum F = 0$

$$F_A \cdot l - F \cdot b = 0 \Rightarrow F_A = \frac{F \cdot b}{l}$$

$$F_A - F + F_B = 0 \Rightarrow F_B = F - F_A$$

2. Maximální ohybový moment (pod kolem)

$$M_{o \max} = F_A \cdot a$$

3. Největší ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{10 F_A \cdot a}{d^3} \leq \sigma_{D0}$$

4. Průměr hřídele (pod kolem)

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 F_A \cdot a}{\sigma_{D0}}}$$

5. V libovolném průřezu platí

$$\sigma_{ox} = \frac{M_x}{W_x} = \frac{10 F_A \cdot x}{d_x^3}$$

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{10 F_A \cdot x}{\sigma_{D0}}}$$

$$\sigma_{oy} = \frac{M_y}{W_y} = \frac{10 F_B \cdot y}{d_y^3}$$

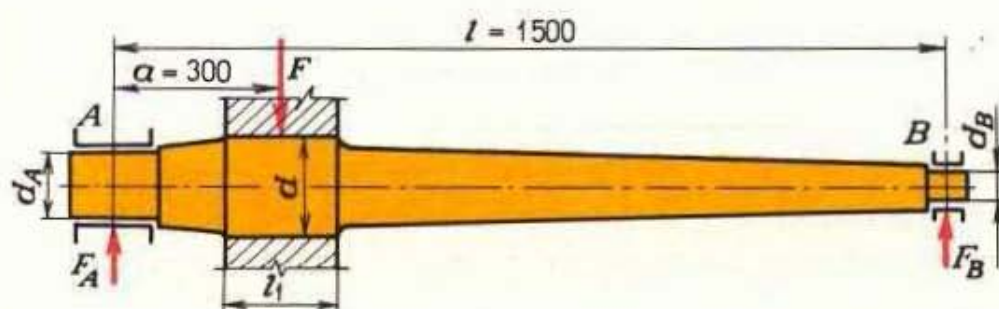
$$d_y = \sqrt[3]{\frac{10 F_B \cdot y}{\sigma_{D0}}}$$

Kontrola na otláčení

$$p_1 = \frac{F}{d \cdot l_1} \leq p_D$$

Kontrola otláčení v ložiskách se provede stejně jako u nosného hřídele

Příklad výpočtu. Navrhněte odstupňovaný nosný hřídel kola (obr. 149), je-li jeho zatížení $F = 200 \text{ kN}$, materiál hřídele 11 370 ($\sigma_{Do} = 60 \text{ až } 80 \text{ MPa}$), dovolený tlak pod kotoučem $p_{D1} = 100 \text{ až } 200 \text{ MPa}$ a v ložiskách $p_{D2} = 6 \text{ až } 15 \text{ MPa}$.



Obr. 149. Odstupňovaný nosný hřídel

1. Výpočet reakčních sil:

$$F_A = \frac{F \cdot (l - a)}{l} = \frac{2 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 1\,200 \text{ mm}}{1\,500 \text{ mm}} = 160 \text{ kN},$$

$$F_B = F - F_A = 200 \text{ kN} - 160 \text{ kN} = 40 \text{ kN}.$$

2. Výpočet průměrů a délek:

a) pod nábojem:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 F_A \cdot a}{\sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 160 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 300 \text{ mm}}{80 \text{ MPa}}} = 182 \text{ mm}.$$

Průměr d volíme z normalizované řady průměrů $d = 200 \text{ mm}$, délka náboje zvolena $l_1 = 200 \text{ mm}$.

Kontrola otláčení pod kotoučem:

$$p_1 = \frac{F}{d \cdot l_1} = \frac{200 \cdot 10^3 \text{ N}}{200 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm}} = 5 \text{ MPa}, \text{ vyhovuje.}$$

b) v ložisku A:

$$d_A = \sqrt{\frac{5 F_A \cdot \lambda}{\sigma_{Do}}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 160 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 1,26}{80 \text{ MPa}}} = 112,2 \text{ mm},$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{\sigma_{Do}}{5 p_D}} = \sqrt{\frac{80 \text{ MPa}}{5 \cdot 10 \text{ MPa}}} = 1,26,$$

$$\lambda = \frac{l_A}{d_A} \Rightarrow l_A = \lambda \cdot d_A.$$

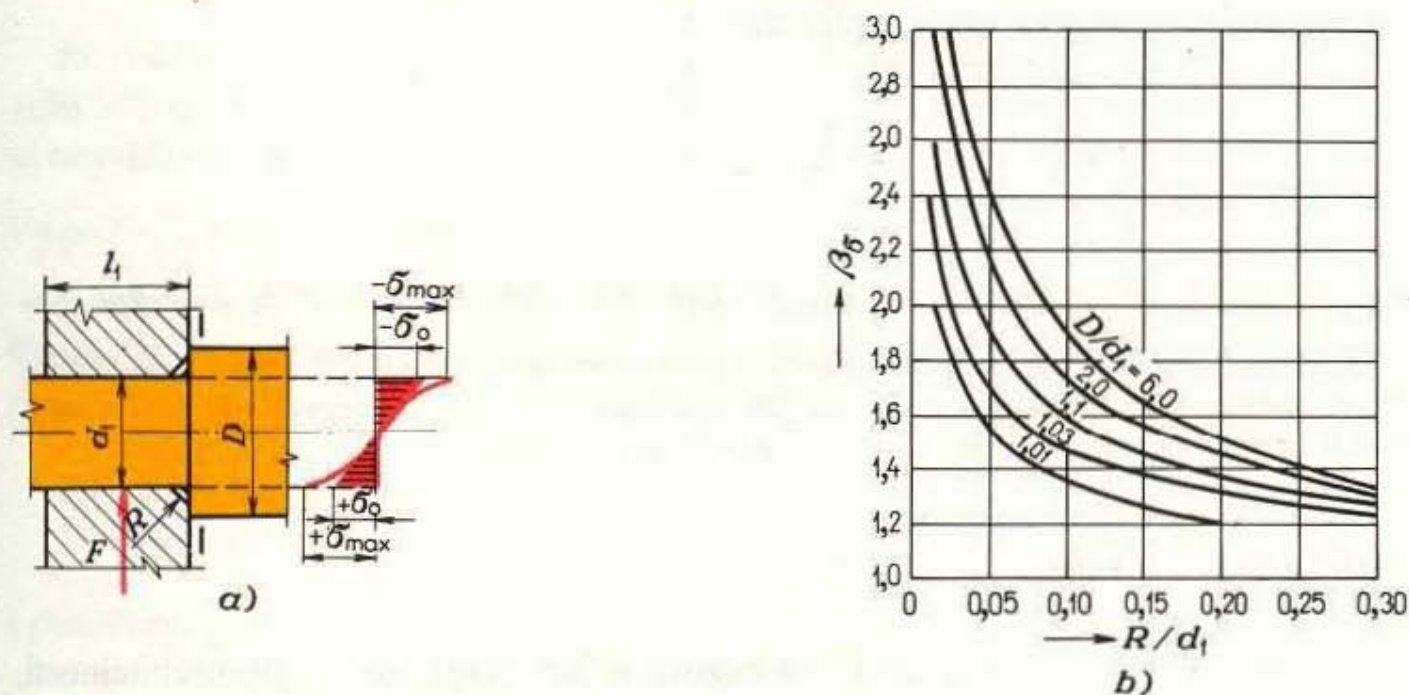
Průměr čepu A bude $d_A = 125 \text{ mm}$ a délka $l_A = 160 \text{ mm}$.

c) v ložisku B :

$$d_B = \sqrt{\frac{5F_B \cdot \lambda}{\sigma_{Do}}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 40 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 1,26}{80 \text{ MPa}}} = 56,1 \text{ mm}.$$

Průměr čepu bude proveden $d_B = 63 \text{ mm}$, délka $l_B = 80 \text{ mm}$.

U osazených hřídelů musí být přechod průměru d do čelní plochy zaoblen poloměrem R (obr. 150a).



Obr. 150. a) Osazení hřídele znamená náhlou změnu průřezu hřídele, která se projeví jako konstrukční vrub náhlou změnou napětí: $\pm \sigma_o$ je výpočtové napětí v hladkém hřídeli, $\pm \sigma_{\max}$ – skutečné napětí způsobené vrubem v krajním vlákne.

1. Výpočtové napětí v průřezu osazení $I-I$: $\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$, kde $M_o = F \cdot l_1/2$, $W_o = d_1^3/10$, $\sigma_o = \frac{5F \cdot l_1}{d_1^3} \leq \sigma_{Do}$.

2. Konstrukční vrub způsobuje v povrchových vláknech napětí: $\sigma_{\max} = \beta_\sigma \cdot \sigma_o$, $\beta_\sigma = f\left(\frac{D}{d_1}, \frac{R}{d_1}\right)$ (viz pružnost a pevnost).

3. Při početní kontrole se zjišťuje bezpečnost k_σ v průřezu osazení: $k_\sigma = \frac{\sigma_K}{\sigma_{\max}} \geq 1,3$ až 2; z diagramu

(obr. 150b) lze vyčíst, že β_σ bude tím menší, čím menší je rozdíl průměrů d_1 , D a čím je větší poloměr zaoblení R ;

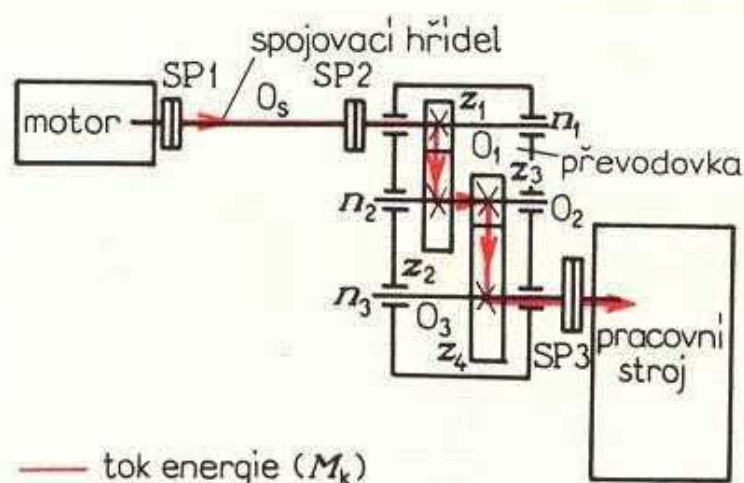
b) diagram součinitele vrubu při ohybu osazeného hřídele (obr. 150a).

5.2.2 Hybné hřídele

Jsou základní součásti, umožňující rotační pohyb a přenos krouticího momentu. Je to technická realizace osy otáčení.

Na hybných hřídelích bývají upevněny kotouče převodů (řemenice, řetězová kola, lanovnice, ruční kliky a páky, excentry a vačky, spojky a ozubená kola).

Otočné uložení hřídelů v rámu stroje umožňují ložiska. Podle tvaru jsou hřídele přímé, klikové, ohebné a duté. Základní typy přímých hřídelů jsou na obr. 151.



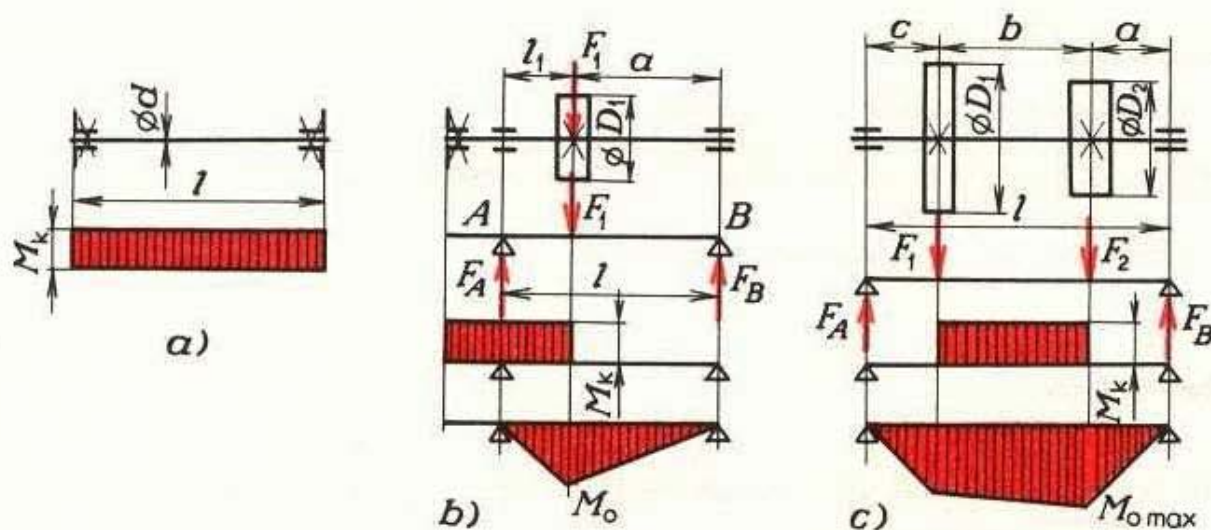
Obr. 151. Schéma převodovky

O_s – spojovací hřídel – nese pouze spojky a je zatížen jen krouticím momentem: $M_k = \frac{P}{\omega_1}$, kde $\omega_1 = 2\pi \cdot n_1$; O_1 – hnací hřídel, O_3 – hnáný hřídel, oba nesou na převislých koncích spojky a mezi ložisky ozubené kolo. Jsou zatíženy krouticím momentem a ohybem za rotace; O_2 – vložený předlohovový hřídel – nese dvě ozubená kola a je zatížen kroucením a ohybem za rotace

Výpočet hybných hřídelů (obr. 152)

Materiály hřídelů se volí podle požadované hmotnosti stroje, opotřebitelnosti, možnosti tepelného zpracování, vrubové citlivosti a charakteru provozního zatížení (rovnoměrné, rázové, periodicky mívající nebo střídavé).

Běžné materiály: 11 423, 11 500, 11 600; pro více namáhané hřídele ušlechtilé a slitinové oceli, zpravidla k zušlechtnění, např. 12 040, 12 050, 14 240, 15 240, 16 240, 16 440.



Obr. 152. Typy a namáhání pohybových hřídelů

a) spojovací hřídel, b) hnací a hnáný hřídel, c) předlohovový hřídel

Pevnostní výpočet na krut (obr. 152)

$$M_k = \frac{P}{\omega} \quad \text{nebo} \quad M_k = \frac{P}{2\pi \cdot n},$$

*(chyba v textu
místa τ_k má být τ_{Dk})*

$$M_k = W_k \cdot \tau_k = \frac{1}{5}d^3 \cdot \tau_k$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{5M_k}{\tau_k}} = \sqrt[3]{\frac{5P}{\omega \cdot \tau_k}},$$

$$\tau_{Dk} = 12 \text{ až } 36 \text{ MPa}.$$

Ze vztahu pro d vyplývá, že hřídel určitého průměru a materiálu může přenášet vyšší výkon při nižších otáčkách a naopak. Napětí τ_{Dk} je poměrně nízké, protože se obvykle neuvažuje zeslabení hřídele drážkami a zanedbává se namáhání ohybem.

Výpočet hřídele na tuhost v krutu

U štíhlých, dlouhých hřídelů nedojde k porušení v důsledku překročení meze kluzu, ale v důsledku trvalé deformace (zkroucení).

Úhel zkroucení

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_p} \cdot \frac{180}{\pi},$$

s použitím $J_p = \frac{1}{10}d^4$

$$d = \sqrt[4]{\frac{10M_k \cdot l}{G \cdot \varphi} \cdot \frac{180}{\pi}}.$$

Zpravidla se dovoluje poměrné zkroucení (zkrut) $\vartheta_D = \varphi/l = 0,25 \text{ až } 1 \text{ } (^{\circ}) \cdot \text{m}^{-1}$.

Výpočet na ohyb (obr. 152b, c)

Zatěžující síly

$$F_1 = \frac{2M_k}{D_1}, \quad F_2 = \frac{2M_k}{D_2}.$$

Z nich, z rozpětí ložisek a umístění kotoučů se vypočítají reakční síly F_A a F_B .

Maximální ohybový moment se určí podle zásad stanovených v pružnosti a pevnosti, pro případ na obr. 152c:

$$M_{o \max} = F_B \cdot a.$$

Výpočet na kombinované namáhání (ohyb + krut) (obr. 152b, c)

Redukovaný ohybový moment:

$$M_{o \text{ red}} = \sqrt{M_{o \max}^2 + 0,75(\alpha_B \cdot M_k)^2},$$

kde α_B je Bachův opravný součinitel (jeho hodnoty jsou uvedeny u výpočtu krčnic čepů – kap. 5.1.1).

Průměr hřídele v nebezpečném průřezu:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_{ored}}{\sigma_{Do}}}, \quad \sigma_{Do} \text{ je ve ST.}$$

Podobně se postupuje i v ostatních průřezích odstupňovaného hřídele.

Výpočet hřídele na únavu

Hřídele jsou součástí dynamicky namáhané. U krutu v jednom smyslu otáčení je to míjivé, u krutu v obou směrech a u ohybu za rotace střídavé namáhání. Je tedy třeba zkontrolovat bezpečnost proti únavovému lomu.

Bezpečnost proti únavovému lomu v ohybu:

$$k_{C\sigma} = \frac{\sigma_{Cpm}}{\sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}.$$

Bezpečnost proti únavovému lomu v krutu:

$$k_{C\tau} = \frac{\tau_{Cpm}}{\tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}.$$

Působí-li ohyb i krut zároveň, je bezpečnost k mezi únavy dána vztahem:

$$k_C = \frac{k_{C\sigma} \cdot k_{C\tau}}{\sqrt{k_{C\sigma}^2 + k_{C\tau}^2}} \geq 1,5 \text{ až } 2,5,$$

kde $\sigma_{Cpm} = \frac{\sigma_C \cdot \varepsilon_m}{\varepsilon_p \cdot \beta_\sigma}$ je mez únavy v ohybu s ohledem na tvar, povrch a velikost hřídele,

$\tau_{Cpm} = \frac{\tau_C \cdot \varepsilon_m}{\varepsilon_p \cdot \beta_\tau}$ – mez únavy v krutu s ohledem na tvar, povrch a velikost hřídele,

σ_C, τ_C – mez únavy v ohybu a v krutu pro hladký vzorek,

ε_m – součinitel velikosti,

ε_p – součinitel stavu povrchu,

β_σ, β_τ – vrubový součinitel v ohybu nebo krutu,

$\sigma_a = M_{oa}/W_o, \quad \sigma_m = M_{om}/W_o,$

$\tau_a = M_{ka}/W_k, \quad \tau_m = M_{km}/W_k$ – složky cyklického namáhání,

pro střídavý ohyb $M_{oa} = M_o, \quad M_{om} = 0,$

pro klidný krut $M_{ka} = 0, \quad M_{km} = M_k,$

pro míjivý krut $\tau_a = \tau_m = M_k/2W_k,$

pro střídavý krut $M_{ka} = M_k, \quad M_{km} = 0,$

součinitele $\psi_\sigma \doteq 0,15, \quad \psi_\tau = 0,1.$

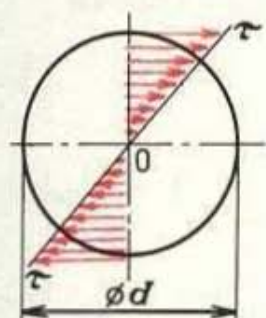
(Číselné hodnoty únavových pevností a příslušných součinitelů jsou v učebnici Mechanika – Pružnost a pevnost.)

Postup při dimenzování hybných hřídelů

1. Předběžný výpočet na prostý krut se sníženým τ_{Dk} .
2. Konstrukční náčrt, ze kterého vyjdou vzdálenosti ložisek a kotoučů (ložiska co nejbližší).
3. Kontrola návrhu na kombinované namáhání, popř. kontrola zkrutu.
4. Kontrola bezpečnosti na únavu.

Dutý hřídel

Rozložení napětí ukazuje, že materiál je pevnostně plně využitý pouze na povrchu hřídele, protože průměr d se počítá pro největší napětí (obr. 153). Lepšího pevnostního využití materiálu lze dosáhnout u dutých hřídelů. Takto provedený hřídel je lehčí než stejně únosný hřídel plného kruhového průřezu. Sníží-li se hmotnost hřídele provrtáním o polovinu, sníží se jeho pevnost pouze o čtvrtinu.



Obr. 153. Rozložení tangenciálních napětí hřídelů namáhaných krutem

Duté hřídele jsou výrobně nákladnější. Používají se pro přenos krouticího momentu na velké vzdálenosti (např. u lodních šroubů), nebo tam, kde se dutinou vedou další součásti (vřeteno soustruhu).

U dutých hřídelů se kontroluje napětí v krutu τ_k ze základní pevnostní podmínky pro krut:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{d}} \leq \tau_{Dk},$$

kde D je vnější průměr hřídele,
 d – vnitřní průměr hřídele.

Jsou-li na hřídeli drážky nebo zápichy, je nutno počítat se zvýšením napětí zavedením vrubového součinitele β_r .

Příklady výpočtu

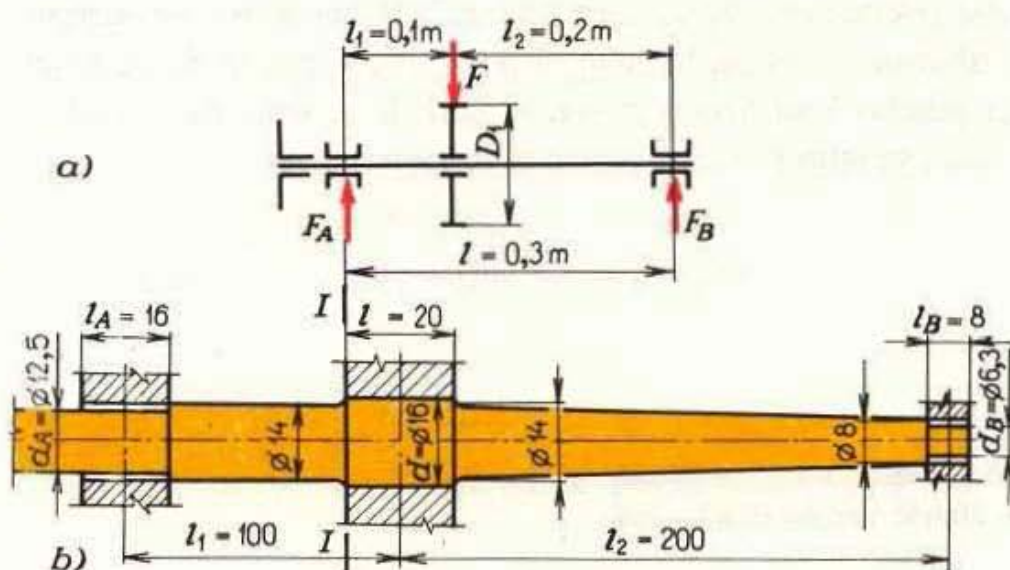
1. Vypočtete průměr spojovacího hřídele, má-li přenášet výkon $P_1 = 2 \text{ kW}$ při otáčkách $n = 6 \text{ s}^{-1}$. Hřídel je namáhán jen na krut a úhel zkroucení nemá být větší než $1/2^\circ$ ($8,75 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$) na 1 m.

Pro výpočet průměru byl odvozen vzorec:

$$d = \sqrt[4]{\frac{10M_k \cdot l}{G \cdot \varphi} \cdot \frac{180}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{10P \cdot l \cdot 180}{2\pi^2 \cdot n \cdot G \cdot \varphi}} = \sqrt[4]{\frac{10 \cdot 2 \cdot 10^3 \text{ W} \cdot 10^3 \text{ mm} \cdot 180^\circ \cdot 10^3}{2\pi^2 \cdot 6 \text{ s}^{-1} \cdot 8 \cdot 10^4 \text{ MPa} \cdot 0,5^\circ}} = 29,55 \text{ mm}.$$

Průměr hřídele volíme z doporučené řady průměrů $d = 32 \text{ mm}$.

2. Vypočtete průměr hnacího hřídele, který přenáší výkon $P_1 = 1,5 \text{ kW}$ při otáčkách $n_1 = 15 \text{ s}^{-1}$, za předpokladu, že je namáhán střídavým ohybem a míjivým krutem. Na hřídeli je řemenice o průměru $D_1 = 160 \text{ mm}$ (obr. 154a). Materiál hřídele 11 500, $\sigma_{Do} = 80 \text{ MPa}$.



Obr. 154. Pohybový hřídel

a) rozměrové schéma, b) návrh odstupňování

Průměr hřídele pod řemenicí:

$$\omega_1 = 2\pi \cdot n_1 = 2\pi \cdot 15 \text{ s}^{-1} = 94,25 \text{ s}^{-1},$$

$$M_{k1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{1500 \text{ W}}{94,25 \text{ s}^{-1}} = 15,92 \text{ N} \cdot \text{m},$$

$$F = \frac{2M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 15,92 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{160 \text{ mm}} = 199 \text{ N},$$

$$F_A = \frac{F \cdot l_2}{l} = \frac{199 \text{ N} \cdot 200 \text{ mm}}{300 \text{ mm}} = 132,7 \text{ N},$$

$$F_B = F - F_A = 66,3 \text{ N},$$

$$M_o = F_A \cdot l_1 = 132,7 \text{ N} \cdot 100 \text{ mm} = 13270 \text{ N} \cdot \text{mm} = 13,27 \text{ N} \cdot \text{m},$$

$$M_{ored} = \sqrt{M_o^2 + 0,75(\alpha_B \cdot M_{k1})^2}, \quad \alpha_B = 0,7,$$

$$M_{ored} = \sqrt{(13,27 \text{ N} \cdot \text{m})^2 + 0,75(0,7 \cdot 15,92 \text{ N} \cdot \text{m})^2} = 16,4 \text{ N} \cdot \text{m},$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_{ored}}{\sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 16,4 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{80 \text{ MPa}}} = 12,7 \text{ mm}.$$

Volíme průměr hřídele pod řemenicí z doporučené řady průměrů $d = 16 \text{ mm}$,
 $l \doteq 1,25d = 1,25 \cdot 16 \text{ mm} = 20 \text{ mm}$.

Průměr hřídele v ložisku A:

Předběžný výpočet na prostý krut, $\tau_{Dk} = 40 \text{ MPa}$,

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{5M_{k1}}{\tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 15,92 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{40 \text{ MPa}}} = 12,58 \text{ mm}.$$

Volíme doporučený průměr $d_A = 12,5 \text{ mm}$.

Kontrola kombinovaného namáhání:

$$l_A \doteq 1,25d_A = 1,25 \cdot 12,5 \text{ mm} = 16 \text{ mm},$$

$$M_{oA} = F_A \cdot \frac{l_A}{2} = 132,7 \text{ N} \cdot \frac{16 \text{ mm}}{2} = 1061 \text{ N} \cdot \text{mm} = 1,061 \text{ N} \cdot \text{m},$$

$$M_{redA} = \sqrt{M_{oA}^2 + 0,75(\alpha_B \cdot M_{k1})^2} = \sqrt{(1,061 \text{ N} \cdot \text{m})^2 + 0,75(0,7 \cdot 15,92 \text{ N} \cdot \text{m})^2} = 9,709 \text{ N} \cdot \text{m} = 9709 \text{ N} \cdot \text{mm},$$

$$\sigma_{redA} = \frac{10M_{redA}}{d_A^3} = \frac{10 \cdot 9709 \text{ N} \cdot \text{mm}}{(12,5 \text{ mm})^3} = 50 \text{ MPa} < \sigma_{Do}.$$

Průměr hřídele v ložisku B:

$$d_B = \sqrt{\frac{5F_B \cdot \lambda}{\sigma_{Do}}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 66,3 \text{ N} \cdot 1,25}{80 \text{ MPa}}} = 2,28 \text{ mm},$$

z výrobních důvodů volíme $d_B = 6,3 \text{ mm}$,

$$l_B = 1,25 \cdot 6,3 \text{ mm} = 8 \text{ mm}.$$

Konstrukční návrh hřídele je na obr. 154b.

Na únavu je nebezpečný průřez I-I (obr. 154b).

$$\sigma_a = \frac{10M_{oa}}{d_I^3},$$

$$M_{oa} = F_A \left(l_1 - \frac{l}{2} \right) = 132,6 \text{ N} \left(100 - \frac{20}{2} \right) \text{ mm} = 11943 \text{ N} \cdot \text{mm},$$

$$\sigma_a = \frac{10 \cdot 11\,943 \text{ N} \cdot \text{mm}}{(14 \text{ mm})^3} = 43,5 \text{ MPa}, \quad \sigma_m = 0,$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{M_{k1}}{2W_k} = \frac{5M_{k1}}{2d_1^3} = \frac{5 \cdot 15\,920 \text{ N} \cdot \text{mm}}{2 \cdot (14 \text{ mm})^3} = 14,5 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{\text{Cmp}} = \frac{\sigma_C \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_p}{\beta_\sigma}, \quad \tau_{\text{Cmp}} = \frac{\tau_C \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_p}{\beta_\tau},$$

kde $\sigma_C = 240 \text{ MPa}$, $\tau_C = 150 \text{ MPa}$ pro 11 500,

$\varepsilon_m = 0,95$, $\varepsilon_p = 0,87$ (hladce obrobeno),

$\beta_\sigma = 1,45$, $\beta_\tau = 1,25$, $\psi_\sigma = 0,15$, $\psi_\tau = 0,1$,

$$\sigma_{\text{Cmp}} = \frac{240 \text{ MPa} \cdot 0,95 \cdot 0,87}{1,45} = 136,8 \text{ MPa},$$

$$\tau_{\text{Cmp}} = \frac{150 \text{ MPa} \cdot 0,95 \cdot 0,87}{1,25} = 99,2 \text{ MPa},$$

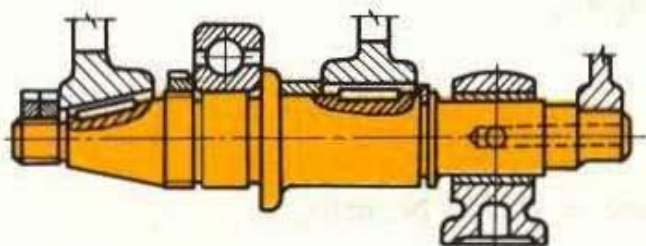
$$k_{C_\sigma} = \frac{\sigma_{\text{Cmp}}}{\sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{136,8 \text{ MPa}}{(43,5 + 0) \text{ MPa}} = 3,14,$$

$$k_{C_\tau} = \frac{\tau_{\text{Cmp}}}{\tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{99,2 \text{ MPa}}{(14,5 + 0,1 \cdot 14,5) \text{ MPa}} = 6,22,$$

$$k_C = \frac{k_{C_\sigma} \cdot k_{C_\tau}}{\sqrt{k_{C_\sigma}^2 + k_{C_\tau}^2}} = \frac{3,14 \cdot 6,22}{\sqrt{3,14^2 + 6,22^2}} = 2,8, \text{ vyhovuje.}$$

Tvarované hřídele (obr. 155)

Tvarovaný hřídel má řadu osazení, drážky a otvory, které se projevují jako konstrukční vruby a je třeba je početně kontrolovat — mají vliv na únavovou pevnost.



Obr. 155. Tvarovaný hřídel: Přesné plochy uložení nábojů kotoučů, ložisek apod. se dosáhne průměrovým osazením — odstupňováním. Mezikruhové plochy v místě osazení tvoří opěry pro osové zajištění nábojů na hřídelích a hřídelů ve skříních

Vliv vrubů lze zmírnit:

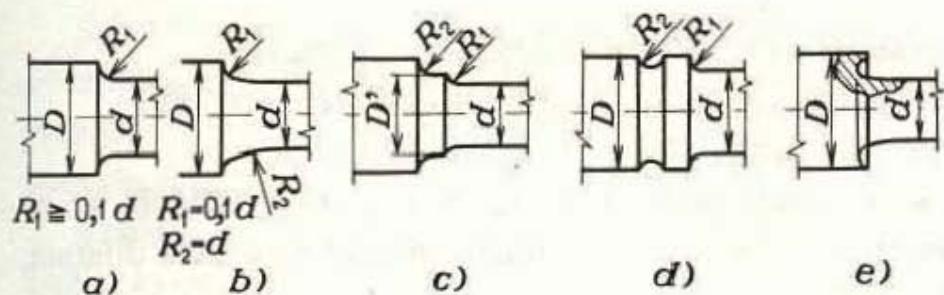
1. Zvýšením meze únavy povrchové vrstvy materiálu, ve které bývají největší napětí a kde obvykle začíná únavový lom. Zvýšení meze únavy se dosáhne zlepšením vlastností povrchové vrstvy materiálu:

statickým zatížením nad mez kluzu,

válečkováním nebo kuličkováním,

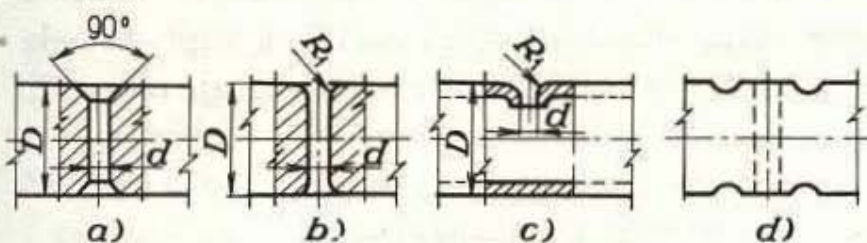
cementováním, nitridováním nebo povrchovým kalením.

2. Konstrukčními úpravami hřidelů (obr. 156 až 158).



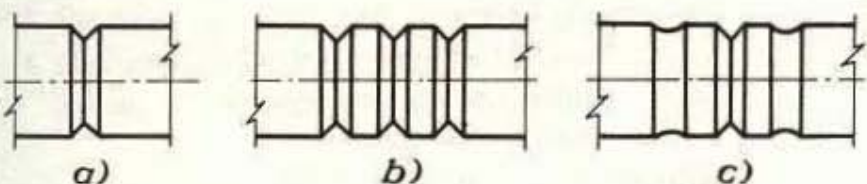
Obr. 156. Konstrukční úpravy v místě osazení

a) zaoblení poloměrem R_1 , b), c) pro větší změny průměrů poloměry R_1 , R_2 , d), e) význačné zmenšení vrubového účinku



Obr. 157. Konstrukční úpravy v místě ústí příčných děr

a), b), c) mazací otvory, d) odlehčovací drážky



Obr. 158. Konstrukční úpravy v místě vrubů

a) vrub, b) odlehčovací vruby z obou stran, c) nejúčinnější odlehčení

Směrnice pro konstrukci tvarovaných hřidelů

Správně dimenzovaný hřídel (i tvarovaný) splňuje tyto požadavky:

1. přenáší bezpečně zatížení,
2. je dostatečně tuhý a nepoddajný, a tím je zaručena správná funkce ložisek a správný záběr zubů ozubených soukolí,
3. jeho čepy jsou dimenzovány tak, aby vyhovovaly všem požadavkům uložení a mazání,
4. je zajištěn proti osovému posunutí v rámu stroje,
5. provozní otáčky stroje nepůsobí chvění.

Odstupňování průřezů hřidelů usnadňuje montáž a demontáž. Nutno dbát o to, aby každá dosedací plocha měla jiný průměr. Poněvadž jsou tyto průměry tolerované, je třeba důsledně dodržovat normalizované rozměry (úspora nákladů na měřidla).

Největší průměr je v místě největšího zatížení a odtud se hřídel postupně odstupňuje.

Zápichy a drážky jsou na hřídelích jednak z funkčních důvodů, jednak z konstrukčních a technologických (broušení, výběh nástroje apod.) a jsou normalizovány (viz ST).

Konec hřídele, který vyčnívá ze skříně stroje, je třeba utěsnit. Pod těsnicími kroužky musí být třecí plochy přesně soustružené ($R_a = 1,6 \mu\text{m}$), pro vyšší rychlosti broušené, nad $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ lapované (kalené nebo chromované) na $R_a = 0,1$ až $0,012 \mu\text{m}$.

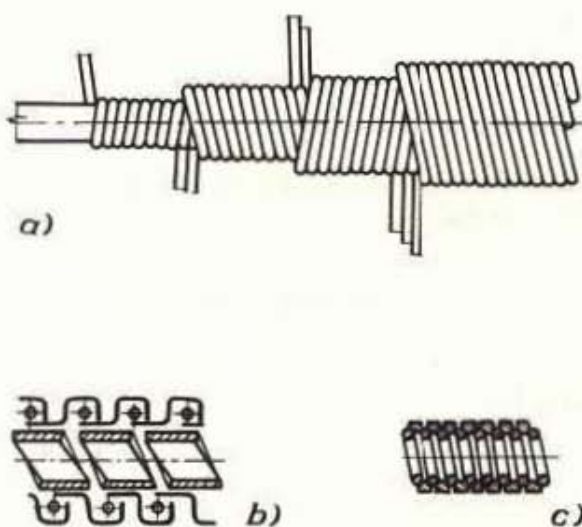
Volné konce hřídelů

- a) válcové (ST) — nasazují se na ně řemenice, ozubená kola, spojky aj.,
- b) kuželové — používají se u strojů přetěžovaných rázy (silniční vozidla),
- c) přírubové — hodí se pro dělené hřídele.

Axiální pojištění hřídelů se provádí podle *obr. 187b, 174, 181*. Hřídele se za provozu zahřívají, a proto jejich axiální pojištění musí umožnit tepelnou dilataci, zejména u delších hřídelů (*obr. 183*).

Ohebné (flexibilní) hřídele

Používají se tam, kde je třeba v průběhu práce měnit polohu hřídele hnacího vzhledem k hnanému — k pohonu ručně obsluhovaných nástrojů, např. brusek, nebo jsou-li hnaný a hnací hřídel mimoběžné (rychloměry, počítadla aj., *obr. 159*).



Obr. 159. Ohebné hřídele

a) navíjení ohebného hřídele:

Na střední drát je ve šroubovici navinuto 5 až 6 vrstev drátů vždy v opačném smyslu. Poslední vrstva má smysl souhlasný se smyslem otáčení hřídele. Otáčí-li se hřídel opačně, je jeho únosnost o 20 až 50 % nižší.

Proto musí být směr otáčení vždy vyznačen. b), c) ochranné hadice ohebného hřídele: Hřídel je v nich s vůlí 1 až 2 mm. Mezera je vyplněna tukem

Ohebné hřídele přenášejí výkony 0,036 až 11 kW při průměrech 9 až 50 mm. Otáčky se doporučují od 3,3 do 33 s^{-1} . Poloměr ohnutí hřídele při zatížení by neměl klesnout pod 25 až 30násobek průměru hřídele. Největší nebezpečí ukroucení těchto hřídelů vzniká při nesprávném zacházení a dochází k němu v místě spojek.

Ohybové a torzní kmity hřídelů. Kritické otáčky

U rotujících hřídelů se projeví při určité rychlosti otáčení značné kmitání. Otáčky, při kterých toto kmitání nastává, jsou tzv. *kritické otáčky*. Při kritickém stavu se

otáčky shodují s kmitočtem vlastního kmitání hřídele, nastává rezonance, při které se výchylky kmitů hřídele teoreticky zvětšují na nekonečně velkou hodnotu. Kmitání hřídele může být:

1. *ohybové* — vyvolané proměnlivými příčnými silami, např. od nevyvážených rotujících hmot,

2. *torzní* — způsobené periodicky mijivými krouticími momenty, např. moment tangenciální síly pístového motoru,

3. *podélné* — tyto kmity mají obvykle velmi vysokou frekvenci, a proto neohrožují hřídel rezonancí.

Kdyby hřídel pracoval při kritických otáčkách, zlomil by se, i kdyby byl podle pevnostních podmínek správně dimenzován. Přejde-li hřídel při rozběhu stroje rychle tyto otáčky, dosáhne stabilní oblasti, tzv. oblasti *nadkritických otáček*, kdy se jeho chod opět uklidní.

Konstruktor se proto musí vždy přesvědčit, zda se provozní otáčky neshodují s kritickými otáčkami (např. u turbínových hřídelů), které se vypočítají pro jednoduchý hřídel se dvěma ložisky a jedním kotoučem uprostřed ze vzorce:

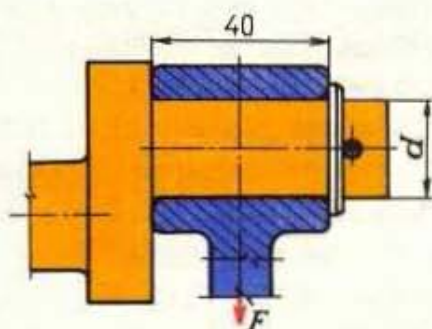
$$n_{kr} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{y}} = \frac{15,76}{\sqrt{y}},$$

kde y je maximální průhyb hřídele, způsobený vlastní tíhou hřídele a kotouče.

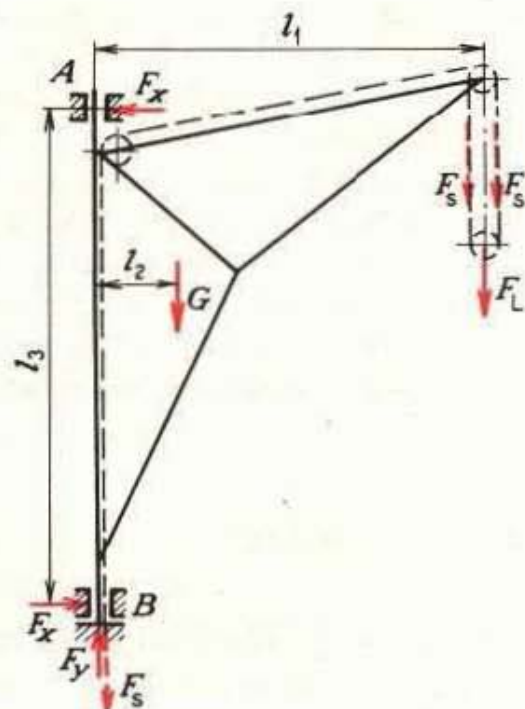
OTÁZKY A ÚKOLY

5.1 Hřídelové čepy

1. Co jsou hřídelové čepy a jaký mají účel?
2. Jak se rozlišují čepy podle směru, kterým působí zatížení, a podle tvaru? Naskicujte je.
3. Vysvětlete, proč jsou válcové patní čepy uprostřed dosedací plochy vybrány.
4. Čep výstředníkové tyče (obr. 160) délky 40 mm je zatížen silou $F = 4$ kN. Jaký musí mít průměr, je-li $\sigma_{D0} = 80$ MPa a $p_D = 10$ MPa?



Obr. 160. Čep výstředníkové tyče



Obr. 161. Schéma nástěnného jeřábu pro výpočet krčního a patního čepu

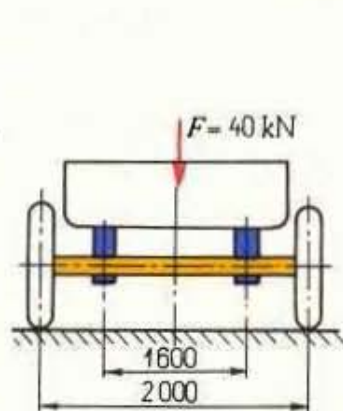
5. Podle obr. 161 vypočtete rozměry

- krčního,
- patního čepu nástěnného jeřábu.

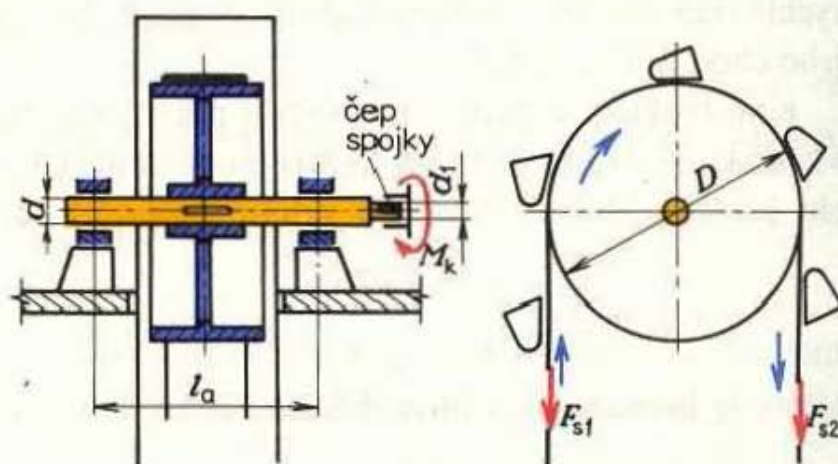
Je dáno: břemeno $F_L = 25 \text{ kN}$, vlastní tíha $G = 5 \text{ kN}$, vyložení $l_1 = 3,2 \text{ m}$, vzdálenost těžiště $l_2 = 0,9 \text{ m}$, vzdálenost ložisek $l_3 = 3,5 \text{ m}$; dovolený radiální tlak $p_{Dr} = 8 \text{ MPa}$, axiální $p_{Da} = 10 \text{ MPa}$, dovolené napětí hřídele v ohybu $\sigma_{Do} = 58 \text{ MPa}$. [$F_x = 24,1 \text{ kN}$, $F_y = 42,5 \text{ kN}$, a) $\lambda = 1,2$, $d = 50 \text{ mm}$, $l = 60 \text{ mm}$; b) $d_2 = 75 \text{ mm}$, $d_1 = 15 \text{ mm}$, $l = 40 \text{ mm}$, z konstrukce volíme 75 mm]

5.2 Hřídele

- Jaký je rozdíl mezi hřídelem nosným a hybným? Jaké mají účely?
- Zatížení nápravy přívěsu (obr. 162) je $F = 40 \text{ kN}$. Nehybná náprava je vyrobena z oceli o průměru $d = 80 \text{ mm}$, dovolené napětí $\sigma_{Do} = 80 \text{ MPa}$. Vyhovuje tato náprava požadavkům? [Ano, $\sigma_o = 78 \text{ MPa}$]



Obr. 162. Zadní náprava nákladního přívěsu

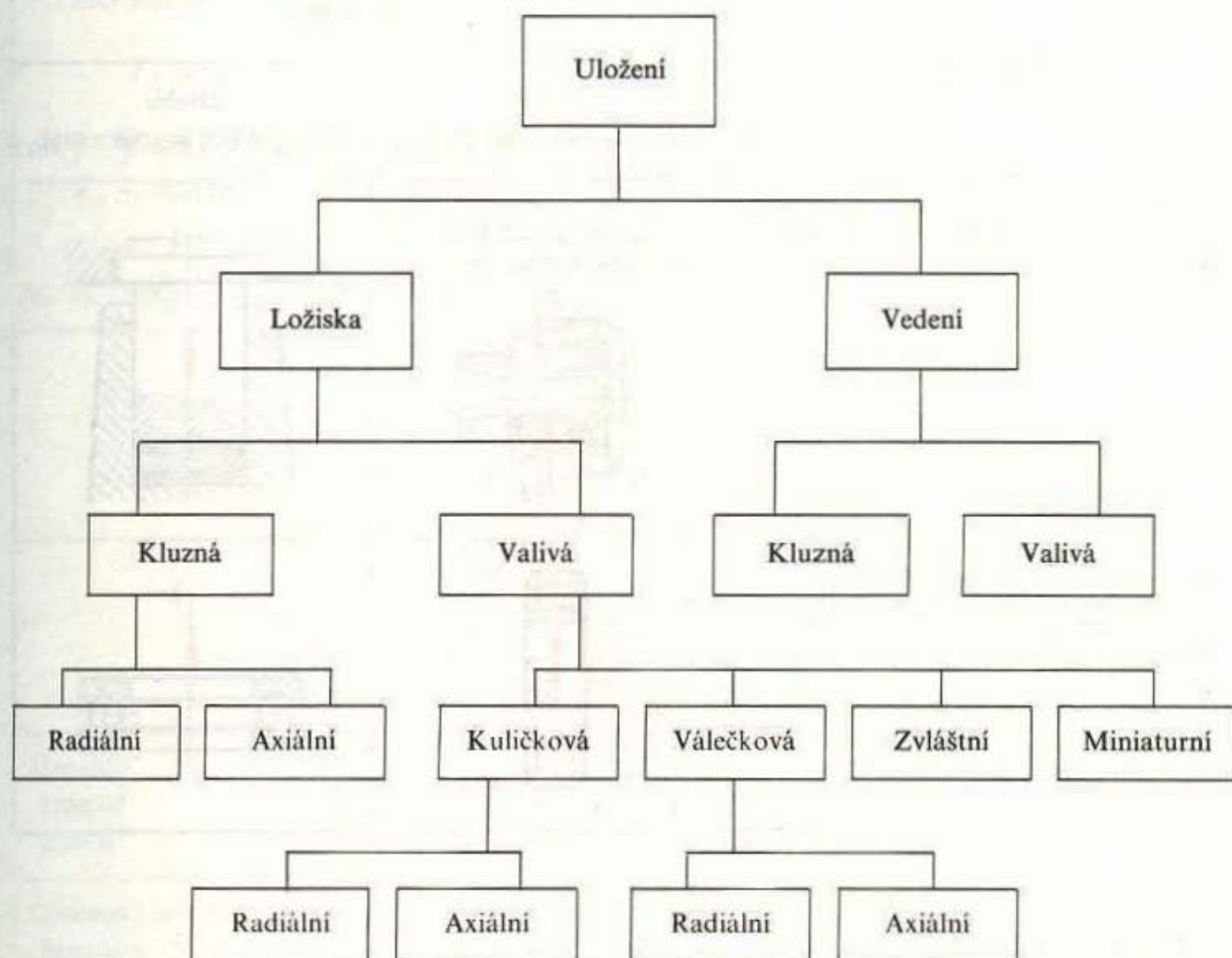


Obr. 163. Schéma korečkového elevátoru pro výpočet hnacího hřídele

- Na nápravu v předchozím úkolu byl dán zlepšovací návrh, aby se místo kruhového profilu použilo válcovaného profilu I. a) Jaký profil je nutno použít při stejném dovoleném napětí v ohybu? b) Vypočtete úsporu materiálu získanou záměnou profilů. c) Uvažte, zda by bylo možno použít ještě úspornějšího profilu, který by umožnil i jednodušší výrobu. [a) I 12, b) úspora 56,7 kg, 71,8 %]
- Vypočtete průměr hřídele řetězové kladky a zkontrolujte tlak v nosném plechu (tab. 92), je-li dáno: výsledná síla od řetězu $F = 42 \text{ kN}$, $a = 8 \text{ mm}$, $b = 140 \text{ mm}$, materiál hřídele 11 420 ($\sigma_{Do} = 120 \text{ MPa}$), materiál nosného plechu 11 370 ($p_D = 70 \text{ MPa}$). [$\approx 50 \text{ mm}$, $52,5 \text{ MPa} < p_D$]
- Hřídel z oceli 11 500 ($\tau_{Dk} = 15 \text{ MPa}$, $G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$) má přenášet $M_k = 16 \text{ N} \cdot \text{m}$, přičemž je předepsáno dovolené zkroucení $\varphi_D = 0,005 \text{ rad} \cdot \text{m}^{-1}$. Vypočtete jeho průměr. [25 mm]
- Vypočtete průměr hnacího hřídele d korečkového elevátoru (obr. 163), je-li dáno: příkon $P = 7,5 \text{ kW}$, $n = 80 \text{ min}^{-1} \approx 1,33 \text{ s}^{-1}$, průměr hnacího kotouče $D = 800 \text{ mm}$, vzdálenost ložisek $l_a = 580 \text{ mm}$, tah v napjaté části $F_{s1} = 12,2 \text{ kN}$, tah v ochablé části $F_{s2} = 10 \text{ kN}$. Materiál hřídele 11 500 – $\sigma_{Do} = 70 \text{ MPa}$, $\tau_{Dk} = 40 \text{ MPa}$. Dále vypočtete a zkontrolujte čelní čep d_1 pod spojkou. [$d = 77,5 \text{ mm} \approx 80 \text{ mm}$, $d_1 = 48,2 \text{ mm}$, z konstrukce vyplývá 71 mm]

5.3 Uložení

Uložení je spojení součástí, které umožňuje vzájemný pohyb buď otáčivý, nebo posuvný. Obecné rozdělení je v tab. 93.



5.3.1 Ložiska

Ložiska jsou součásti, které jsou určeny k točnému uložení čepů a hřídelů. Přenášejí zatížení hřídele na ostatní části stroje a zajišťují vzájemnou polohu pevných a točivých součástí.

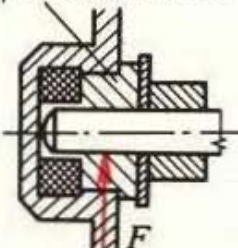
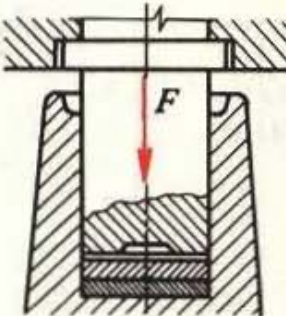
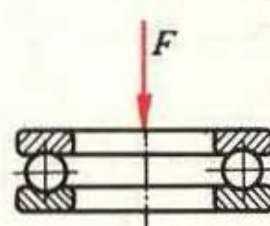
Rozdělení ložisek (tab. 94).

Kluzná ložiska

Kluzná ložiska se skládají z vhodně tvarované pánve nebo pouzdra uloženého v ložiskovém tělese, které umožňuje připevnění ložiska buď k rámu stroje, nebo k jiné nosné konstrukci.

Jejich použití je dáno požadavky funkčními, ekonomickými a speciálními (nízká nebo vysoká teplota okolí, nutnost použití určité látky jako maziva, např. u zařízení pracujících s kyselinami, louhy, plyny apod.). V tabulce 95 je přehled použití jednotlivých druhů ložisek pro různé provozní podmínky.

Tab. 94. Rozdělení ložisek

Druh tření	Druh zatížení	
	radiální (síla působí kolmo k ose)	axiální (síla působí ve směru osy)
Kluzné — čep se přímo stýká s pánví v ploše	ložiskové pouzdro ze spekaného kovu 	
Valivé — mezi čepem a tělesem jsou valivá tělesa — styk bodový nebo přímkový		

Výhody kluzných ložisek:

1. Jsou jednoduchá a zvláště u velkých průměrů levnější než valivá ložiska.
2. Snadno a rychle se montují.
3. Umožňují přesné uložení hřídele.
4. Snadno se opravují.

Nevýhody kluzných ložisek:

1. Větší ztráty třením, menší únosnost při rozběhu a doběhu a v oblasti malých rychlostí.
2. Větší délka ložiska a z toho vyplývající vyšší hmotnost.
3. Větší spotřeba maziva.
4. Při špatném mazání jsou náchylnější k zadření než valivá ložiska.
5. Vyžadují delší záběh.

Tření v kluzných ložiskách

Mezi součástmi, které se po sobě pohybují, dochází ke tření. Velikost tření je závislá na velikosti středního tlaku, na materiálu pohybujících se součástí, na kvalitě povrchu, na jejich relativní rychlosti v a na teplotě obou ploch. U ložisek bude tření závislé na materiálu čepu a pánve. Vlivem tření dochází nejen k opotřebení součástí a tím i jejich nesprávné funkci, ale i ke ztrátě energie, což je velmi důležitý ukazatel

technické úrovně výrobku. Aby se ztráty a opotřebení omezily na minimum, je třeba znát jejich příčiny.

Třecí síla se vypočte:

$$F_T = F_n \cdot f,$$

kde f je součinitel tření (tab. 96),

F_n – normálová síla (kolmo na stykovou plochu).

Tab. 95. Přehled použitelnosti kluzných ložisek

	Kluzná ložiska						
	s hydrodynamickým mazáním					s hydrostatickým mazáním	
	radiální			axiální		radiální	axiální
	pouzdra a pánve	parciální ložiska	víceplochá ložiska	pevné segmenty	naklápěcí segmenty		
Únosnost radiální axiální	vysoká —	střední —	střední —	— střední	— střední	vysoká —	— vysoká
Obvodová rychlost čepu (m s^{-1}) do 1 do 3 do 15 nad 15	nevhodná	nevhodná	nevhodná	nevhodná	nevhodná	vyhovuje velmi dobře	
		vyhovuje			vyhovuje		
		velmi dobře			velmi dobře		
Teplota ložiska ($^{\circ}\text{C}$) do 0 do 100 nad 200	nevhodná vyhovuje závisí na mazivu			nevhodná vyhovuje závisí na mazivu		vyhovuje	vyhovuje
						vyhovuje	vyhovuje
	závisí na mazivu			závisí na mazivu		závisí na mazivu	závisí na mazivu
Třecí odpor statický kinetický	malý velmi malý			malý velmi malý		velmi malý velmi malý	
Trvanlivost	velká			střední	velká	bez omezení	
Tlumení vibrací	dobré	malé	velmi dobré	malé		dobré	malé
Hlučnost při vyš- ších otáčkách	bezhluché			bezhluché		bezhluché	

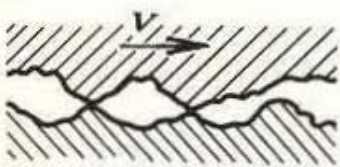
	Kluzná ložiska						
	s aerostatickým mazáním		s aerodynamickým mazáním		s mezním mazáním (tukem, knotovým mazáním)	samomazná pórovitá, sycená mazivem	nemazaná (suchá ložiska)
	radiální	axiální	radiální	axiální			
Únosnost radiální axiální	malá —	— malá	velmi malá —	— velmi malá	malá až střední	malá až střední	malá
Obvodová rychlost čepu (m s^{-1}) do 1 do 3 do 15 nad 15	vyhovuje velmi dobře		nevhodná nevhodná nevhodná vyhovuje velmi dobře		vhodná vyhovuje nevyhovuje	vhodná vyhovuje nevyhovuje	vhodná vyhovuje nevyhovuje
Teplota ložiska ($^{\circ}\text{C}$) do 0 do 100 nad 200	vyhovuje vyhovuje vyhovuje		vyhovuje vyhovuje vyhovuje		vyhovuje vyhovuje vyhovuje	vyhovuje vyhovuje nevyhovuje	vyhovuje vyhovuje vyhovuje
Třecí odpor statický kinetický	velmi malý velmi malý		velmi malý velmi malý		značný značný	značný značný	značný až vysoký
Trvanlivost	neomezená		velká		střední	střední	střední
Tlumení vibrací	malé		malé		velmi malé	—	—
Hlučnost při vyšších otáčkách	bezhluché		bezhluché		velmi malá	velmi malá	malá

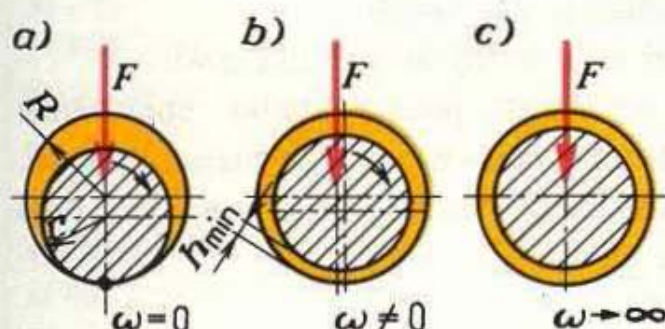
Druhy kluzného tření u ložisek jsou v tab. 96.

Konstrukce ložisek by měla být taková, aby tření v něm bylo kapalinné. Mezi čepem a pávní musí být trvale souvislá vrstva maziva, tzv. *olejový film*. Rychlost unikání maziva z ložiska závisí na velikosti zatížení, ale také na viskozitě maziva. Aby nedošlo ke kovovému styku mezi čepem a pávní, je nutno unikající mazivo doplňovat. Děje se to tlakovým olejem z čerpadla — *hydrostatické mazání*, nebo se mezi třecími plochami vytváří klínová mezera (obr. 164) — *hydrodynamické mazání*.

Ložiska s hydrodynamickým mazáním jsou výhodnější, protože nepotřebují přídavná zařízení (čerpadlo, ventily, potrubí pro rozvod oleje).

Tab. 96. Porovnání jednotlivých druhů kluzného tření

Druhy kluzného tření	Vyobrazení	Mazání a jeho vliv	Která vlastnost maziva se uplatňuje	Tření je provázáno	Součinitel tření f
Suché		Plochy jsou bez mazání		Opotřebení ploch, zahříváním a zadíráním	0,1 až 0,25
Polosuché (mezí)		Mazání není dostatečné	Adheze mazadla k třecím plochám	Opotřebení ploch	0,01 až 0,1
Kapalinné		Dostatek maziva	Viskozita	Plochy bez opotřebení, tření nepatrné	0,001 až 0,01



Obr. 164. Hydrodynamické mazání

a) rozběh a zastavení – suché tření, b) malé otáčky ($\approx 0,3 \text{ s}^{-1}$) – polokapalinné tření, c) nejvyšší otáčky – kapalinné tření. Při rozběhu se nejdříve čepem natlačí jisté množství maziva do klínové mezery mezi čepem a pánví ložiska. Čím jsou vyšší otáčky, tím více se přivádí maziva do mezery a tím stoupá tlak v klínově se zužující mezeře. Dosáhne-li se mazacího tlaku uvedeným způsobem, jde o hydrodynamické ložisko. Je-li mazací tlak způsoben čerpadlem, je to hydrostatické ložisko.

Vyřešením problému použití maziv s přihlédnutím ke konstrukci stroje, volbě materiálů a organizaci se zabývá *tribologie*, tj. nauka o opotřebení a jeho příčinách.

Cílem zajištění správné techniky mazání je udržení bezporuchového chodu stroje a zajištění jeho dlouhé životnosti.

Materiály ložisek

Každý čep pracuje více nebo méně v podmínkách polosuchého tření. Je tomu tak při rozběhu i doběhu stroje, u strojů s reverzním chodem, u ložisek s malou obvodo-

vou rychlostí. Správně volený materiál pánve pak ovlivňuje velikost čepového tření, a tím i velikost a ztráty energie.

Protože čepy a hřídele jsou součásti relativně drahé, je výhodnější převést opotřebení na levnější ložiskovou pánev. Rovněž demontáž a výměna pánve je levnější a snazší než výměna hřídele.

Materiály ložiskových pánví, pouzder a výstelek by tedy měly splňovat tyto požadavky:

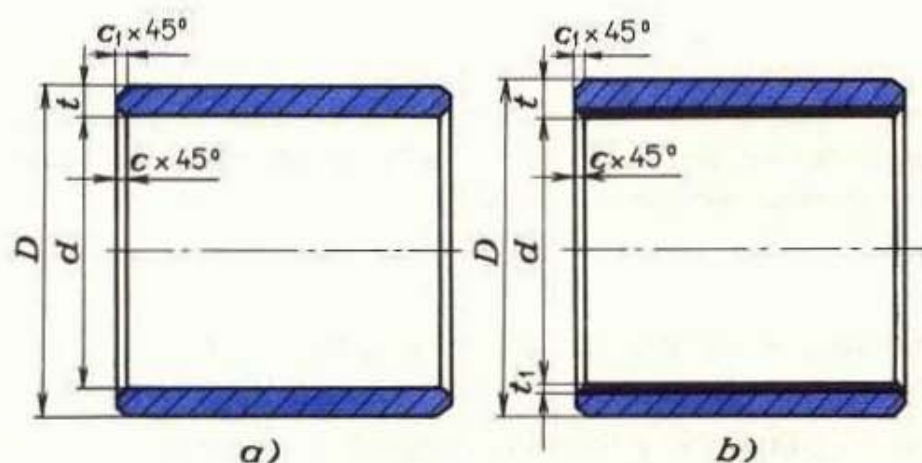
1. Velká zatížitelnost při mezním mazání a při dynamickém zatížení za provozních podmínek.
2. Velká odolnost proti zadírání.
3. Malé opotřebení čepů v oblasti mezního mazání.
4. Velká dynamická pevnost a odolnost proti únavě za vyšších teplot.
5. Malá tvrdost.
6. Malý modul pružnosti.
7. Velká odolnost proti korozi.
8. Velká chemická afinita k mazivům.
9. Snadná obrobitelnost a dosažení velmi hladké kluzné plochy.
10. Dobrá tepelná vodivost a malá tepelná roztažnost, blízká tepelné roztažnosti oceli.

11. Možnost dobrého metalurgického spojení s ocelí.

12. Nízká cena a snadná dostupnost v našich podmínkách.

Všechny tyto požadavky nesplňuje beze zbytku žádný známý materiál.

Z ložiskových materiálů se vyrábějí tlustostěnná *pouzdra* nebo tenkostěnné *výstelky* v ložiskových pánvích či pouzdech z pevnějších nosných materiálů (ocel, ocel na odlitky, šedá litina) (obr. 165). Tlustostěnná pouzdra se volí jen pro nižší a střední zatížení a menší smykové rychlosti.



Obr. 165. Ložiskové pouzdro:
a) bez výstelky, b) s výstelkou

Musí se přihlížet k hospodářské dostupnosti ložiskových materiálů, a to v tomto pořadí: šedá litina, nekovové materiály, olověné kompozice, červený bronz, cínový bronz a cínové kompozice.

Průzkumem Státního úřadu statistického bylo zjištěno, že se dosud 72 % ložiskových kovů spotřebuje na celobronzová pouzdra z cínového bronzu. Plývá se tak mědí a cínem, tedy nejdeficitnějšími z ložiskových kovů. Snížení spotřeby (ze 72 % asi na 7 %) se dá dosáhnout náhradou celobronzových pouzder buď ocelovými s velmi tenkou vrstvičkou výstelky, nebo pouzdry z plastů a z hliníkových slitin.

Přehled vlastností kovových i nekovových ložiskových materiálů je v tab. 97, 98.

Tab. 97. Vlastnosti kovových ložiskových materiálů

Materiál		Tvrdost HB	Zatížitel- nost p (MPa)	Kluzná rychlost v ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	Přípustná teplota t_1 ($^{\circ}\text{C}$)	Rázové zatižení	Zabiha- telnost
ČSN	druh						
42 2456	šedá litina	140 až 200	3,5 až 6	0,5 až 5	200	ne	špatná
42 3753	cínová kompozice	22 až 26	24 až 32	neomezená	110	ano	dobrá
42 3721	olověná kompozice	20 až 24	23 až 40	neomezená	100	ano	velmi dobrá
42 3117	cínový	70 až 90	10,5	do 6	250	ano	méně
42 3123	bronz	70 až 80	12	do 6	250	ano	dobrá
42 3122	cínoolověný bronz	70	10,5 až 16	nad 6	150	ano	dobrá
42 3182	olověný	35 až 50	25	neomezená	150	ano	dobrá
42 3184	bronz	24 až 27	35	neomezená	150	ano	dobrá
42 3036	červený bronz	60	10,5	nad 6	—	ano	dobrá
42 3146	hliníkový bronz	140 až 160	100 až 120	malá	—	ano	—
42 3226	mosaz	100 až 150	10	nad 6	250	—	—
42 4261	slitiny hliníku	60	25 až 40	do 4	160	ano	velmi dobrá
	spékané kovy	25 až 35	1 až 2	do 3	80	ne	—
	tmelené kovy	—	0,5 až 1,5	do 3	50	ne	—

Tab. 98. Vlastnosti nekovových ložiskových materiálů
(termoplasty mají vysokou tepelnou roztažnost – větší vůle uložení)

Materiál	Hustota ρ (kg · m ⁻³)	Maximální tlak p (MPa)	Optimální rychlost v (m · s ⁻¹)	Přípustná teplota t (°C)
<i>Reaktoplasty</i> tvrzené tkaniny vulkanfibry	1 150 až 1 420 1 200 až 1 450	80 až 180 —	1 až 7 —	100 110
<i>Termoplasty</i> polyamidy polyvinylchloridy polytetrafluóretylény polystyrény	1 150 1 380 — 1 050	5 až 15 — 0,1 až 10 —	0,3 až 1,5 — 1 až 3 —	60 až 100 50 až 60 260 70 až 100

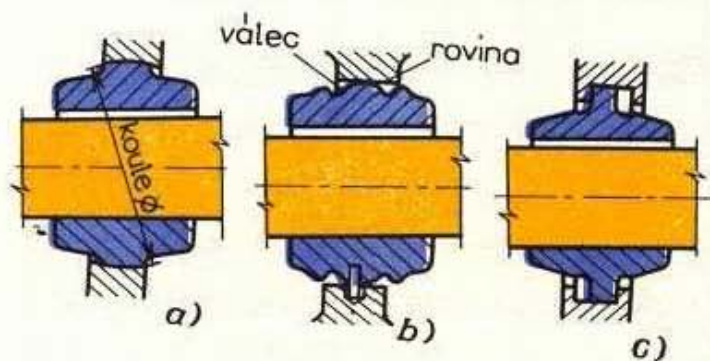
Konstrukce radiálních ložisek

Základní částí kluzného ložiska je ložiskové pouzdro nebo pánev. Ložiskové pouzdro je funkční část kluzného ložiska tvaru dutého válce (nedělené nebo dělené). Pánev je část děleného pouzdra. Pánve a pouzdra se vkládají do ložiskových těles ze šedé litiny, z oceli na odlitky nebo svařovaných z oceli. Mohou být jednodílné (trubková ložiska), nebo dvoudílné (tab. 99).

Směrnice pro konstrukci radiálních kluzných ložisek

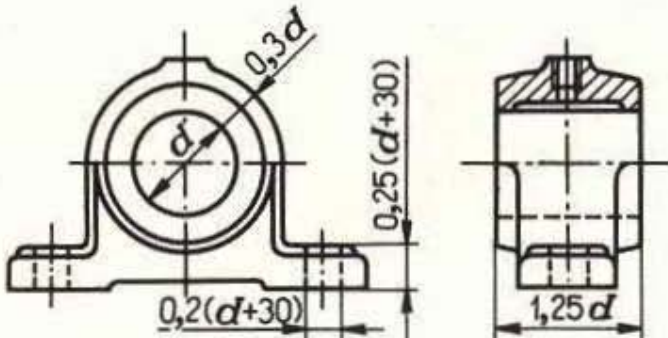
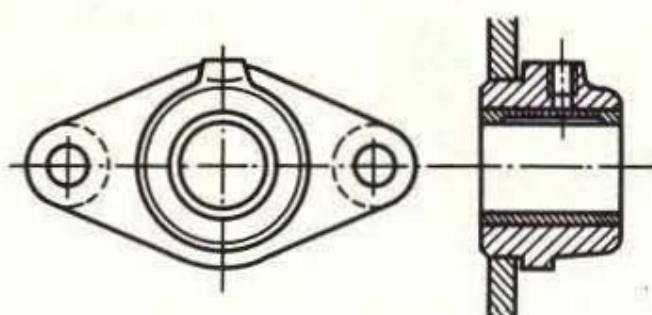
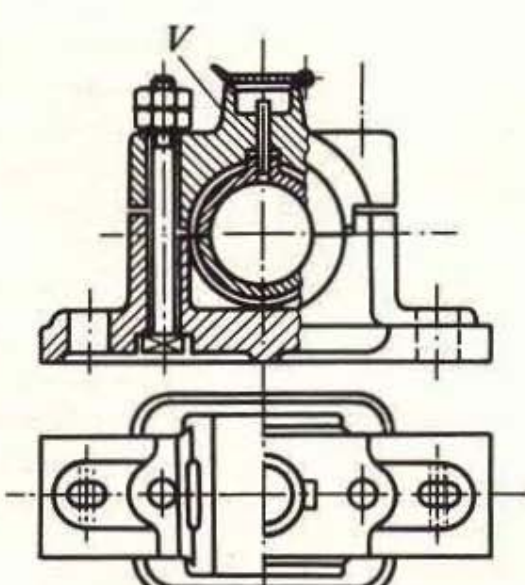
1. Ložisková vůle se volí asi 1 až 2 ‰, max. 0,3 až 0,6 ‰ průměru čepu. Závisí na ní zatížitelnost ložiska a množství protékajícího oleje. Čím větší vůle, tím menší únosnost a tím lepší chlazení. Tento postup je možný u ložisek v nenáročných provezech. U důležitých ložisek se výpočet provádí podle ČSN 02 3090. Tomu odpovídá uložení: H7/g6, H7/f7, H7/e8, H7/d8.

2. Největší zatížitelnost má ložisko při poměru $l/d = 0,4$. Proto ČSN 02 3090 doporučuje poměr $\lambda = l/d = 0,3$ až 1 (výjimečně až 1,5). Menší hodnoty se volí při oběhovém mazání. Delší ložiska se dělají s přestavitelnou pávní (obr. 166).

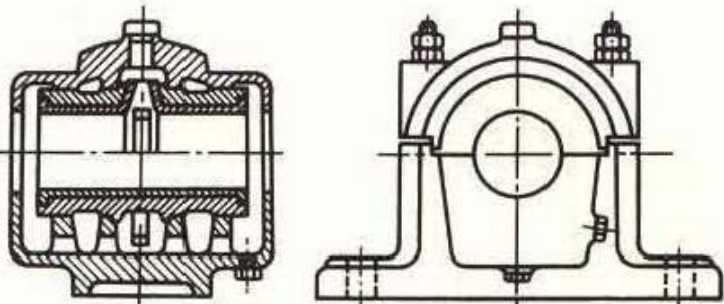
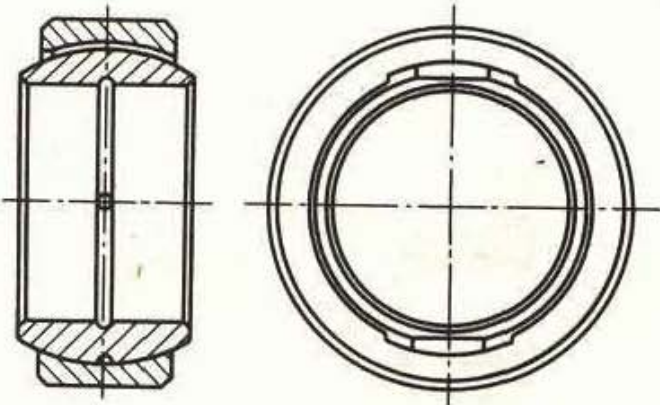
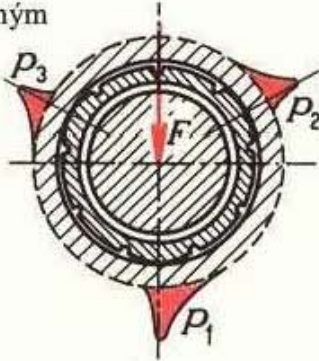
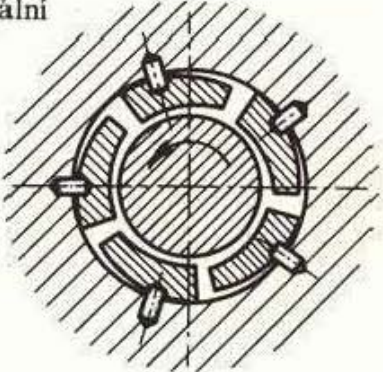


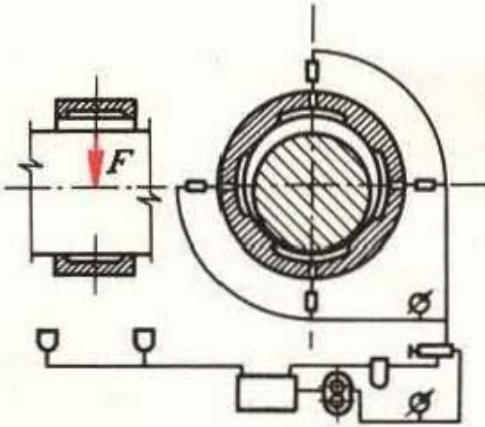
Obr. 166. Konstrukční úpravy pávní:
a) pánev s kulovými vrchlíky,
b) pánev se odvaluje válcovou plochou po rovinách v tělese, c) pánev s pružicí válcovou přírubou

Tab. 99. Radiální kluzná ložiska

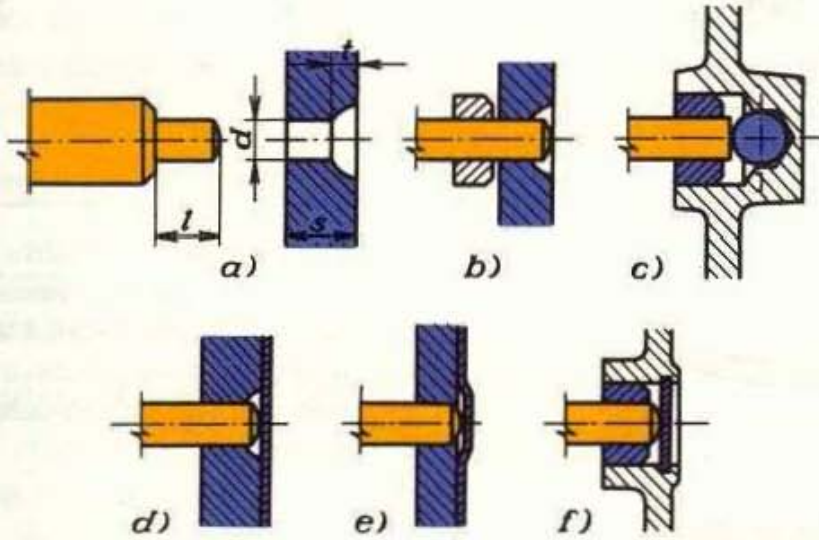
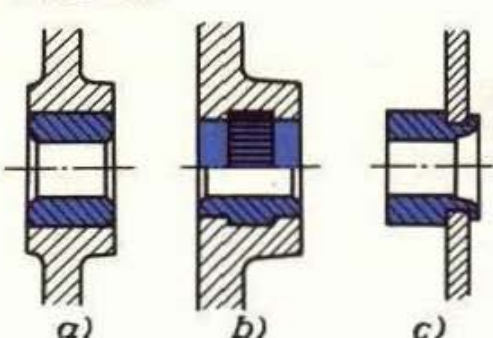
Druh ložiska	Název Vyobrazení	Charakteristika
Trubková ložiska (nedělená, pevná pánev)	Stojaté ložisko 	Má patky pro upevnění na vodorovnou plochu
	Přírubové ložisko 	Upevňuje se na svislou stěnu rámu. U menších ložisek oválná příruba se dvěma šrouby. Větší ložiska mají čtvercové nebo kruhové příruby
Ložiska s dělenou pávní	Ložisko s dělenou pávní 	Horní část ložiska se dá odklopit, takže lze poškozenou pánev opravit bez demontáže hřídele. Po sejmутí víka V a horní pánve se spodní pánev vyjme otočením kolem čepu a může se opravit nebo vyměnit. U velkých průměrů je nutné pojištění pánve a tělesa ložiska proti posuvu a otáčení. Víko je pojištěno proti příčnému posunutí vedením a připevněno dvěma ($d < 140 \text{ mm}$), nebo čtyřmi ($d > 140 \text{ mm}$) šrouby

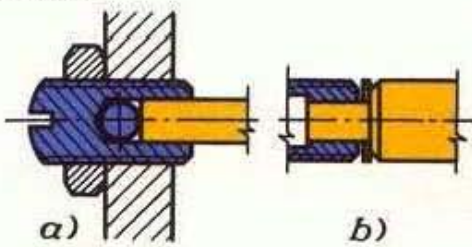
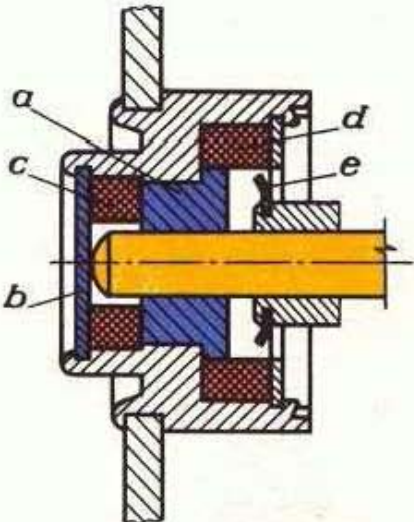
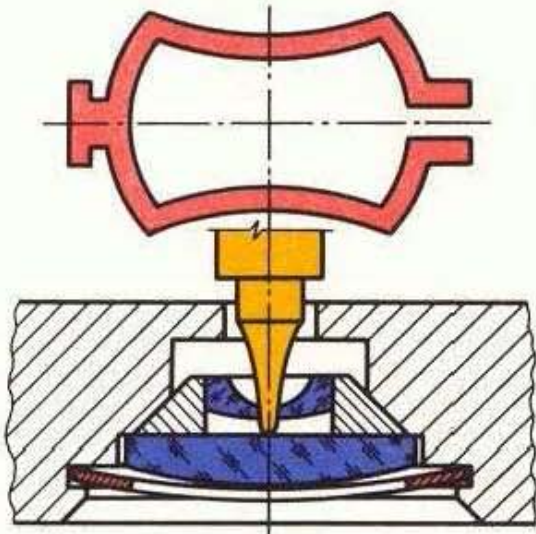
Pokračování

Druh ložiska	Název Vyobrazení	Charakteristika
Ložiska s dělenou pávní	Dělené ložisko s mazacím kroužkem 	V ložiskovém tělese je komora na mazací olej. Olej se doplňuje otvorem ve víku, kterým se zároveň kontroluje funkce kroužku. Ve dně je vypustný otvor, množství oleje se kontroluje hladinovým šroubem
	Samostavné kloubové ložisko 	Poloha pánve se přizpůsobí provozní poloze čepu. Maximální vychýlení $\pm 8^\circ$. Zatížení je jen radiální. Vyrábějí se z kalené slitinové oceli 14 100.4. Dělí se na ložiska pro nepohyblivé a pohyblivé spoje
	Ložisko s víceplochým pouzdem 	Tato ložiska pro vysoké otáčky pracují bez vibrací s dobrým odváděním tepla. Bronzové pouzdro s vnějším kuželovitým povrchem má tři podélné výstupky po 120° a několik podélných zářezů. Přitahováním pouzdra do kuželovitého vrtání ložiskového tělesa se deformuje pouzdro a vytvářejí se tři klínové plochy
	Segmentové radiální ložisko 	Je v podstatě pouzdem rozděleným na několik segmentů, které se mohou naklánět ve směru otáčení čepu. To umožňuje nastavení sklonu do nejvýhodnější polohy, závislé na rychlosti a dosažení menšího součinitele tření

Druh ložiska	Název Vyobrazení	Charakteristika
Ložiska a hydrostatická	Hydrostatické ložisko 	Používá se pro velká zatížení a malé rychlosti (kývavý pohyb atd.), nebo pro vysoké rychlosti a velké ložiskové vůle. Kapalinného tření se dosahuje přívodem tlakového oleje. Vyžaduje absolutně čistý olej, proto je zařazen filtr. Pro malé ložiskové vůle a vysoké rychlosti se užívá k mazání plynu. Tento způsob se používá v regulační technice

Ložiska v přesné mechanice se musí přizpůsobit požadavku malých rozměrů, materiálů a volby mazání. Často se užívá uložení v kamenech, polyamidových ložiskách a ložiskách z keramických materiálů. Jednoduché řešení umožní levnou výrobu, avšak nesmí být na úkor přesnosti. V hromadné výrobě lze např. použít na hřídele leskle tažený materiál, který není třeba dále obrábět. Kluzná uložení jsou jednoduchá a levná, mají malé rozměry a tichý chod.

Ložiska v přesné mechanice	Jednoduché kluzné ložisko 	Díl přístroje, v němž je otvor, musí být z vhodného materiálu s jistou minimální tloušťkou stěny. Zásobní otvor pro mazivo má kulový (pro průměr hřídele < 5 mm) nebo kuželový tvar. Doporučené rozměry $t = s/3$, $r = d$
	Ložisko pro větší zatížení 	Do vyvrtaného otvoru je vlisováno nebo zalito pouzdro z ložiskového materiálu. Pouzdra polyamidová, z fenolformaldehydových pryskyřic kombinovaných s papírem (perlinax) nebo s textilem (texgumoid) se lisují nebo lepí

Druh ložiska	Název Vyobrazení	Charakteristika
Ložiska v přesné mechanice	Nastavitelné ložisko 	Zachycuje radiální i axiální sílu. Těleso je vytvořeno šroubem, kterým lze vymezit axiální vůli nebo požadovanou polohu hřídele. Pojištění proti uvolnění je provedeno maticí. Vložená kulička zmenšuje tření
	Samomazné ložisko 	Je vyrobeno ze slinutých kovů. Mazivo se doplňuje pomocí plstěných kroužků c, d, napuštěných olejem
	Pružné ložisko ve stavbě přístrojů 	K uložení čepu je použito přírodního nebo umělého kamene, který má velmi malý součinitel tření, ale je křehký. Proto je ložisko pružně uloženo. Zachycuje i axiální síly

3. Směrnice pro výpočet druhu a množství maziva uvádí též ČSN 02 3090. Mazání ložisek plastickými mazivy přichází v úvahu jen tehdy, není-li možné předpokládat běh ložiska v oblasti kapalinného tření. Výhodou je úspornost mazání a lepší těsnění ložiska (pro malé rychlosti, prašné provozy, stroje s občasným chodem).

4. Způsob mazání:

ruční mazání tukem pro $v \leq 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a malé tlaky,

kapací mazání pro $v \leq 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a max. teplotu $t_{\text{max}} = 50^\circ\text{C}$,

dlouhodobé mazání pro $v > 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (kroužkové $t_{\text{max}} = 65^\circ\text{C}$, rozstříkové, oběhové $t_{\text{max}} = 80^\circ\text{C}$).

5. Jednoduchá pouzdra a pánve (trubková, bez čelních nákrůžků).

6. Ocelová opěrná pouzdra a pánve mají být tenkostěnné, celou svou vnější plochou uložené v dostatečně tuhém ložiskovém tělese. Výjimku tvoří víceploché pouzdro (tab. 99).

7. Výstelka co nejtenčí, dokonale metalurgicky spojená s pouzdrem nebo s pánví (bez rybin, tloušťka 1 až 3 % průměru ložiska). Opěrná pouzdra nebo pánve se používají ocelová (litina ani ocel na odlitky nezajišťují dokonalé spojení s ložiskovým kovem).

8. Pečlivě obrobené kluzné plochy (minimální drsnost), dodržení přesného geometrického tvaru.

9. Přívod a odvod maziva (mazací drážky) provést tak, aby nedocházelo k snižování únosnosti a zbytečnému úniku oleje (přívod v nezátížené části, rozvod napříč pohybu, mazací drážky mělké bez ostrých hran nezasahující až k okraji) (obr. 167). Ostřík oleje provést drážkami při okraji ložiskové pánve a ostříkovacími kroužky. Zbytek unikajícího oleje utěsnit.

Výpočet radiálních kluzných ložisek

Přesný výpočet radiálních kluzných ložisek předepisuje ČSN 02 3090. Postup přibližného výpočtu:

Zadáno je zatížení $F(\text{N})$ a otáčky $n(\text{s}^{-1})$.

1. Rozhodne se o materiálu a kvalitě funkční plochy čepu a pánve (z tabulek σ_{D0} , p_{D} atd.).

2. Z pevnostních podmínek se stanoví průměr čepu d a délka čepu l (pro dané nebo zvolené λ) (odst. 5.1.1).

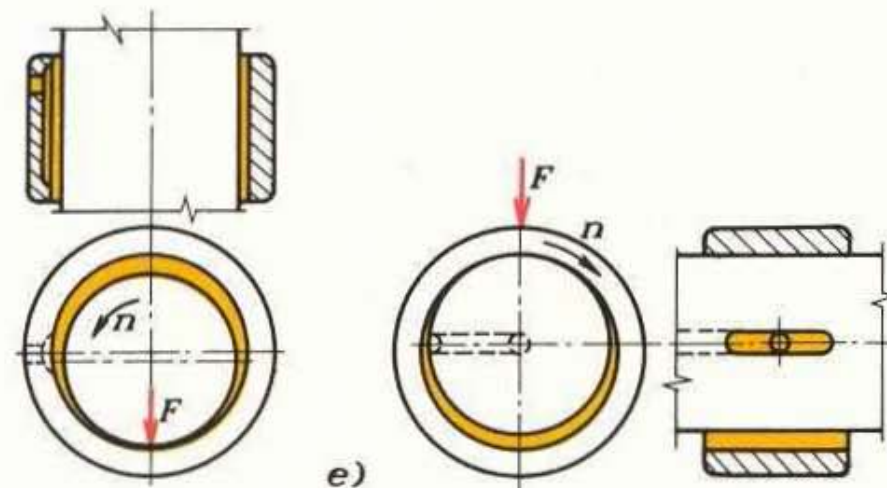
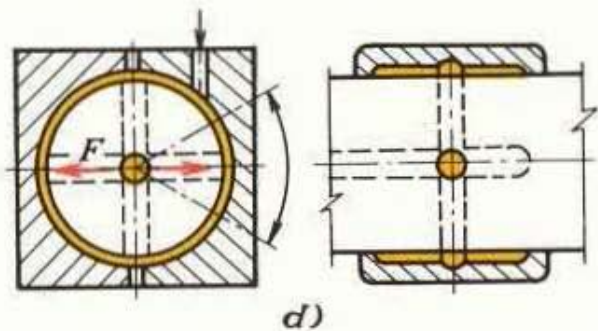
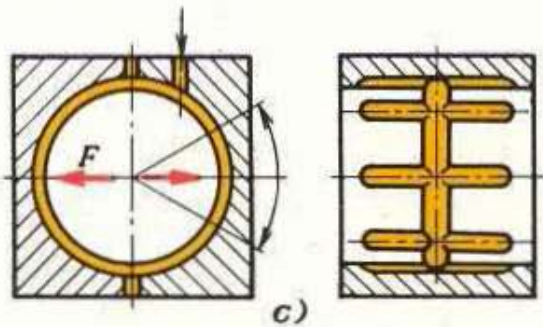
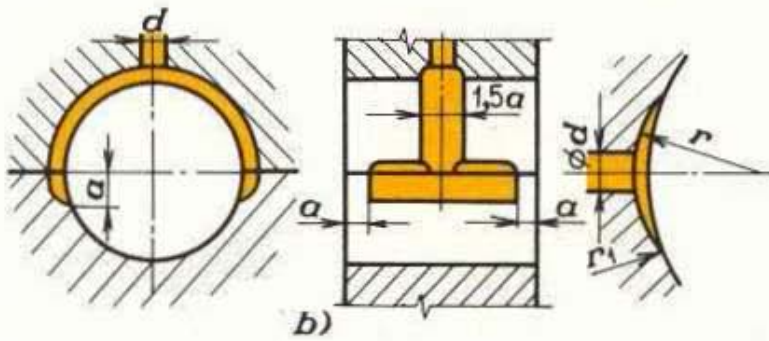
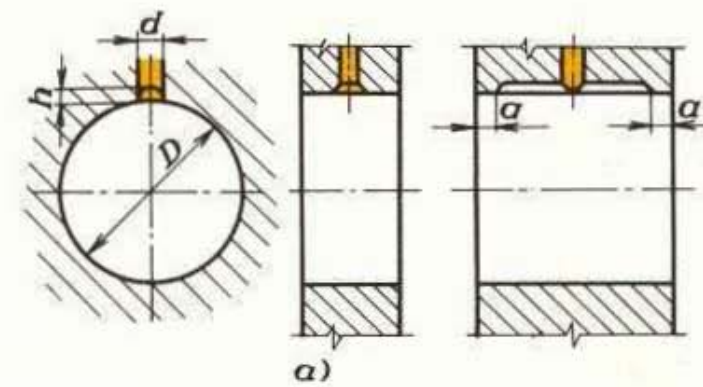
3. Relativní ložisková vůle $\psi = (0,5 \text{ až } 3) \cdot 10^{-3}$ [$\psi = (R - r)/r$].

4. Zkontroluje se tlak p .

5. Zkontroluje se oteplení ložiska $p \cdot v = (p \cdot v)_{\text{D}}$.

Axiální kluzná ložiska

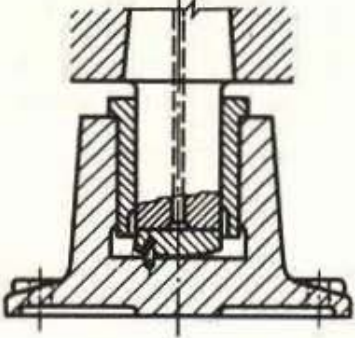
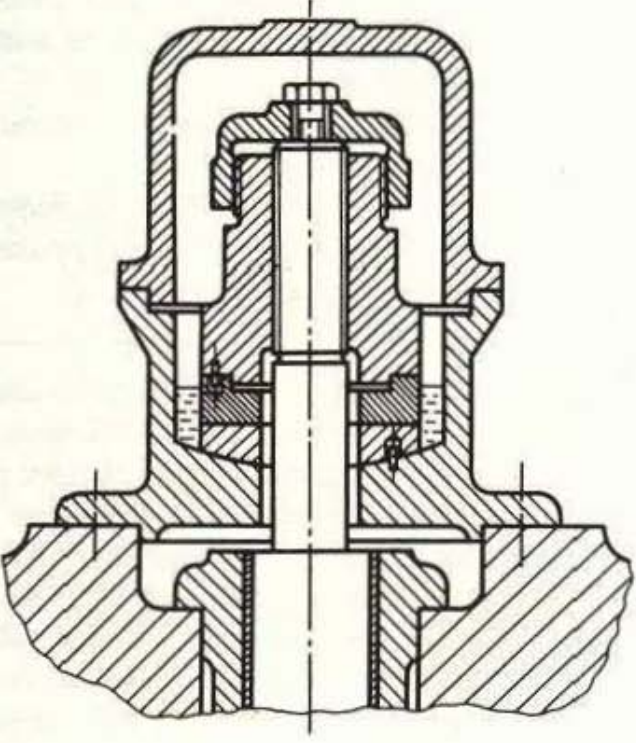
Konstrukce axiálních ložisek (tab. 100).

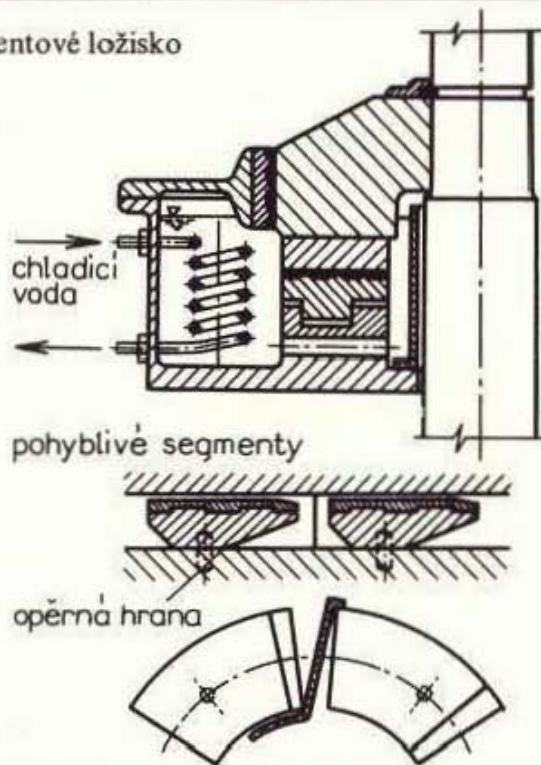
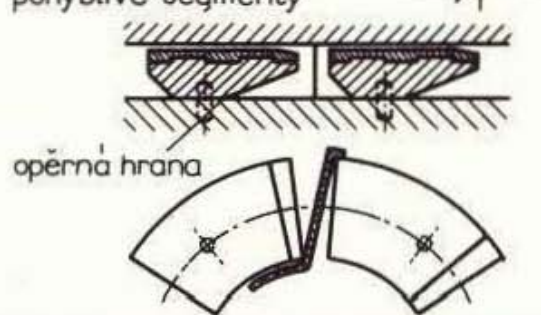
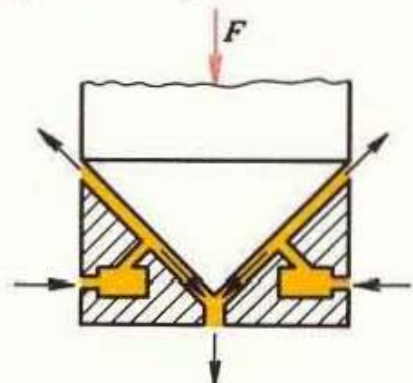
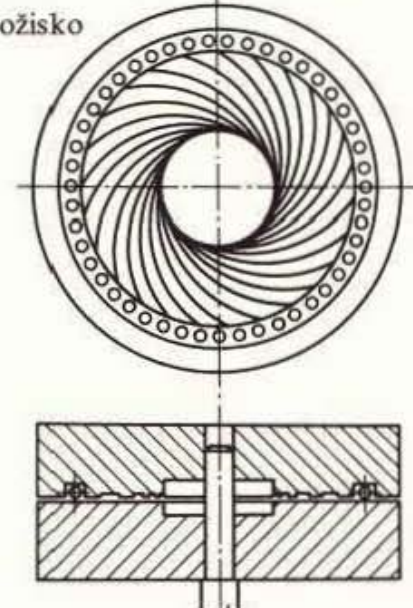


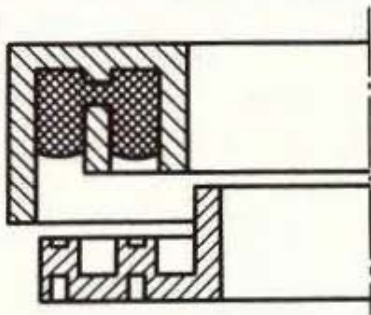
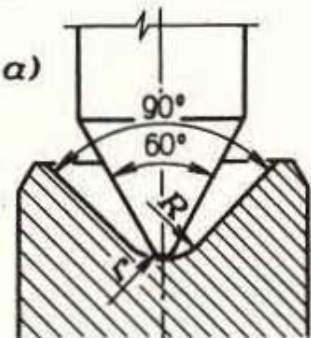
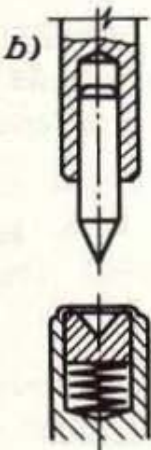
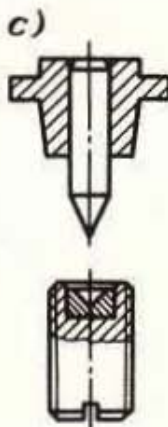
Obr. 167. Přívod a rozvod oleje pro různé směry zatížení:

a) přívod v nezátížené části, rozvod napříč pohybu, b) mazací drážky mělké bez ostrých hran, neprobíhající až k okraji, c) přívod maziva otvorem v pánvi, d) přívod maziva otvory v čepu, e) přívod maziva pro různé směry otáčení

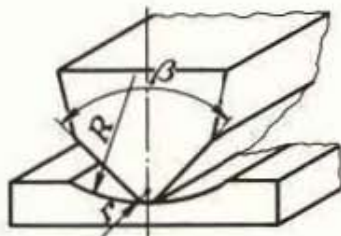
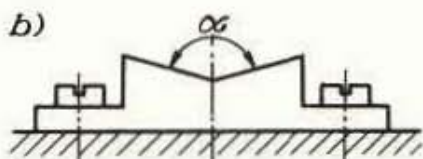
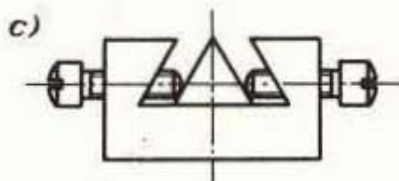
Tab. 100. Axiální kluzná ložiska

Název Vyobrazení	Charakteristika
Patní (nožní) ložisko 	Obvykle se kombinuje s ložiskem radiálním. Opěrná plocha ložiska bývá stavitelná (rovnoměrné rozložení sil). Mazání se provádí středem ložiska. Použití do $p = 1 \text{ MPa}$, $v = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Maximálně $p = 2 \text{ MPa}$ při výstředné mazací drážce
Prstencové ložisko 	Používá se jak pro svislé, tak pro vodorovné hřídele. Opěrný prstenec má radiální drážky pro rozvod oleje. Náběhové hrany větších ložisek se zbrušují nebo zfrézují (max. úkos 1 : 200), takže prakticky vzniká ložisko s pevnými segmenty. Maximální $p = 5 \text{ MPa}$, při rovnoměrném rozložení zatížení a nižší rychlosti

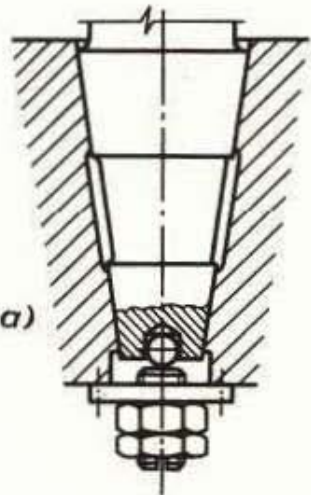
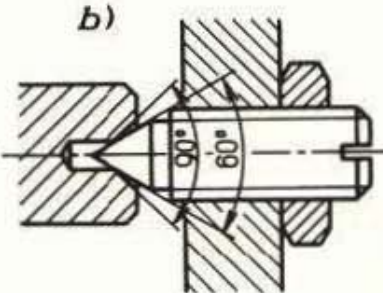
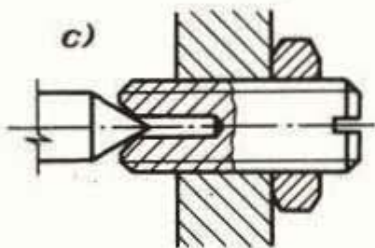
Název Vyobrazení	Charakteristika
Segmentové ložisko a)  b) 	Samočinně nastavitelné segmenty zajišťují kapalinné tření a minimální součinitel tření ($f = 0,001$ až $0,006$) i při rozběhu, doběhu a měnící se rychlosti. Osvědčují se pro největší rychlosti a tlaky (při $v = 50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je $p_D = 5 \text{ MPa}$). Náběhová hrana segmentu má úkos 1 až 5°. Nejlepší účinnosti se dosahuje při vstřikovacím mazání
Vzduchové (pneumatické) ložisko 	Mazivem ve spáře je vzduch o přetlaku min. 10^5 Pa. Výhody: malé zahřátí, prakticky žádné opotřebení, nezáleží na materiálech ložiska, životnost, malé nároky na hladkost styčných ploch. Nevýhody: malá únosnost, nutnost čištění tlakového vzduchu. Použití: Ve stavbě přípravků podstatně zvyšuje pohyblivost částí přípravků, čímž usnadňuje obsluhu
Spirálové ložisko 	Má obdobnou funkci jako patní ložisko. Axiální zatížení je přenášeno čelními plochami kovových prstenců. Na čelní ploše spodního prstence jsou provedeny mazací drážky spirálového tvaru. Při pohybu čepu dochází k čerpání maziva ze středu směrem k okraji. Čerpací účinek spirálových drážek umožňuje zvýšit zatížení. Při rozběhu a doběhu přenášejí zatížení kuličky, které jsou na obvodu

Název Vyobrazení	Charakteristika
Konstrukce axiálních ložisek v přesné mechanice	
Plovoucí ložisko 	Otáčející se součást plave v kapalině s velkým povrchovým napětím (rtuť). Materiál součásti nesmí však se rtuť tvořit amalgám. Užívá se u nepřenosných přístrojů, např. lodních buzol, ultracentrifug apod.
Hrotové ložisko a)  $r = 0,03$ až $0,1$ mm $R = 4$ až $10 r$ jemné přístroje – $r = 0,01$ až $0,03$ mm b)  c)  d) 	U elektrických měřicích přístrojů s hřídeli svislými i vodorovnými. Tření nepatrné. Hroty z kalené oceli (1,25 % C) nebo slitiny 75 % Cu, 25 % W – povrch se upraví lapováním. Ložiska z přírodních nebo umělých kamenů, z berylio- vého bronzu, opěrné plochy leštěny. Hmoty otáčivého ústrojí bývá nepatrná. Dovolené tlaky $p_D = 500$ až $1\,000$ MPa

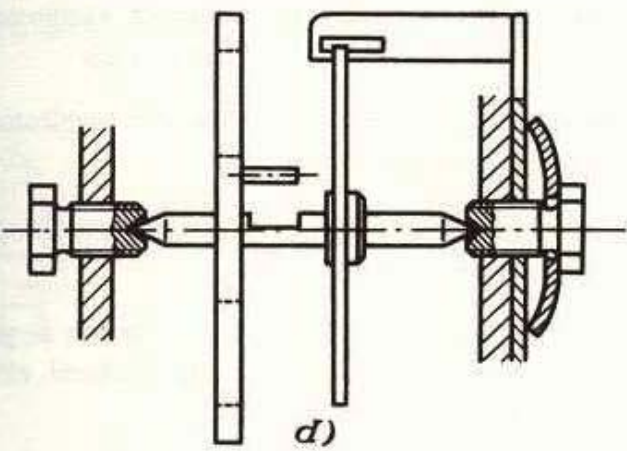
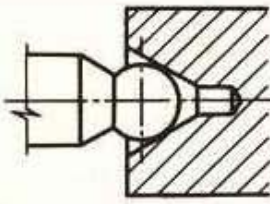
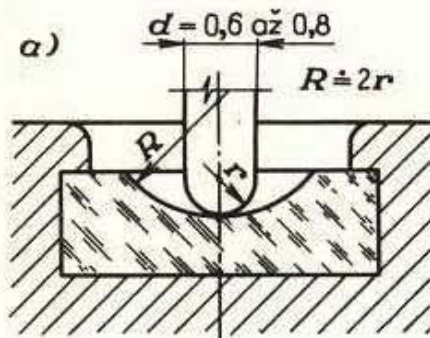
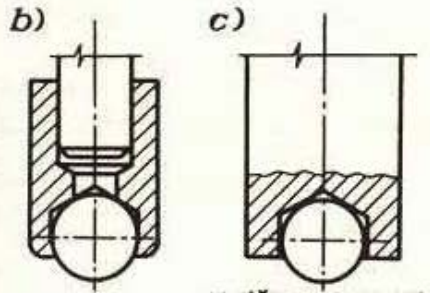
Pokračování

Název Vyobrazení	Charakteristika									
Břítové ložisko a)  b)  c) 	Má minimální tření při nepatrném vychýlení (max. $\pm 15^\circ = 0,262$ rad). Pro dobu mimo provoz nebo při přepravě nutná aretace, tj. oddálení břitu od pánve. Břity a pánve se upevňují šrouby, aby bylo možno přesně ustavit jejich polohy. Úhel pánve α a úhel břitu β se pro citlivější přístroje volí menší (viz tabulka) <table><tr><th>Úhel</th><th>Ocel</th><th>Achát</th></tr><tr><td>α ($^\circ$)</td><td>120 až 150</td><td>120 až 180</td></tr><tr><td>β ($^\circ$)</td><td>45 až 90</td><td>30 až 120</td></tr></table>	Úhel	Ocel	Achát	α ($^\circ$)	120 až 150	120 až 180	β ($^\circ$)	45 až 90	30 až 120
Úhel	Ocel	Achát								
α ($^\circ$)	120 až 150	120 až 180								
β ($^\circ$)	45 až 90	30 až 120								

Uložení s kuželovou ložnou plochou

Kuželový čep a)  b)  c) 	Výhody: zaručuje středění i po opotřebování (optické a geodetické přístroje), vodotěsnost, dobrou elektrickou vodivost. a) Dlouhé čepy – vrcholový úhel kužele je 15° ($0,262$ rad), kuželové plochy odlehčené vybráním pro zpřesnění a usnadnění výroby. b) Krátké čepy – vrcholový úhel kužele je 60° ($1,047$ rad), k němu přiřazené kuželové ložisko 90° ($1,57$ rad). Nevýhody: velké tření, možnost zadření při změnách teploty, u kulových čepů vysoké nároky na přesnost
---	---

Pokračování

Název Vyobrazení	Charakteristika
 d)	
Kulový čep 	
Uložení s kulovou ložnou plochou	
 a) $d = 0,6 \text{ až } 0,8$ $R \approx 2r$  b) c) kulička magnetická nebo nalisovaná	Používá se u patních ložisek. Čepy kulovitě zaobleny nebo s kuličkou – $\varnothing 0,6$ až $0,8$ mm. Čepy z nástrojové oceli, ložiska bronzová nebo z kamenů (karneol, achát, rubín, safír), keramických hmot

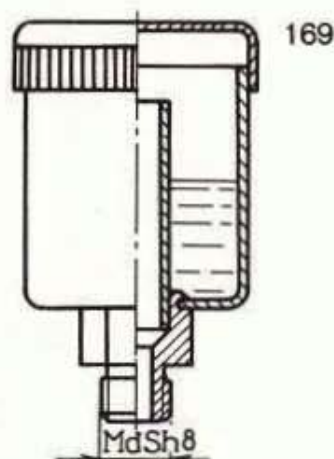
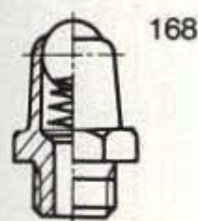
Tab. 101. Mazací soustavy

Mazání olejem	krátkodobě	prutokové, velké ztráty oleju, použit levně oleje	ruční olejnička	Nedokonalé, pro nenáročné podmínky u kluzných ložisek a vedení
			kapací maznice	Pro kluzná ložiska a vedení při středních rychlostech a tlacích, nízká výrobní cena, velká spotřeba oleje
			olejová mlha	Pro valivá ložiska při vysokých obvodových rychlostech, úsporné, dobře chladí a dotěšňuje
			ruční mazací lis	Pro kluzná ložiska, vedení, klouby při malých rychlostech a přerušovaném chodu
			mechanický mazací lis	Pro kluzná ložiska a čepy při malých rychlostech a vysokých tlacích, pro mazání velkých strojních zařízení, válců a ucpávek pístních strojů
	dlouhodobě	beztlakové	kroužkové	Pro radiální kluzná ložiska se zatíženou spodní pánví, nevhodné pro malé rychlosti
			knotové	Pro radiální kluzná ložiska se zatíženou horní pánví
			brodivé (olejová lázeň)	Pro axiální ložiska kluzná, valivá ložiska (malé rychlosti), ozubené převody s nízkou obvodovou rychlostí
			rozstřikovací	Pro převodovky, malé pístní stroje a klikové mechanismy
		tlakové	oběhové	Pro vysokootáčková vřetena, velké převodovky, turbíny, válcovací stolice apod.
vstřikováním oleje	Pro mazání valivých ložisek			
Mazání tukem	beztlakové	ruční – stěrkou	Výjimečně používáno u polootevřených ložisek textilních strojů	
		Staufferova maznice	U kluzných ložisek s malými tlaky a obvodovými rychlostmi, někdy na doplňování tuku do valivých ložisek	
		samočinná maznice	Užívá se výjimečně pro mazání nepřístupných kluzných ložisek s malými tlaky a malými obvodovými rychlostmi	
		komorový způsob	Pro kluzná ložiska velkého průměru s malými obvodovými rychlostmi (papírenské stroje, válcovací zařízení)	
		broděním	Nouzový způsob, pro mazání valivých ložisek a ozubených kol	
	tlakové	ruční (nožní) lis	Rozšířený způsob mazání kluzných ložisek, čepů a kloubů	
		mechanický mazací přístroj	Nejdokonalejší způsob mazání tukem, pro mazání jednotlivých ložisek nebo centrální mazání více ložisek	

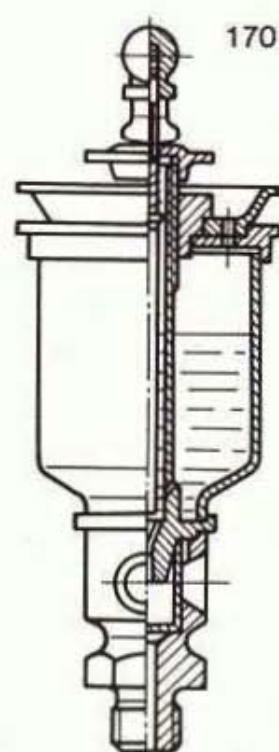
Mazání a maziva

Mazáním se snižuje tření a zároveň odvádí teplo z ložiska. Přehled způsobů mazání ložisek a jejich použití je v tab. 101; nejčastěji používaná mazací zařízení jsou na obr. 168 až 179.

Porovnání vlastností maziv je v tab. 102.



$v < 3 \text{ ms}^{-1}$ nepřetržitý provoz

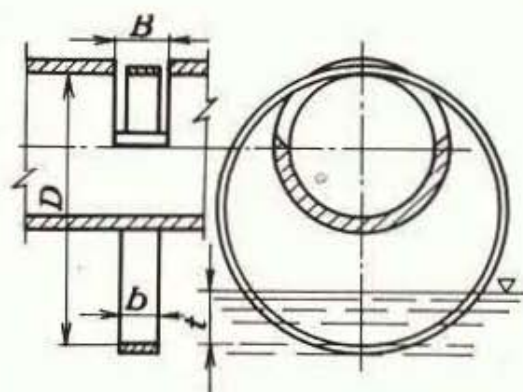
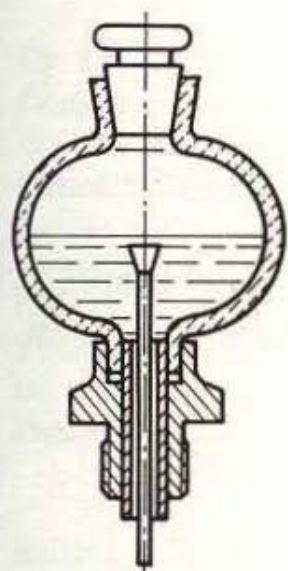


$v < 5 \text{ ms}^{-1}$ střední zatížení

Obr. 168. Mazací zátka ČSN 02 7462. Mazací otvor je chráněn kuličkou před vniknutím nečistot, mazivem je olej

Obr. 169. Knotová maznice ČSN 02 7416. Spolehlivost, čistota provozu, omezené množství mazacího oleje

Obr. 170. Jehlová maznice. Množství oleje lze regulovat průměrem jehly



$t = \frac{D}{4}$ pro $D = 25$ až 40 ; $t = \frac{D}{6}$ pro $D = 70$ až 355

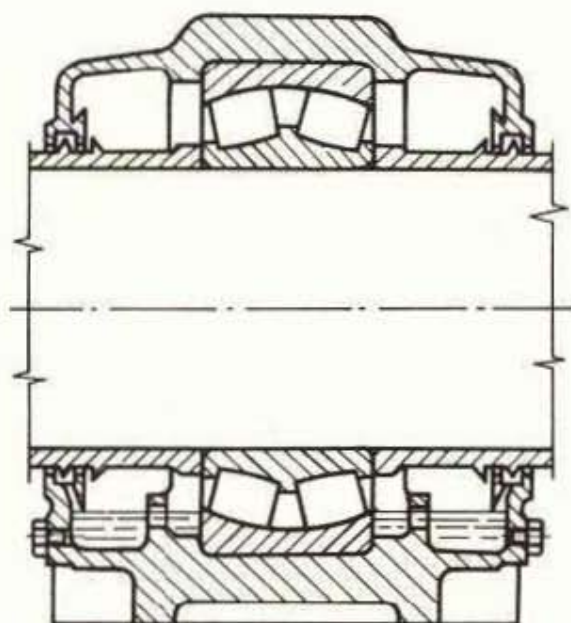
$t = \frac{D}{5}$ pro $D = 45$ až 65 ; $n = 0,85$ až 50 s^{-1}

Obr. 171. Kapací maznice ČSN 02 7419

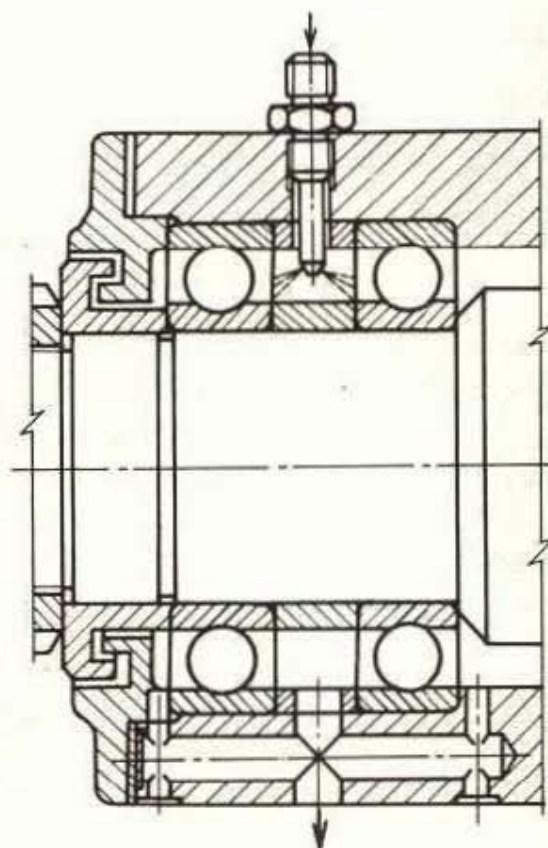
Pravidelná dodávka oleje s možností regulace, nízká cena

Obr. 172. Kroužkové mazání

Dělený kroužek; jednoduché, bezpečné, spláchnuté nečistoty se usadí (nevyžaduje filtr)



Obr. 173. Mazání olejovou lázní
Úsporné; otáčející se součásti jsou ponořeny částečně do lázně



Obr. 174. Vstřikování oleje
Dobré mazání při malém tření, dobrý odvod tepla

Z kapalných maziv jsou nejčastější *minerální oleje*. Posuzují se podle:
viskozity (charakterizuje vnitřní tření),
viskozitního indexu (závislost viskozity na teplotě),
bodu tuhnutí (spodní hranice teploty použitelnosti),
bodu vzplanutí (charakterizuje obsah těžkých podílů),
karbonizačního čísla (míra tvorby karbonu),
oxidační stálosti.

Plastická maziva (mazací tuky) jsou koloidní disperzní systémy složené z minerálních olejů, vody a mýdla.

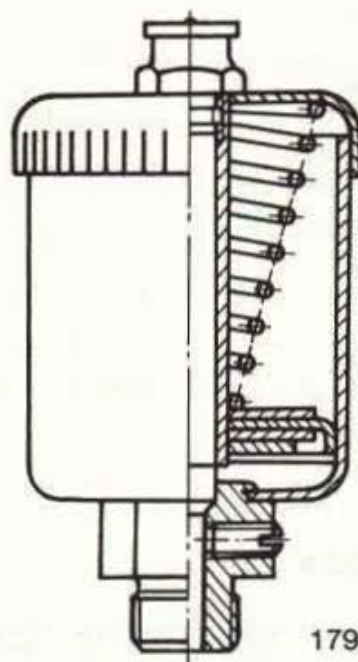
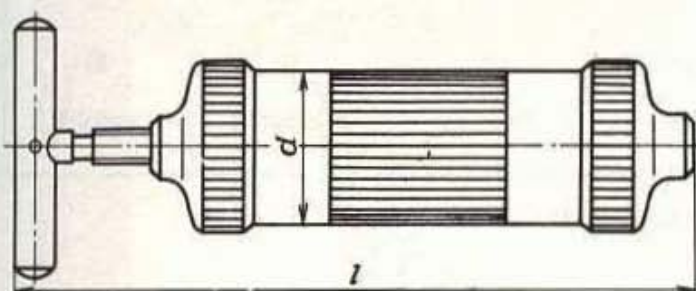
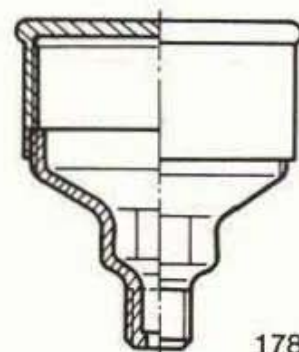
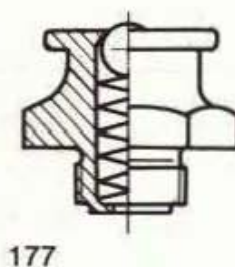
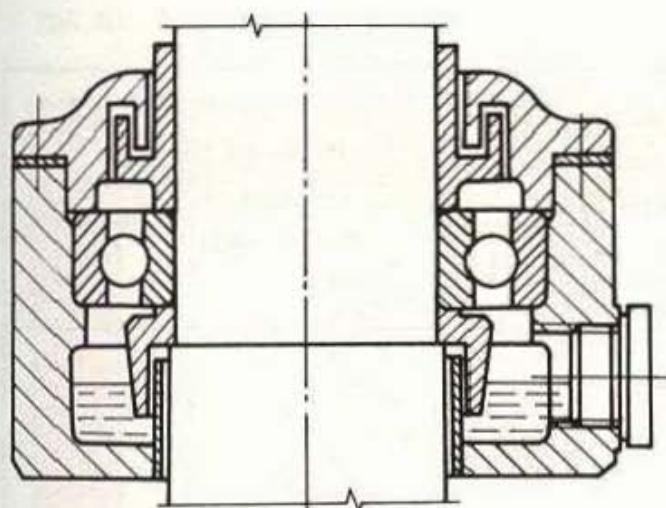
Tuhá maziva jsou látky se značnou přilnavostí k mazanému povrchu, chemickou stálostí a nepatrnou tvrdostí. Základní požadavky jsou čistota a jemnost zrnění. Běžné jsou dva druhy:

přírodní krystalický grafit,
sírník molybdeničitý, Molyka S, Molyka R, Molyka FF.

Druhy a parametry maziv jsou ve ST.

Provoz a údržba kluzných ložisek

Důležitá a velká strojní zařízení mají oběhové mazací soustavy se samočinným mazáním a pojistná zabezpečovací zařízení. Tyto soustavy jsou již velmi dokonalé a spolehlivé, takže vyžadují pouze občasnou kontrolu a periodické doplňování



Obr. 175. Oběhové mazání pomocí rotujícího kužele

Čerpacího účinku je dosaženo rotujícím kuželovitým kotoučem ponořeným částečně v olejové lázni

Obr. 176. Šroubový mazací lis pro mazání tukem ČSN 02 7458

Obr. 177. Mazací hlavice ČSN 02 7451

Kulička přitlačovaná pružinou uzavírá mazací otvor před vnikáním nečistot a zabraňuje odstříkování plastického maziva

Obr. 178. Staufferova maznice ČSN 02 7410

Vyrábí se v několika velikostech objemu prostoru pro plastické mazivo

Obr. 179. Samočinná maznice ČSN 02 7418 plněná mazacím lisem

Plastické mazivo je vytlačováno stálým tlakem pistu, vyvozeným pružinou

maziva a čištění filtrů. Také některá jednoduchá mazací zařízení, jako jsou kapací a samočinné maznice, mazací kroužky apod., nevyžadují trvalou obsluhu. I zde stačí periodicky doplňovat mazivo.

Kluzná ložiska, která nepotřebují mazání, tj. z uhlíkatých materiálů a plněného teflonu, také nevyžadují obsluhu. Údržba však velmi často závisí nejen na druhu a konstrukci ložiska, ale také na pracovním prostředí.

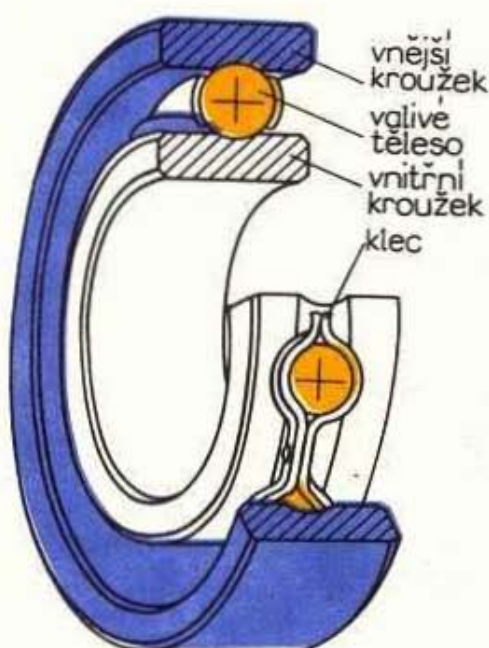
Tab. 102. Porovnání maziv

Charakteristická vlastnost	Kapalná maziva			Plastická maziva (mazací tuky)	Tuhá maziva
	minerální oleje	minerální oleje s aditivy	syntetické oleje		
Vlastnosti v okrajových podmínkách	C	B	B	B	A
Chlazení	A	A	C	D	E
Třecí moment	C	B	C	C	D
Schopnost udržet se v ložisku	D	D	E	B	A
Teplotní rozsah	B	A	A	A	A
Ochrana před korozí	C	B	C	B	D
Cena	nízká	nízká	vysoká	průměrná	vysoká

A – výborné, B – velmi dobré, C – dobré, D – špatné, E – velmi špatné

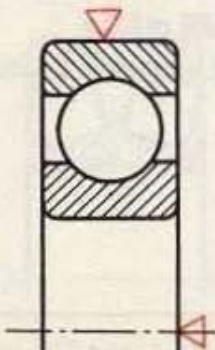
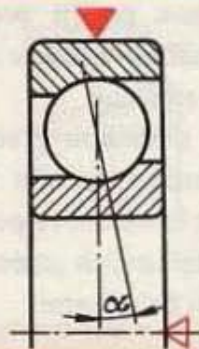
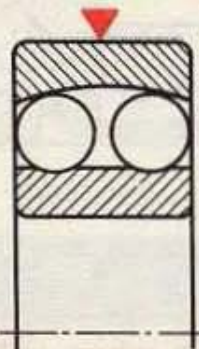
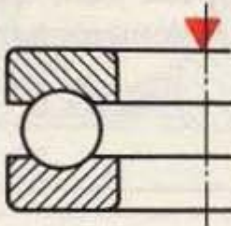
Valivá ložiska

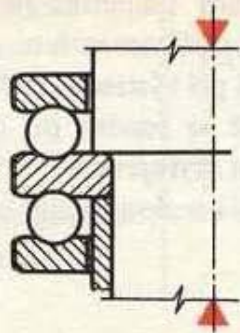
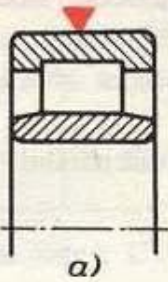
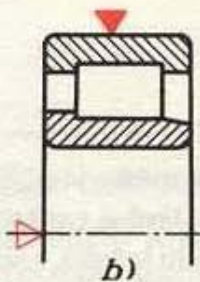
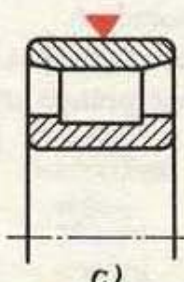
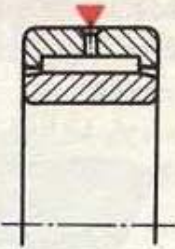
U valivých ložisek neklouže čep v pánvi (pouzdru) ložiska, nýbrž se odvaluje na rotačních tělískách, např. kuličkách, válečcích apod.; tím se nahradí smykové tření menším třením valivým. Součásti valivého ložiska a jejich názvy jsou na obr. 180.

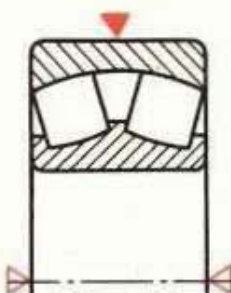
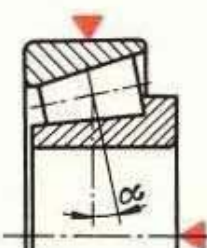
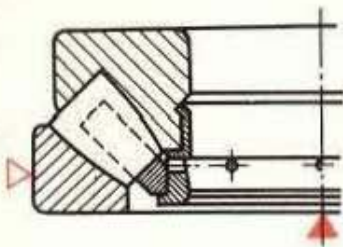
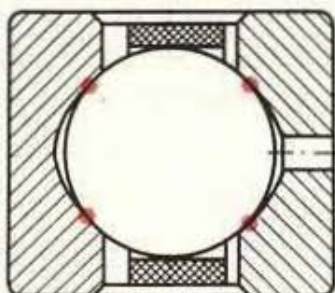


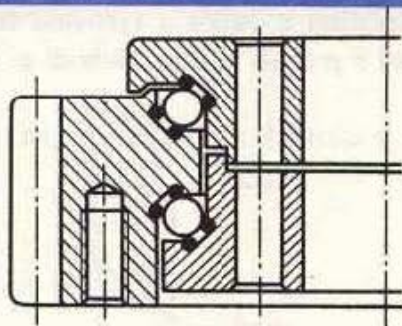
Obr. 180. Součásti valivého ložiska a jejich názvy

Tab. 103. Valivá ložiska (Červené trojúhelníky značí směr možného zatížení ložiska – nevyplněný trojúhelník značí menší zatížení, vyplněný značí větší a velká zatížení.)

Kuličková ložiska	Jednořadé kuličkové ložisko ČSN 02 4633 až 02 4642 	Nejčastěji používané ve všech průmyslových oborech; levné, snáší poměrně velká zatížení jak v radiálním, tak axiálním směru. Kuličky se vloží při výstředné poloze obou kroužků, stejnoměrně se rozdělí po obvodě, vloží se dvoudílná klec a snýtuje se. Ložisko radiální s malou axiální únosností.
	Jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem ČSN 02 4643 až 02 4645 	Čím větší je stykový úhel α, tím větší je axiální únosnost v jednom směru. Hodí se pro velmi přesná uložení, např. u vybrušovacích vřeten, pracovních vřeten obráběcích strojů, u přístrojů apod. Ložisko radiálně axiální v jednom směru.
	Dvouřadé kuličkové naklápěcí (samostavné) ložisko ČSN 02 4650 až 02 4654 	Na vnějším kroužku je oběžná dráha kulová, což umožňuje naklápění vnitřního kroužku s kuličkami kolem středu ložiska, aniž se tím naruší správná funkce ložiska. Únosnost je jen o málo větší než u ložisek jednořadých. Užití tam, kde se předpokládá větší úchylka souososti děr, popř. průhyb hřídele
	Jednosměrně axiální kuličkové ložisko ČSN 02 4730 až 02 4733 	Zachycuje osovou sílu jen v jednom směru. Aby se zatěžující síla rozdělila rovnoměrně na všechny kuličky, musí být čelní dosedací plocha skříňového kroužku kolmá k ose hřídele. Není vhodné pro vysoké otáčky a nemůže přenášet radiální zatížení

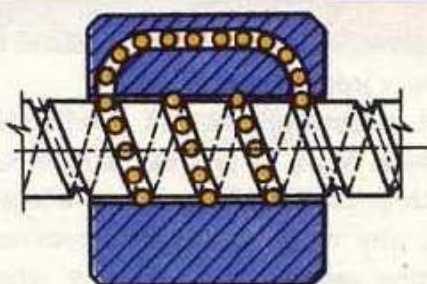
Kuličková ložiska	Obousměrné axiální kuličkové ložisko ČSN 02 4738 až 02 4740 	Zachycuje osovou sílu v obou směrech. Skříňové kroužky jsou stejné jako u jednosměrného ložiska, střední hřídelový kroužek má oběžné dráhy po obou stranách. Je vhodné pro nižší otáčky. Radiální zatížení nemůže přenášet
Válečková ložiska	Jednořadé válečkové ložisko ČSN 02 4671 až 02 4676 typ NU  a) typ NJ  b) typ N  c)	Válečky jsou axiálně vedeny přírubami jednoho z kroužků. Klec je udržuje v přírubovém kroužku, i když se volný kroužek sejme. Ve srovnání se stejně velikými kuličkovými ložisky mají o 60 % vyšší únosnost. V případě pevného uložení kroužků se mohou použít pro vysoké otáčky. Jsou tužší než kuličková, takže se hodí i pro proměnlivé a rázové zatížení. Typy NU a NJ nemohou přenášet axiální zatížení, typ N je může přenášet v jednom směru. Volný kroužek je lehce osově posuvný, což umožňuje vyrovnání délkových změn způsobených dilatací a výrobními úchylkami
	Jehlové ložisko ČSN 02 4696 	Vysoká přesnost a tuhost, malá stavební výška. Hodí se pro nižší otáčky, kývavý pohyb a nárazové zatížení, např. uložení pístních čepů, výkyvných pák, kladek apod. Pro zmenšení stavební výšky možno vypustit jeden nebo oba kroužky, za předpokladu, že úložné plochy na hřídeli i v rámu budou kalené

Válcková ložiska	Dvouřadé soudečkové ložisko ČSN 02 4703 až 02 4708 	Osa vnitřního kroužku se může vychýlit vzhledem k ose vnějšího kroužku a vyrovnat tím úchylku souososti a průhyb hřídele. Nehodí se pro vysoké otáčky. Výroba je náročná, ložiska jsou drahá
	Kuželikové ložisko ČSN 02 4720 až 02 4725 	Může přenášet kombinované zatížení, tj. radiální i axiální, v jednom směru. Axiální zatížitelnost vzrůstá s velikostí stykového úhlu α. Má-li se přenášet axiální síla v obou směrech, použije se dvojice těchto ložisek a seřizuje se tak, aby měla po dosažení provozní teploty nepatrnou osovou vůli, řádově v setinách milimetru. Rozsáhlé použití, např. u kol automobilů, traktorů, v převodových a rozvodových skříních
	Axiální soudečkové ložisko ČSN 02 4760 až 02 4762 	Velmi únosné ložisko. Může přenášet určité síly i v radiálním směru. Vyžaduje mazání olejem. Použití: u velkých převodových skříní, pro axiální vedení válců válcovacích stolic, u vertikálních elektrických strojů točivých
Zvláštní druhy	Čtyřbodové ložisko 	Kulička se dotýká každého z kroužků ve dvou bodech – zvyšuje se radiální únosnost. Vnější dělený kroužek umožní vložení velkého počtu kuliček – dobrá axiální únosnost. Velikost radiální a axiální vůle se reguluje vzdáleností obou dílů vnějšího kroužku. Hodí se pro vysoké otáčky

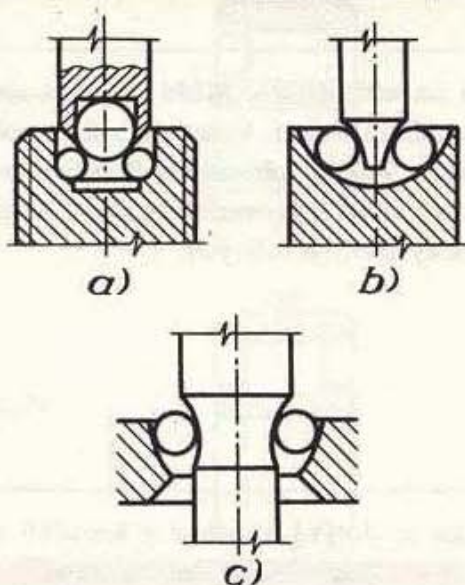
Drátové ložisko

Oběžné dráhy jsou vytvořeny zakalenými ocelovými a přesně obroběnými dráty.

Použití u velkorozměrných ložisek, výhodná je nízká cena

Kuličkový šroub

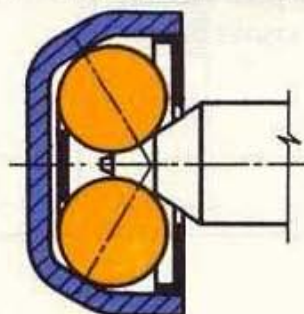
Kuličky cirkulují v uzavřeném obvodu. Část jich přenáší síly v zatíženém pásmu, na jeho konci vyběhají a vrací se opět na počátek volným posunem zpětným kanálem

Násypné ložisko

Vyrábějí se s vnějším průměrem $D = 1,8$ mm pro hřídele průměru $d = 0,32$ mm.

Mohou zachytit axiální zatížení až 1 N.

Aby bylo malé tření – jen 3 kuličky

Miniaturní ložisko bez vnitřního kroužku

Kuličky jsou v plechové misce. Nejmenší ložiska tohoto typu mají $D = 1,1$ mm a šířku $B = 0,7$ mm

Tab. 104. Přehled použitelnosti valivých ložisek

	Valivá ložiska					
	kuličková jednořadá	kuličková dvouřadá opěrná	válečková jednořadá	válečková dvouřadá naklápečí	kuželíková	kuličková jednosměrná- axiální
Únosnost radiální axiální	střední malá	střední střední	vysoká malá	vysoká střední	vysoká vysoká	— velká
Obvodová rychlost čepu (m s^{-1}) do 1 do 3 do 15 nad 15	velmi dobře vyhovuje	vyhovuje velmi dobře				
		vyhovuje	vyhovuje	vyhovuje	vyhovuje	vyhovuje
Teplota ložiska ($^{\circ}\text{C}$) do 0 do 100 nad 200	vyhovuje nevhodné	vyhovuje nevhodné	vyhovuje nevhodné	vyhovuje nevhodné	vyhovuje nevhodné	vyhovuje nevhodné
Třecí odpor statický kinetický	velmi nizký	velmi nizký	velmi nizký	velmi nizký	velmi nizký	velmi nizký
Trvanlivost	střední	střední	velká	velká	střední	střední
Tlumení vibrací	—	—	—	—	—	—
Hlučnost při vyšších otáčkách	značná	velká	značná	velká	velká	—

Účel valivých ložisek je stejný jako kluzných ložisek. Liší se od sebe konstrukcí a mají proti kluzným ložiskům tyto výhody:

1. Menší tření i při rozběhu.
2. Přenášejí velká zatížení i při rozběhu a doběhu.
3. Nepotřebují záběh.
4. Jsou odolná proti zadření, mají malou spotřebu maziva.
5. Mohou pracovat i při vysokých teplotách.
6. Montáž, údržba, popř. výměna poškozeného ložiska je snadná, ložiska jsou běžně dostupná.

Použití valivých ložisek je velmi široké. Není však možno jednoznačně vymezit jejich použitelnost ve srovnání s kluznými ložisky. Při volbě druhu ložiska je nutno

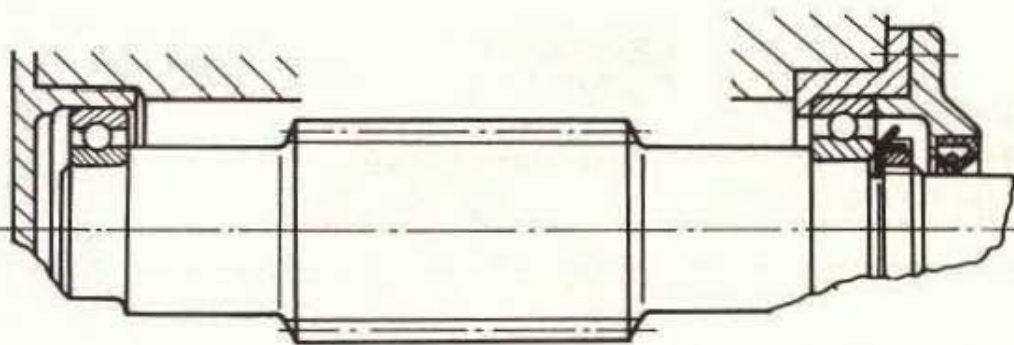
brát zřetel na všechny požadavky jak z hlediska technického, tak ekonomického. Někdy rozhodují i zkušenosti a tradice.

Druhy valivých ložisek (*tab. 103*)

Vhodnost použití valivých ložisek je v *tab. 104*.

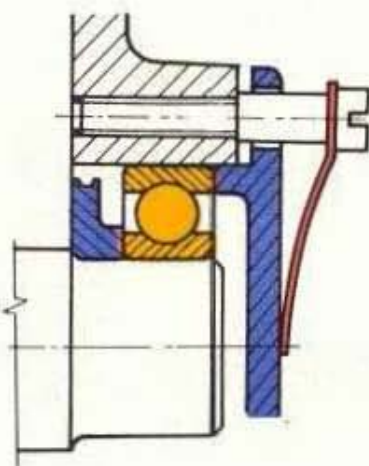
Konstrukce uložení

Návrh druhu ložisek a konstrukce uložení se obvykle porovnává podle konstrukcí, které se v praxi osvědčily. Typické příklady bývají systematicky uspořádány v katalozích ložisek (viz Doporučená literatura a normy a obr. 181 až 185).



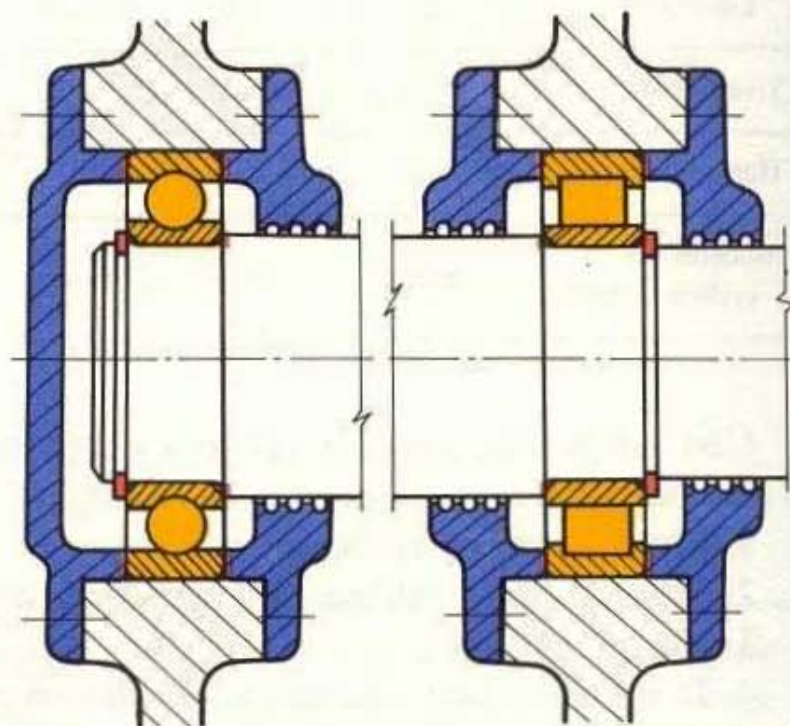
Obr. 181. Uložení hřídele šneku

Pravé ložisko je ve skříni pevně, zajišťuje polohu hřídele, přenáší axiální sílu (proto je větší); vnější kroužek je uložen posuvně pro vyrovnání tepelných dilatací



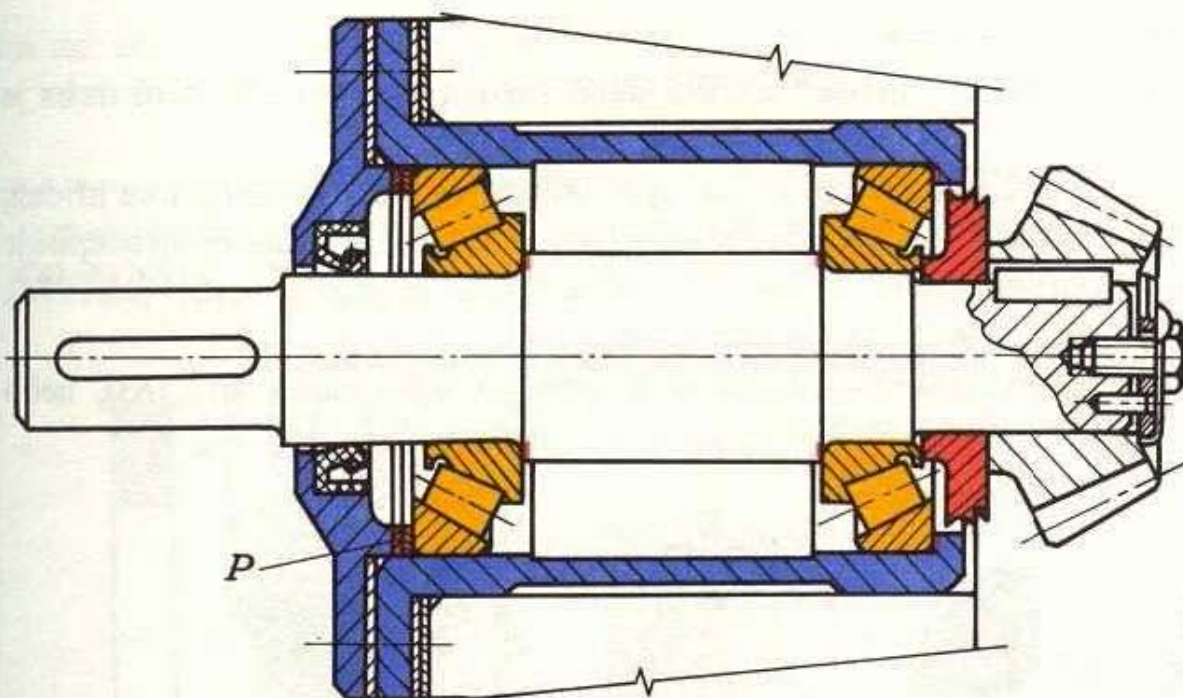
Obr. 182. Víčko s pružinou

Vymezuje vnitřní vůli; přesný, tichý, klidný chod; používá se u elektromotorů



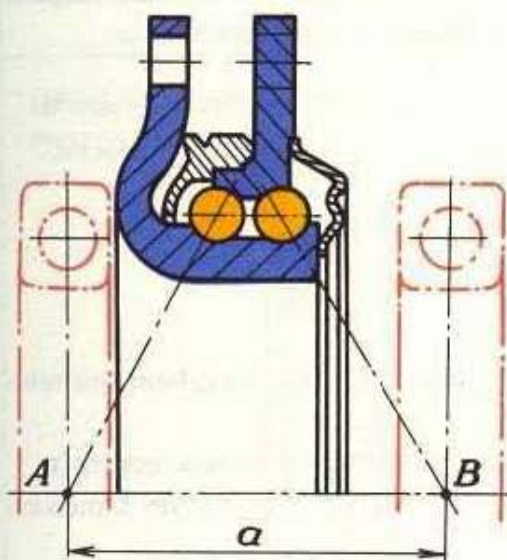
Obr. 183. Hřidel elektromotoru

Na vyčnívajícím konci je velmi zatížená řemenice. Válečkové ložisko umožňuje posunutí způsobené tepelnou roztažností. Všechny kroužky jsou pevné



Obr. 184. Uložení kuželového pastorku

Vůle v kuželíkových ložiskách se vymezí podložkami *P*. Obě ložiska jsou v axiálně posuvném pouzdře pro seřízení vůle soukolí



Obr. 185. Uložení kola automobilu
Nově vyvinuté ložisko s kosoúhlým stykem, jímž je dosaženo stejných vlastností jako při uložení ve dvou jednořadých kuličkových ložiskách vzdálených o rozměr *a*

Radiální upevnění kroužků ložisek

Otvor vnitřního kroužku ložiska je v soustavě jednotné díry, povrch vnějšího kroužku má toleranci jednotného hřídele. Zásadně musí být dodržena podmínka: Kroužek s *obvodovým* a *neurčitým* zatížením musí být uložen *pevně*.

Kroužek s *bodovým* zatížením může být uložen *suvně*.

Úchylka tvaru, tj. přípustná ovalita a kuželovitost hřídele a díry v tělese nesmí překročit polovinu rozměrové tolerance.

Do skříní z lehkých slitin musí být vnější kroužek vždy nalisován; velmi zatížená ložiska s vnějším průměrem $D > 70$ mm jsou uložena v ocelovém pouzdře zalisovaném ve skříní.

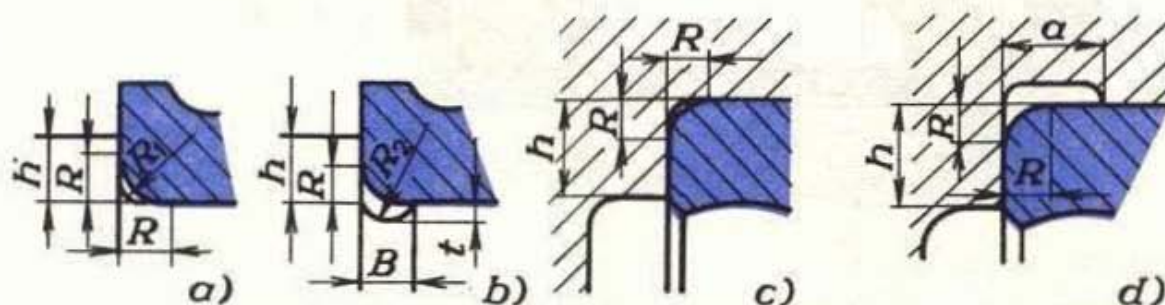
Lícování čepů i děr předepisuje norma ČSN 02 4620.

Axiální upevnění kroužků ložisek

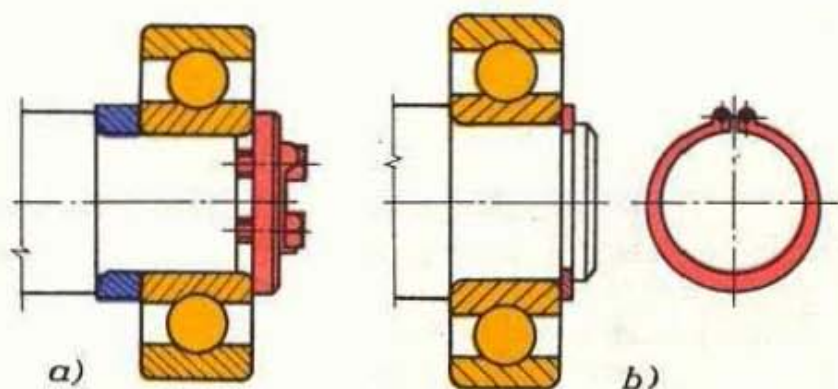
Nepůsobí-li na koncové ložisko axiální nebo rázová radiální síla, není třeba je pojišťovat.

V opačném případě se na jedné straně opře vnitřní kroužek o osazení na hřídeli, vnější kroužek o osazení ve skřini (rámu) (obr. 186, 187), rozměry předepisuje ČSN 02 4604. Na druhé straně se vnitřní kroužek stáhne pojistnou maticí (obr. 178). Vnější kroužek se zajistí dosedací plochou víka.

Často demontovaná ložiska se upevňují pomocí upínacích (obr. 188), nebo stahovacích pouzder.

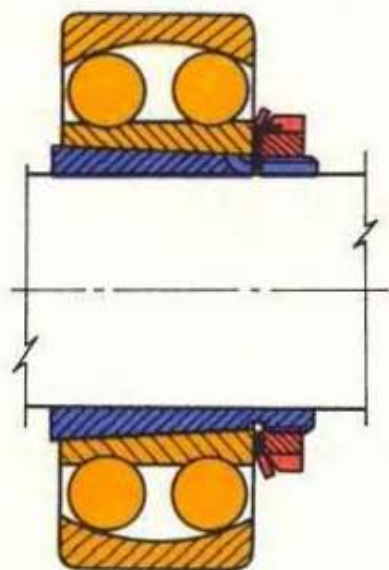


Obr. 186. Osová zajištění vnitřního a vnějšího kroužku ložiska – opřením vnitřního kroužku na hřídeli a) o osazení s přechodovým poloměrem R_1 , R , b) o osazení s odlehčovacím zápichem; – opřením vnějšího kroužku ve skřini, c) o osazení s přechodovým poloměrem R_1 , d) o osazení se zápichem šířky a



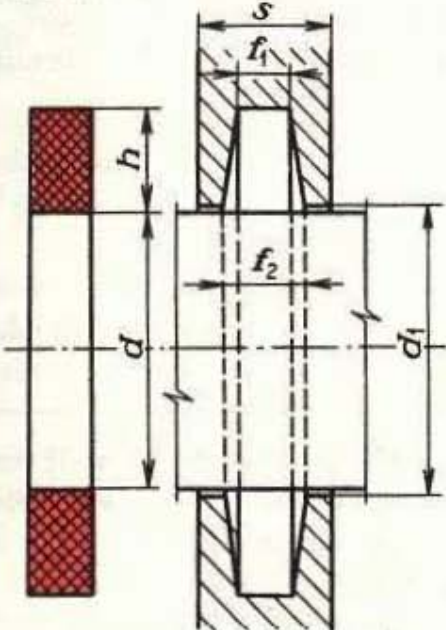
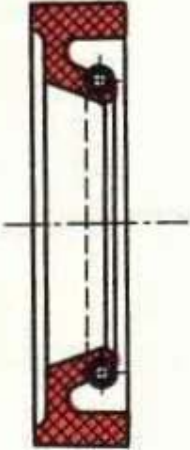
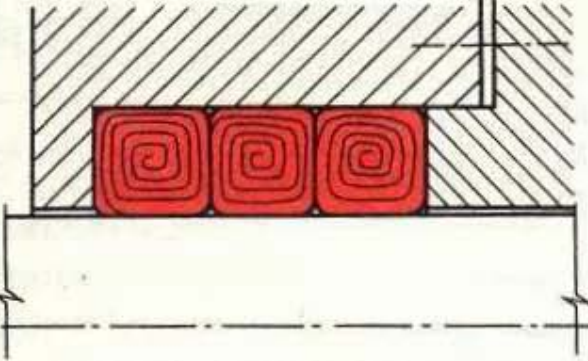
Obr. 187. Osové zajištění vnitřního kroužku

a) koncovou deskou a rozpěrným kroužkem, b) pojistným kroužkem

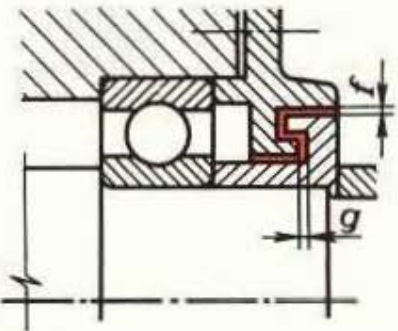
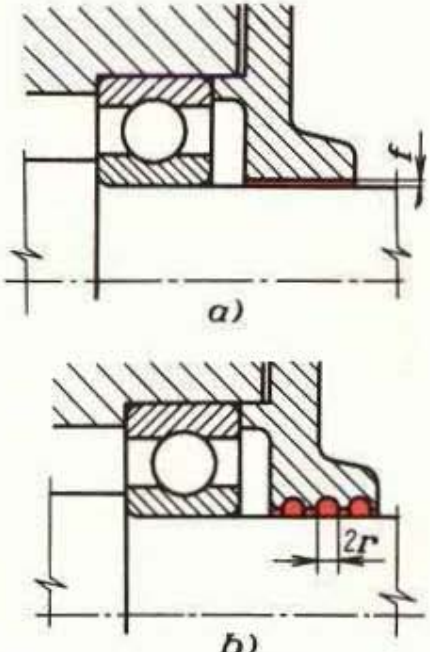


Obr. 188. Upínací pouzdro
Vhodné zejména pro delší hřídele bez osazení

Tab. 105. Druhy těsnění rotujících součástí

Těsnění třecí		
Plstěný kroužek ČSN 02 3655 	K utěsnění tuku pro teploty -40 až $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$, pro $v = 4$ až 5 m s^{-1} jemně soustružený povrch, pro $v = 6$ až 8 m s^{-1} broušený a lapovaný povrch. Před montáží napustit horkým válcovým olejem	Nevhodný pro velmi prašné prostředí. Velké tření
Hřídelový těsnicí kroužek „Gufero“ ČSN 02 9401 	Pro teploty do $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $v = 10\text{ m s}^{-1}$	Dost velké tření
Ucpávkové těsnění 	Při vysokých požadavcích na těsnost ložiska např. proti vodě, která má určitý přetlak	Velké tření, nutno občas dotáhnout

Těsnění bezdotyková

Štěrbinové těsnění pro těsnění tuku 	Účinnost lze zlepšit prodloužením štěrbin a radiálními drážkami, které se vyplní po montáži plastickým mazivem	Malá odolnost proti jemnému prachu a vlhkosti
Labyrintové těsnění 	Účinné těsnění při vyšších rychlostech a prašném prostředí. Účinnost se zvyšuje počtem labyrintů nebo prodloužením těsnících mezer. Labyrinty se vyplní plastickým mazivem	Malé tření a opotřebení

Utěsnění otáčejících se součástí

Aby se zabránilo unikání maziva a vnikání nečistot a vlhkosti, musí se ložiskový prostor utěsnit. Používají se těsnění třecí, bezdotyková a kombinovaná (tab. 105). Nevhodně vyřešeným těsněním by mohlo dojít k velkým ztrátám maziv, a tím k případnému zadření ložiska.

Výpočet valivých ložisek

Volba druhu a velikost valivého ložiska je závislá na zatížení, žádané trvanlivosti a únosnosti, otáčkách a provozních poměrech. Kromě toho je nutno brát v úvahu konstrukční řešení, tj. prostorové možnosti, přesnost uložení, provozní teplotu,

Tab. 106. Definice pojmů pro výpočet valivých ložisek

Ekvivalentní statické zatížení F_0 (N)	Myšlené radiální nebo axiální zatížení, které vyvolá ve stykovém místě ložiska stejnou trvalou deformaci jako skutečné zatížení
Ekvivalentní dynamické zatížení F (N)	Myšlené neproměnné radiální nebo axiální zatížení, které má stejný vliv na trvanlivost ložiska jako skutečné zatížení
Základní trvanlivost L (10^6 ot) L_h (h)	Trvanlivost, kterou dosáhne nebo překročí 90 % ložisek ze zkušební skupiny (20 až 30 kusů). Většina ložisek má trvanlivost větší
Základní dynamická únosnost C (N)	Je to takové neproměnné zatížení, při jehož působení dosáhne většina zcela stejných ložisek základní trvanlivosti 10^6 otáček
Základní statická únosnost C_0 (N)	Je to zatížení, které vyvolá ve stykovém místě nejvíce zatíženého valivého tělíska ložiska trvalou celkovou deformaci o velikosti 0,0001 průměru valivého tělíska
Bezpečnost ložiska při statickém zatížení k_0	Je to poměr základní statické únosnosti a maximálního statického ekvivalentního zatížení $k_0 = C_0 / F_{0 \max}$

Tab. 107. Staticky namáhaná valivá ložiska (malé otáčky nebo kývavý pohyb)

Zadané, volené a vypočtené hodnoty	Vzorec
Radiální zatížení F_{r0} a axiální zatížení F_{a0} Součinitel radiální X_0, axiální Y_0 Ekvivalentní zatížení F_0 Bezpečnost ložiska $k_0 = 1$ až $1,5$ Požadovaná únosnost C_0	$X_0 = 0,6; Y_0 = 0,5$ $F_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}$, $F_0 = F_{a0}$ pro axiální kuličková ložiska, $F_0 = F_{a0} + 2,7F_{r0}$ pro axiální soudečkové ložisko $C_0 = F_0 \cdot k_0$

Tab. 108. Dynamicky namáhaná valivá ložiska

Zadané, volené a vypočtené hodnoty	Vzorec
Druh a způsob zatižení vnitřního kroužku Rotační součinitel V (viz ST) Radiální zatižení F_r a axiální zatižení F_a Součinitel radiální X a axiální Y	U kuličkových ložisek s koso- úhlým stykem je přídavná osová síla od sklonu drah $F_a = 0,5F_r/Y$
	V, X, Y (viz ST)
Ekvivalentní zatižení F	$F = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$, $F = F_a$ pro axiální kuličková ložiska, $F = F_a + 1,2F_r$ pro axiální soudečková ložiska
Trvanlivost L Požadovaná únosnost C	$C = F \cdot L^{1/3}$ pro kuličková ložiska, $C = F \cdot L^{3/10}$ pro válečková ložiska

vnitřní vůli ložiska, požadavek na jednoduchost montáže, mazání, těsnění, požadavky na malé tření a minimální hlučnost.

Definice pojmů potřebných k výpočtu valivých ložisek (tab. 106). Obecné schéma výpočtu valivých ložisek je v tab. 107, 108.

Příklad výpočtu. Určete jednořadé kuličkové ložisko mazané tukem, je-li průměr hřídele $d = 60$ mm, při otáčkách hřídele $n = 16 \text{ s}^{-1}$, radiální složka zatižení $F_r = 6$ kN, axiální složka zatižení $F_a = 2,2$ kN, požadovaná trvanlivost $L_h = 10\,000$ provozních hodin. Vnitřní kroužek je zatížen obvodově ($V = 1$). Provozní poměry a požadavky na chod jsou normální.

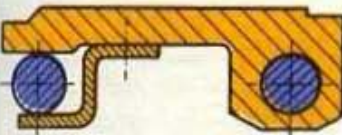
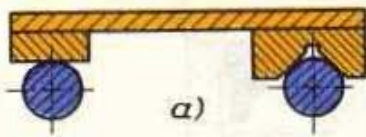
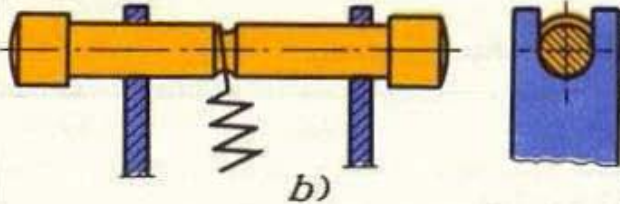
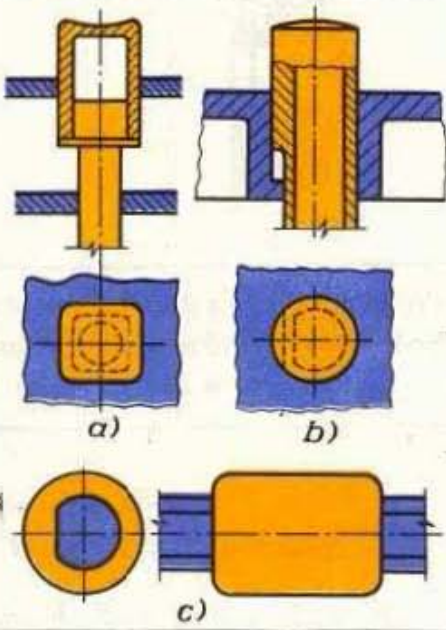
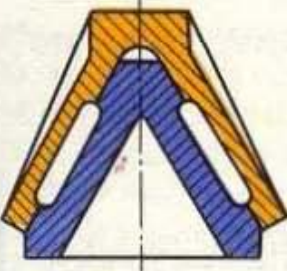
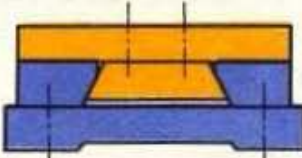
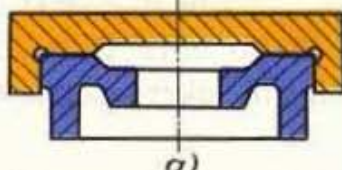
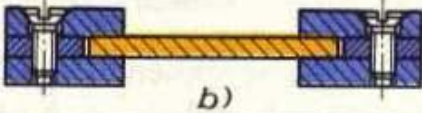
1. Pro vyhledání součinitelů X, Y je třeba znát:

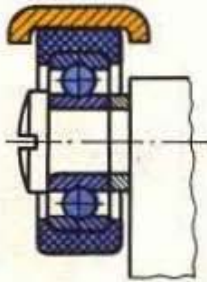
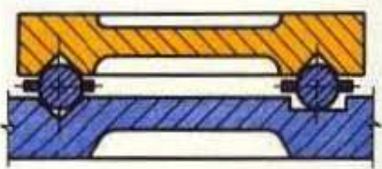
$$C_0 = F_0 = 0,6F_r + 0,5F_a = (3\,600 + 1\,100) \text{ N} = 4\,700 \text{ N},$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2\,200 \text{ N}}{4\,700 \text{ N}} = 0,468, \quad \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{2\,200 \text{ N}}{1 \cdot 6\,000 \text{ N}} = 0,367,$$

$$X = 1, \quad Y = 0 \quad (\text{ze ST}).$$

Tab. 109. Přehled druhů vedení

Kluzná vedení		
Válcová vedení		
s jedním uzavřeným a jedním otevřeným vodicím prvkem	s dvěma otevřenými vodicími prvky	s jednou válcovou plochou
	 	
Levná vedení s možností výroby s libovolnou přesností. Použití v přesné mechanice, přístrojové technice, např. tlačítka, ovládací prvky (a, b), tárovací závaží (c). Tato vedení se provádějí rovněž bez zajištění proti pootočení.		
Hranolovitá vedení		
prizmatická	lichoběžníková	obdélníková
		 
Použití v přesné mechanice a u loží obráběcích strojů	Použití v přesné mechanice, stavbě strojů a u měřicích přístrojů	Uzavřená vedení mohou pracovat v jakékoliv poloze, jsou chráněna před nečistotami. Použití např. u posuvných měřidel, logaritmických pravítek apod. a) otevřené vedení, b) uzavřené vedení

Valivá vedení		
Vedení kladkami		Vedení valivými tělisky
U profilem	kruhovou tyčí	
		
Pro lehký posun s dostatečnou přesností, pro větší zatížení. Vedení není citlivé na změny teploty. Používá se např. u psacích strojů, měřicích přístrojů apod.		

2. Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$F = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 6\,000 \text{ N} + 0 \cdot 2\,200 \text{ N} = 6\,000 \text{ N}.$$

3. Základní trvanlivost ložiska:

$$L = \frac{3\,600n}{10^6} \cdot L_h = \frac{3\,600 \cdot 16 \text{ s}^{-1}}{10^6} \cdot 10^4 \text{ h} = 576 \text{ miliónů otáček},$$

$$C = F \cdot L^{1/3} = 6 \text{ kN} \cdot 576^{1/3} = 50 \text{ kN}.$$

4. Zvolí se ložisko pro nejbližší vyšší C :

Ložisko 6312 ČSN 02 4637: $C_0 = 49\,000 \text{ N}$, $C = 64\,000 \text{ N}$, dovolené otáčky pro mazání tukem jsou $n = 80 \text{ s}^{-1}$ (vše ze ST).

5.3.2 Vedení

Vedení je spojení dvou součástí, které zajišťuje posuvný, nejčastěji přímočarý pohyb. Přehled základních druhů vedení je v tab. 109.

5.3.3 Provoz, údržba, renovace uložení

Po montáži a naplnění ložiskového prostoru mazivem se provede zkušební chod. Ložiska rychloběžných strojů se mají zabíhat při nízkých otáčkách.

Většina vhodně volených a správně namontovaných ložisek nevyžaduje až na

pravidelné domazávání téměř žádnou obsluhu. Dohled na ložiska se omezuje na občasné odposlouchávání ložisek a kontrolu teploty.

Ložisko, u kterého se v provozu projeví závada, musí se demontovat a vyšetřit příčina, aby bylo možno učinit opatření zabráňující opakování závady.

Kluzná ložiska se *renovují* vyléváním pánví ložiskovým kovem. Potom se vyvrtají nebo vystruží, popř. se zaškrabáním ložisko slícuje s čepem hřídele.

OTÁZKY A ÚKOLY

5.3.1 Ložiska

1. Vysvětlete druhy tření na *obr. 164*.
2. Proč musí mít kluzná ložiska vůli mezi čepem a pouzdem (pánví)?
3. Jaké znáte způsoby mazání ložisek?
4. Jak jsou na strojích vyznačena mazací místa?
5. Co je to ložisko hydrostatické a hydrodynamické?
6. Čemu se říká zadření ložiska a jak k němu dojde?
7. Jaké jsou požadavky na materiál ložiskových pouzder a výstelek pouzder a pánví?
8. Které materiály jsou vhodné na kluzné plochy kluzných ložisek a které se nejčastěji používají? Porovnejte je z hlediska ceny a z hlediska dostupnosti.
9. Závod dosud vyráběl ložisková pouzdra z cínového bronzu z plného materiálu. Na pouzdro spotřeboval 30 mm bronzové tyče o průměru 50 mm. Nyní používá normalizovaná pouzdra s bronzovou výstelkou 36 H8 $\times$ 42 r6 $\times$ 26 ČSN 02 3495.2 (viz ST). Kolik % barevného kovu ušetří? Jaký je národohospodářský význam úspory barevných kovů? [97 %]
10. Vypočítejte rozměry radiálního kluzného ložiska s kroužkovým mazáním (str. 212) pro zatížení $F = 25 \text{ kN}$, $n = 350 \text{ min}^{-1} \doteq 5,83 \text{ s}^{-1}$. Volte $\lambda = l/d = 1$, $p_D = 2,5 \text{ MPa}$. [$d = l = 100 \text{ mm}$, $p \cdot v = 4,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} < (p \cdot v)_D$]
11. Převodový hřídel pračky o průměru 20 mm je uložen v polyamidovém radiálním ložisku o nosné délce 25 mm. Zatížení ložiska je 400 N a otáčky hřídele $n = 125 \text{ min}^{-1} \doteq 2,08 \text{ s}^{-1}$. Zkontrolujte únosnost ložiska, je-li $(p \cdot v)_D = 0,156 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$. [$0,105 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$, ložisko vyhovuje]
12. Kdy je výhodnější použít valivé a kdy kluzné ložisko?
13. Jak se rozdělují valivá ložiska podle tvaru valivých tělísek a podle směru zatěžující síly? Naskicujte je.
14. Která valivá ložiska použijete, je-li nebezpečí prohnutí hřídele?
15. Z kterých částí se skládá valivé ložisko?
16. Vysvětlete, co znamená bodové a co obvodové a neurčité zatížení kroužku.
17. Proč je nutno ložiska na hřídeli utěsňovat a jaké jsou nejvýhodnější způsoby utěsnění?
18. Co se může stát, jestliže se hřídelové těsnění špatně namontuje?
19. Co je to statická a co dynamická únosnost valivých ložisek? Co je to trvanlivost ložiska?
20. Vypočítejte trvanlivost kuličkového ložiska 6212, které má přenášet radiální sílu $F_r = 4 \text{ kN}$ a osovou sílu $F_a = 1,25 \text{ kN}$, otáčky $n = 1\,000 \text{ min}^{-1} \doteq 16,7 \text{ s}^{-1}$, obvodové zatížení vnitřního kroužku. [$F = 4,365 \text{ kN}$, $L_h = 14\,300 \text{ h}$]
21. Navrhněte dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem pro hřídel kuželového pastorku pro průměr čepu $d = 30 \text{ mm}$, který koná $n = 800 \text{ min}^{-1} \doteq 13,3 \text{ s}^{-1}$. Ložisko zachycuje síly $F_r = 2,5 \text{ kN}$ a $F_a = 0,75 \text{ kN}$. Vnitřní kroužek je zatížen obvodově ($e = 0,86$, $Y = 0,73$). Trvanlivost $L_h = 8\,000 \text{ h}$. [$F = 2,5 \text{ kN}$, $L = 383$ miliónů otáček, $C = 18,156 \text{ kN}$, ložisko 3206]

5.4 Hřídelové spojky

Hřídelové spojky (dále jen spojky) přenášejí krouticí (točivý) moment z hnacího stroje na hnaný nebo chrání hnací stroj před nebezpečím přetížení.

Spojky se vyrábějí ze šedé litiny, oceli na odlitky a oceli. U pružných spojek bývají spojující části také z pryže a plastů, u třecích spojek suchých se kovové plochy obkládají třecím materiálem složeným z mosazných drátků a osinku nebo kovokeramickým materiálem. Třecí materiály jsou známy pod názvy ferodo, z novějších Rubocol, porofrikt, diafrikt (viz kap. 6.2.1 Brzdy).

Při návrhu a konstrukci spojek je nutno dodržet zásady:

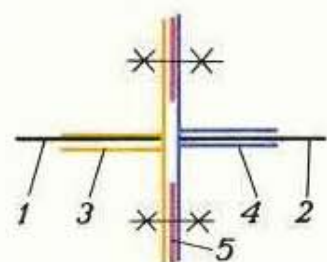
1. snadná rozebíratelnost,
2. co nejmenší hmotnost (pokud spojka nemá též funkci setrvačníku),
3. umístění co nejblíže k ložisku.

Aby byla zajištěna bezpečnost, nesmějí z rotujících součástí vyčnívat žádné výstupky, popř. se musí zakrýt krytem. Spojky jsou celé obrobené, bez ostrých hran, a při velkých otáčkách se vyvažují vývažky, umístěnými zpravidla v rybinovitých drážkách.

Největším výrobcem spojek v ČSSR je n. p. Přerovské strojírny v Přerově. Výroba spojek v uvedeném podniku navazuje na tradici strojírenského závodu, který vyrábí spojky od roku 1901. Více než 70 let zkušeností, pokrokové pojetí konstrukce, moderní výrobní technologie, úsilí dělníků a techniků vytváří velmi progresivní druhy spojek pro malé i velké výkony.

5.4.1 Návosloví hřídelových spojek

Návosloví spojek je v ČSN 02 6400. Rozlišuje hnací a hnaný člen jako součásti na hnacím a hnaném hřídeli. U některých spojek lze tyto dva členy vzájemně zaměnit. Norma určuje také význam spojujícího členu (*obr. 189*).



Obr. 189. Schéma spojky

1 – hnací hřídel, 2 – hnaný hřídel,
3 – hnací člen, 4 – hnaný člen,
5 – spojující člen

5.4.2 Výpočet spojek

Podle ČSN 02 6403 Hřídelové spojky. Točivé momenty a průměry vrtání nábojů se určují průměry hřídelů pro přenášené krouticí momenty.

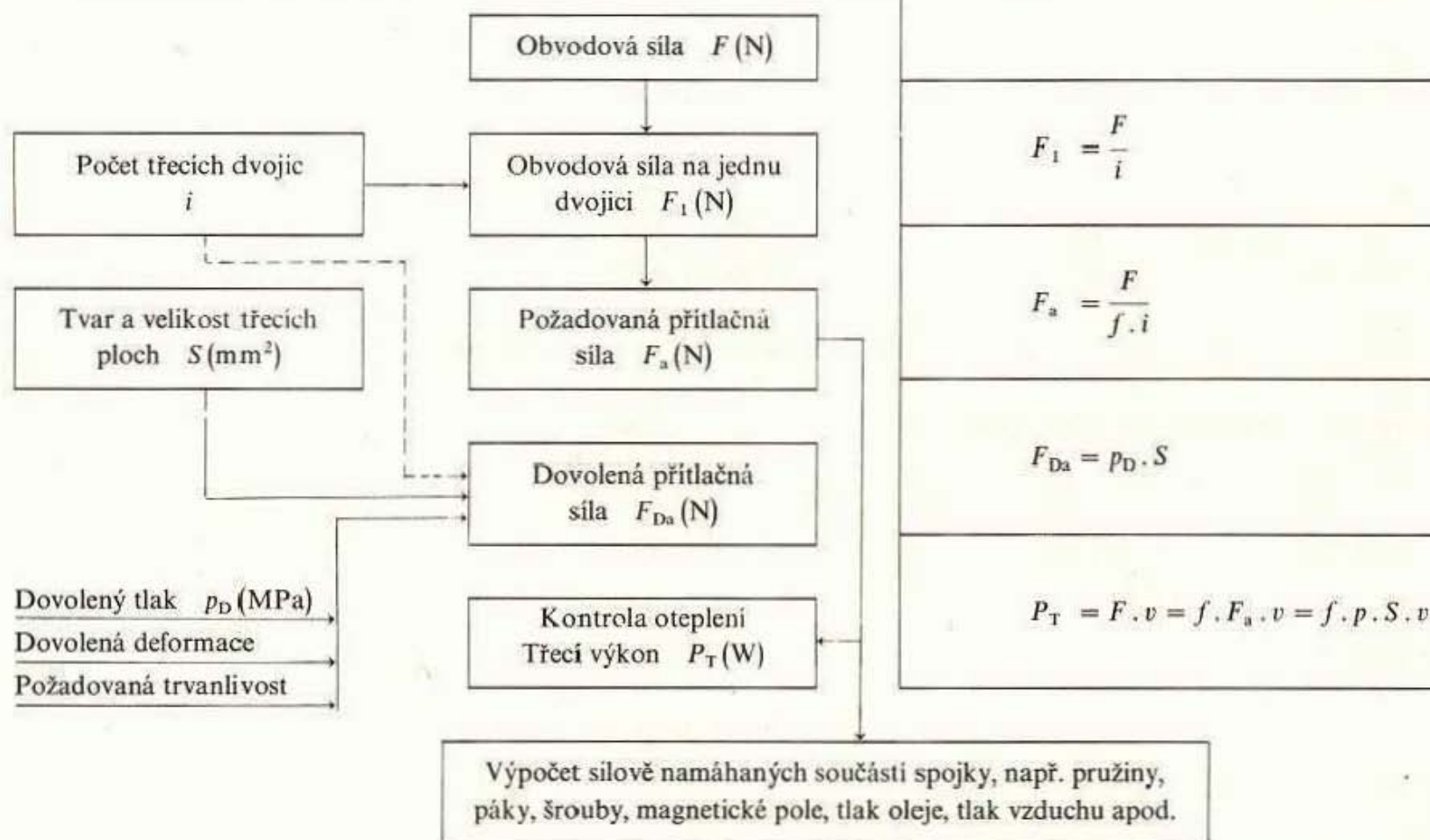
K dosažení spolehlivosti ústrojí je velmi důležité určit správný typ a velikost spojky. K tomu je nutné znát druh hnacího a hnaného stroje a velikost krouticího momentu.

Tab. 110. Výpočtové schéma hřídelové spojky

Obecné výpočtové schéma	
Zadané, volené a vypočtené hodnoty	Vzorec
Výkon P (W) Otáčky n (s^{-1}) ↓ Výpočtový krouticí moment M_v (N · m) ↓ Průměr hřídele d (mm) ↓ Střední průměr spojky D_s (mm)¹⁾ ↓ Obvodová síla F (N)	$M_v = K \frac{P}{\omega} = \frac{K \cdot P}{2\pi \cdot n}$
	$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_v}{\pi \cdot \tau_D}}$
¹⁾ Střední roztečný průměr tvarových spojovacích členů spojky nebo střední průměr třecích částí spojky	Střední průměr D_s z konstrukce, průměr náboje $D = (1,8 \text{ až } 2) d$ $F = \frac{2 \cdot M_v}{D_s}$
Výpočtové schéma pro spojky s tvarovým stykem (pokračování obecného výpočtu)	
Obvodová síla F (N) ↓ Obvodová síla na jeden spojovací element F_1 (N) ↓ Počet spojovacích elementů i ↓ Obvodová síla na jeden spojovací element F_1 (N)	$F_1 = \frac{F}{i}$

Pokračování

Výpočtové schéma pro spojky se silovým stykem (pokračování obecného výpočtu)



Poznámka. Měrný třecí výkon na jednotku plochy

$$P_{T1} = \frac{P_T}{S} = f \cdot p \cdot v$$

Dovolený měrný třecí výkon pro spojky:

$$P_{TD} = (f \cdot p \cdot v)_D \doteq 1 \text{ až } 3 \text{ W} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Nejčastěji se určí velikost spojky pomocí provozního součinitele K . Velikost výpočtového krouticího momentu spojky M_v se vypočte ze vztahu

$$M_v = K \cdot M,$$

kde K je provozní součinitel,

M – jmenovitý krouticí moment.

Provozní součinitel K se určí z ČSN 02 6208 podle druhu hnacího stroje a podle skupiny, do níž je zařazen hnaný stroj. Další postup výpočtu velikosti spojky je uveden ve schématu v *tab. 110*.

5.4.3 Rozdělení hřídelových spojek

Spojky se rozdělují podle ČSN 02 6400 takto:

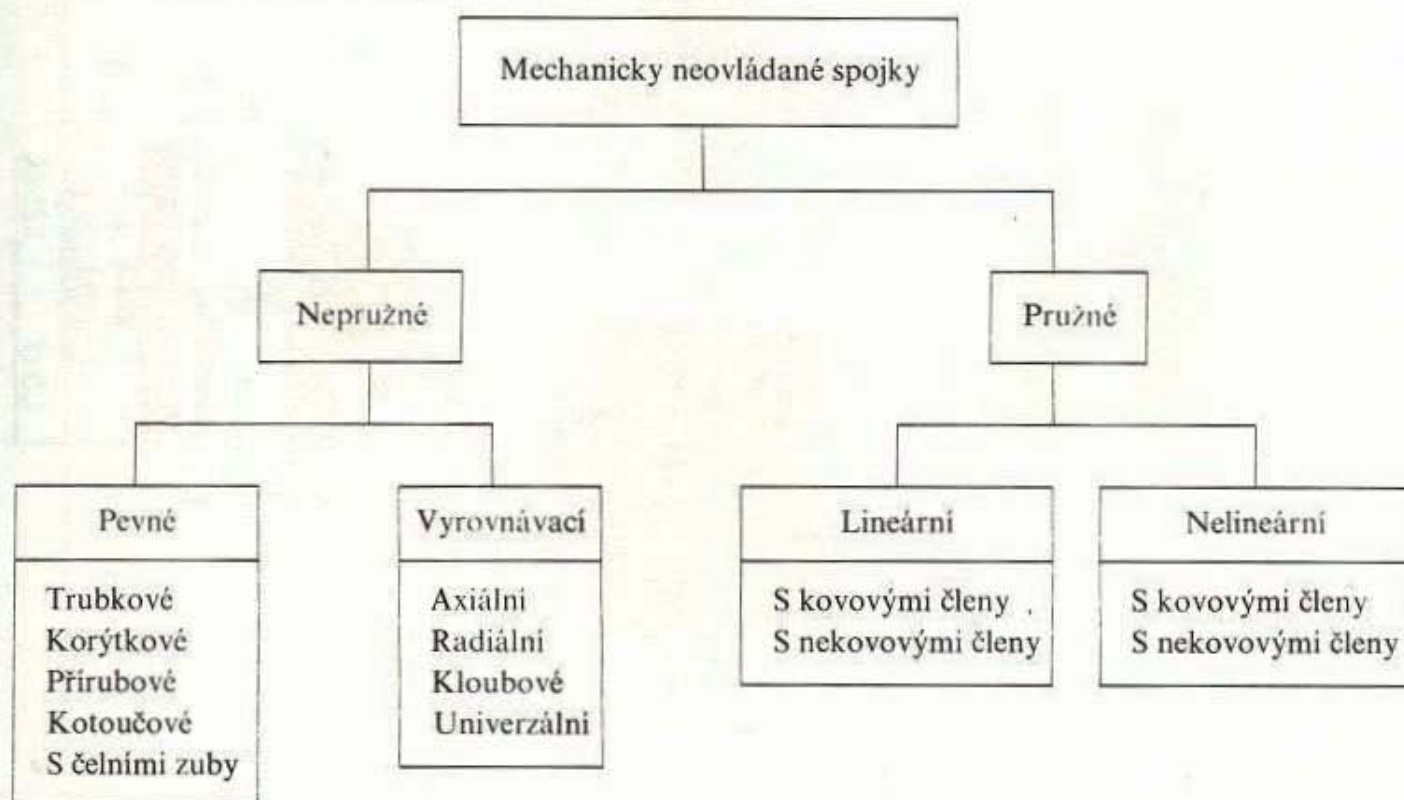
mechanicky neovládané,
mechanicky ovládané,
hydraulické,
elektrické,
magnetické.

Uvedené skupiny spojek se dále dělí na podskupiny, typy a druhy spojek, kromě magnetických spojek, které se dále nečlení.

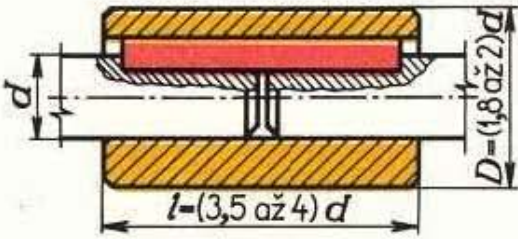
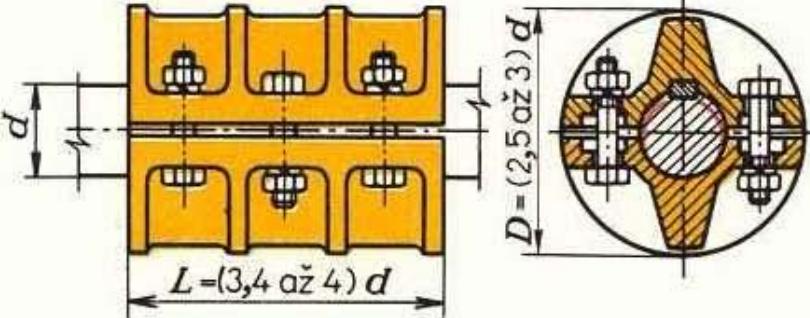
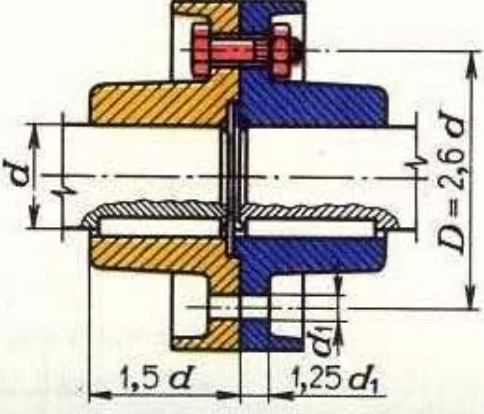
5.4.4 Mechanicky neovládané spojky (*tab. 111*)

Nepružné spojky

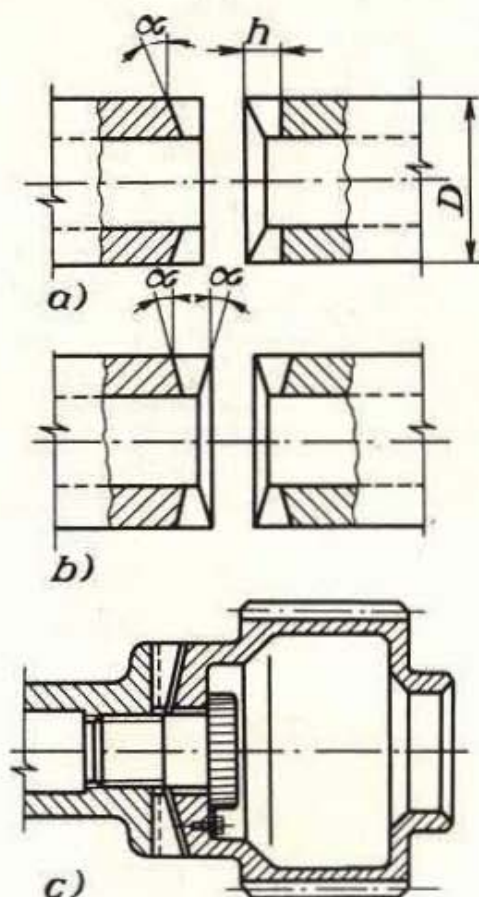
Tab. 111. Rozdělení mechanicky neovládaných spojek



Tab. 112. Druhy pevných spojek

Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Trubková spojka 	Na konec hřídelů se nasune dutý válec a upevní se klíny s nosem, kolíky nebo šrouby. Vyčnívající části nutno zakrýt	Jednoduché, levné spojení. Podle způsobu upevnění s tvarovým (kolíky, klíny) nebo silovým (šrouby) stykem. Montáž vyžaduje osové posunutí hřídele nebo dělená ložiska
Korýtkková spojka 	Dvě poloviny korýtkka jsou uloženy na hřídeli. Mezi oběma díly je mezera. Obě poloviny se stahují čtyřmi až osmi šrouby s vystřídáním hlavami. Jedno korýtko se zajišťuje perem proti pootočení	Spojení mezi hřídelem a spojkou je silovým stykem. Šrouby vyvinou takovou sílu, aby vzniklým třením byl přenášen krouťací moment. Šrouby nemají být namáhány smykem. Oba konce hřídele musí být stejného průměru. Při montáži není nutný osový posuv hřídelů
Kotoučová spojka s nákrůžkem 	Dva náboje s kotouči (přírubami) jsou nasazeny na koncích hřídelů. Zajištěny pery, klíny, nebo tlakovým spojem. Náboj jednoho kotouče je opatřen nákrůžkem, druhý výkrůžkem nebo bez nich, nebo mezi kotouči je disková vložka. Příruby bývají spojeny a k sobě přitisknuty licovanými šrouby pro případ prokluzu, nebo šrouby nelicovanými pro menší přenášené výkony (pouze silový styk)	Spojení se silovým stykem mezi oběma polovinami spojky. Šrouby nemají být namáhány smykem. Šrouby vyvinou takovou sílu, aby vzniklým třením mezi oběma polovinami spojky byl bezpečně přenášen krouťací moment. Možné spojení hřídelů různých průměrů; hodí se i pro velké výkony. Montáž vyžaduje posuv hřídele nebo dělená ložiska

Spojka s čelními zuby
(Hirthova)

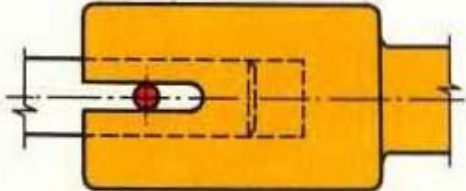
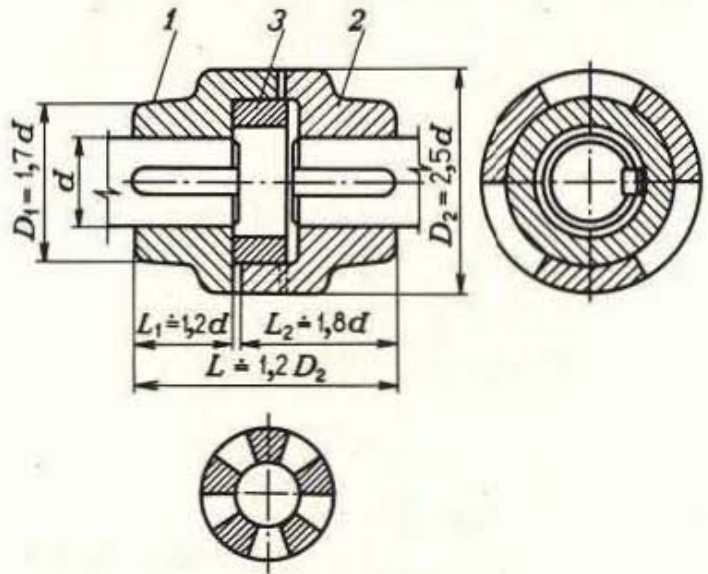


Na čelních plochách obou polovin spojky jsou zhotoveny ostré zuby profilu rovnostranného trojúhelníka, směřující radiálně: spojení zajišťuje napínací šroub působící osově. Kuželové čelní plochy jsou jednostranné, $\alpha = 15$ až 20° (obr. a), nebo na obou částech oboustranné (obr. b). Hloubka $h = 0,23D$ pro D do 30 mm, $h = 0,11D$ pro D od 30 do 60 mm, $h = 0,06D$ pro D od 60 do 120 mm, $h = 0,03D$ pro D přes 120 mm. Na obr. c jsou obě části pevně spojeny předepjatým šroubem. Rýhovaná hlava šroubu je pojištěna příložkou.

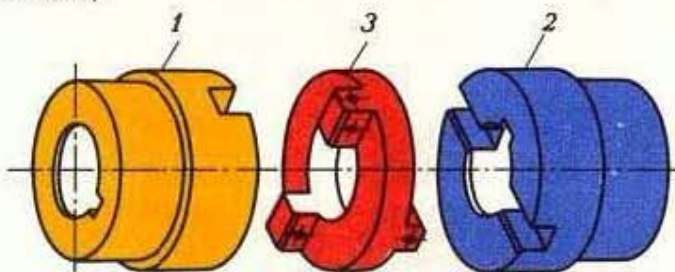
Spojka je namáhána krutem; dovolené napětí v krutu je: $\tau_D = 18$ až 33 MPa pro ocel 11 600, $\tau_D = 28$ až 45 MPa pro ocel 16 420. Zuby spojky jsou namáhány na ohyb a otláčení

Tvarové spojení dosažené šroubem nebo šroubem s předpětím. Poskytuje úsporu místa a materiálu. Má výrobně technické přednosti: např. čepy a ramena klikových hřídelů je možné vyrábět jednotlivě, odstranění vrubových účinků vznikajících použitím per, možnost snadné výměny opotřebovaných součástí a snadná montáž

Tab. 113. Druhy vyrovnávacích spojek

Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Axiální trubková spojka 	Hřídel uložen v otvoru hnaného hřídele s malou vůlí, připouštějící osový posuv (H8/f7); krouticí moment přenáší kolík. Kolík je v hřídeli pevně uložen, v trubce volně. Rozměry podle empirických vztahů	Pro malé krouticí momenty u přístrojů, malých čerpadel, různých pomocných zařízení s teplotními rozdíly, jako spojka dilatační. Spojení s tvarovým stykem
Axiální spojka ozubcová 	Skládá se ze dvou stejných polovin 1 a 2, na jejichž čelní ploše jsou zuby (lichý počet z důvodu současného opracování dvou zubních boků) a z lícované středící vložky 3 (H7/g7); nejčastěji z litiny, oceli. Rozměry z empirických vztahů	Pro větší krouticí momenty. Umožňuje posuv – dilataci. Spojení s tvarovým stykem. Oba konce hřídelů stejného průměru. Kontrola zubů na ohyb a otláčení, u menších jen na otláčení. Aby byl odpor při dilataci co nejmenší, je třeba spojky větších rozměrů opatřit účinným mazáním stykových ploch – u menších spojek mazání občasné. Velká náročnost na přesnou výrobu a přesnou montáž – vyrovnání os hřídelů

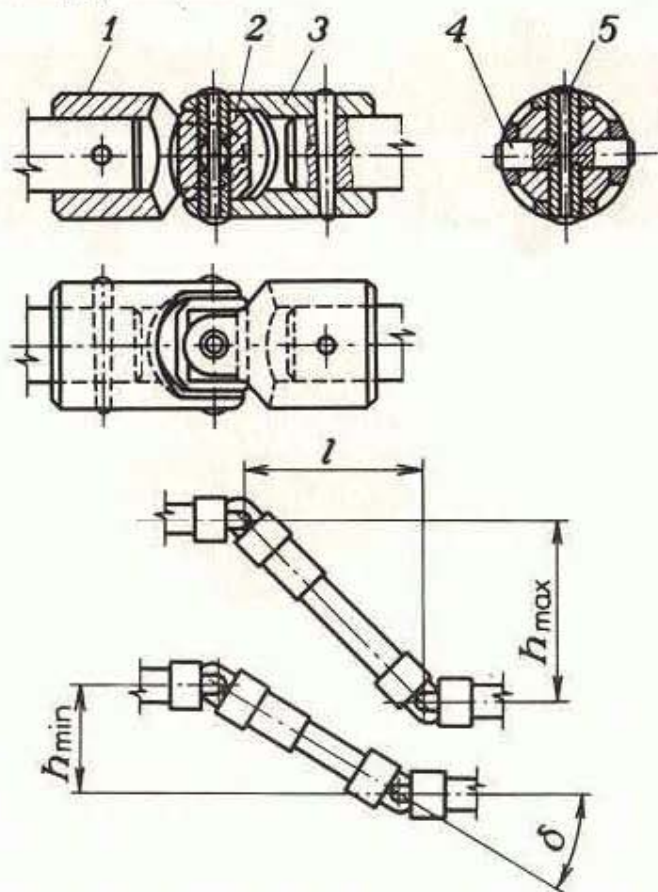
Radiální spojka s křížovým kotoučem
(Oldhamova)



Skládá se ze dvou stejných částí a ze středního křížového kotouče, který zapadá svými výstupky do vybrání obou dílů spojky. Hnací i hnaná část 1, 2 bývá z oceli, bronzu, litiny i plastů a pryže. U spojek menších rozměrů jsou činné plochy cementované, kalené a broušené. Zuby a drážky mají uložení H8/f8

Spojení s tvarovým stykem. Připouští určitou nesouosost hřídelů, možnost úpravy jako spojka dilatační. Použití u převodovek obráběcích strojů. Pro střední a větší krouticí momenty. Pro přenos velmi malých krouticích momentů, přístroje apod., mají zvláštní úpravy: křížový kus z plastů. Spojka náročná na přesnost výroby a montáž

Kloubová spojka čepová

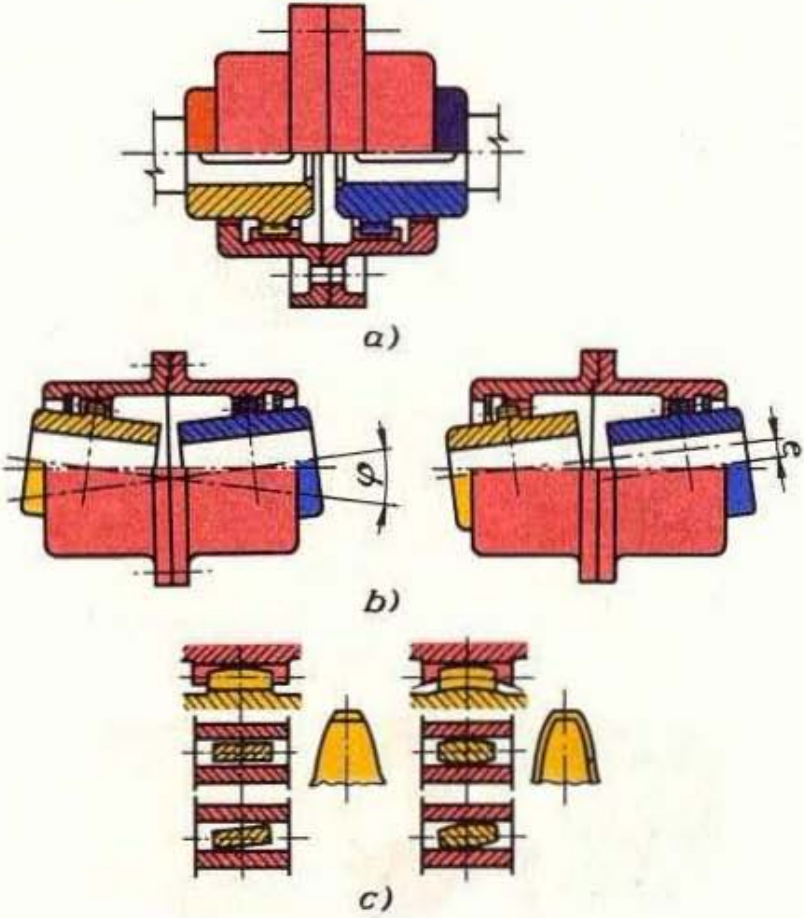


Dvě stejné poloviny 1 a 2 jsou upevněny kuželovými kolíky na hřídelích. Mezi nimi křížový kus tvaru kvádru 3. Vzájemné spojení je jedním plným čepem 4 a dvěma dutými čepy 5 spojenými nýtem

Pro přenos menších krouticích momentů. Umožňuje pouze úhlové vychylky při nepružném přenosu krouticího momentu. Použití tam, kde je dodržení souososti příliš pracné, nebo tam, kde je nutné, aby se při neměnné vzdálenosti umožnila středům kloubových spojek změna výšky $h_{\max} - h_{\min}$. Nehodí se pro vysoké otáčky pro nerovnoměrnost chodu hnaného hřídele při stálé úhlové rychlosti hnacího hřídele ω_1 ; ω_2 kolísá od $\omega_1 \cdot \cos \delta$ do $\omega_1 / \cos \delta$ během jedné otáčky. Proto se často kombinuje se spojkou dilatační ve tvaru drážkového hřídele a náboje.

Používá se ve stavbě obráběcích, hospodářských a papírenských strojů, ve stavbě jeřábů apod. Pro přenos středních a větších krouticích momentů se používá kloubová spojka, křížová nebo prstencová.

Údržba se zaměřuje na vydatné mazání styčných ploch čepů. Vyžaduje čistotu prostředí

Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Univerzální spojka zubová  a) b) c)	Dva stejné náboje s ozubením nasazené pery na hřídele o stejném průměru. Boky zubů jsou soudečkového tvaru nebo rovné. Hlavový válec ozubení tvoří oblinu. Dvě stejné poloviny objímky jsou do sebe středěné a sešroubované. Mají vnitřní ozubení s přímými boky zubů, se stejným počtem a tvarem zubů. Boky soudečkových zubů lícují s mezerami objímky. Boky přímých zubů jsou v mezerách objímky s vůlí. Počet zubů bývá 30 až 80	Spojka s tvarovým stykem. Umožňuje současně úhlové výchylky a osový posuv (dilataci), i přesazení e (obr. b). Výhodnější jsou soudečkové zuby. U přímých zubů dochází při nesouososti k záběru hran a k rázům při změně otáčení následkem vůle. Proti vnikání nečistot jsou k objímce přišroubovány těsnicí kroužky. K utěsnění se používá plst nebo Gufero. Vnitřní prostor je z části vyplněn olejem, který při otáčení spojky maže všechny zuby. Při časté výměně oleje je malé opotřebení. Použití: turbíny, jeřáby, válcovny. Malé rozměry, velké výkony. Uložení přímo u motoru nebo i na předlohovém hřídeli

Pevné spojky

Vyžadují souosost spojovaných hřídelů. Není možný posuv hřídelů proti sobě. Jsou vhodné pro přenos stálého krouticího momentu nebo jen nepatrně proměnlivého. Krouticí moment má být přenášen jen spojujícím členem spojky. Pero nebo klín je jen pro pojištění. Druhy a typy pevných spojek jsou v *tab. 112*.

Vyrovňovací spojky

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

Druhy a typy spojek vyrovnávacích jsou v *tab. 113*.

Pružné spojky

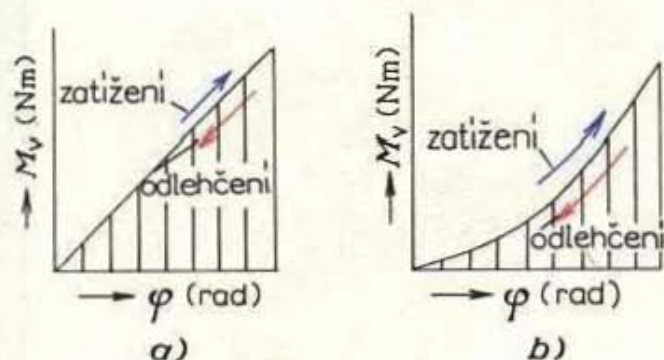
Spojujícím členem hnací a hnané části spojky je jeden nebo více pružných článků. Materiálem pružných členů je kov, pryž, kůže nebo plasty.

Pružné spojky změkčují rázy tím, že částečně pohlcují energii rázu pružnými články a mění ji převážně v tepelnou energii, částečně v pružných člancích v deformační práci.

Závislost krouticího momentu M_v a natočení φ obou dílů spojky proti sobě nazýváme *charakteristikou* nebo *těž tuhostí* spojky:

$$C = M_v / \varphi.$$

Tento vztah lze vyjádřit grafem (*obr. 190*). Charakteristikou pružného článku může být přímka (*obr. 190a*), pak se pružná spojka nazývá *lineární*, např. pružná spojka s hadovitými pružinami, pružná spojka s kovovými pouzdry, nebo křivka (*obr. 190b*), spojka se nazývá *nelineární*, např. pružná spojka nelineární s pryžovými hranoly nebo pružná spojka nelineární s nekovovými pouzdry.

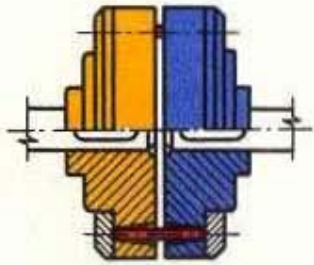
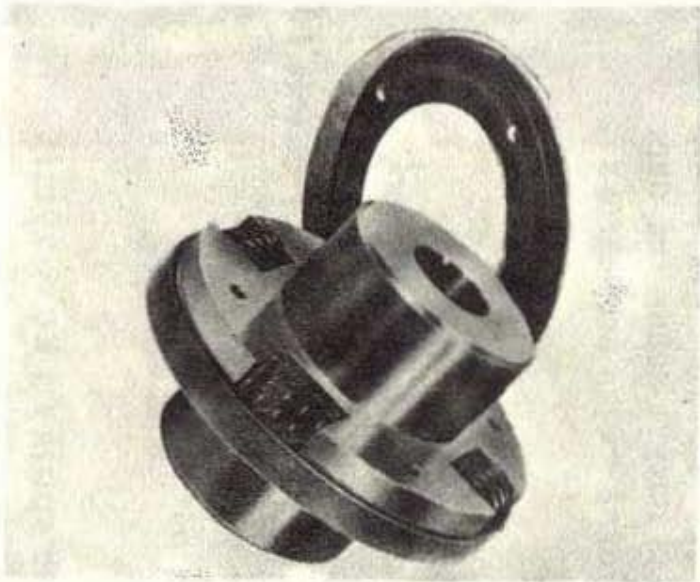


Obr. 190. Charakteristika spojky
a) pro spojky lineární, b) pro spojky nelineární; M_v je výpočtový krouticí moment, φ – úhel pootočení

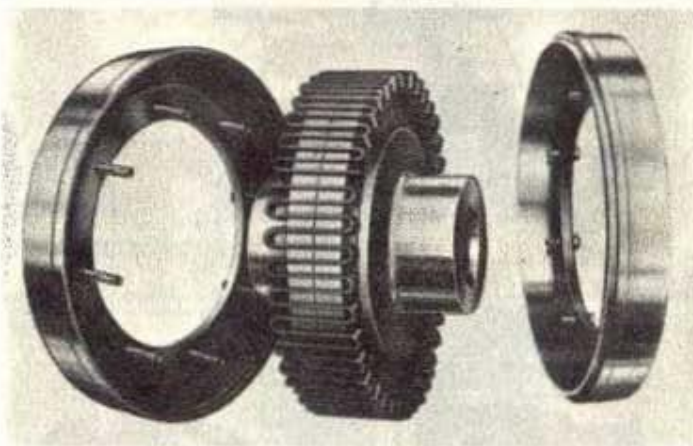
Pružné spojky s kovovými členy

Jsou to spojky, kde spojujícími členy mohou být: šroubovitě pružiny, listové pružiny, ocelová pouzdra, ocelové jehly. Přehled těchto spojek je v *tab. 114*.

Tab. 114. Pružné spojky s kovovými členy

Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Pružná spojka jehlová 	Dva stejné kotouče s náboji na hřídelích uchyceny pery. Hřídele stejného průměru. Pružné elementy – dráty z pružinové oceli v kuželovitých otvorech. Proti vypadnutí zajištěny bočními víky, přišroubovanými ke kotoučům	Spojení s tvarovým stykem. Volbou počtu drátků nebo volbou poloměru, na kterém jsou umístěny, lze dosáhnout různé velikosti přenášeného krouticího momentu. Úpravou otvorů drátků se dosáhne různého tvaru charakteristiky
Pružná spojka se šroubovitými pružinami 	Skládá se ze dvou stejných nábojů; kterýkoliv náboj může být hnací. Pružiny jsou uloženy s předpětím v drážkách na obvodu obou nábojů. Proti vypadnutí vlivem odstředivé síly jsou chráněny dvoudílným krytem, přišroubovaným k nábojům spojky	Spojení se silovým i tvarovým stykem. Vzhledem k tomu, že pružiny jsou uloženy s předpětím, nedojde při malých hodnotách krouticího momentu k úhlovému natočení obou dílů spojky. Teprve když dosáhne jmenovité hodnoty, začnou se obě poloviny spojky vůči sobě pootáčet. Při přestoupení jmenovité hodnoty dosednou závity pružiny na sebe a spojka pracuje jako nepružná. Výhody: malé rozměry, snadná montáž i demontáž. Vyrovňuje montážní úchytky vzniklé přesazením nebo vychýlením os spojovaných hřídelů. Tlumí rázy při náhlé změně hnací síly, brání torznímu kmitání. Použití: obráběcí a textilní stroje i jiné

Pružná spojka s hadovitými pružinami
(Bibi)

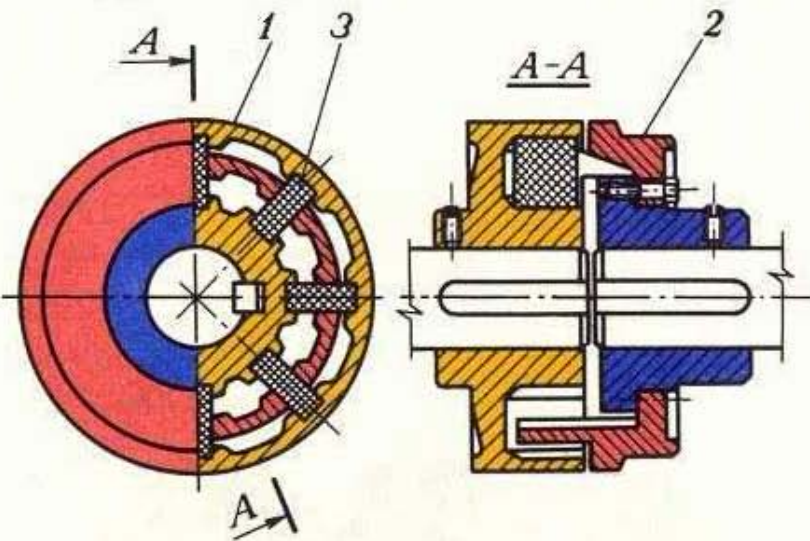
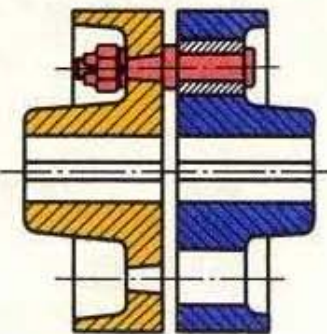


Dva stejné náboje s přírubami. Na obvoděch přírub ozubení, do jehož mezer jsou vloženy hadovitě vinuté pružiny. Spojka a pružina jsou chráněny dvoudílným krytem přišroubovaným k nábojům spojky

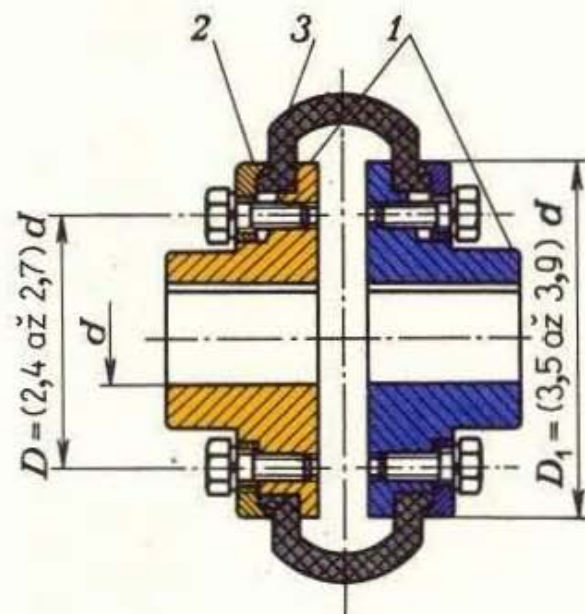
Oba díly spojky s tvarovým stykem. Při zatížení a přetížení se pružina deformuje. Pružina i drážky se navrhují tak, aby i při přetížení pružina dosedla jen na 1/3 plochy zubu.

Použití: Pro pohon s rázy a přenos velkých krouticích momentů, např. u válcovacích stolic

Tab. 115. Pružné spojky s nekovovými členy

Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Pružná spojka s hranoly 	Dva náboje spojky různých tvarů mající výstupky 1, 2. Do nich jsou radiálně zasazeny pryžové hranoly 3. Hranoly mohou být nahrazeny válečky – spojka válečková, pryžovými koulemi – spojka s koulemi nebo pryžovou deskou – spojka hvězdicová	Spojení s tvarovým stykem. Pryžové hranoly namáhané ohybem. Dochází k poddajnému, rázuvzdornému a kmity tlumícímu spojení. Při vychýlení spojky o úhel 5° přemění se asi 25 % energie rázu na energii tepelnou, takže kmitání spojky není dlouhé. Spojka může pracovat jako torzní tlumič. Použití: k tlumení rázů, pro menší a střední krouticí momenty
Pružná spojka s nekovovými pouzdry (spojka čepová) 	Dva kotouče s přírubami a náboji. Náboje na hřídelích uchyceny pery. Ve stěnách kotouče otvory proti sobě pro šrouby. V jednom kotouči šrouby procházejí dutými pouzdry z pryže nebo polyamidu. U starších konstrukcí šrouby procházely několika koženými kroužky. U novějších spojek jsou šrouby v pryžových pouzdrech navulkanizovaných do dvou kovových trubek. Vnější trubka se nalisuje do otvoru v kotouči spojky, vnitřní prochází šroub (viz kap. 4.2.2)	Spojení s tvarovým stykem. Spojka bývá umístěna přímo u motoru. Tichost chodu, jednoduchost, odizolování motoru od ostatních částí zařízení. Počet čepů podle tlaku mezi pryží a čepem a mezi pryží a spojkou. Čepy vyměnitelné bez demontáže motoru. Vhodné pro menší a střední krouticí momenty. Jedna z nejužívanějších spojek

Pružná spojka obručová
(Periflex)



Dva stejné náboje 1 nasazené pery na hřídelích. S náboji je spojena závrtnými šrouby a přitlačnými prstenci 2 pryžová, jednodílná obruč 3

Tvarové spojení. Pryžová obruč s tkaninovou vložkou nebo s ocelovými drátky. Připustná úhlová výchylka hřídelů až 4° , vyosení hřídelů až 4 mm, axiální posuv až 8 mm. Není nutné vyrovnávání hřídelů po montáži. Bývá používána s jiným druhem spojky. Maximální úhel pootočení až 16° . Pružný pryžový element je v provozu namáhán smykem přenášeným krouticím momentem, tahem odstředivou silou a otláčením v místě připojení

Pružné spojky s nekovovými členy

Spojovací členy jsou z nekovových materiálů: pryž, kůže, plasty, provedené jako čepy, duté čepy, hranoly, obruče. Pryž je výhodným spojovacím členem spojky. Dává výhodnou zakřivenou charakteristiku spojky. Pryž má značné vnitřní tření mezi jednotlivými krystaly, nesleduje Hookův zákon, čímž je dána značná tlumicí schopnost spojky.

Přehled těchto spojek je v tab. 115.

Příklad výpočtu. Určete rozměry pružné spojky s nekovovými (pryžovými) pouzdry (str. 254), která přenáší výkon $P = 4 \text{ kW}$ při otáčkách $n = 16 \text{ s}^{-1}$. Je poháněná elektromotorem s kotvou na krátko a určena pro pojezd jeřábu. Spojka patří do skupiny spojek s tvarovým stykem.

Přenášený krouticí moment je

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi \cdot n} = \frac{4 \cdot 10^3 \text{ W}}{2\pi \cdot 16 \text{ s}^{-1}} = 40 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Provozní součinitel K se vyhledá ve ST I¹⁾ pro hnací stroj – elektromotor s kotvou na krátko a pro hnaný stroj – jeřábový pojezd: $K = 2,6$ až $3,2$. Volíme $K = 2,8$.

Výpočtový krouticí moment:

$$M_v = K \cdot M_k = 2,8 \cdot 40 \text{ N} \cdot \text{m} = 112 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Za předpokladu přenosu samotného krouticího momentu se vyhledá v ST I pro výpočtový krouticí moment $M_v = 112 \text{ N} \cdot \text{m}$ průměr vrtání náboje $d = 30 \text{ mm}$. Z navrženého konstrukčního provedení spojky vyplývá: 4 šrouby M 10 × 45 spojující hnací a hnanou část spojky; roztečný průměr šroubů je $D = 90 \text{ mm}$, 4 pryžové válečky mají rozměry: průměr $d_0 = 30 \text{ mm}$, délka $l = 30 \text{ mm}$.

Obvodová síla na roztečné kružnici šroubů:

$$F = \frac{M_v}{\frac{1}{2}D} = \frac{2M_v}{D} = \frac{2 \cdot 112 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,09 \text{ m}} = 2489 \text{ N}.$$

Tlak na jeden pryžový váleček:

$$F_1 = \frac{F}{4} = \frac{2489 \text{ N}}{4} = 622 \text{ N},$$

$$p = \frac{F_1}{d_0 \cdot l} = \frac{622 \text{ N}}{30 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} = 0,7 \text{ MPa},$$

dovolený tlak je v mezích $p_D = 0,4$ až $0,8 \text{ MPa}$, $p \leq p_D$, vyhovuje.

¹⁾ Zkratka ST I značí zde i v dalším textu odvolávku na titul: Kříž a kol.: Strojnické tabulky I, pro 2. až 4. roč. SPŠS.

Lze provést kontrolu napětí spojovacích šroubů ve smyku. Na jeden šroub působí síla $F_1 = 622 \text{ N}$. Výpočtový průřez závitu je $S_v = 58 \text{ mm}^2$. Napětí ve smyku:

$$\tau_s = \frac{F_1}{S_v} = \frac{622 \text{ N}}{58 \text{ mm}^2} = 10,7 \text{ MPa},$$

dovolené napětí ve smyku $\tau_{Ds} = 15 \text{ až } 30 \text{ MPa}$, $\tau_s < \tau_{Ds}$. Navržená spojka vyhovuje.

5.4.5 Mechanicky ovládané spojky

Rozdělují se na 4 druhy:

výsuvné,
pojistné,
rozběhové,
volnoběžné.

Výsuvné spojky

Umožňují spojení nebo rozpojení hnacího hřídele (hnací části spojky) a hnaného hřídele (hnané části spojky) za klidu nebo za provozu. Výsuvné spojky mají vyhovovat těmto požadavkům:

1. snadné, rychlé a bezrázové zapnutí i vypnutí spojky,
2. spolehlivost po zapnutí,
3. malé opotřebení a malé oteplování spojky,
4. co nejmenší rozměry.

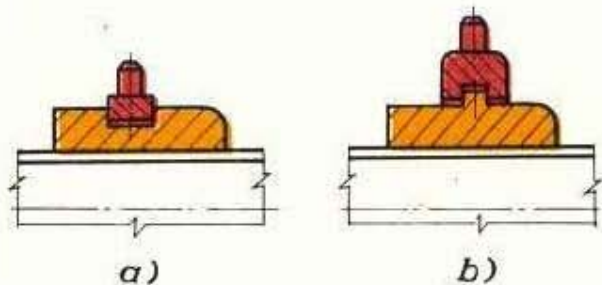
Podle způsobu ovládání se rozdělují do čtyř skupin (tab. 116).

Tab. 116. Rozdělení výsuvných spojek

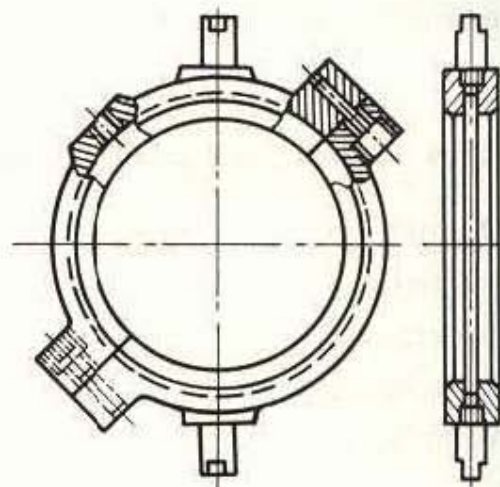


Spojky mechanicky řazené

Spojka se zapíná a vypíná ovládacím zařízením spojky, mechanismem složeným z přesouvacího kroužku zasazeného do drážky (*obr. 191a*) nebo na rybinu (*obr. 191b*) výsuvné části spojky a z pákového mechanismu (*obr. 193, 194*). Přesouvací kroužek,

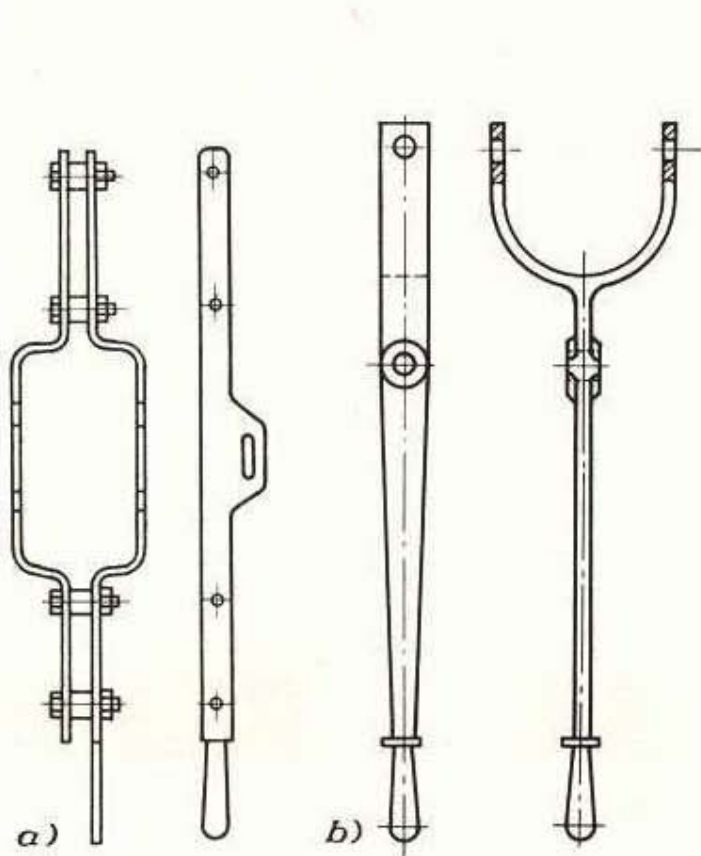


Obr. 191. Výsuvná část spojky
a) s vybráním, b) s nákrůžkem

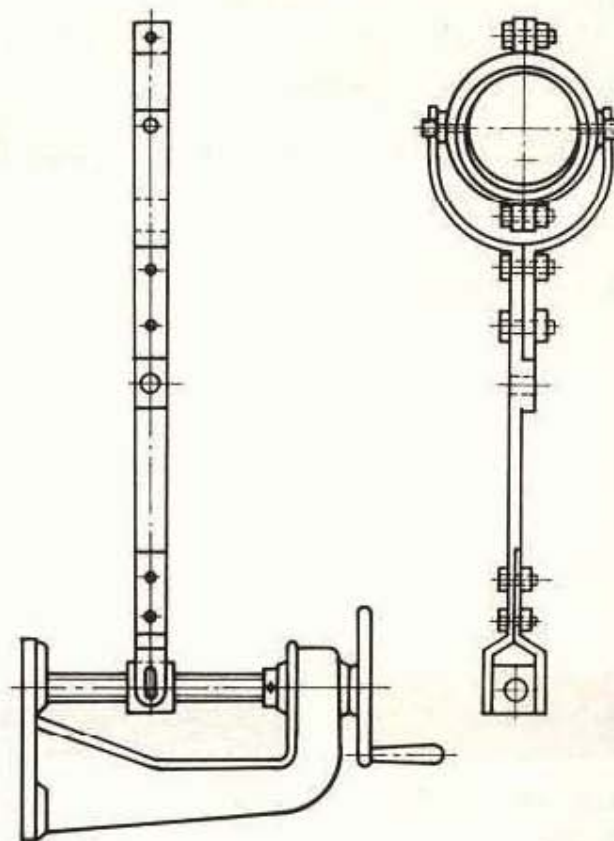


Obr. 192. Přesouvací kroužek

zpravidla z litiny, je dvoudílný (*obr. 192*), spojený šrouby. Do kroužku jsou zašroubovány dva čepy, které zapadají do ok přesouvací páky. Přesouvací kroužek je vydatně mazán. Je opatřen otvorem se závitem pro maznici. Aby se mazivo rozdělilo



Obr. 193. Přesouvací páky
a) jednoramenná, b) dvouramenná



Obr. 194. Ovládací zařízení spojky s pohybovým šroubem a maticí

po celé třecí ploše, bývá často v čelních plochách přesouvacího kroužku mazací drážka. Při malých přesouvacích silách se nahrazuje přesouvací kroužek kluznými kameny, nejčastěji z bronzu, oceli nebo plastů. Je možné nahradit kluzné kameny valivými ložisky, čímž se sníží ztráty třením.

Přímé ruční ovládání pákovým převodem se použije při malých a středních silách (obr. 193). Síla na rukojeti je v mezích 60 až 200 N. Aby nemohlo nastat samovolné vypnutí nebo zapnutí spojky, páka se v krajních polohách zajišťuje. Při větších silách se vkládají do převodu další mechanismy, jako např. ozubený segment s pastorkem, ozubená tyč s pastorkem nebo pohybový šroub s maticí (obr. 194).

Druhy mechanicky řazených spojek jsou v tab. 117.

Příklad výpočtu. Určete rozměry lamelové spojky řazené mechanicky, která přenáší výkon $P = 10 \text{ kW}$ při $n = 10 \text{ s}^{-1}$. Pohon je elektromotorem s kotvou na krátko a spojka je určena pro transmisní předlohu. Spojka je na str. 262 a patří do skupiny spojek se silovým stykem.

Přenášený krouticí moment:

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi \cdot n} = \frac{10 \cdot 10^3 \text{ W}}{2\pi \cdot 10 \text{ s}^{-1}} = 159 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Vyhledáme v STI provozní součinitel K pro hnací stroj – elektromotor s kotvou na krátko a hnaný stroj – transmise: $K = 1,5$ až $1,9$, volíme $K = 1,5$.

Výpočtový krouticí moment:

$$M_v = K \cdot M_k = 1,5 \cdot 159 \text{ N} \cdot \text{m} = 238,7 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Za předpokladu přenosu krouticího i ohybového momentu, jejichž poměr není znám, vyhledáme ve ST I pro přenášený točivý moment $238,7 \text{ N} \cdot \text{m}$ průměr vrtání náboje $d = 50 \text{ mm}$.

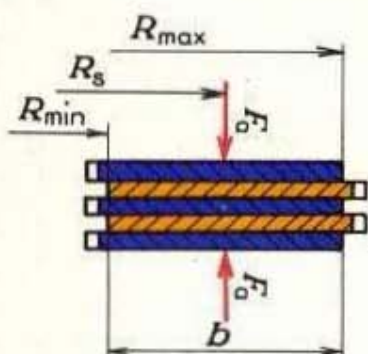
Bývá (obr. 195):

$$R_{\min} \doteq 2d = 2 \cdot 50 \text{ mm} = 100 \text{ mm},$$

$$R_{\max} = 1,25 \text{ až } 1,8 R_{\min} = (1,25 \text{ až } 1,8) \cdot 100 \text{ mm} = 125 \text{ až } 180 \text{ mm};$$

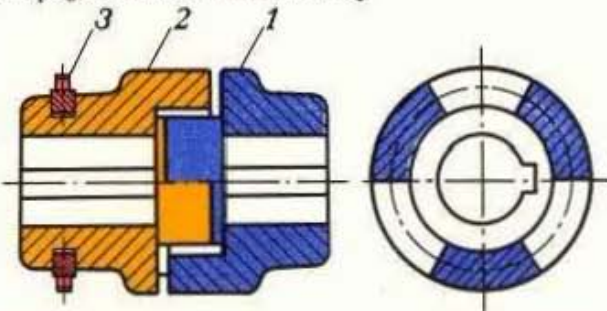
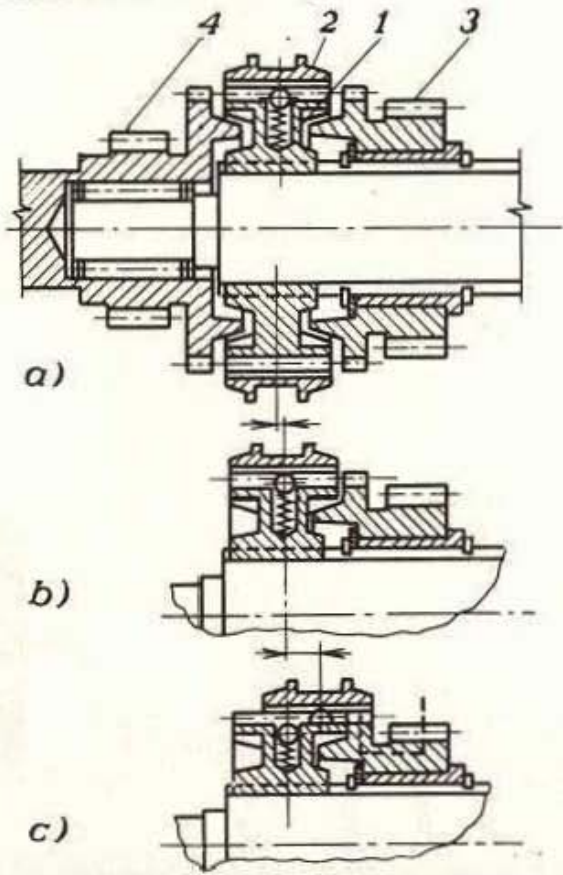
$$\text{zvoleno } R_{\max} = 125 \text{ mm},$$

$$R_s = \frac{R_{\min} + R_{\max}}{2} = \frac{100 \text{ mm} + 125 \text{ mm}}{2} = 112,5 \text{ mm}.$$

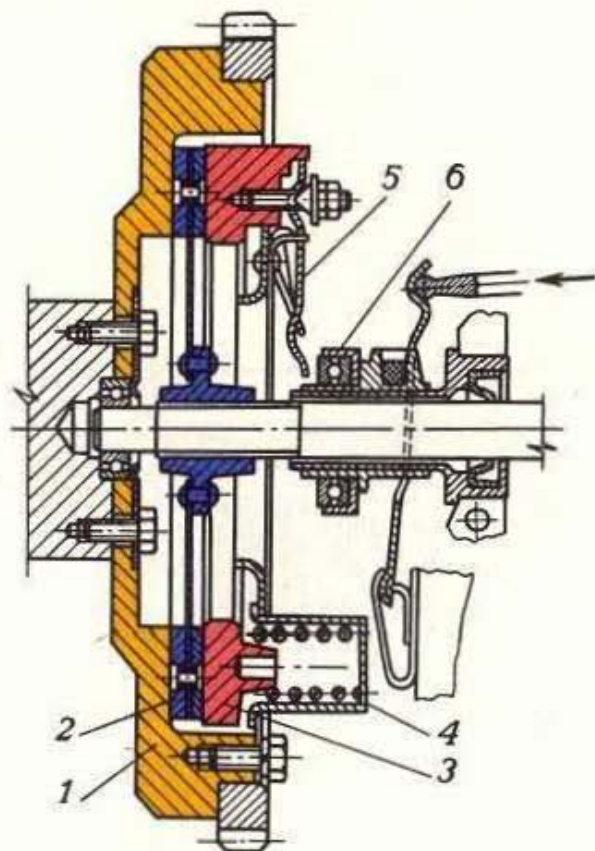


Obr. 195. Lamely třecí spojky

Tab. 117. Výsuvné spojky mechanicky ovládané

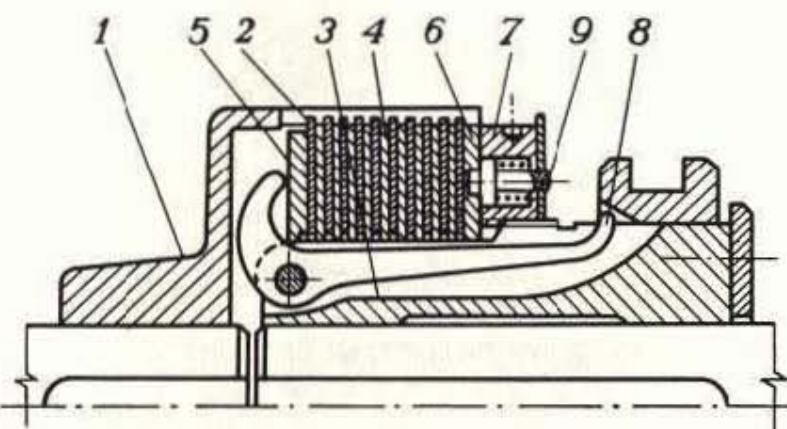
Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Ozubcová spojka řazená mechanicky 	Dva náboje, na čele 3 zuby. Jedna část pevná 1 na hnacím hřídeli, druhá posuvná 2 na hnaném hřídeli, opatřená drážkou nebo nákrůžkem pro přesouvací kroužek 3 nebo kluzné kameny	Spojení s tvarovým stykem. Vyžaduje velmi přesné vyrovnání hřídelů. Chod bez skluzu, malé rozměry, jednoduchá výroba. Obtíže při zapínání spojky za chodu – rázy. Nutnost dobrého mazání styčných ploch
Zubová spojka řazená mechanicky 	Zubová spojka kombinovaná s třecí kuželovou spojkou. Část 1 spojky má vnější ozubení, náboj se posouvá v drážkách hřídele. Věnc má vnitřní kužel na obou stranách. Část spojky 2 má vnitřní ozubení a drážku pro přesouvací vidlici. Vzájemná poloha obou částí spojky je zajištěna kuličkou a pružinou. Ozubená kola 3, 4 mají na svých obvodech vnější část zubové spojky a vnější část třecí kuželové spojky	Spojení s tvarovým i silovým stykem. Synchronizace – možnost spojovat zubovou spojkou hřídele i o velkém rozdílu otáček. Zasouvací vidlici přesouvají se společně oba díly 1, 2 po drážkovém hřídeli. Nejprve dojde k zapnutí kuželové spojky (obr. b) a k vyrovnání otáček. Dalším zasouváním povolí kuličková pojistka, posouvá se jen vnější část 2 tak dlouho, až se její zuby nasunou na vnější ozubení části 3. Podobně je tomu při přesouvání v opačném směru. Snazší výroba evolventního ozubení – stejný modul, počet zubů, úhel záběru. Malé opotřebení. Použití: převodovky automobilů

Třecí spojka kotoučová dvojplochá
(spojka disková)



Hnací částí je setrvačnick 1, hnanou je kotouč (disk) 2 s nanýtovaným třecím obložním na obou stranách disku. Třecími plochami je jednak setrvačnick, jednak P^+ tlačná deska 3, přitlačovaná na kotouč několika pružinami 4. Spojku vypínají vypínací dvojramenné páky 5 přitlačením ovládacího kroužku s axiálním ložiskem 6 (kuličkovým nebo grafitovým)

Spojka se silovým stykem. Je velmi používanou spojkou ve stavbě motorových vozidel

Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Lamelová spojka řazená mechanicky 	Hnací polovina spojky 1 s vnitřními drážkami pro uchycení vnějších lamel 2. Hnaná polovina 3 s vnějšími drážkami pro uchycení vnitřních lamel. Vnější a vnitřní lamely jsou vystřídány a uzavřeny z každé strany přitlačným kotoučem 5, 6; přední 5 je přestavitelný maticí 7 našroubovanou na náboj hnané části 3. Lamely se k sobě přitlačují třemi dvouramennými pákami 8 přesazenými o úhel 120°. Zapíná se převlečením ocelového pouzdra přes zaoblené konce pák	Spojení se silovým stykem. Lamely bývají ocelové, pak spojka pracuje s olejovou náplní. U spojek suchých jsou ocelové lamely vystřídány lamelami s třecím obložním. Opotřebení lamel se vymezuje maticí 7. Poloha přitlačného kotouče je zajištěna kolíkem 9 a pružinou. Aby se zabránilo slepení lamel, mohou být rovinné lamely vystřídány zprohýbanými nebo se vkládají mezi dvě vnitřní lamely pružiny. • Hnací a hnaný hřídel nutno vystředit – požadavek rovnoměrného tlaku v lamelách. U rychloběžných strojů se těleso spojky vyvažuje staticky i dynamicky. Použití: obráběcí stroje, textilní stroje, motocykly apod.

Šířka třecí plochy:

$$b = R_{\max} - R_{\min} = 125 \text{ mm} - 100 \text{ mm} = 25 \text{ mm}.$$

Obvodová síla na středním poloměru R_s :

$$F = \frac{M_v}{R_s} = \frac{238,7 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,1125 \text{ m}} = 2122 \text{ N}.$$

Volíme počet třecích dvojic $i = 5$.

Požadovaná přitlačná síla je:

$$F_a = \frac{F}{f \cdot i} = \frac{2122 \text{ N}}{0,06 \cdot 5} = 7073 \text{ N}.$$

Lamely jsou ocelové, třecí plochy jsou mazané olejem, proto se volí součinitel tření $f = 0,06$, dovolený tlak mezi lamelami spojky $p_D = 0,5$ až $0,8 \text{ MPa}$.
Třecí plocha:

$$S = 2\pi \cdot R_s \cdot b = 2\pi \cdot 112,5 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm} = 17671 \text{ mm}^2.$$

Dovolená přitlačná síla:

$$F_{Da} = S \cdot p_D = 17671 \text{ mm}^2 \cdot 0,5 \text{ MPa} = 8836 \text{ N},$$

$$F_a < F_{Da}, \text{ vyhovuje.}$$

Kontrola oteplení spojky:

měrný třecí výkon má být menší než dovolený $P_{DT1} = (f \cdot p \cdot v)_D = 1$ až $3 \text{ W} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Maximální rychlost:

$$v = 2\pi \cdot R_{\max} \cdot n = 2\pi \cdot 0,125 \text{ m} \cdot 10 \text{ s}^{-1} = 7,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Skutečný tlak:

$$p = \frac{F_a}{S} = \frac{7073 \text{ N}}{17671 \text{ mm}^2} = 0,40 \text{ MPa},$$

$$P_{T1} = 0,06 \cdot 0,40 \text{ MPa} \cdot 7,85 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 0,19 \text{ W} \cdot \text{mm}^{-2},$$

$$P_{T1} < P_{DT1}, \text{ spojka vyhovuje.}$$

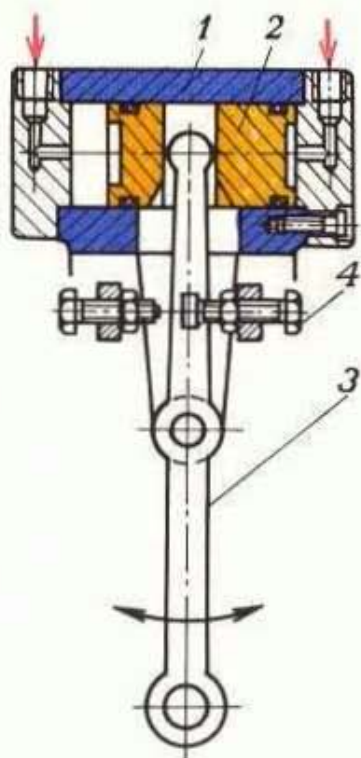
Další části spojky: vypínací páky, čep páky apod. je možné vypočítat jen při současném konstrukčním návrhu pomocí běžných pevnostních vztahů odvozených v pružnosti a pevnosti.

Výsuvné spojky hydraulicky řazené

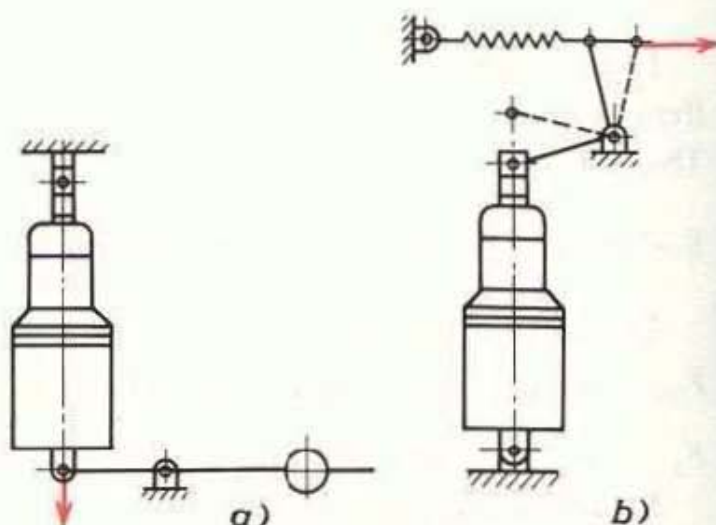
Provedení spojek je stejné jako u výsuvných spojek řazených mechanicky. Ovládání spojek je hydraulické, tlakovým olejem. Patří do skupiny spojek dálkově ovládaných (obr. 196). Výhodou je plynulý záběr změnou tlaku oleje, nevýhodou ztráta

oleje netěsností. Vzhledem k tomu, že tlakový olej je k dispozici u většiny zařízení, je hydraulické ovládání spojek často užívané.

Při modernizaci hydraulického ovládání spojek se uplatňuje elektrohydraulický zdvihací přístroj, zvaný eldro, používaný ve stavbě zdvihadel, těžních strojů apod. (kap. 6.2.1). Způsob spojení eldra s ovládacím zařízením spojky je na obr. 197. Tam, kde je nutno rychle vrátit píst eldra do výchozí polohy, doplní se přístroj buď protizávažím, nebo pružinou.



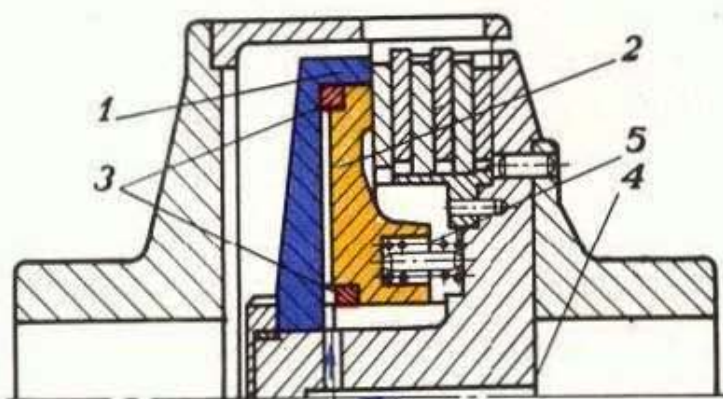
Obr. 196. Hydraulické ovládání spojky
1 – tlakový válec, 2 – píst s pístními kroužky, 3 – dvouramenná páka, 4 – stavěcí šrouby



Obr. 197. Spojení eldra s ovládacím zařízením spojky
a) se závažím, b) s pružinou

Výsuvné spojky pneumaticky řazené

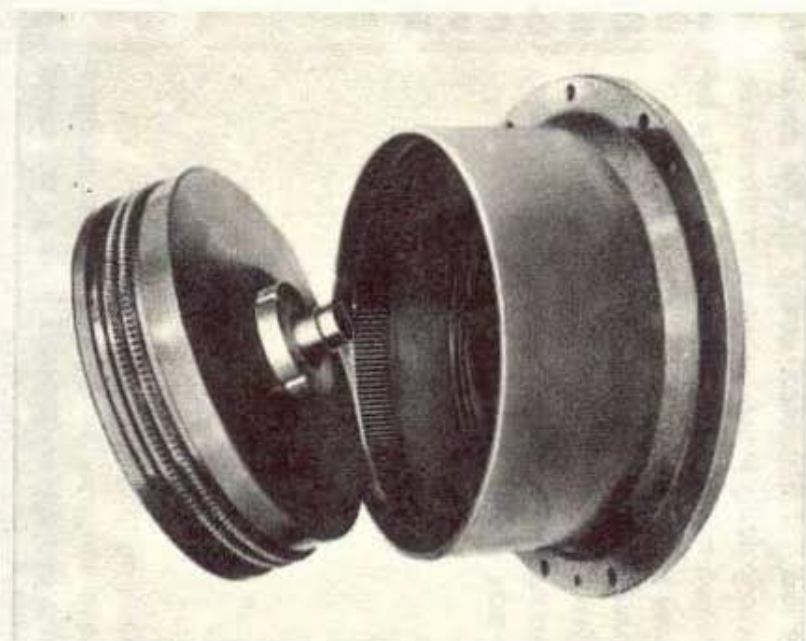
Tvary funkčních ploch spojek řazených pneumaticky odpovídají výsuvným spojkám řazeným mechanicky. Ovládání se skládá z tlakového válce a pístu s těsnicími kroužky podobně jako u ovládání hydraulického. Válec je připojen na ovládací dvou-



Obr. 198. Pneumatické řazení spojky
1 – válec, 2 – píst, 3 – těsnicí kroužek, 4 – přívod tlakového vzduchu, 5 – tlačné pružiny

ramennou páku. Pneumatické ovládání se tak často nepoužívá jako hydraulické. Průmyslový vzduch bývá vlhký a má korozivní účinky. Kromě toho tlak vzduchu v potrubí kolísá v širokých mezích. Je nutné instalovat vlastní kompresor. Další nevýhodou jsou ztráty netěsností ucpávkou tlakového válce. Výhodnější je použití dvoudílného válce; mezi oba díly je vložena pryžová membrána. Celek je sešroubován. Membrána vykonává funkci pístu. Není nutná ucpávka a netěsnost se odstraní.

U spojek, které jsou ovládané přímo pneumaticky (*obr. 198*), se vzduch vhání otvorem v ose hřídele mezi víko válce a píst. Píst uvádí v činnost spojující člen mezi hnací a hnanou částí spojky. Spojka se rozpojí přerušením dodávky tlakového vzduchu a vrácením pístu do původní polohy (např. šroubovitými pružinami).



Obr. 199. Lamelová třecí spojka pneumaticky ovládaná

Lamelová třecí spojka s pneumatickým ovládáním je na *obr. 199*. Používá se např. pro agregáty poháněné vznětovými motory, které se spouštějí stlačeným vzduchem; hodí se i pro těžké provozy.

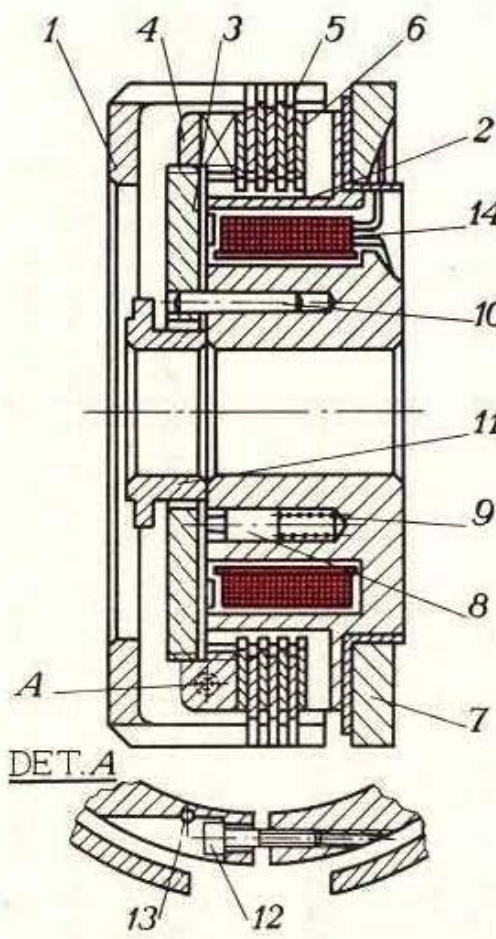
Výsuvné spojky elektricky řazené

Tyto spojky mají tvary funkčních ploch stejné jako u spojek řazených mechanicky; liší se od nich způsobem ovládání, které je elektrické. Představují ideální poháněcí prvky pro stroje ovládané tlačítky, pro stroje ovládané z několika míst a pro stroje automaticky řízené. Jsou vhodné pro mechanizaci a automatizaci výrobních obráběcích linek, balicích a potravinářských strojů, ve stavebnictví a v textilním průmyslu.

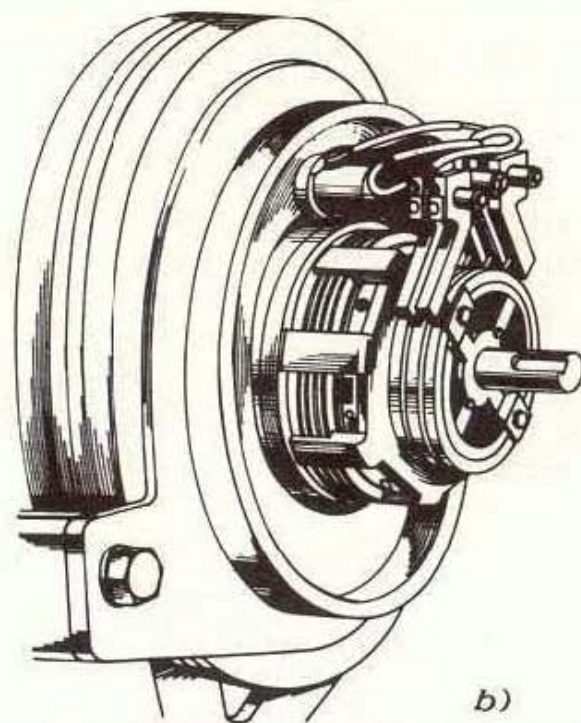
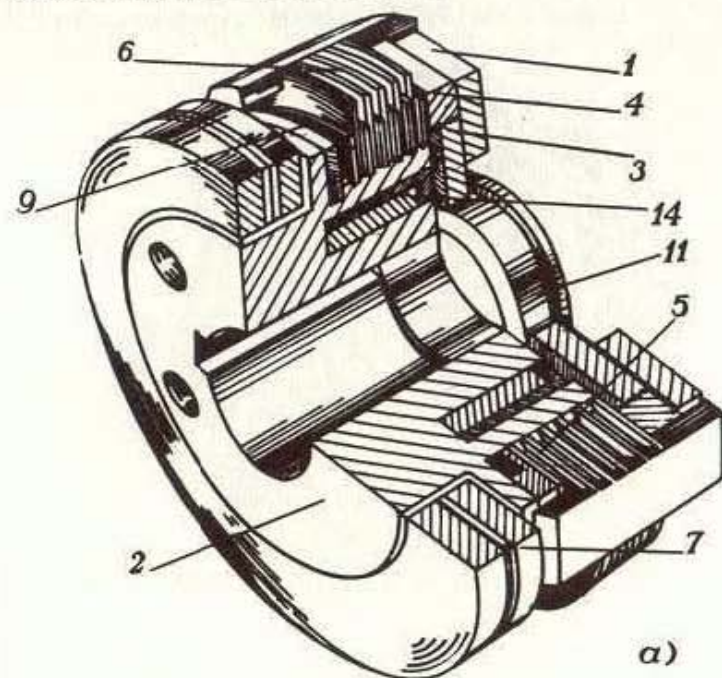
Některé druhy výsuvných spojek elektricky řazených jsou v *tab. 118*.

K ovládání pomocných zařízení spojek je možné použít jednofázový střídavý

Tab. 118. Výsuvné spojky elektricky řazené

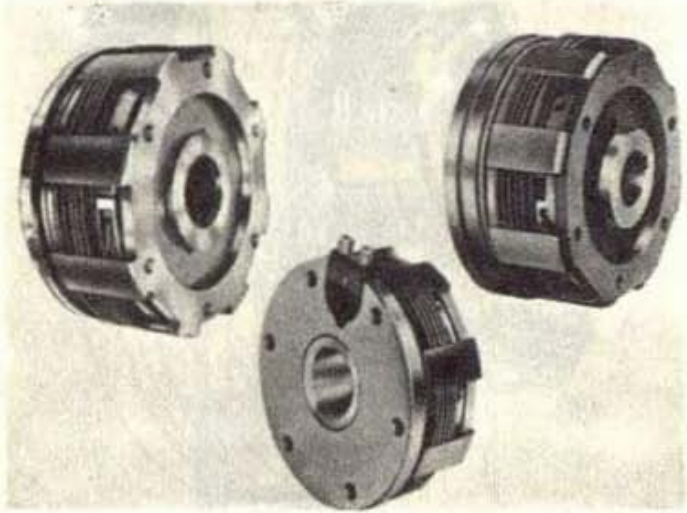
Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Lamelová spojka jednokroužková 	Hnací část je magnetové těleso 2 se sadou vnitřních lamel 5, zapadajících do ozubení magnetového tělesa. Hnanou část spojky tvoří sada vnějších lamel 6 a plášť spojky s přírubou 1. Vnitřní a vnější lamely se pravidelně střídají. Lamely jsou k sobě přitlačovány elektromagnetem, jímž je magnetové těleso spojky se zalitou budicí cívkou 14, kotvovou deskou 3 se seřizovací maticí 4. Kotvová deska je odtlačována odpruženými kolíky 8, 9. Do pohybu ji uvádějí dva unášecí kolíky 10. Na závitu kotvové desky je našroubována rozříznutá seřizovací matice 4, zajištěná šroubem 12 a kolíkem 13. Znázorněna je tzv. spojka jednokroužková. Přívod elektrického proudu do cívky kartáčem na sběrací kroužek 7, vývod je připojen do magnetového tělesa	Spojení se silovým stykem. Plášť spojky s přírubou unáší lamely svými výstupky. Hnaná část je pevně spojena šrouby a kolíky s hnanou částí stroje. Zavede-li se do budicí cívky proud, vytvoří se magnetické pole, kotvová deska se přitlačí tak, že se třecí lamely sevrou a vzniklým třením se přenáší krouticí moment. Při přerušení proudu odtlačí kolíky 8 pomocí pružin 9 kotvovou desku, lamely se oddálí, spojka se vypne. Aby se zvýšilo tření i trvanlivost lamel, jsou na vnitřní ocelové lamely nanášeny vrstvy kovo-keramického materiálu, který má výhodné třecí vlastnosti i za vysokých teplot. Údržba spojky spočívá v péči o přívod elektrického proudu, v seřizování vůle mezi lamelami po jejich opotřebení seřizovací maticí. Použití: obráběcí, textilní, balicí stroje apod. Velmi výhodná spojka pro automatizované linky při dálkovém ovládání

Lamelová spojka dvoukroužková

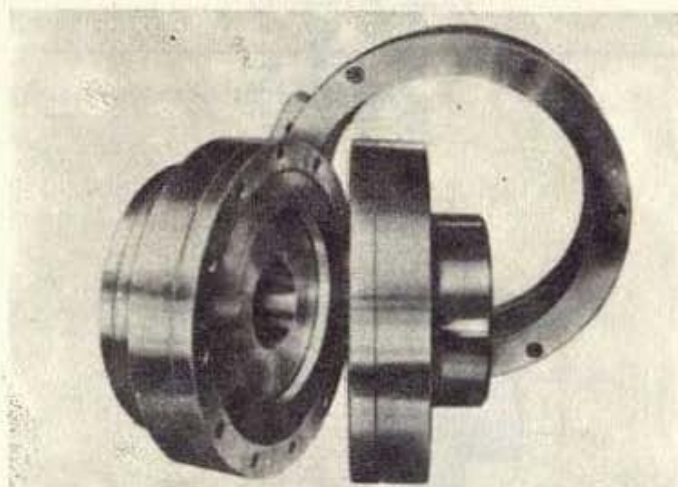


Provedení a označení dílů spojky uvedeno u spojky jednokroužkové.
Mezi oba sběrací kroužky je vložena izolace.
Jeden kartáček proud přivádí ke kroužku, druhý od druhého kroužku proud odvádí

Obrázek b) ukazuje umístění spojky na tkalcovském stroji.

Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Lamelová spojka elektricky řazená 	Na obrázku vlevo je spojka jednokroužková, vpravo dvoukroužková a uprostřed bezkroužková. U této spojky je přívod připájen k budicí cívce, vývod k magnetovému tělesu	
Třecí spojka kotoučová elektricky řazená 	Levá část spojky: hnací část — náboj — kotvová deska. Na náboj našroubován stavitelný kotouč. Hnací část upevněna perem na hnacím hřídeli. Pravá část spojky: hnaná část — náboj — unašeč. Magnetové těleso je posuvně uloženo na unašeči se dvěma vodicími a unášecími pružinami. Uvnitř magnetového tělesa je cívka napájená stejnosměrným proudem přes kartáčky a sběrací kroužky. Na čele hnaného kotouče je připevněno třecí obložení	Spojení se silovým stykem. Vytvořením magnetického pole se po zapnutí spojky přitáhne hnaná část k hnací. Vzniklý třecí moment zajistí přenos krouticího momentu. Při vypnutí spojky je magnetové těleso odtlačováno pružinami od kotevní desky. Magnetické pole zaniklo. Je to spojka suchá. Údržba spojky se zaměřuje na seřizování stavitelného kotouče a na výměnu třecího obložení po opotřebení. Nutnost mazání posuvných částí. Použití: pro velké výkony, pro stroje pracující ve zvlášť obtížných podmínkách jak ve vlhkém, tak v prašném prostředí

Ozubcová spojka (Hirthova) elektricky řazená



Pravá část spojky: hnací část – náboj spojen pevně perem s hnacím hřídelem – náboj též jako kotvová deska.

Levá část spojky: hnaná část – náboj spojen perem s hnaným hřídelem – náboj jako unašeč pro posuvné uložení magnetového tělesa s budicí cívkou, se dvěma vodicími a unašecími pružinami. Pružiny odtlačují hnanou část spojky – unašeč, magnetové těleso od hnací části – kotvové desky.

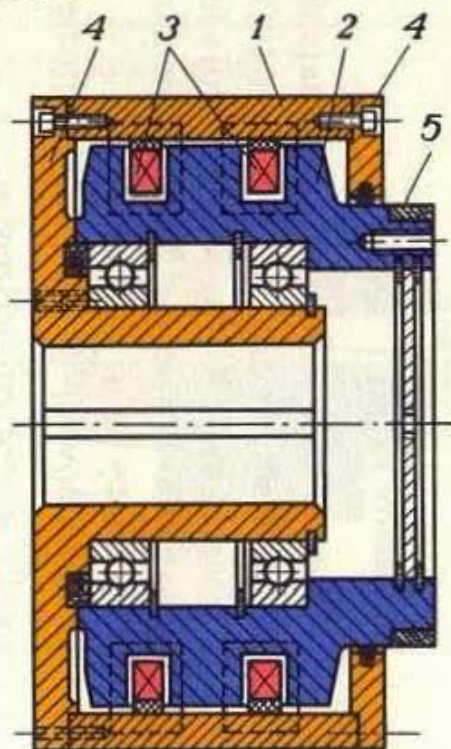
Na čelech obou částí spojky jsou přišroubovány věnce s čelním ozubením

Spojení s tvarovým a silovým stykem. Činnost spojky při zapnutí a vypnutí stejná jako u spojky kotoučové – viz výše.

Při zapnutí zabírají spolu zuby a zubní meze-ry obou částí spojky. Údržba spojky spočívá ve výměně kroužků se zuby na čelních plo- chách, v mazání zubů a posuvných částí.

Použití: k dálkovému ovládání strojů s mimo- řádně velkými otáčkami. Přenášejí velké mo- menty při malých rozměrech spojky. Je bez- pečná ve výbušném prostředí

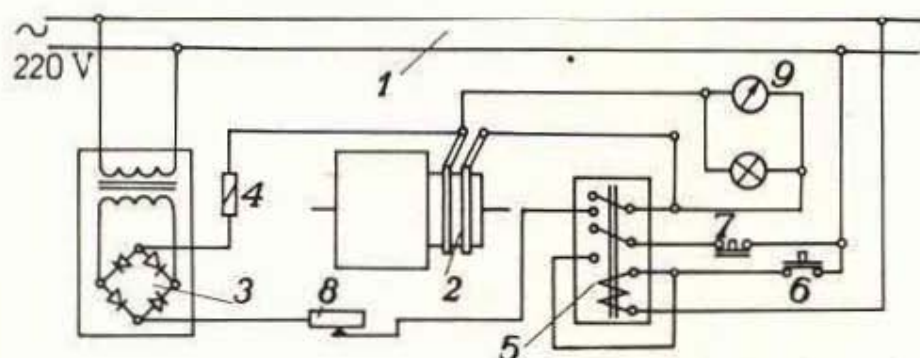
Prášková spojka



Hnací část spojky 1 s vnější částí magnetické- ho obvodu; hnaná část 2 s vnitřní částí mag- netického obvodu s budicími cívkami 3. Vnitřek spojky uzavřen nemagnetickými ví- ky 4. Proud je přiváděn na sběrací kroužek 5

Prostor mezi hnanou částí a hnací je vyplněn feromagnetickým práškem. Zmagnetováním prášku po zapnutí spojky se vytvoří magne- tický obvod, usměřňují se částičky prášku ve směru magnetických siločar a vznikne pevné spojení obou částí spojky. Velikost přenáše- ného krouticího momentu závisí na velikosti magnetického pole a jakosti feromagnetického prášku. Spojka je suchá; je-li v mezeře fero- magnetický prášek s olejem, nazývá se mokrá

proud, k jejich funkci (buzení elektromagnetu) se používá výhradně stejnosměrného proudu 24 V a 220 V. Základní schéma zapojení elektricky řazené spojky je na obr. 200.



Obr. 200. Základní schéma zapojení spojky řazené elektricky

1 – síť, 2 – dvoukroužková spojka, 3 – usměrňovač s transformátorem, 4 – pojistka, 5 – spínací relé, 6 – zapínací tlačítko se signální žárovkou, 7 – vypínací tlačítko, 8 – regulační odpor, 9 – voltmetr

Pojistné spojky

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

ČSN 02 6400 rozděluje pojistné spojky takto:

- spojky s rozrušitelnými prvky,
- spojky vysmekovací,
- spojky prokluzovací.

Některé druhy těchto spojek jsou v tab. 119.

Rozběhové spojky

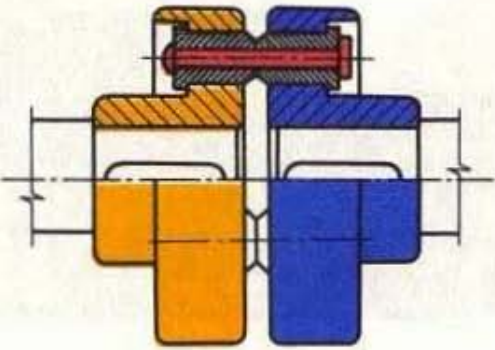
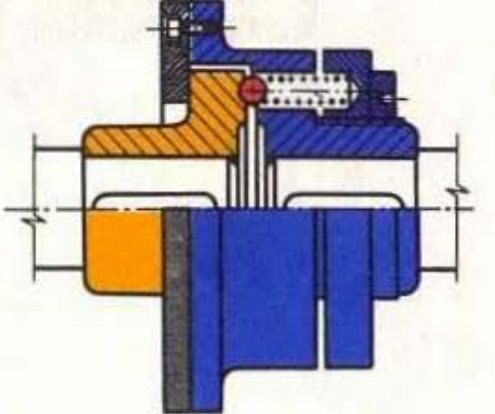
Jsou to spojky s automatickým zapínáním odstředivou silou. Vyžaduje se od nich, aby umožnily rozběh motoru do určitých otáček bez zatížení. Pak teprve dochází k jejich zapnutí. Kdyby se hnací stroj s hnaným spojil již při nízkých otáčkách (např. spalovací motor), musel by být dimenzován na výkon při rozběhu a při provozních otáčkách by nebyl plně využit.

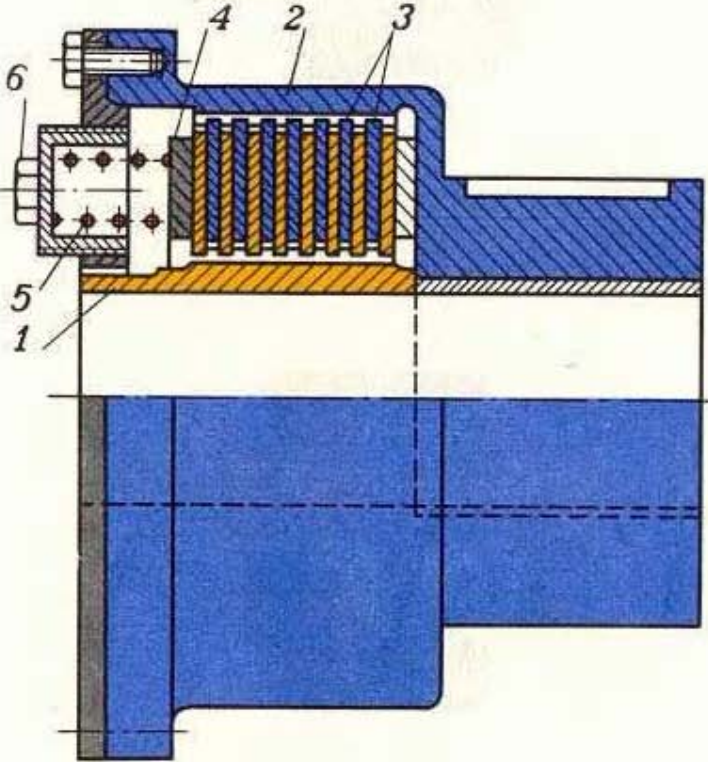
Rozběhové spojky se rozdělují podle ČSN 02 6400 takto:

- spojky se záběrem neřízeným,
- spojky se záběrem řízeným,
- spojky se záběrem programovaným.

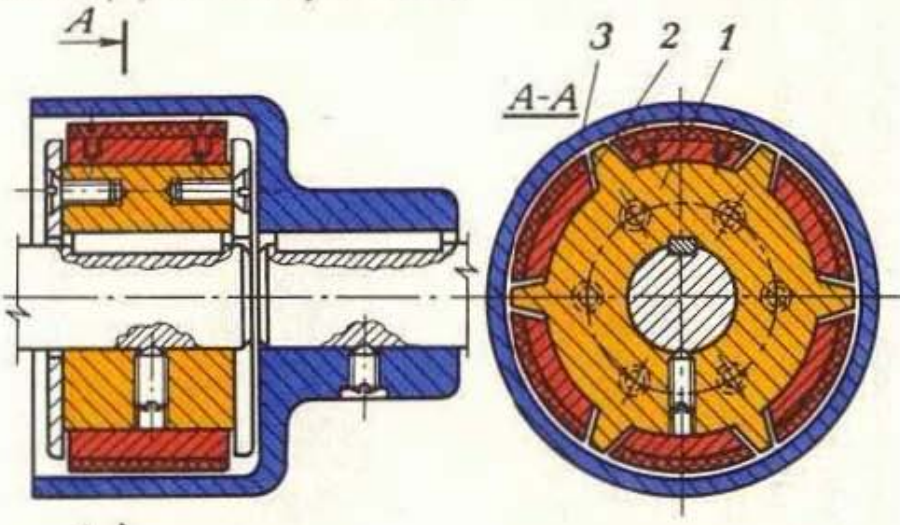
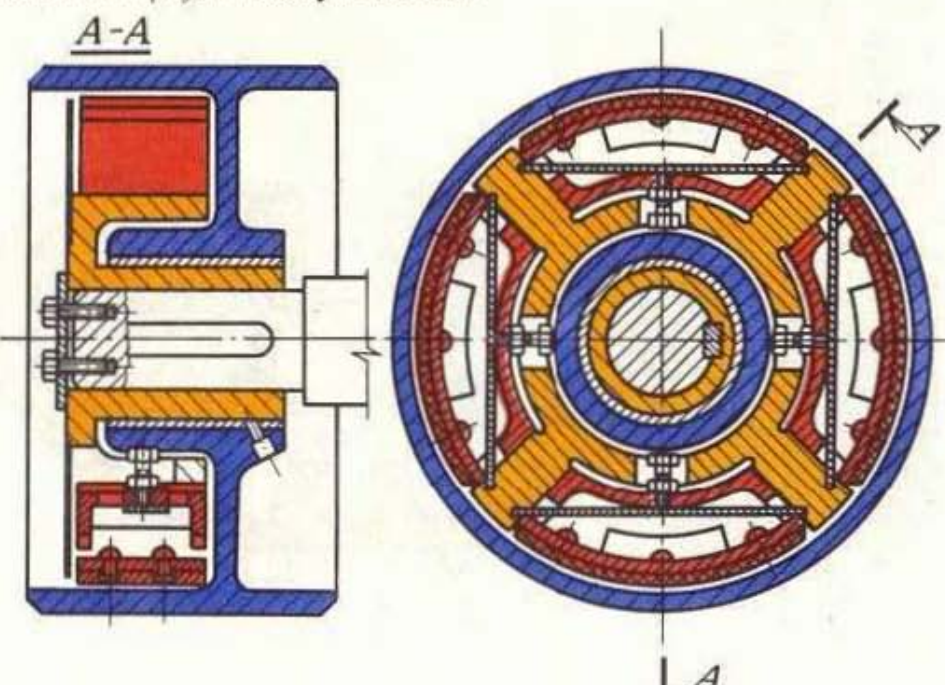
Dva typy těchto spojek jsou v tab. 120.

Tab. 119. Pojistné spojky

Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Pojistná spojka se střížnými kolíky 	Dvě stejné poloviny spojky jsou nasazeny pery na hřídelích. V kotoučích jsou otvory pro pouzdra, v nichž jsou kolíky zajištěné proti vypadnutí	Střížné kolíky bývají ocelové, málokdy litinové, hladké nebo rýhované. Při přetížení se kolíky přestříhnou – nahradí se novými. Nevýhodou jsou ztrátové časy při výměně kolíků. Použití: pro přenos i velkých krouticích momentů
Vysmekovací kuličková spojka 	Mezi dvě poloviny spojky je vsazen určitý počet kuliček. V náboji jedné části spojky jsou otvory pro pružiny, které tlačí kuličky do mělkých vybrání druhé části spojky. Na náboj části spojky s pružinami je našroubován stavitelný kroužek	Krouticí moment přenášejí kuličky. Při přetížení překoná osová síla kuliček tlak pružin a dojde k protáčení obou částí spojky. Kuličky bývají kalené i vybrání pro kuličky ve spojce se cementuje a kalí. Tlak pružin lze měnit stavitelným kroužkem se závitem. Použití: pro menší a střední krouticí momenty. Výhodné snadné seřízení. Údržba spočívá v eventuální výměně kuliček

Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Prokluzovací lamelová spojka 	Dvě části spojky: hnací 1 s drážkami na obvodové ploše pro vnitřní lamely, hnaná část 2 s vnitřním drážkováním pro vnější lamely. Lamely 3 jsou k sobě přitlačovány pružinami 5 a opírají se o tlačné kotouče 4. Tlak pružin se reguluje šrouby 6	Spojení se silovým stykem. Krouticí moment se přenáší třením lamel, přitlačovaných k sobě pružinami. Poškození stroje se zamezí tím, že spojka začne při překročení dovoleného krouticího momentu prokluzovat. Třecí plochy jsou mazány olejem. Hřídele musí být souosé. Použití: spojka je určena pro stroje, které budou během provozu nárazově přetěžovány jen krátkodobě. Velikost maximálního přenášeného krouticího momentu lze seřídit stavěcími šrouby pružin. Údržba předpokládá časté doplňování oleje

Tab. 120. Rozběhové spojky

Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Rozběhová spojka s neřízeným záběrem 	Skládá se z hnací části 1 – náboj nasazen perem na hřídeli, v jehož šesti vybráních jsou volně uloženy odstředivé, třecí segmenty 2, které zabírají s třecím kotoučem 3 – s nábojem tvoří hnanou část, nasazenou perem na hnaném hřídeli	Spojka pracuje na principu odstředivé síly. Přitlačující síla závisí na velikosti otáček. Záběr hnacího a hnaného ústrojí je plynulý. Údržba se zaměřuje na výměnu třecího obložení segmentů
Rozběhová spojka s řízeným záběrem 	Spojka je obdobou rozběhové spojky s neřízeným záběrem (viz výše), má jen čtyři vlečené, třecí segmenty, vedené ve vybráních. Ve výřezích hnací části jsou uloženy čtyři ploché pružiny. Pružiny procházejí vlečenými, třecími segmenty	Funkce je obdobná jako u spojky s neřízeným záběrem (viz výše) s tím rozdílem, že ploché pružiny brání třecím segmentům v okamžitém záběru s třecím kotoučem. Předpětí pružiny je možno nastavit stavěcím šroubem, čímž se řídí počátek záběru spojky

Volnoběžné spojky

Mění spojení hnané a hnací části spojky při otáčení v jednom smyslu. Spojení obou částí se přeruší, předběhne-li hnaná část spojky hnací část — spojka se stane volnoběhem. Předhání-li hnací část hnanou, spojí se obě části v pevnou spojku.

V ČSN jsou tyto spojky rozděleny takto:

západkové,
kuličkové,
válečkové,
se vzpěrnými kolíčky,
se vzpěrnými tělísky,
závitové třecí.

Některé typy těchto spojek jsou uvedeny v *tab. 121*.

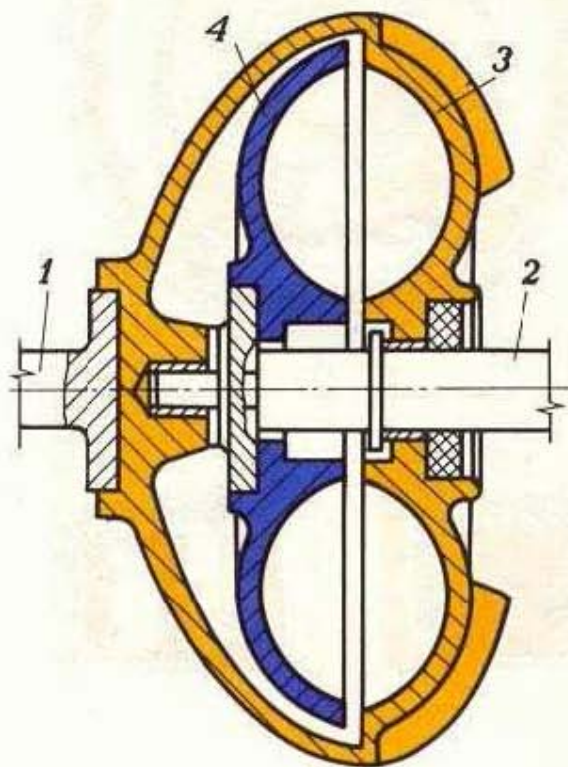
5.4.6 Hydraulické spojky

Podle ČSN 02 6400 dělí se na:

hydrodynamické,
hydrostatické.

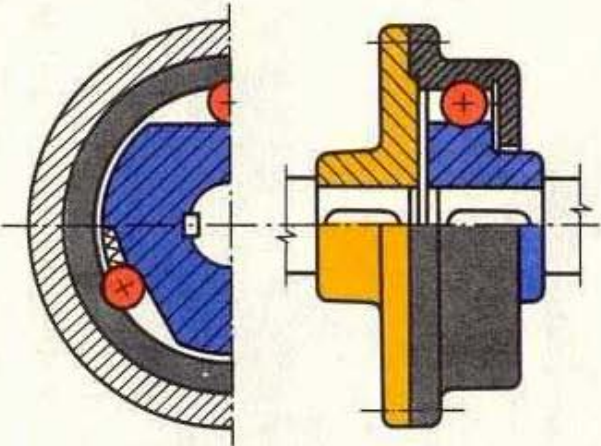
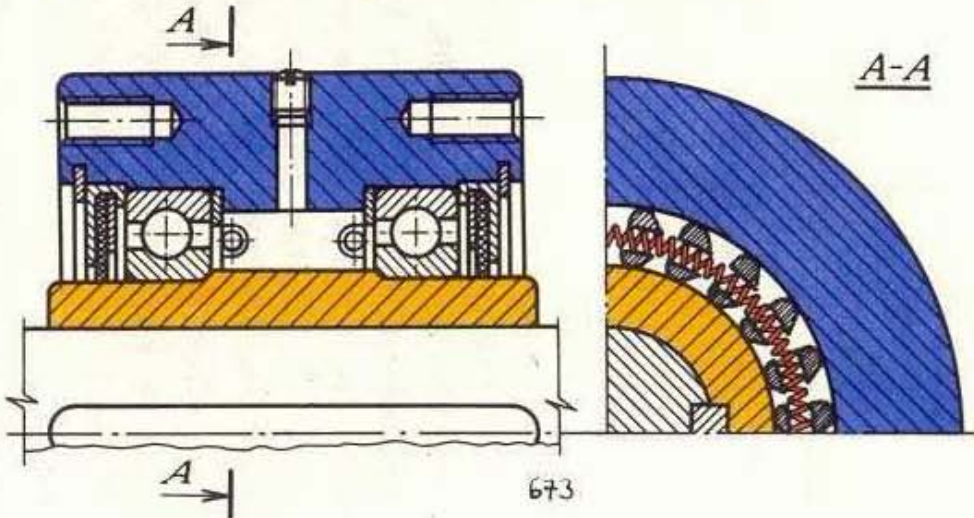
Hydrodynamické spojky

Jsou to v podstatě skluzové spojky, které využívají pro přenos krouticího momentu hydrodynamický účinek kapaliny v lopatkových kolech, a to v čerpadlovém kole a v turbínovém kole (*obr. 201*). Čerpadlové kolo (čerpadlo) 3 s hnacím hřídelem 1 uděluje protékající kapalině kinetickou energii. Tuto energii přejímá turbínové kolo (turbína) 4 a předává ji hřídelem 2 hnanému stroji. Kapalina obíhá z čerpadla



Obr. 201. Hydrodynamická spojka
1 — hnací hřídel, 2 — hnaný hřídel,
3 — čerpadlové kolo (čerpadlo),
4 — turbínové kolo (turbína)

Tab. 121. Volnoběžné spojky

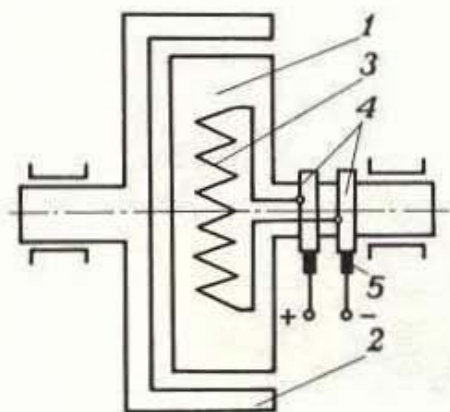
Druh (typ) spojky	Provedení	Funkce a použití
Volnoběžná kuličková spojka 	Dvě části spojky – vnitřní, vnější. Ve vnitřní části je vybrání a klínový prostor pro kuličky, vnější část je buď hladká nebo s mělkou drážkou. Tři nebo více kuliček. Stejná konstrukce je volnoběžná spojka válečková, kde jsou kuličky nahrazeny válečky	Při předbíhání hnací části spojky dojde k zaklínění kuliček nebo válečků v obou částech spojky. Při předbíhání hnané části se spojení samovolně přeruší. Kuličky nebo válečky a stykové plochy jsou kaleny a velmi přesně obrobena. Hřídele musí být souosé. Nevýhodou jsou velké rozměry spojky
Volnoběžná spojka se svěrnými tělisky 	Funkční plochy obou částí spojky jsou válcové, svěrná těliska nerotačního tvaru. Po obou stranách svěrných tělísek jsou provedeny výřezy, do kterých zapadá uzavřená pružina, která stále přitlačuje svěrné elementy do záběru	Pro větší krouticí momenty. Spojky mají menší rozměry než válečkové. Dokonalejší využití prostoru pro svěrné elementy

do turbíny a zpět do čerpadla. Čerpadlo i turbína jsou opatřeny lopatkami. Rozdílem tlaků se překonávají odpory proti pohybu v mezilopátkových kanálech kol. K tomu je třeba, aby čerpadlové kolo mělo větší počet otáček než turbínové kolo. Příslušný rozdíl otáček je tzv. *skluz*. Skluzového charakteru se využívá k regulaci. Hydrodynamická spojka je vhodná k ochraně převodového ústrojí. Umožňuje plynulý rozběh hnaného stroje. Pracovní látkou je nejčastěji olej, méně voda a petrolej.

Použití: V různých konstrukčních úpravách se používá u rýpadel, buldozerů, automobilů, letadel, dmýchadel, vrtných souprav, drtičů, kulových mlýnů, pásových dopravníků apod.

5.4.7 Elektrické spojky

Od předcházejících spojek elektricky ovládaných se liší tím, že u nich nedochází k mechanickému styku částí spojky. Hnací část je od hnané části stále oddělena vzduchovou mezerou. Krouticí moment se přenáší vzájemným působením magnetických polí hnací a hnané části spojky. Schéma spojky je na *obr. 202*. Otáčí-li se magnetové kolo a není-li zapnut proud, přenáší se na kotvu jen malá část krouticího momentu. Zapnutím proudu vznikne magnetické pole, které se otáčí s magnetovým kolem. V kotvě se indukuje elektrický proud. Vzájemným působením proudu v kotvě a magnetického pole magnetového kola vzniká krouticí moment.



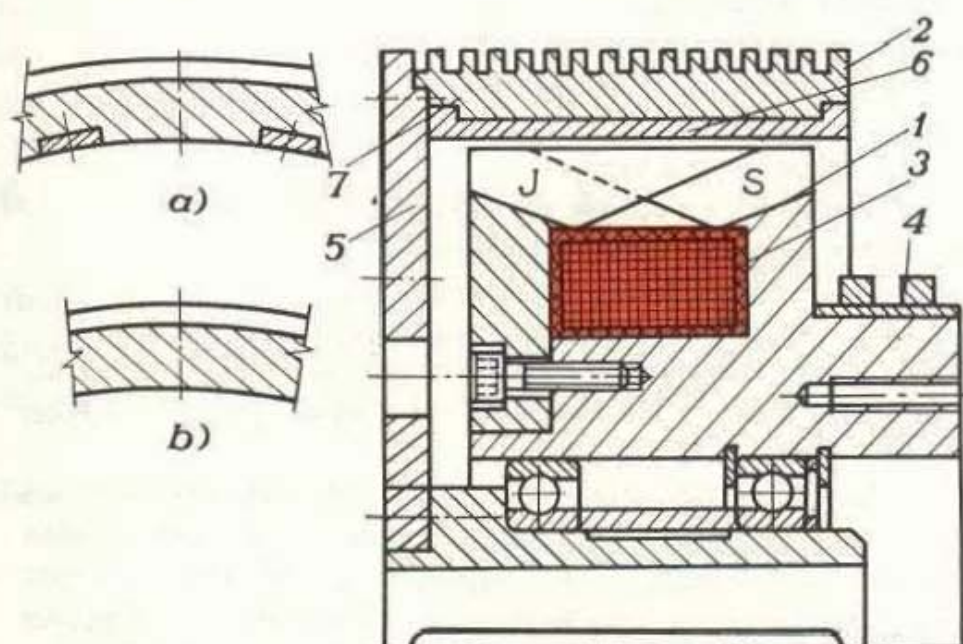
Obr. 202. Schéma elektrické spojky
1 – magnetové kolo (primér)
s budicí cívkou, 2 – kotva (sekundér),
3 – budicí vinutí, 4 – přívodní
kroužky, 5 – kartáče

Elektrické spojky se podle normy rozdělují na asynchronní a synchronní, které se konstrukčně od sebe málo liší, avšak rozdíl ve vlastnostech je podstatný.

Rozběhové spojky a spojky, které chrání stroj před přetížením, musí mít skluz. Tomu odpovídají spojky *asynchronní* (*obr. 203a*). Kotva je složena z izolovaných dynamových plechů, drážkovaných jako u střídavých elektrických strojů. V drážkách je umístěno tzv. klecové vinutí. Klec se skládá z nemagnetických, elektricky dobře vodivých tyčí, které vyplňují drážky kotvy. Tyče jsou na obou koncích kruhy spojeny na krátko. Jmenovitý skluz bývá 0,5 až 1,5 %, u menších spojek až 5 %.

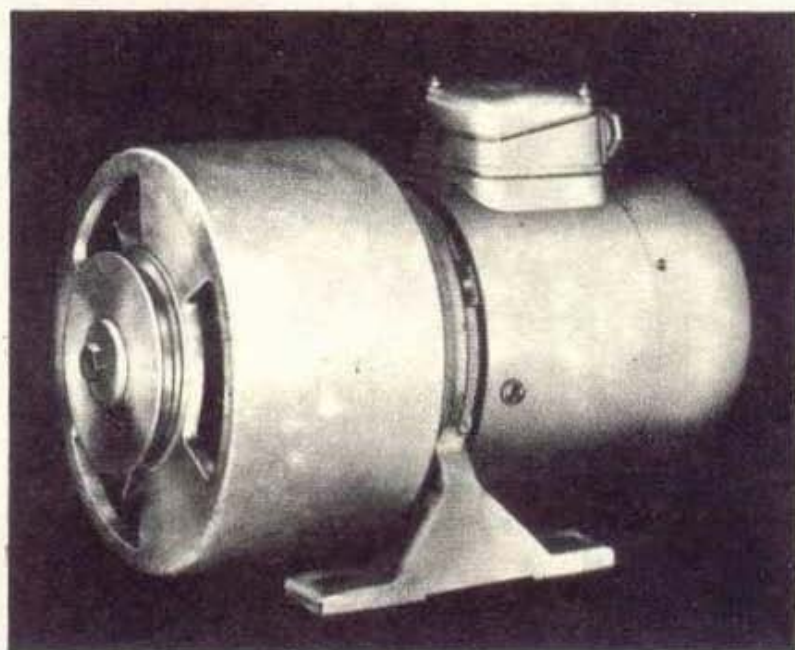
K řízení otáček musí spojka pracovat se značně proměnným skluzem. Tomu požadavku odpovídají spojky *synchronního typu* (*obr. 203b*). Kotvu tvoří hladký ocelový válec dobrých magnetických vlastností. Úlohu vinutí přebírá vodivý povrch

kotvy. Indukované napětí budí na povrchu kotvy proudy ve směru osy válce. Proud se na čelech uzavírá na krátko jako u klecovitého vinutí. Těchto spojek se používá též jako ochranných spojek před náhlým přetížením a jako pružných spojek, které utlumí rázy hnacího nebo hnaného stroje.



Obr. 203. Elektrická spojka

a) typ asynchronní, b) typ synchronní; 1 — magnetové kolo, 2 — kotva, 3 — budicí cívka, 4 — přívodní kroužky, 5 — nosný štít, 6 — vodiče klece, 7 — kruhy na krátko



Obr. 204. Elektrická synchronní spojka

Na obrázku 204 je synchronní spojka pro pletací stroj. Je spojena s elektromotorem. Kroutcí moment lze přesně nastavit a lze jej měnit od nuly do jmenovité hodnoty. Děje se tak regulací budicího proudu. Spojku lze ovládat automaticky zapojením snímače otáček a servozesilovače do okruhu budicího proudu nebo ručně zařazením regulačního odporu.

Spojky elektrické nevyžadují údržbu a seřizování.

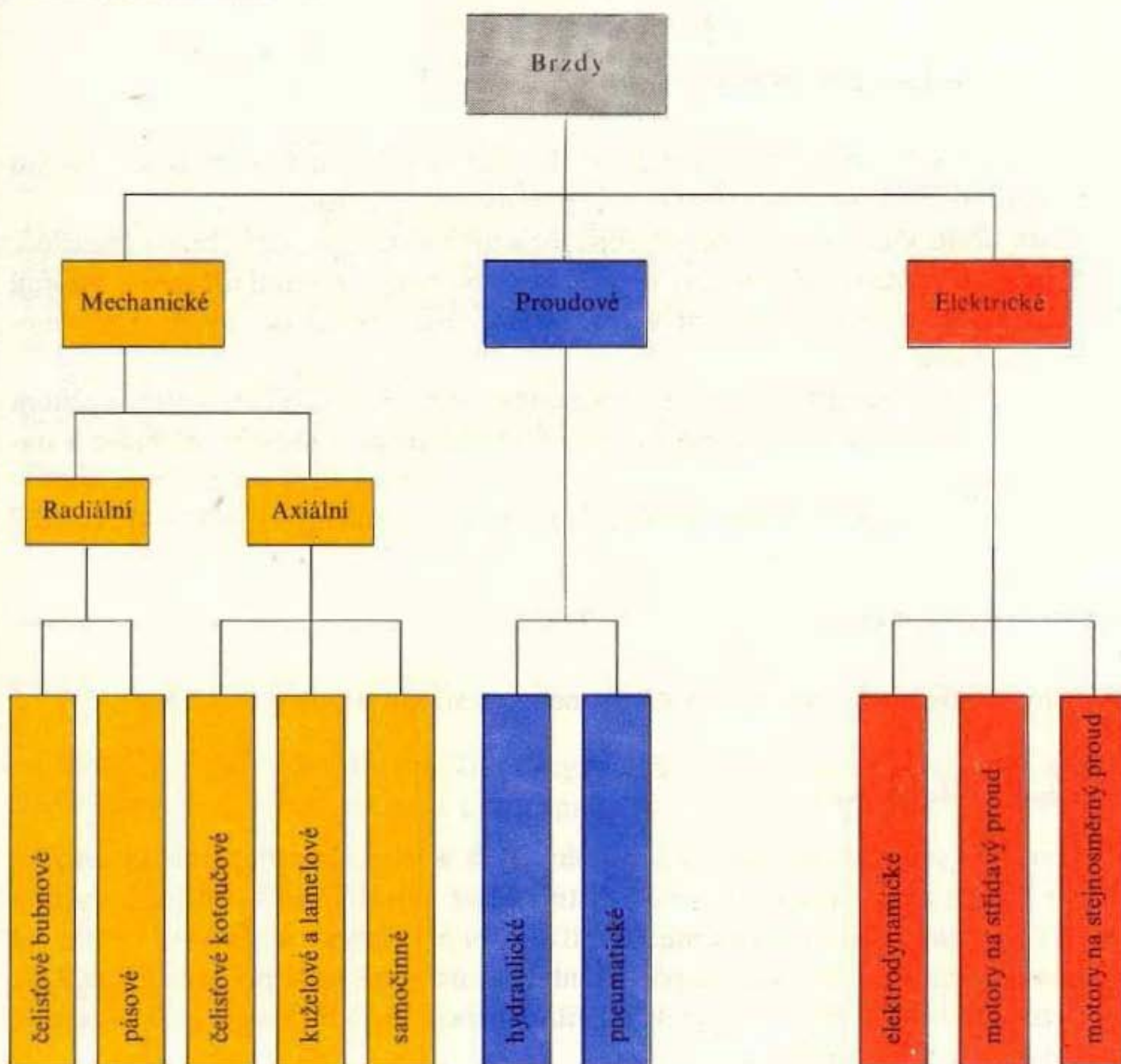
5.4 Hřídelové spojky

1. Jaký účel mají hřídelové spojky?
2. Rozdělte mechanicky neovládané spojky na spojky s tvarovým stykem a spojky se silovým stykem. Totéž proveďte se spojkami mechanicky ovládanými.
3. Jaké výhody a nevýhody mají pevné spojky?
4. Které pevné spojky nemohou spojit hřídele nestejného průměru?
5. Jakými způsoby je možno spojky ovládat (řadit)?
6. Proč je nutno třecí spojky pomalu zapínat a rychle vypínat?
7. Jaké požadavky se kladou na obložení spojek a z čeho se vyrábějí?
8. Jaký je rozdíl mezi lamelovými třecími spojkami suchými a mazanými?
9. Naskicujte schéma a vysvětlete princip hydraulické spojky. Kde se používá?
10. Jaký je rozdíl mezi výsuvnou spojkou elektricky řazenou a elektrickou spojkou?
11. Jaký výkon přenese trubková spojka (str. 248), která spojuje hřídele o průměru 15 mm. Krouticí moment se přenáší válcovým kolíkem $\varnothing 5 \times 30$, jehož dovolené napětí ve smyku je $\tau_{Ds} = 60 \text{ MPa}$. Počet otáček $n = 800 \text{ min}^{-1} \doteq 13,3 \text{ s}^{-1}$? [1,48 kW]
12. Kotoučová spojka (str. 246) spojuje hřídele průměru 80 mm a má přenášet výkon 45 kW při otáčkách $220 \text{ min}^{-1} \doteq 3,67 \text{ s}^{-1}$. Průměr roztečné kružnice šesti šroubů je 215 mm. a) Jaký může přenášet krouticí moment? b) Určete těsná pera pro spojení hřídele s nábojem, je-li $p_D = 50 \text{ MPa}$. c) Jak velké je napětí v krutu ve hřídeli? d) Jak velká musí být třecí síla na obvodě roztečné kružnice? e) Vypočtěte sílu předpětí ve šroubu pro $f = 0,25$ (uvažujte celý přenos krouticího momentu silově). f) Dimenzujte šrouby pro $\sigma_{Dt} = 120 \text{ MPa}$. g) Jaké bude napětí ve smyku ve šroubech, nastane-li tvarový styk? h) Jaká bude maximální obvodová rychlost na vnějším průměru spojky 320 mm? [a) 1 950 N.m, b) $22 \times 14 \times 180$, c) 19 MPa, d) 18,1 kN, e) 12,1 kN, f) M 14, g) 19,6 MPa, h) $3,69 \text{ m.s}^{-1}$]
13. Navrhněte a zkontrolujte dvoudiskovou spojku pro nákladní automobil s výkonem $60 \text{ k} \doteq 44,2 \text{ kW}$ při maximálních otáčkách $n = 2\,800 \text{ min}^{-1} \doteq 46,7 \text{ s}^{-1}$. Vnější průměr obložení z konstrukce setrvačnicku $D_2 = 274 \text{ mm}$, vnitřní se volí $D_1 = 0,6 D_2$, provozní součinitel $K = 1,8$ (nákladní automobil), $f = 0,25$, $p_D = 0,1 \text{ MPa}$. [$M_v = 271 \text{ N.m}$, $D_1 = 164 \text{ mm}$, $\bar{D}_s = 219 \text{ mm}$, $F_a = 2\,480 \text{ N} < F_{Ds}$, $P_{T1} = 0,526 \text{ MPa.m.s}^{-1} < P_{DT1}$]

6.1 Účel a použití, druhy brzd

Brzdy slouží ke snížení rychlosti nebo k zastavení pohybu břemene, pojižděcího ústrojí nebo vozu u vrátků, kladkostrojů, jeřábů, výtahů, u kolejových a silničních vozidel a letadel. Používají se také u zařízení pro zjišťování výkonů motorů, kdy se

Tab. 122. Rozdělení brzd



brzděním zjišťuje průběh krouticích momentů, i u dalších běžných a speciálních strojů a zařízení (např. u obráběcích strojů, u textilních strojů aj.).

Brzdy mají pro provoz strojů a zařízení prvořadý význam. Na jejich uspořádání, seřízení a funkci závisí především správná funkce stroje a bezpečnost práce a tím také zábrana nehodám, úrazům a škodám na majetku i zdraví a životech lidí.

Činností brzd se snižuje pohybová energie posuvných a rotačních hmot a mění se v tepelnou energii. Brzděním se obvykle zpomaluje u stroje otáčivý pohyb vyvozením brzděného momentu, který působí proti hnacímu krouticímu momentu. Aby bylo zastavení pohybu bezpečné, musí být brzděný moment M_b větší nebo alespoň stejný, jako je krouticí moment M_k na daném hřídeli:

$$M_b \geq M_k.$$

Principem a uspořádáním tvoří brzdy protějšek hřídelovým výsuvným spojkám. Rozdělení brzd je v *tab. 122*.

6.2 Mechanické brzdy

U mechanických brzd se dosahuje žádaného účinku silovým stykem, tj. smykovým (kluzným) třením mezi dvěma vhodně uspořádanými plochami.

Podle účelu, který plní u daného stroje, rozlišujeme brzdy stavěcí a brzdy spouštěcí.

Stavěcí brzdy zastavují posuvný nebo rotační pohyb po vypnutí motoru a zajišťují břemeno v zabrzděné poloze (např. u jeřábového kladkostroje). Zastavování je rovnoměrně zpožděné.

Spouštěcí brzdy zajišťují spouštění břemene určitou stálou rychlostí. Brzda přitom překonává delší nebo kratší dobu moment břemene (např. spouštění břemene u stavebního vrátku).

Brzdy spouštěcí jsou více namáhány a při práci se více zahřívají než brzdy stavěcí.

6.2.1 Radiální brzdy

U nich přitlačná síla směřuje do středu nebo ze středu brzděného hřídele.

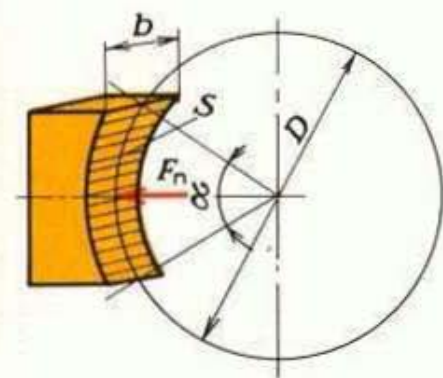
Čelistové brzdy bubnové

Používají se u jeřábů, výtahů a u kolejových a silničních motorových vozidel. Jsou s jednou nebo častěji se dvěma čelistmi, které vytvářejí brzdící účinek přitlačení k rotujícímu brzdovému bubnu. Čelisti mohou být uloženy vzhledem k bubnu vně nebo uvnitř, vnější čelisti jsou na pákách uloženy nehybně nebo pohyblivě (*tab. 123*).

Brzdový buben a čelisti se vyrábějí z litiny nebo z oceli. U kolejových vozidel se používají čelisti bez obložení.

Účinek brzdy se zvýší, obloží-li se třecí plochy čelistí vhodným materiálem. Pro lehký provoz se brzdové čelisti mohou vyrobit i z topolového dřeva (jiné dřevo se brzy uhladí, popř. se opaluje). Většího brzdícího účinku se dosáhne, obloží-li se čelisti ferodem, pro velké výkony kovokeramickým materiálem.

Ferodo jsou osinková (azbestová) vlákna s měděnými drátky ve vytvrzené pryskyřici. Dodává se v pásech, popřípadě v deskách vhodných rozměrů. Na čelisti se ferodo upevňuje zatlačením za ostré záseky a pojištěním páskem a šrouby, nebo se přinýtuje zapuštěnými měděnými, mosaznými či hliníkovými nýty, popř. se obložením na čelisti přilepí.



Obr. 205. Schéma brzdové čelisti
 D – průměr brzdového bubnu,
 S – plocha brzdové čelisti, b – šířka
 brzdové čelisti, F_n – přitlačná
 (normálová) síla čelisti na brzdový
 bubnu

Kovokeramické třecí materiály se prodávají pod obchodním označením diafrikt nebo porofrikt. Základní surovinou je u nich práškový kov, ke kterému se přidávají bronzografitové nebo železografitové přísady. Bronzografitové druhy jsou vhodné pro tření za sucha i v oleji, materiály na bázi železa jen pro tření za sucha. Kovokeramické obložení dodávají výrobci ve vhodných tvarech, k upevnění na funkční části se používají nýty.

Aby se obložení čelistí příliš neopotřebovávalo a nebylo nutné je často vyměňovat, kontrolují se jeho rozměry podle doporučených tlaků (tab. 124).

Plocha jedné čelisti je (obr. 205)

$$S = \pi D \cdot b \cdot \frac{\alpha^\circ}{360^\circ},$$

tlak

$$p = \frac{F_1}{S}.$$

Třecí práce se mění při brzdění v teplo. Brzdy se proto kontrolují na zahřátí stanovením měrného výkonu na 1 mm^2 plochy.

U spouštěcích brzd je

$$P_{T1} = p \cdot f \cdot v.$$

U stavěcích brzd je

$$P_{T1} = p \cdot f \cdot \frac{1}{2}v.$$

Tab. 123. Čelistové brzdy

Druh	Vyobrazení
Jednočelistová (s vnější čelistí)	
Dvoučelistová (vnější čelisti)	s čelistmi nepohyblivými
Dvoučelistová (vnější čelisti)	s čelistmi pohyblivými

Výpočet	Popis a použití
$M_b = G \cdot R_1 = F_o \cdot R_2 = F_t R_2 = F_n \cdot f \cdot R_2 =$ $= F \frac{l}{a} \cdot f \cdot R_2 = F \cdot i \cdot f \cdot R_2 \Rightarrow F = \frac{M_b}{i \cdot f \cdot R_2}$ $i = \frac{l}{a} = \text{převodový poměr na brzdové páce}$ Uvedené vztahy platí pro oba smysly otáčení, jen leží-li otočný čep páky na tečně k obvodu bubnu	1 – brzdová páka, 2 – brzdová čelist, 3 – brzdový buben, 4 – buben s lanem pro zavěšení břemene. Použití: Jen pro malé výkony např. u ručních zdvihadel. Nevýhoda: Jednostranný tlak čelisti na brzdový buben namáhá hřídel na ohyb
$M_b = G \cdot R_1 = 2F_n \cdot R_2 = 2F_t \cdot R_2 = 2F_n \cdot f \cdot R_2 =$ $= F_n \cdot f \cdot D_2 = F \frac{s \cdot c \cdot l}{t \cdot d \cdot a} f \cdot D_2 =$ $= F \cdot i \cdot f \cdot D_2 \Rightarrow F,$ $F = \frac{M_b}{f \cdot D_2} \cdot \frac{t \cdot d \cdot a}{s \cdot c \cdot l} = \frac{M_b}{i \cdot f \cdot D_2},$ $2R_2 = D_2,$ i je pákový převodový poměr $\frac{s \cdot c \cdot l}{t \cdot d \cdot a}$. Uvažujeme-li účinnost pákových převodů, bude $F = \frac{M_b}{i \cdot f \cdot D_2 \cdot \eta} \quad \eta = 0,92 \text{ až } 0,94$ $F_o = 1,2 \text{ až } 1,25 F$	1, 2 – brzdové páky, 3, 4 – brzdové čelisti, 5, 6 – pákové převody, 7, 8 – táhla, F_A, F_B – reakce v otočných bodech brzdových pák (čepy 9 a 10). Obě čelisti jsou proti sobě, hřídel není namáhán na ohyb
Výpočet je stejný jako v předešlém případě. Jsou-li brzdové čelisti uloženy na pákách otočně, neprochází tlaková síla F_n otočným bodem čelisti a třecí síla $F_n \cdot f$ natáčí čelist kolem otočného bodu. Tím se dosáhne většího přitlačení, lepšího účinku,	

Druh	Vyobrazení
Dvoučelistová brzda pro vozidla (s vnitřními čelistmi)	

Tab. 124. Součinitele tření a doporučené tlaky čelistí brzd

Materiál brzdových čelistí (obložení)	Součinitel tření za sucha f	Doporučený tlak p (MPa)
litina	0,1	1 až 2
topolové dřevo	0,2 až 0,3	0,15 až 0,3
ferodo	0,3 až 0,4	0,3 až 0,6
kovokeramické obložení	0,3 až 0,4	2,5 až 5

Pro ferodo má být měrný výkon v mezích $P_{T1} = 0,3$ až $0,5 \text{ W} \cdot \text{mm}^{-2}$, pro keramické třecí materiály může být $P_{T1} = 3$ až $5 \text{ W} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Při návrhu brzdy se však obvykle kontroluje jen součin $p \cdot v$, který má být pro ferodo v mezích $p \cdot v = 1,2$ až $3,3 \text{ W} \cdot \text{mm}^{-2}$, pro kovokeramické materiály může být opět až 10krát větší.

U spouštěcích brzd se tyto hodnoty snižují na polovinu.

Vzniklé teplo je nutno odvádět vhodnou konstrukcí brzdy.

Reakční síly v čepích je nejlépe zjistit graficky. Navržené čepy se potom zkontrolují na ohyb a otačení, páky se kontrolují na ohyb. Obvykle se předimenzují, aby se při brzdění neprohýbaly.

Výpočet	Popis a použití
$M_b = F_1 \cdot R_1 = 2F_0 R_2 = F_0 \cdot D_2 = F_1 \cdot D_2 =$ $= F_n \cdot f \cdot D_2 = F \frac{l \cdot d}{a \cdot c} f \cdot D_2 = F \cdot i \cdot f \cdot D_2 \Rightarrow F$ $F = \frac{M_b}{i \cdot f \cdot D_2}$ $2R_2 = D_2$ $i = \frac{l \cdot d}{a \cdot c}$	1 – pneumatika na ráfku upevněném na brzdovém bubnu, 2, 3 – brzdové čelisti, 4 – klíč k rozvírání čelistí, 5 – páka klíče, 6 – lanko k ručnímu ovládání brzdy, 7 – pružina k vracení čelistí do odbrzděného stavu Použití: u silničních motorových vozidel

Pásové brzdy

Používají se u ručních zdvihadel nebo u motorových zdvihadel s malými zdvihacími rychlostmi. Kolem litinového nebo ocelového bubnu mají opásaný ocelový pás bez obložení ($f = 0,15$ až $0,18$) nebo obložený přinýtovanými destičkami z topolového dřeva ($f = 0,25$ až $0,3$), popř. z feroda ($f = 0,35$). Pás je připojen k brzdové páce, na kterou působí při brzdění síla F .

Podle způsobu upevnění konců pásu rozlišujeme pásové brzdy:
jednoduché,
diferenciální,
součtové.

Pro všechny pásové brzdy platí z mechaniky známé Eulerovy vztahy:

$$F_t = F_{S1} - F_{S2},$$

$$F_{S1} = F_{S2} \cdot e^{\alpha f},$$

kde F_t je třecí síla na obvodě brzdového bubnu,

F_{S1}, F_{S2} – vnitřní síly v koncích pásu,

α – úhel opásání v radiánech,

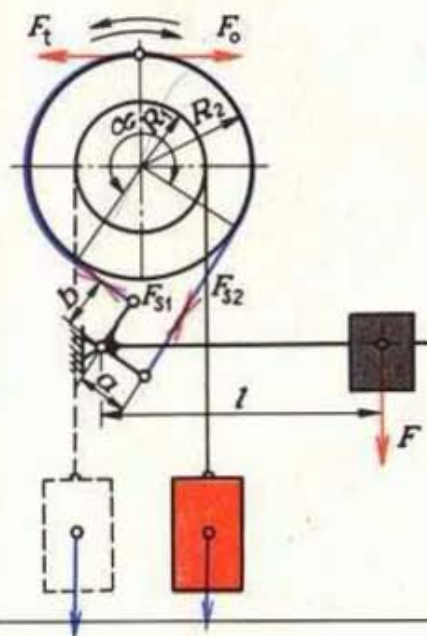
f – součinitel tření.

Přehled a výpočty pásových brzd jsou v tab. 125.

Tloušťka ocelových pásů bývá 2 až 4 mm, šířka pásu $b = 40$ až 140 mm, dovolené napětí v tahu $\sigma_{Dt} = 30$ až 50 MPa.

Tab. 125. Pásové brzdy

Druh	Vyobrazení	Výpočet	Popis a použití
Jednoduchá		$M_b = G \cdot R_1 = F_o \cdot R_2 = F_t \cdot R_2 =$ $= (F_{s1} - F_{s2}) \cdot R_2 = (F_{s2} \cdot e^{\alpha f} - F_{s2}) \cdot R_2 =$ $= F_{s2}(e^{\alpha f} - 1) \cdot R_2 \Rightarrow F$ $F = \frac{M_b \cdot a}{(e^{\alpha f} - 1) \cdot f \cdot R_2}$ Kdyby se smysl otáčení obrátil, musela by být síla na páce $F' = F \cdot e^{\alpha f}$	1 – brzdový buben, 2 – brzdový pás, 3 – brzdová páka se závažím. Použití: Pro jeden smysl otáčení u ručních zdvihadel, méně často u motorových zdvihadel
Diferenciální		$F \cdot l = F_{s2} \cdot a - F_{s1} \cdot b =$ $= F_{s2} \cdot a - F_{s2} \cdot e^{\alpha f} \cdot b =$ $= F_{s2}(a - e^{\alpha f} \cdot b) \Rightarrow F_{s2}$ $F_{s2} = \frac{F \cdot l}{a - b \cdot e^{\alpha f}}$ $M_b = G \cdot R_1 = F_o \cdot R_2 = F_t \cdot R_2 =$ $= (F_{s1} - F_{s2}) \cdot R_2 = F_{s2}(e^{\alpha f} - 1) \cdot R_2 =$ $= \frac{F \cdot l(e^{\alpha f} - 1) \cdot R_2}{a - b \cdot e^{\alpha f}} \Rightarrow F$ $F = \frac{M_b \cdot (a - b \cdot e^{\alpha f})}{(e^{\alpha f} - 1) \cdot l \cdot R_2}$	Použití: Pro jeden smysl otáčení u ručních zdvihadel. Výhoda: Poměrně malou silou F lze brzdit velký krouticí moment. Pro $a = b \cdot e^{\alpha f}$ by vyšlo $F = 0$. Brzdění by ale bylo trhavé, nevyhovující. Proto se navrhuje $a \geq 2,5b$ pro pás bez obložení, $a \geq 4b$ pro pás sferodovým obložení



$$F \cdot l = F_{S2} \cdot a + F_{S1} \cdot b = F_{S2}(a + e^{\alpha f} \cdot b)$$

$$F_{S2} = \frac{F \cdot l}{a + b \cdot e^{\alpha f}}$$

$$\begin{aligned} M_b &= G \cdot R_1 = F_o \cdot R_2 = F_t \cdot R_2 = \\ &= (F_{S1} - F_{S2}) \cdot R_2 = F_{S2}(e^{\alpha f} - 1) \cdot R_2 = \\ &= \frac{F \cdot l \cdot (e^{\alpha f} - 1) \cdot R_2}{a + b \cdot e^{\alpha f}} \Rightarrow F \end{aligned}$$

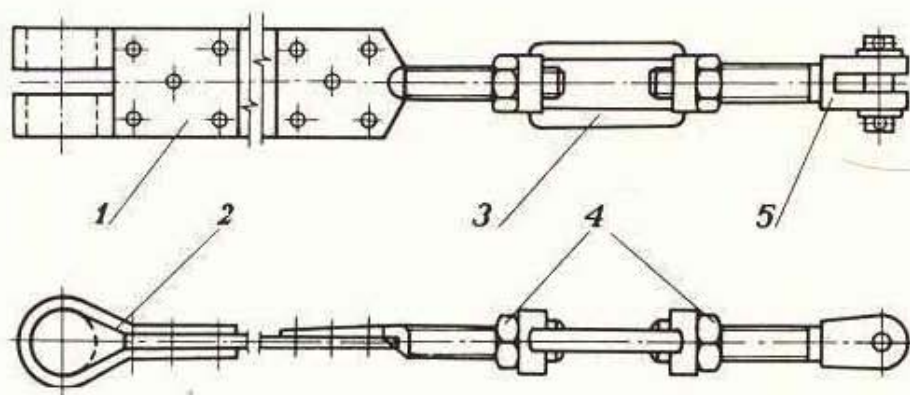
$$F = \frac{M_b \cdot (a + b \cdot e^{\alpha f})}{(e^{\alpha f} - 1) \cdot l \cdot R_2}$$

Použití: Pro oba smysly otáčení.
Má-li být F pro oba smysly otáčení stejný, musí být $a = b$ a potom je

$$F = \frac{M_b \cdot a(e^{\alpha f} + 1)}{R_2 \cdot l(e^{\alpha f} - 1)}$$

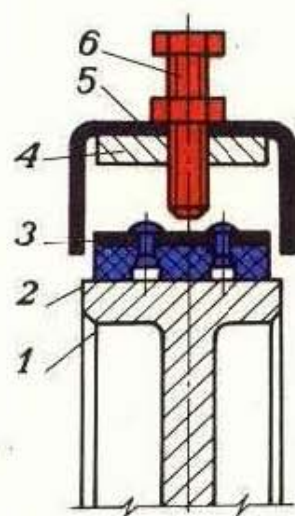
Uspořádání pásu je na *obr. 206*. Brzdový pás bývá na vnější straně zakryt dalším pásem (*obr. 207*).

Také u pásových brzd se kontroluje tlak a měrný výkon, obdobně jako u čelistových brzd. Obvykle se počítá se středním tlakem p_s (*tab. 125*), který se však nemůže



Obr. 206. Uspořádání brzdového pásu

1 – pás, 2 – třmen, 3 – pravolevá matice (rektifikační článek), 4 – pojistná matice, 5 – vidlice



Obr. 207. Zajištění brzdového pásu

1 – brzdový buben, 2 – obložení, 3 – brzdový pás, 4 – krycí pás, 5 – záchytky tvaru U zabráňující vychýlení pásu, 6 – stavěcí šroub pro rovnoměrné oddálení brzdového pásu od bubnu po celé jeho délce

vypočítat jako aritmetický průměr tlaků $p_{\max}$ a $p_{\min}$, ale určuje se z výkonu střední třecí síly:

$$P_T = F_T \cdot v = p_s \cdot f \cdot S \cdot v \Rightarrow p_s = \frac{F_T}{f \cdot S}$$

Styková plocha:

$$S = \pi \cdot D \cdot b \cdot \frac{\alpha^\circ}{360^\circ},$$

kde b je šířka pásu,

v – obvodová rychlost bubnu.

Výhodou pásových brzd je, že se velkým úhlem opásání dosáhne velká třecí práce. Síla F na konci brzdové páky může být až pětkrát menší než u brzd čelistových.

Nevýhodou je, že se tahem pásu namáhá hřídel na ohyb. Opotřebení pásu není rovnoměrné, protože se tlak mezi pásem a brzdovým bubnem mění od $p_{\max}$ do $p_{\min}$.

Ovládání brzd

U čelistových i pásových brzd se dosáhne žádaného účinku přitlačením čelistí nebo pásu k brzdovému bubnu. Síla F , potřebná k ovládání brzdové páky, může být vyvozena:

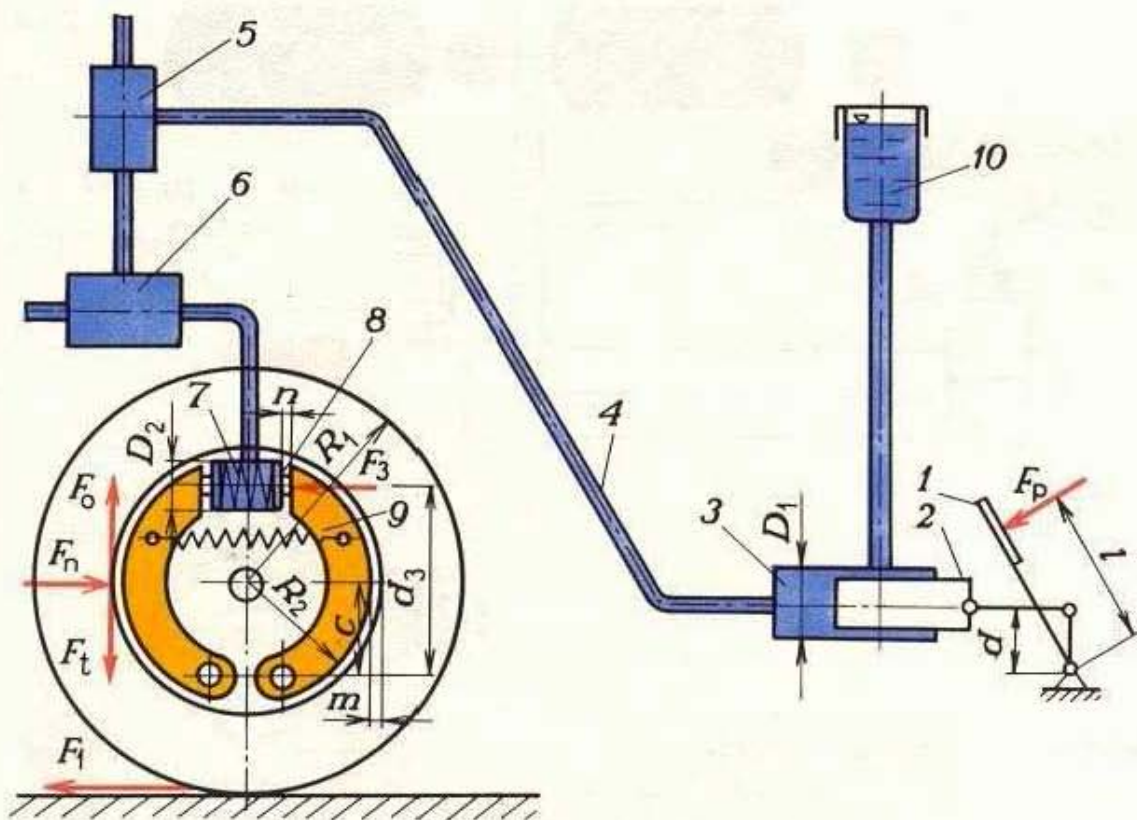
rukou nebo nohou,
závažím,
pružinou,
pohybovým šroubem,
odstředivou silou.

Brzda může být uspořádána tak, že je v základním postavení
trvale zabrzděna,
trvale odbrzděna.

U brzd v základním postavení trvale zabrzděných je časté dálkové ovládání, popř. se z jednoho místa ovládá brzdění více kol nebo hřídelů. Přenos síly může být:

mechanický,
hydraulický,
pneumatický.

Mechanický přenos síly využívá převodů pákami, lanky, táhly atp., jak je tomu např. u jízdních kol, motocyklů aj.



Obr. 208. Uspořádání hydraulicky ovládané brzdy

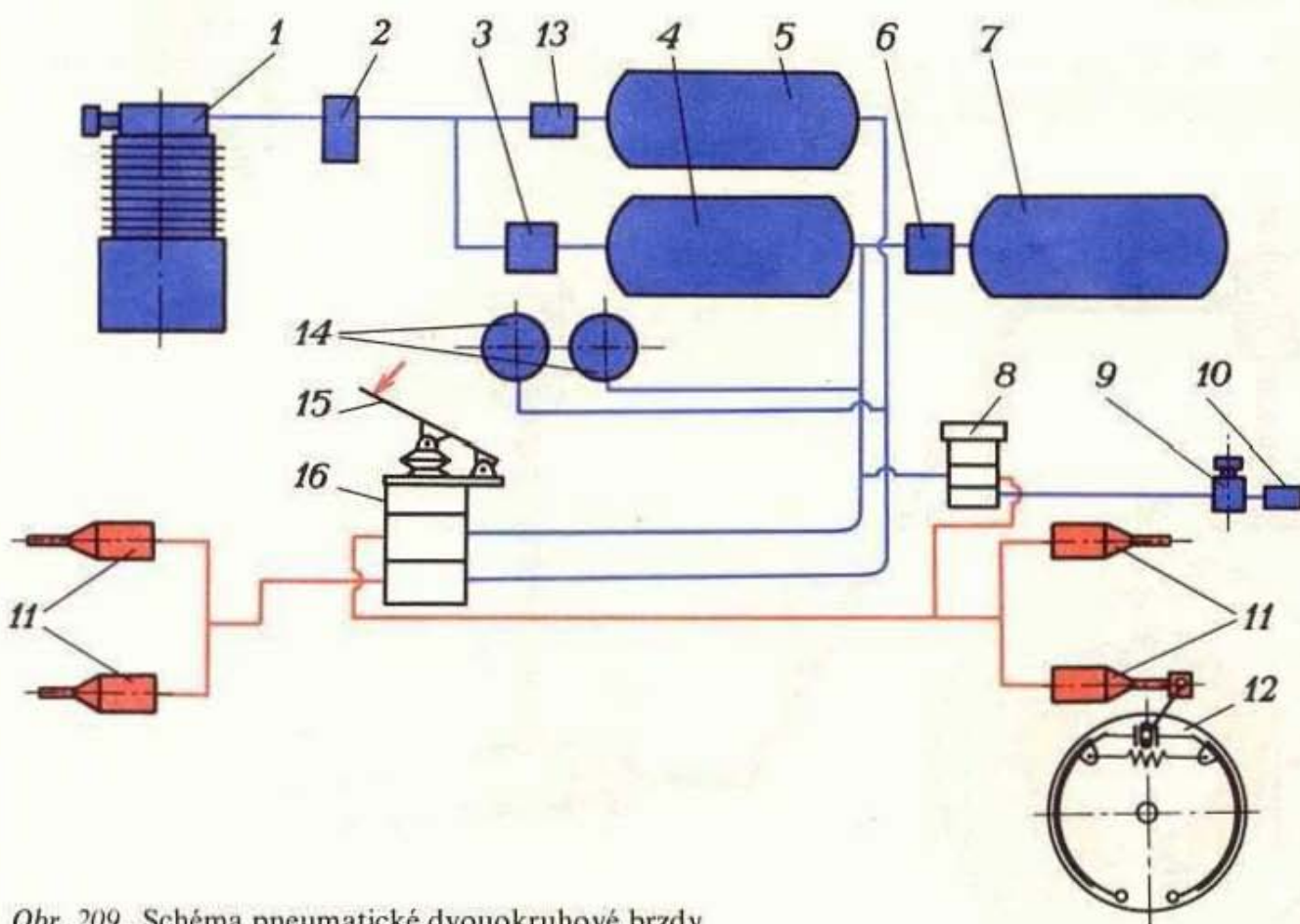
1 – pedál brzdy, 2 – píst, 3 – hlavní brzdový válec, 4 – kapalinové potrubí, 5, 6 – rozvodky kapaliny, 7 – brzdové válce kol, 8 – písty kol, 9 – brzdové čelisti, 10 – nádobka s kapalinou

Nájezdová brzda používaná u přívěsů traktorů nebo nákladních automobilů má převody provedeny tak, že pokud je přívěsný vůz tažným vozidlem tažen, jsou brzdy odlehčeny. Při jízdě s kopce nebo při zabrzdění tažného vozidla se nájezdem táhla na opěrnou plochu vhodně uspořádanými pákami a táhly brzdy přívěsu uvádějí v činnost.

Hydraulický přenos síly (obr. 208) se používá např. u brzd automobilu. Sešlápne-li řidič pedál brzdy, stlačuje píst v hlavním brzdovém válci brzdovou kapalinu, která se potrubím rozvádí do brzdových válečků jednotlivých kol vozu. Kapalina odtlačuje ve válečkách písty brzdových čelistí. Po uvolnění pedálu se součásti vrací nazpět působením pružiny. Do hlavního brzdového válce se kapalina doplňuje z výše položené nádobky.

Označíme-li sílu na pedál F_p , sílu na obvodu kol F_1 , součinitel tření f , činný poloměr pneumatiky R_1 , poloměr brzdového bubnu R_2 , průměr hlavního brzdového válce D_1 , průměr brzdových válečků kol D_2 , ramena pák a, b, c, d a účinnost brzdy η , bude síla, kterou bude třeba působit na pedál:

$$F_p = \frac{F_1 \cdot R_1 \cdot D_1^2 \cdot c \cdot a}{2f \cdot R_2 \cdot D_2^2 \cdot d \cdot l \cdot \eta} \cdot N.$$



Obr. 209. Schéma pneumatické dvouokruhové brzdy

1 – kompresor, 2 – odlučovač oleje, 3 – vyrovnávač tlaku, 4 – pohotovostní vzduchojem 1. okruhu, 5 – pohotovostní vzduchojem 2. okruhu, 6 – přepouštěč vzduchu, 7 – zásobní vzduchojem, 8 – brzdíč přívěsu, 9 – kohout vývodu k přívěsu, 10 – hlavice pro připojení hadice brzdové soustavy přívěsu, 11 – brzdový válec kol, 12 – brzdová kola, 13 – zpětný ventil, 14 – manometry obou okruhů, 15 – pedál brzdy, 16 – dvouokruhový hlavní brzdíč

Zdvih pedálu h pro celkový počet čelistí i vyplývá z rovnice pro objem kapaliny, kterou je třeba vytlačit pro dosažení žádaného výkyvu čelistí:

$$V = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot n \cdot i = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot \frac{a}{l} \cdot h,$$

kde $n = \frac{d \cdot m}{c},$

n je dráha pístu ve válci kola,

m – dráha čelisti.

U brzd *pneumaticky ovládaných* (obr. 209) se používá stlačený vzduch ze zásobníku, kam se dopravuje z kompresoru. Pneumatické ovládání je obvyklé u vlakových brzd, u nákladních automobilů, autobusů apod.

Pro zvýšení bezpečnosti a provozní spolehlivosti (kapalinové nebo vzduchové potrubí brzd se může ve spojích uvolnit, prasknout, prodřít) se u moderních automobilů (zejména nákladních a u autobusů) používají *brzdy dvouokruhové*. Jeden z okruhů hlavního brzdového válce ovládá brzdy kol přední nápravy, druhý ovládá brzdy kol zadní nápravy. V případě poruchy jednoho z okruhů (např. okruhu předních kol) zůstává zachována bezpečná funkce druhého okruhu, neporušeného (např. okruhu zadních kol). Brzdová kapalina se doplňuje do každého okruhu samostatně.

Brzdy zabrzděné za klidu závažím nebo pružinou se mohou odlehčovat:

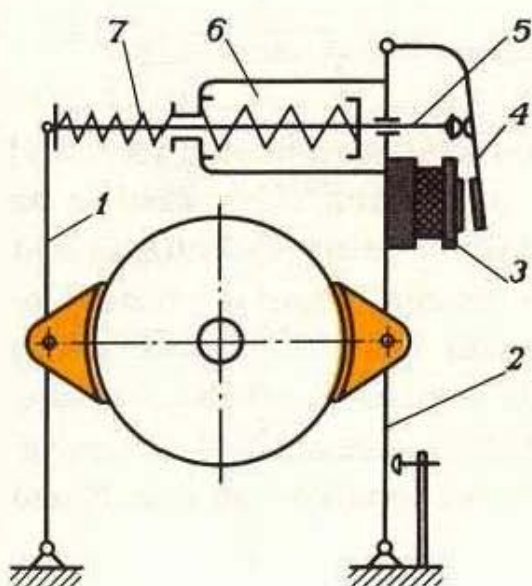
rukou nebo nohou,

elektromagnetem,

elektrohydraulickým odbrzdovačem.

Brzdy odlehčované rukou nebo nohou se používají u ručních zdvihadel, stavebních vrátek apod. Čelisti, popř. brzdový pás se od bubnu oddálí zvednutím brzdové páky, popř. otáčením ručním kolem pohybového šroubu.

Schéma *brzdy odlehčované elektromagnetem* je na obr. 210. Používá se jí u pojižděcích ústrojí jeřábů s malými výkony. Krátkozdvihový magnet je umístěn na páce



Obr. 210. Dvoučelistová brzda ovládaná elektromagnetem

1, 2 – páky brzdových čelistí,

3 – elektromagnet, 4 – kotva,

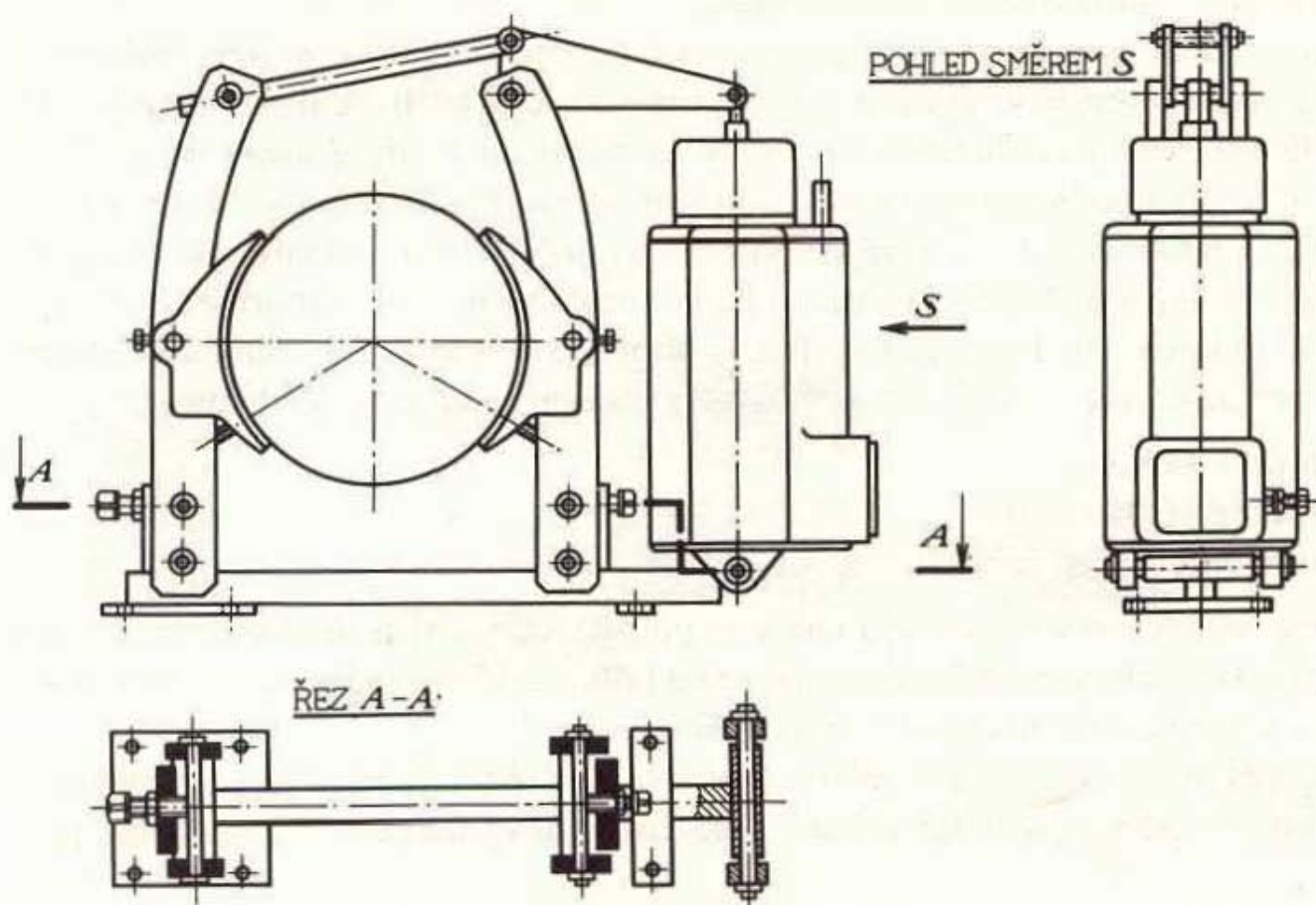
5 – táhlo, 6 – pružina pro oddálení

kotvy, 7 – pružina pro oddálení čelistí

s čelistí brzdy. Přitažením páky s kotvou k magnetu se brzda uvolňuje, při přerušení proudu do elektromagnetu se čelisti pružinou přitlačují k bubnu. K elektromotoru, jehož hřídel se má brzdít, se elektromagnet připojuje paralelně. Nevýhodou této brzdy je, že brzdí náhle a elektromagnet je příliš hlučný.

Brzdový elektromagnet má při napájení stejnosměrným proudem o napětí 220 V nebo 440 V jednu cívku se železným jádrem, při napájení střídavým proudem o napětí 220 V, 380 V nebo 500 V má 3 cívky. Elektromagnety na střídavý proud způsobují značné nárazy v síti.

Použije-li se k odlehčování brzdy elektromagnet (tab. 124), volí se celkový zdvih jádra $h_1 = 0,7$ až $0,8h$, kde $h = 40$ až 50 mm. Tažná síla elektromagnetu má být $F_e = 1,2$ až $1,25F$, kde $F = F_3 + F_4$. Síla F_3 je tíha závaží na páce, F_4 je tíha jádra elektromagnetu.

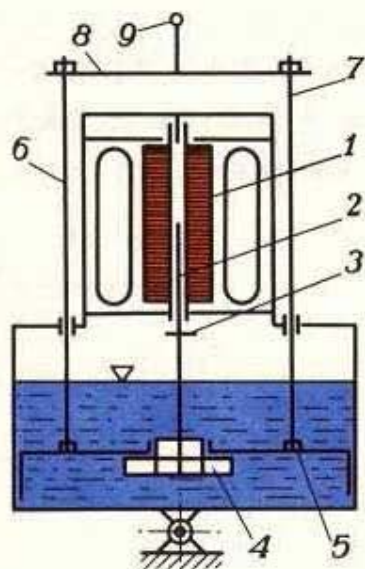


Obr. 211. Dvoučelistová brzda s elektrohydraulickým odbrzdovačem pro zdvihací ústrojí jeřábů

Elektrohydraulický odbrzdovač spolu s typizovanou jeřábovou brzdou (obr. 211) má část elektrickou a část hydraulickou. Schéma uspořádání obou částí je na obr. 212. Elektrická část je elektromotor s teleskopickým hřídelem, hydraulická část se skládá z válce naplněného olejem s velmi nízkým bodem tuhnutí a z pístu s lopatkovým oběžným kolem čerpadla. Po zapnutí proudu do elektromotoru se olej vhná pod píst, který se tím vytlačuje vzhůru a táhly a třmenem odlehčuje brzdou. Po vypnutí proudu klesá píst dolů tíhou závaží na brzdové páce nebo silou vestavěných pružin (na obrázku nejsou znázorněny), olej protéká lopatkovými kanály nad píst, brzda se zabrzdí.

Provoz elektrohydraulického odbrzdovače je klidný, bez rázů a s malou spotřebou proudu. Používá se také k zapínání a vypínání hřídelových spojek (kap. 5.4.5).

Elektrohydraulický odbrzdovač se původně vyráběl v ČSSR, byl dodáván pod obchodním označením Eldro. V rámci socialistické integrace jej nyní pro všechny státy RVHP vyrábí NDR, kde se označuje Elhy. Výrobou velkých sérií se tak dosáhne snížení výrobních nákladů, a tím také ceny výrobku.



Obr. 212. Elektrohydraulický odbrzdovač

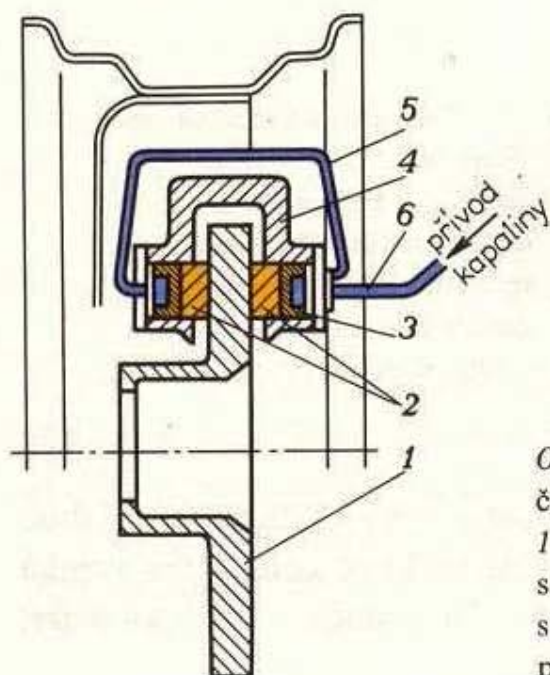
1 – elektromotor, 2 – teleskopický hřídel, 3 – odstříkací kroužek, 4 – píst, 5 – oběžné kolo čerpadla, 6, 7 – táhla, 8 – třmen, 9 – oko k připojení páky brzdy

6.2.2 Axiální brzdy

Přítlačné síly u nich působí ve směru osy brzděného hřídele.

Kotoučové brzdy

Jsou často používány u jízdních kol, u předních kol moderních automobilů apod. Schéma brzdy u kola automobilu je na obr. 213. Čelisti se přitlačují k čelním plochám brzdového kotouče obvykle hydraulicky, brzdový kotouč svírají z obou stran.



Obr. 213. Schéma kotoučové čelistové brzdy

1 – kotouč, 2 – brzdové čelisti s obložením, 3 – písty, 4 – těleso s brzdovými válci, 5, 6 – kapalinové potrubí

Kuželové a lamelové brzdy

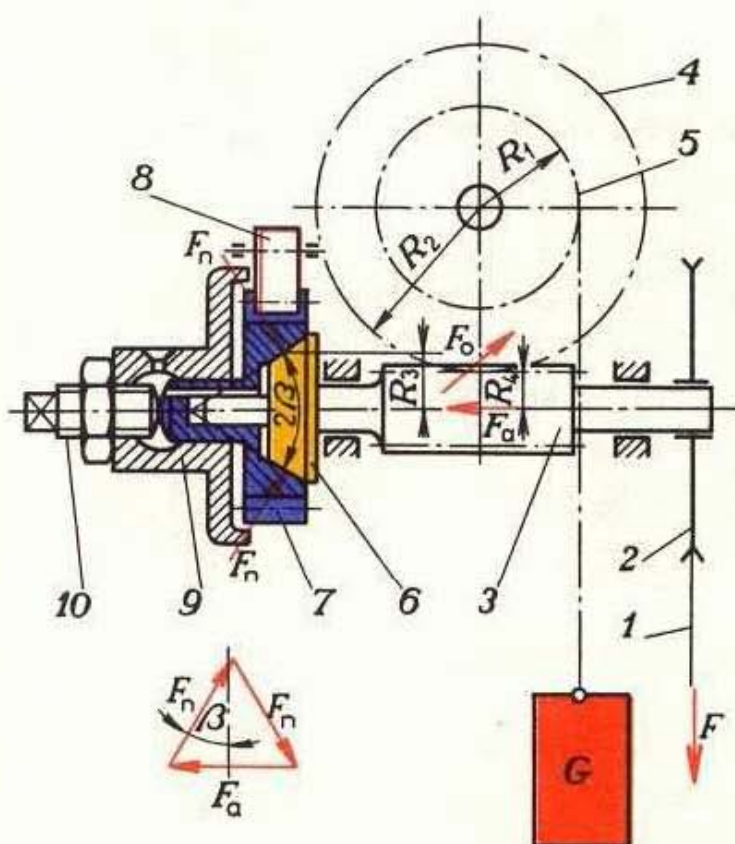
Jejich uspořádání je obdobné jako u hřídelových spojek. Upevní-li se jedna část spojky nehybně a druhá se spojí s otáčivým hřídelem, dosáhne se axiálním posuvem příslušných elementů (kužele nebo lamel) brzdícího účinku.

Samočinné brzdy

Jsou zvláštním druhem brzd kuželových, popř. lamelových. Konstrukce je provedena tak, aby brzděný moment byl úměrný velikosti břemene. Používají se jako spouštěcí brzdy u ručních kladkostrojů a navijáků se šnekovým převodem nebo s čelními ozubenými koly, která nejsou samosvorná.

Podle konstrukce rozdělujeme tyto brzdy na:

kuželové,
talířové,
lamelové,
talířové s pomocným šroubem (Westonovy).



Obr. 214. Samočinná kuželová brzda

1 – tažný řetěz, 2 – řetězka,
3 – šnek, 4 – šnekové kolo,
5 – řetězka pro řetěz břemene,
6 – brzdový kužel, 7 – rohatka,
8 – západka, 9 – ložisko brzdy,
10 – seřizovací šroub

Samočinná kuželová brzda (obr. 214) se používá u šnekového kladkostroje. Tíhou břemene G vzniká moment $G \cdot R_1$, který se snaží otáčet šnekové kolo, a tak vzniká na šneku obvodová síla F_o a ve šneku osová síla F_a . Ta zatlačuje brzdový kužel na konci hřídele šneku do vybrání v rohatce.

Označíme-li poloměr šroubu R_4 , poloměr kužele R_3 a normálovou sílu na kužel F_n , bude brzděný moment:

$$M_b = 2F_n \cdot f \cdot R_3 = 2 \frac{F_a}{2 \sin \beta} \cdot f \cdot R_3 = F_a \frac{f}{\sin \beta} \cdot R_3.$$

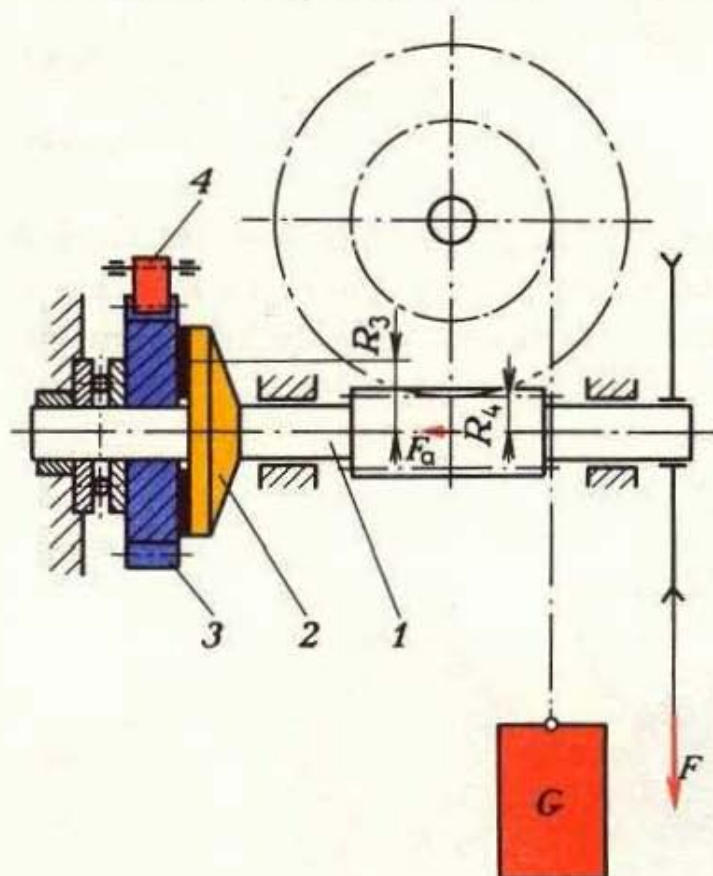
Tento moment musí být větší nebo rovný krouticímu momentu, který vzniká na šneku (šroubu) při spouštění (viz kap. 2.1.3), tj. $M_b \geq M_k$,

$$F_a \cdot \frac{f}{\sin \beta} \cdot R_3 \geq F_a \cdot R_4 \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi).$$

Odtud je po zkrácení F_a a doplnění součinitelem bezpečnosti k , aby brzda neseselhávala:

$$\frac{f}{\sin \beta} \cdot R_3 = k \cdot R_4 \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi).$$

Součinitel bezpečnosti se volí $k = 1,2$ až $1,5$.



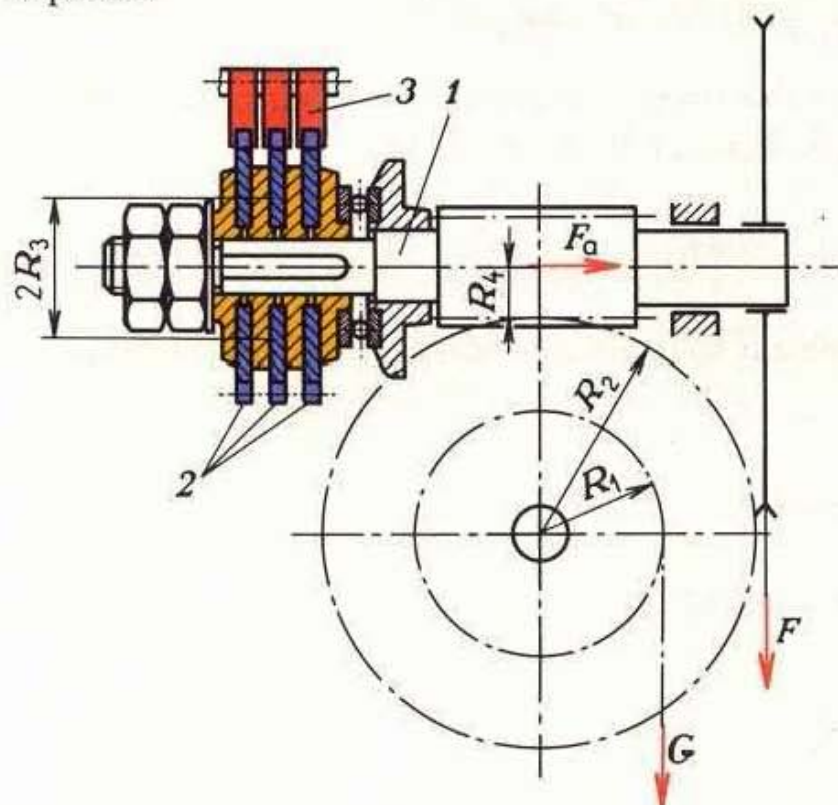
Obr. 215. Samočinná talířová brzda
1 – hřídel šroubu, 2 – třecí kotouč
s obložením, 3 – talíř provedený jako
rohatka, 4 – západka

Pro ocelový kužel s litinovou rohatkou je $f = 0,1$ až $0,15$, což odpovídá třecímu úhlu $\varphi = 5$ až 6° . Úhel stoupání šneku, který se navrhuje dvouchodý, bývá $\gamma = 16$ až 22° , úhel kužele $\beta = 20$ až 28° , tlak v třecích plochách $p = 0,3$ až $0,5$ MPa.

U talířové a lamelové brzdy (obr. 215, 216) je při použití na šnekovém kladkostroji uspořádání obdobné. Pro podmínku samosvornosti platí

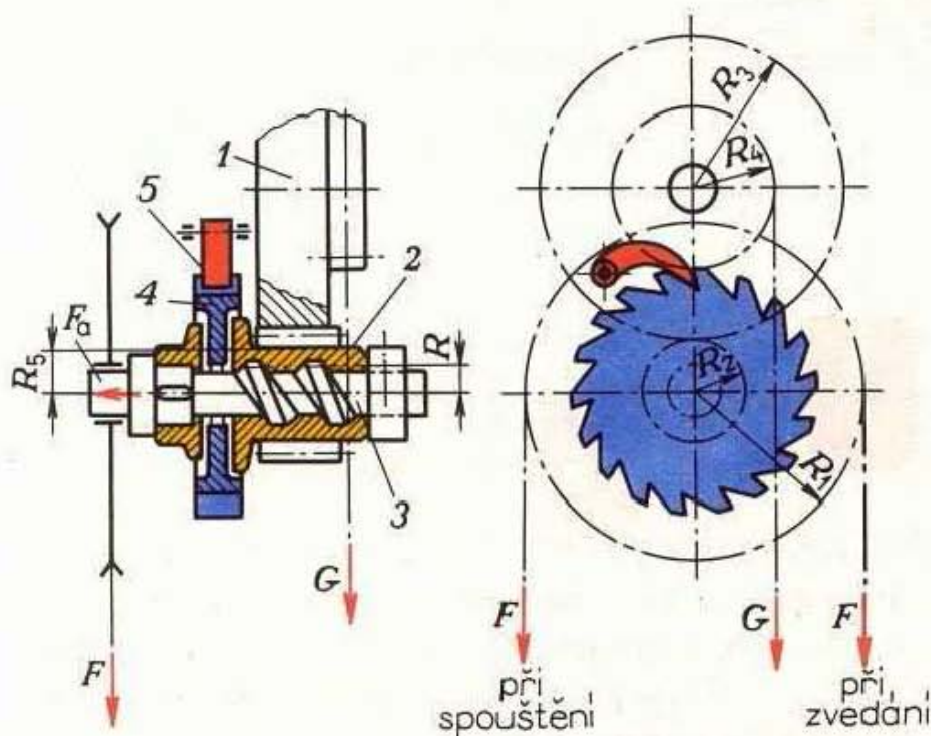
$$n \cdot f \cdot R_3 = k \cdot R_4 \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \varphi),$$

kde n je počet třecích ploch. Součinitel tření $f = 0,05$ až $0,08$ u lamel dobře mazaných olejem. Zápádka má takovou šířku, aby sahala přes všechny lamely, upravené na obvodu jako rohatky, nebo je pro každou lamelu-rohatku samostatná zápádka.



Obr. 216. Samočinná lamelová brzda
1 – hřídel šroubu, 2 – lamely
provedené jako rohatky, 3 – zápádky

Talířová spouštěcí brzda s pomocným šroubem, nazývaná v literatuře též Westonova (obr. 217), se používá u ručních kladkostrojů s čelními ozubenými koly, které mají větší účinnost než kladkostroje šnekové. Osový tlak vyvozuje tíha břemene



Obr. 217. Talířová spouštěcí brzda s pomocným šroubem (brzda Westonova)

1 – čelní ozubené kolo, 2 – pastorek s maticí, 3 – pomocný šroub, 4 – rohatka, 5 – zápádka

přes ozubená kola na pastorek, který se vzniklým momentem otáčí, a tím též axiálně posouvá. Čelní plocha jeho náboje se tak přitlačuje na rohatku zadržovanou západkou. Při zvedání břemene se rohatka otáčí v naznačeném směru a zabírá se západkou. Při spouštění otáčíme řetězovým kolem jen šroubem, pastorek se odsouvá od třecí plochy rohatky a může se pak pootočit nazpět, aby umožnil klesání břemene.

Pro zastavení břemene musí být splněna podmínka

$$R_5 \cdot f \geq k \cdot R \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi).$$

Osová síla je

$$F_a = \frac{M_b}{R \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) + f \cdot R_5},$$

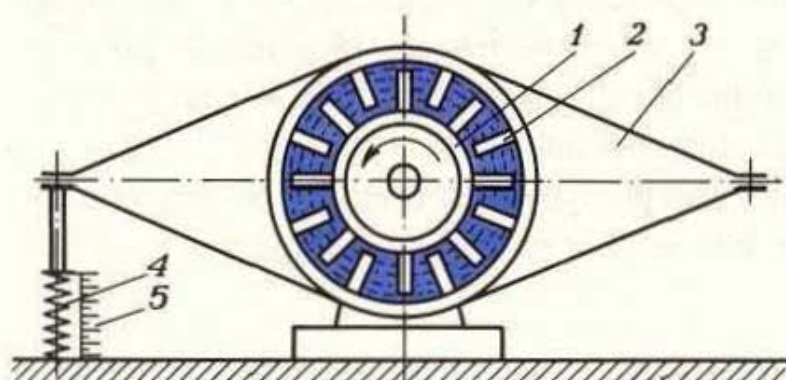
kde $M_b = G \cdot R_4$.

Závit pomocného pohybového šroubu bývá dvou až čtyřchodý. Při návrhu brzdy se závit kontroluje na otlacení. Pro litinovou matici bývá $p = 5 \text{ MPa}$, pro bronzovou matici $p = 8 \text{ MPa}$.

Podobně jako u radiálních brzd se kontrolují též třecí plochy axiálních brzd na otlacení a měrný výkon (oteplení).

6.3 Proudové brzdy

Využívají vnitřního tření tekutin. Na obrázku 218 je schéma vodní vířivé (hydraulické) brzdy, používané často při měření výkonu spalovacích motorů. Podle stupně naplnění vnitřního prostoru brzdy protékající vodou se vytvoří při otáčení rotoru prstenec



Obr. 218. Hydraulická brzda
1 – rotor, 2 – stator, 3 – výkyvné rameno, 4 – cejchovaná pružina, 5 – ukazatel brzděného momentu

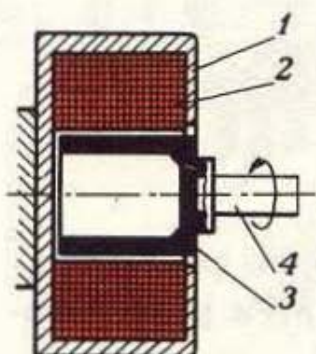
různé hustoty, kterému lopatky (hroty) statoru kladou odpor. Vytváří se tak reakční brzděný moment, který se zjišťuje měřením tlakové síly na konci výkyvného ramene.

Vzduchové brzdy jsou založeny na obdobném principu, namísto vodou se rotor brzdí vzduchem.

6.4 Elektrické brzdy

jsou brzdy indukční, u nichž se nejčastěji využívají vířivé proudy, popř. se u elektromotorů brzdí protiproudem nebo přepnutím do generátorového stavu.

Na obrázku 219 je schéma *elektromagnetické brzdy s vířivými proudy*, které se indukují v rotoru hrncovitého tvaru, zavede-li se do válcového statorového vinutí střídavý proud. Vzájemným působením magnetických polí vinutí a rotoru dochází k jeho brzdění.



Obr. 219. Elektrická brzda

1 – těleso statoru brzdy, 2 – válcové budící vinutí, 3 – kotouč hrncového tvaru, 4 – brzděný hřídel

U asynchronních třífázových motorů je možno brzdit při spouštění břemene několika způsoby:

1. Nejužívanější je *nadsynchronní brzdění*. Motor je břemenem otáčen a pracuje jako asynchronní generátor při větším počtu otáček, než jsou synchronní. Při tom vrací energii do sítě (rekuperace). Na rychlost otáčení motoru při spouštění má vliv velikost břemene a hodnota zařazeného odporu. Při velkých ohmických odporech jsou otáčky velké a naopak.

2. Brzdění protiproudem, tj. přepnutím motoru na zdvih břemene. Tento způsob brzdění je velmi účinný, motor však odebírá ze sítě velký proud. Tvrdost brzdění se řídí též velikostí vřazeného odporu v rotorovém obvodu.

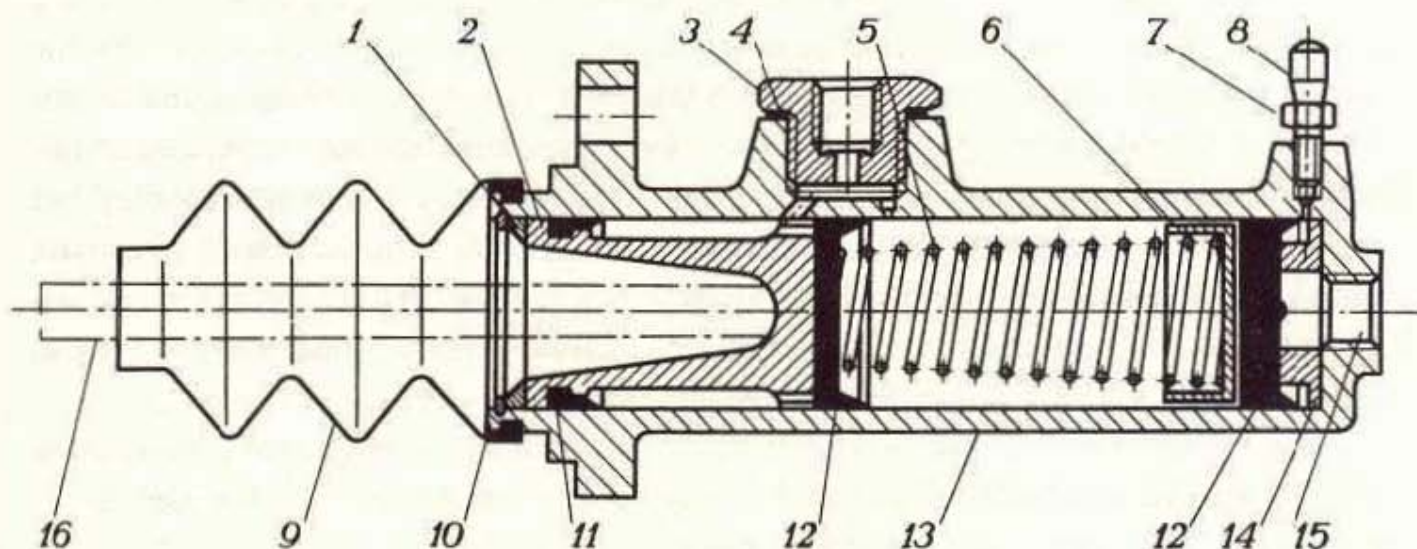
3. Asynchronní motor lze brzdit také zavedením stejnosměrného proudu do statorového vinutí. Stejnosměrný proud se získá v usměrňovači. Magnetické pole vytvořené stejnosměrným proudem indukuje v otáčejícím se rotoru střídavý proud. Vzájemným působením polí statoru a rotoru vzniká brzděný moment.

4. U stejnosměrného sériového motoru se při spouštění břemene přepne kontrolérem stroj do zapojení na cizí buzení, kde je opět schopnost rekuperace.

6.5 Příklady konstrukce brzd

Příklad konstrukčního řešení čelistové brzdy s elektrohydraulickým ovládáním, používané u zdvihových mechanismů mostových jeřábů, je na obr. 211. Brzda je normalizována v oborové normě ON 27 1634, kde jsou uvedeny rozměry a parametry, a dále označení brzdy pro objednávku.

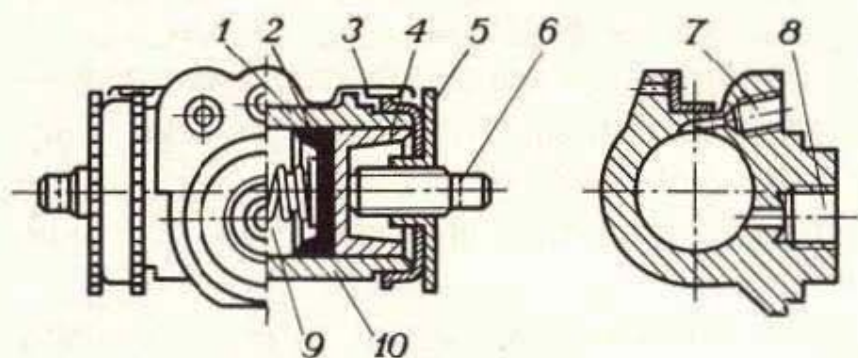
Na *obrázku 220* je konstrukční provedení brzdového válce automobilních kapalinových jednookruhových brzd. Válec je bezventilový, na rozdíl od některých jiných konstrukcí, kde se užívá ventilů.



Obr. 220. Hlavní brzdový válec jednookruhové kapalinové brzdby automobilu

1 – víko válce, 2 – hlavní píst, 3 – matice pro připojení trubky od nádobky s brzdovou kapalinou, 4 – těsnění, 5 – pružina pro vrácení pístu, 6 – pomocný píst, 7 – odvzdušňovací šroub, 8 – pryžová krycí čepička odvzdušňovacího šroubu, 9 – krycí pryžový měch, 10 – pojistný kroužek, 11, 12 – těsnící pryžové manžety, 13 – válec, 14 – nárazník, 15 – otvor se závitem pro připojení výtlačného potrubí, 16 – tlačítko pedálu brzdby

Konstrukční řešení brzdového válce pro kola automobilu je na *obr. 221*. Vůle mezi brzdovou čelistí a bubnem se seřizuje stavitelnými tlačítky otáčením seřizovací matice.



Obr. 221. Brzdový válec kol automobilu

1 – válec, 2 – těsnící manžeta, 3 – plochá pružina pro zajištění polohy seřizovací matice, 4 – píst, 5 – seřizovací matice, 6 – tlačítko brzdové čelisti, 7 – otvor se závitem pro odvzdušňovací šroub, 8 – otvor se závitem pro připojení kapalinového potrubí, 9 – pružina, 10 – kovové sedlo pružiny

6.6 Provoz, seřízení a údržba brzd

Provoz stroje by měl být vždy řízen tak, aby se brzdby musely používat co nejméně. Opotřebení brzdby je úměrné jejich používání.

Údržbou a seřízením brzd se zachovává jejich účinnost, umožňuje se správná činnost stroje, jeho bezpečný provoz.

U mechanických brzd zejména dbáme na to, aby se třecí plochy neznečistily olejem ani jiným mazadlem. Výjimkou je mokrá lamelová brzda, kde jsou lamely trvale ponořeny do oleje. U suchých brzd je nutno třecí plochy udržovat čisté. Zamaštěné plochy se čistí technickým benzinem nebo trichlóretylénem, k čištění se nemá používat nafta. Ložiska a jiné plochy v blízkosti brzd nikdy nepřemazáváme, aby se tuk odkapáváním nebo odstříkáváním nedostal na třecí plochy. Kovové plochy mají být hladké, obložení přiměřeně drsné. Uhlazené plochy obložení, zanesené prachem, čistíme kartáčem z mosazných drátků. Plochy brzdících bubnů mají být přesně válcové a centrické, kotoučových brzd rovinné, bez čelního házení, jinak je třeba je přesustružit. Obložení brzdících ploch musí být řádně upevněno.

Důležité je správné seřízení vůle mezi brzdovou čelistí a bubnem nebo kotoučem. U jeřábů, vrátků a jiných zdvihadel bývá do průměru bubnu 500 mm odlehnutí čelistí 1,5 až 2 mm, při větším průměru bubnu 2 až 3 mm.

U vozidel se vůle seřizuje po ujetí 3 000 až 5 000 km, popř. dříve, protože se podle způsobu jízdy brzdové obložení opotřebovává. Při seřizování se přitáhnou čelisti tolik, až se kolo lehce zabrzdí, a potom se seřizovací matice vrátí o $1/4$ až $1/3$ obvodu zpátky. Odlehnutí čelistí je potom 0,2 až 0,3 mm. Větší vůle způsobuje velký krok pedálu brzdy, a tím také prodloužení reakční doby do účinku brzdy.

Pro správnou činnost brzd je nutno mazat přiměřeně všechna ložiska pák a táhel, popř. bowdenová lanka, aby se lehce pohybovala. Unavené pružiny pro vracení čelistí do základního postavení je nutno vyměnit. Táhla a lanka se po čase prodlouží, uvolní a je nutné je znovu seřídít.

U brzd ovládaných hydraulicky je první podmínkou dobré činnosti naprostá těsnost potrubí a pryžových manžet v hlavním brzdovém válci i ve válcích kol. Proto se musí potrubí kontrolovat a šroubová spojení trubek přitahovat. Pryžové manžety pístů se vyměňují vždy při výměně brzdového obložení a také tehdy, začnou-li propouštět kapalinu. Potrubí i pohyblivé přívody kapaliny (vysokotlaké hadice) je třeba nastavit a upevnit tak, aby nemohlo dojít k jejich poškození např. otáčejícími se koly.

V soustavě hydraulického ovládání brzd nesmí být vzduch, který je stlačitelný a brzdový pedál je potom „měkký“. V takovém případě je třeba brzdy odvzdušnit. K tomu účelu jsou na brzdových válcích kol ventilky. Některé brzdové kapaliny pohlcují během použití z ovzduší vlhkost a výrobci proto doporučují asi po 2 letech kapalinu vyměnit. K doplnění nebo výměně se musí používat kapalina téhož druhu, jaká je dosud v hydraulickém systému používána. U nás se běžně používá u starších vozidel červená kapalina, vyrobená na bázi ricinového oleje s bodem varu minimálně 110 °C, u novějších vozidel zelená, vyrobená na bázi glykolů, s bodem varu nad 190 °C.

Při sjíždění dlouhých kopců v letním období mohou nastat pro brzdy tak těžké provozní podmínky, že teplota bubnů stoupne až na 400 °C a teplota kapaliny

v brzdových válečcích může dosáhnout až $130\text{ }^{\circ}\text{C}$. Červená kapalina se za takových podmínek začne odpařovat a brzdy přestávají účinkovat. Přechod z červené kapaliny na zelenou je možný jen tehdy, že se vymění všechny pryžové části hydraulického systému a trubky se řádně propláchnou zelenou kapalinou.

Brzdová kapalina má sahát v nádobce vždy do stanovené výše. Otvor ve víčku nádoby nesmí být ucpaný. Ubývání kapaliny je vždy známkou netěsnosti trubek nebo spojů hydraulického systému brzd.

Seřízení čelistí všech kol i těsnost a průchodnost hydraulického systému musí být pečlivě kontrolovány, aby brzdy kola neblokovaly, ale aby brzdily rovnoměrně na obou stranách vozidla. Blokování kol je závažnou technickou závadou, která může být příčinou těžkých havárií.

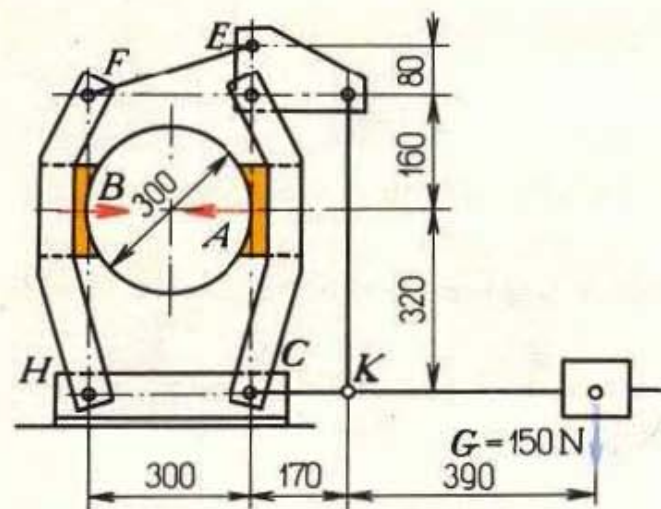
Brzdové čelisti opotřeбенé až na hlavy upevňovacích nýtů se musí nahradit novými. Obložení se má vyměnit u obou kol téže nápravy zároveň.

U jeřábových brzd, ovládaných elektromagnety na střídavý proud, nesmí magnet zůstat pootevřený, protože větším proudem by se jeho vinutí poškodilo.

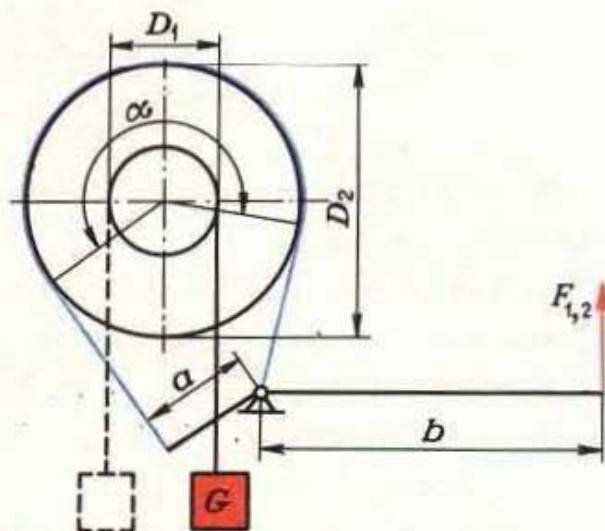
OTÁZKY A ÚKOLY

6 Brzdy

1. Jaký je účel brzd?
2. Jaké brzdy se používají u motorových vozidel a jaké u zdvihadel a jeřábů?
3. Vysvětlete rozdíl mezi třecími spojkami a třecími brzdami.
4. Dvoučelistová brzda zdvihacího ústrojí jeřábu (obr. 222) je zatížena závažím 15 kg . a) Vypočítejte přitlačnou sílu čelistí na kotouč. b) Jak veliký je brzděný moment, je-li součinitel tření $f = 0,3$? c) Proč leží čepy pák C a D v jedné přímce, která je tečnou k brzdovému kotouči? [a] $1\,575\text{ N}$, b) $141,75\text{ N}\cdot\text{m}$]
5. Na bubnu o průměru $D_1 = 240\text{ mm}$ je na laně zavěšeno břemeno o tíži $G = 750\text{ N}$. Buben se má zabrzdit pásovou brzdou s litinovým kotoučem o průměru $D_2 = 980\text{ mm}$ opásaným na 70% obvodu ocelovým pásem, připevněným k dvouramenné páce o rozměrech $a = 180\text{ mm}$ a $b = 1\,460\text{ mm}$ (obr. 223). Hnací moment je způsoben pouze tíhou břemene G . Vypočítejte sílu na páce F_1 a F_2 pro pohyb bubnu ve směru a proti směru pohybu hodinových ručiček. Pro který smysl otáčení je daná pásová brzda výhodnější? [$F_1 = 41,5\text{ N}$, $F_2 = 18,7\text{ N}$]



Obr. 222. Schéma dvoučelistové brzdy zdvihacího ústrojí jeřábu



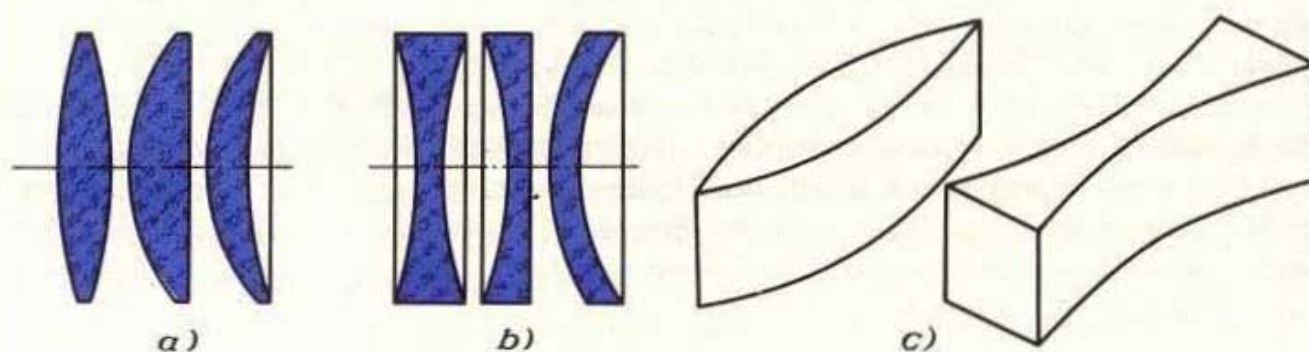
Obr. 223. Schéma pásové brzdy lanového bubnu

7.1 Všeobecně

Přesnost optických prvků je mnohem větší než přesnost součástí, které vytvářejí přístroje. Vzájemná poloha jednotlivých členů, vzdálenost mezi nimi, velikost vůlí mezi nimi nedosahuje obvykle hospodárně dosažitelnou výrobní přesnost. Proto musí být charakteristickým rysem mechanických částí vyráběných pro optické účely možnost jejich jemného nastavení (justace). Dalším požadavkem, který musí splňovat mechanické součásti optických zařízení, je jejich dostatečná tuhost.

Nejčastější optické součásti jsou součásti vyrobené broušením z optického skla (čochy, zrcadla a hranoly). Vyrábějí se řezáním, hrubým a jemným broušením a postupným leštěním.

Optická skla s malou disperzí jsou skla korunová – krouny, s větší disperzí jsou skla olovnatá – flinty.



Obr. 224. Čochy:

a) spojné, b) rozptylné, c) cylindrické

Všechny optické přístroje obsahují čochy různého druhu a v různém sestavení. Rozeznáváme čochy:

- a) spojné (obr. 224a) – jsou buď dvojvypuklé (bikonvexní) nebo ploskovypuklé (plankonvexní); mají spojný meniskus,
- b) rozptylné (obr. 224b) – mohou být dvojvyduté (bikonkávni) nebo ploskovypuklé (plankonkávni); mají rozptylkový meniskus,
- c) cylindrické (obr. 224c).

Zvláštní význam má taková kombinace čoch, která se navenek chová jako spojka (více méně zbavená optických vad jednoduché čochy), a je tedy schopna vytvořit reálný obraz předmětu – reálný v tom smyslu, že může být zachycen na stínítku

nebo fotografické desce. Takových soustav čoček se používá v objektivích dalekohledů, mikroskopů a fotografických přístrojů.

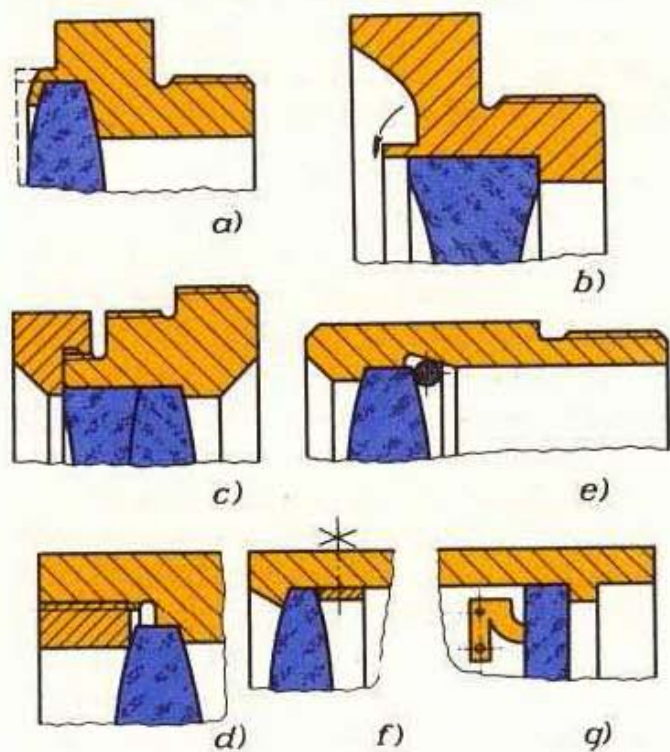
Další optické součásti jsou *zrcadla*, která odrážejí paprsky světla. Podle tvaru mohou být rovinná nebo zakřivená, ve tvaru rotačních ploch (kulová, parabolická, eliptická, hyperbolická). Rovinná zrcadla jsou součástí např. zrcadlových fotografických komor, různých projekčních přístrojů (episkopů, projektorů), zrcadlového sextantu na námořních lodích, nivelizačních přístrojů.

Má-li se dráha paprsků lomit, použijí se buď rovinná zrcadla, nebo odrazové *hranoly*. Slouží-li k tomu, abychom paprsky odchýlili o žádaný úhel, pak mluvíme o *klínech*. Zvláštním případem klínu je *planparalelní deska*, která může mít kruhový, čtvercový nebo i jiný tvar. Aby se dosáhlo požadovaného účinku, skládá se k sobě několik hranolů různých tvarů v různých sestavách.

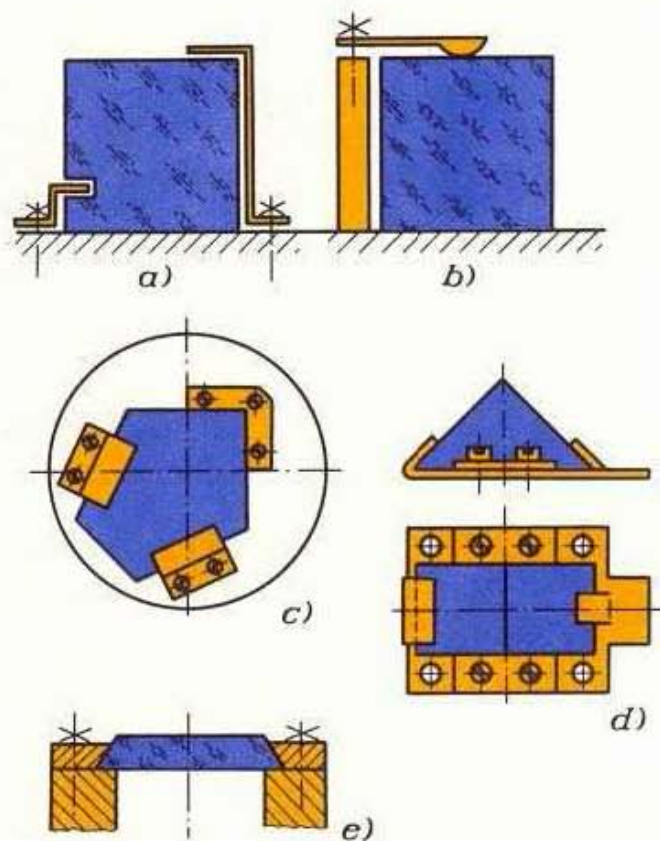
7.2 Upevňování optických součástí

Podle tvaru upevňovaných součástí rozeznáváme dva způsoby upevňování optických součástí:

upevňování kruhových součástí,
upevňování nekruhových součástí.



Obr. 225. Upevnění kruhových optických součástí
a), b) zaválcováním, c), d) závitovým kroužkem,
e) pružným kroužkem, f), g) pevnými nebo
pružnými patkami



Obr. 226. Upevnění nekruhových optických
součástí
a) až d) úhlovými přichytkami, e) rybinovitě
upravenými lištami

Kruhové součásti se upevňují zaválcováním do kruhových objímek (obr. 225a, b). Dále je možno upevnit je závitovým kroužkem vnitřním nebo vnějším (obr. 225c, d), pružným kroužkem (obr. 225e) a u velkých průměrů čoček pevnými nebo pružnými patkami, upevňovanými radiálně na obvodu pláště (obr. 225f, g).

Nekruhové optické součásti – hranoly – se upevňují úhlovými příchytkami, patkami nebo lištami. Úhlové příchytky upevňují hranol za vnější plochy nebo za předem vytvořené drážky nebo žlábký (obr. 226a, b, c, d). Někdy se hranol uloží do korku, někdy se zatmelí – větší třeba sádrou, malý šelakem. Obdélníková krycí skla se upevňují rybinovitě upravenými lištami (obr. 226e). Miniaturní zrcátka se obvykle zatmelí.

Justážní pohyby (nastavení) u kruhových součástí bývají ve směru optické osy, nebo v rovině kolmé k optické ose, a to jak posuvně, tak otočně. U nekruhových částí lze provést justaci buď posunem v jedné rovině, nebo prostorovým pohybem (pohyb posuvný a otočný). K justáži se užívá rektiřikačních šroubů, mechanismů aj., které nastaví součásti do určité polohy a seřídí jednotlivé díly.

1 Úvod

Bartoš, J. a kol.: Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1971

Kochman, J.: Části strojů I. Praha, ČAV 1956

Švejda, K. a kol.: Úvod do strojnictví a elektrotechniky. Praha, SNTL 1967

Vrzal, B. a kol.: Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1972

Seznam platných čs. státních a oborových norem. Praha, vydav. Úřadu pro normalizaci a měření 1977

ČSN 01 0010 Stavba, členění a úprava technických norem

ČSN 01 0201 Vyvolená čísla

ČSN 01 0202 Normální délkové rozměry

ČSN 01 0210 Normální úhly

ČSN 01 0211 Zaoblení a sražení hran

2.1 Šroubové spoje

Bartoš, J. a kol.: Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1971

Kochman, J.: Části strojů I. Praha, ČAV 1956

Pospišil, F.: Závitová a šroubová spojení. Praha, SNTL 1968

Seidler, A., Kolář, J.: Tabulky normalizovaných závitů a šroubů. Praha, Práce 1966

Šlesinger, J.: Součásti přístrojů pro 2. roč. SPŠE. Praha, SNTL 1969

Vrzal, B. a kol.: Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1972

ČSN 01 3010 Znázorňování a kótování závitů, šroubů a matic

ČSN 01 3028 Značení nýtů, šroubů a děr

ČSN 01 4001 Závity. Základní pojmy a značky

ČSN 01 4004 Závity. Označování

ČSN 01 4007 Základní a jmenovitý profil metrického závitu ISO

ČSN 01 4012 Metrické závity. Základní řady

ČSN 01 4013 Metrické závity s jemným stoupáním

ČSN 01 4021 Metrické závity pro optický průmysl. Přehled průměrů a stoupání

ČSN 01 4025 Fotografické objektivy. Závity pro příslušenství objektivů

ČSN 01 4030 Whitworthův závit

ČSN 01 4033 Trubkový závit válcový. Rozměry

ČSN 01 4034 Trubkový závit kuželový. Rozměry

ČSN 01 4037 Oblý závit

ČSN 01 4038 Edisonův závit

ČSN 01 4050 Lichoběžníkový závit rovnoramenný. Základní rozměry

ČSN 01 4052 Lichoběžníkový závit nerovnoramenný. Základní rozměry.

ČSN 01 4090 Směrnice pro předvrtání děr pro závity matic a mezní rozměry malých průměrů

ČSN 01 4301 Licování závitů. Základní pojmy a značky

ČSN 01 4304 Délky zašroubování závitů

ČSN 01 4305 až 01 4312 Tolerance, uložení a úchytky metrických závitů

ČSN 01 4314 Soustava tolerancí ISO metrického závitu
 ČSN 01 4315 až 01 4323 Mezní úchytky ISO metrického závitu
 ČSN 01 4325 až 01 4333 Mezní úchytky ČSN metrického závitu
 ČSN 02 1003 Šrouby, matice a přidružené součásti. Názvosloví
 ČSN 02 1010 Výchozí materiál pro šrouby a matice
 ČSN 02 1020 Válcové zahloubení pro šrouby se šestihrannou hlavou
 ČSN 02 1022 Kuželové zahloubení pro zápusné hlavy šroubů
 ČSN 02 1024 Válcové zahloubení pro válcové hlavy šroubů
 ČSN 02 1031 Ukončení šroubů s metrickým závitem
 ČSN 02 1033 Výběhy vnějšího metrického závitu
 ČSN 02 1034 Výběhy vnitřního metrického závitu
 ČSN 02 1036 Drážky vnějšího metrického a trubkového závitu
 ČSN 02 1037 Drážky vnitřního metrického a trubkového závitu
 ČSN 02 1050 Díry pro šrouby
 ČSN 02 1051 Hloubka otvorů pro závrtné šrouby
 ČSN 02 1101 Přesné šrouby se šestihrannou hlavou
 ČSN 02 1103 Přesné šrouby se šestihrannou hlavou se závitem k hlavě
 ČSN 02 1111 Licované šrouby s dlouhým závitem
 ČSN 02 1112 Licované šrouby s krátkým závitem
 ČSN 02 1131 Šrouby s válcovou hlavou
 ČSN 02 1135 Šrouby s válcovou hlavou čokovitou
 ČSN 02 1143 Šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem
 ČSN 02 1151 Zápusné šrouby
 ČSN 02 1155 Zápusné šrouby s hlavou čokovitou
 ČSN 02 1161 Šrouby s vysokou rýhovanou hlavou
 ČSN 02 1165 Křídlaté šrouby
 ČSN 02 1167 Přesné otočné šrouby s okem
 ČSN 02 1174 Závrtné šrouby do oceli (délka závrtného konce $\cong 1d$)
 ČSN 02 1176 Závrtné šrouby do litiny (délka závrtného konce $\cong 1,25d$)
 ČSN 02 1178 Závrtné šrouby do slitin hliníku (délka závrtného konce $\cong 2d$)
 ČSN 02 1181 až 02 1191 Stavěcí šrouby
 ČSN 02 1226 až 02 1229 Závitořezné šrouby
 ČSN 02 1232 až 02 1238 Šrouby do plechu
 ČSN 02 1301 Hrubé šrouby se šestihrannou hlavou
 ČSN 02 1341 Šrouby s T hlavou
 ČSN 02 1352 Šrouby s velkou čtyřhrannou hlavou do tvrdého dřeva
 ČSN 02 1369 Závěsné šrouby
 ČSN 02 1372 Třmenové šrouby
 ČSN 02 1391 Šrouby do zdiva
 ČSN 02 1393 Základové šrouby
 ČSN 02 1399 Šrouby pro napínače a navařovací konce
 ČSN 02 1401 Přesné šestihranné matice
 ČSN 02 1403 Přesné šestihranné matice nízké
 ČSN 02 1407 Drobné šestihranné matice nízké
 ČSN 02 1411 Korunové matice
 ČSN 02 1412 Korunové matice nízké
 ČSN 02 1431 Uzavřené matice
 ČSN 02 1441 Kruhové matice s otvory
 ČSN 02 1444 Kruhové matice s drážkou
 ČSN 02 1450 Kruhové matice se zářezy a drážkou

ČSN 02 1461 Rýhované matice
 ČSN 02 1491 Pojistné matice dvoudílné
 ČSN 02 1601 Hrubé šestihranné matice
 ČSN 02 1611 Hrubé korunové matice
 ČSN 02 1624 Čtyřhranné matice k základovým šroubům
 ČSN 02 1665 Křídlaté matice
 ČSN 02 1669 Závěsné matice
 ČSN 02 1682 Matice pro napínače
 ČSN 02 1700 Podložky. Přehled
 ČSN 02 1702 Podložky pro šrouby s šestihrannou hlavou a šestihranné matice
 ČSN 02 1703 Podložky pro šrouby s válcovou a půlkulovou hlavou
 ČSN 02 1721 Hrubé podložky
 ČSN 02 1731 Vyduté podložky
 ČSN 02 1733 Prohnuté podložky
 ČSN 02 1739 Podložky pro tyče I, U, IE, UE
 ČSN 02 1740 Pružné podložky s čtvercovým průřezem
 ČSN 02 1741 Pružné podložky s obdélníkovým průřezem
 ČSN 02 1744 Ozubené podložky
 ČSN 02 1745 Vějířovité podložky s vnějším ozubením
 ČSN 02 1746 Vějířovité podložky s vnitřním ozubením
 ČSN 02 1751 Pojistné podložky s jazýčkem
 ČSN 02 1753 Pojistné podložky s nosem
 ČSN 02 1781 Závlačky
 ČSN 02 1810 až 02 1826 Vrutý
 ČSN 02 1914 Magnetické zátky s válcovým závitem
 ČSN 02 1915 Zátky s válcovým závitem
 ČSN 02 1940 Napínače s litinovými maticemi
 ČSN 02 3630 Upínací a stahovací matice se zářezy na obvodě a metrickým závitem – typ KM
 ČSN 02 3640 Pojistné podložky k maticím upínacích pouzder – typ MB
 ČSN 23 0600 až 23 0777 Šroubové klíče
 ČSN 27 0105 Dovolena namáhání ocelí pro konstrukce a spojovací části jeřábů
 ČSN 73 1495 Šroubové třecí spoje ocelových konstrukcí. Směrnice pro navrhování, provádění a kontrolu

2.2 Spoje kolíky a klíny

Bartoš, J. a kol.: Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1971
 Kochman, J.: Části strojů I. Praha, ČAV 1956
 Šlesinger, J.: Součásti přístrojů pro 2. roč. SPŠE. Praha, SNTL 1969
 Vrzal, B. a kol.: Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1972

ČSN 02 1781 Závlačky
 ČSN 02 2010 Přiřazení závlaček a podložek čepům
 ČSN 02 2011 Přiřazení kuželových kolíků čepům
 ČSN 02 2014 Mazání čepů, připojovací rozměry
 ČSN 02 2100 Čepy a kolíky. Přehled
 ČSN 02 2101 Čepy s mezními úchylkami průměru h11
 ČSN 02 2102 Čepy s mezními úchylkami průměru h8
 ČSN 02 2104 Svěrné délky čepů
 ČSN 02 2106 Čepy s mezními úchylkami průměru h11 a s otvory pro závlačky
 ČSN 02 2107 Čepy s mezními úchylkami průměru h8 a s otvory pro závlačky

ČSN 02 2108 Čepy s mezními úchytkami průměru f8 a s otvory pro závlačky
 ČSN 02 2109 Čepy s hlavou
 ČSN 02 2111 Čepy s hlavou s mezními úchytkami h11 a s otvorem pro závlačku
 ČSN 02 2112 Čepy s hlavou s mezními úchytkami f8 a s otvorem pro závlačku
 ČSN 02 2140 Kolíky s konci k roznýtování
 ČSN 02 2150 Válcové kolíky
 ČSN 02 2152 Válcové kolíky kalené
 ČSN 02 2153 Kuželové kolíky
 ČSN 02 2154 Kuželové kolíky s vnějším závitem
 ČSN 02 2155 Kuželové kolíky s vnitřním závitem
 ČSN 02 2156 Pružné kolíky
 ČSN 02 2157 Kuželové kolíky s hlavou
 ČSN 02 2171 Kolíky rýhované kuželově do poloviny délky
 ČSN 02 2173 Rýhované kolíky
 ČSN 02 2190 Rýhované hřeby s půlkulovou hlavou
 ČSN 02 2191 Rýhované hřeby zápuštěné
 ČSN 02 2195 Šroubové hřeby
 ČSN 02 2702 Přidržky čepů
 ČSN 02 2910 Stavěcí kroužky se stavěcími šrouby. Lehký druh
 ČSN 02 2911 Stavěcí kroužky se stavěcími šrouby. Těžký druh
 ČSN 02 2912 Stavěcí kroužky se závlačkou nebo kuželovým kolíkem
 ČSN 02 2925 Pojistné drátěné kroužky
 ČSN 02 2927 Pojistné drátěné kroužky s hákem
 ČSN 02 2928 Pojistné drátěné kroužky zahnuté
 ČSN 02 2929 Pojistné třmenové kroužky
 ČSN 02 2930 Pojistné kroužky pro hřídele (Seegerovy pojistky)
 ČSN 02 2931 Pojistné kroužky pro díry (Seegerovy pojistky vnitř.)

2.3 Spoje hřídele s nábojem

Bartoš, J. a kol.: Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1971

Kochman, J.: Části strojů I. Praha, ČAV 1956

Vrzal, B. a kol.: Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1972

ČSN 01 3013 Znázorňování drážkových hřídelů a nábojů
 ČSN 01 4202 Licování. Soustava tolerancí a uložení ISO. Názvosloví
 ČSN 01 4215 Tlaková spojení. Názvosloví
 ČSN 01 4216 Pružná válcová tlaková spojení souosá. Výpočet
 ČSN 01 4217 Tlaková spojení. Přesahy uložení ISO
 ČSN 01 4933 Jemné drážkování
 ČSN 01 4940 Drážkové hřídele a náboje. Porovnání únosnosti a volba průřezu
 ČSN 01 4941 Profily drážkových hřídelů a nábojů. Přehled
 ČSN 01 4942 Profily drážkových hřídelů a nábojů. Řada lehká
 ČSN 01 4943 Profily drážkových hřídelů a nábojů. Řada střední
 ČSN 01 4944 Profily drážkových hřídelů a nábojů. Řada těžká
 ČSN 01 4950 Evolventní drážkování
 ČSN 01 4951 Výpočtové hodnoty pro kontrolu únosnosti evolventního drážkování
 ČSN 02 2502 Převlečné průměry
 ČSN 02 2503 Klíny drážkové a drážky. Přiřazení k hřídelům
 ČSN 02 2504 Klíny ploské. Přiřazení k hřídelům
 ČSN 02 2505 Klíny tangenciální. Přiřazení k hřídelům
 ČSN 02 2507 Pera a drážky. Přiřazení k hřídelům

- ČSN 02 2512 Klíny drážkové bez nosu
- ČSN 02 2513 Klíny vsazené
- ČSN 02 2514 Klíny drážkové s nosem
- ČSN 02 2531 Klíny ploché bez nosu
- ČSN 02 2532 Klíny ploché s nosem
- ČSN 02 2562 Pera těsná s mezními úchylkami šířky e7 nebo h9
- ČSN 02 2570 Pera výměnná s 2 přídržnými šrouby
- ČSN 02 2575 Pera výměnná s 1 přídržným šroubem

2.4 Nýtové spoje

- Dobrovolskij, V. A.: Detali mašin. Moskva, Izdatelstvo Mašinostrojenije 1972
- Kochman, J.: Části strojů. Praha, ČAV 1956
- Richter, O., Voss, R., Kozar, F.: Součásti pro jemnou mechaniku. Praha, SNTL 1961
- Scheuermann, G.: Verbindungselemente, Leipzig, VEB Fachbuchverlag 1966

- ČSN 02 2300 Nýty. Přehled
- ČSN 02 2301 Nýty s půlkulovou hlavou
- ČSN 02 2302 Přesné nýty s půlkulovou hlavou
- ČSN 02 2303 Nýty s plochou kulovou hlavou
- ČSN 02 2304 Přesné nýty s plochou kulovou hlavou
- ČSN 02 2311 Zápustné nýty
- ČSN 02 2313 Zápustné nýty s velkou hlavou
- ČSN 02 2315 Zápustné nýty s čočkovitou hlavou
- ČSN 02 2320 Přesné nýty zápustné s čočkovitou hlavou
- ČSN 02 2330 Nýty s plochou hlavou
- ČSN 02 2331 Navrtané nýty s plochou hlavou
- ČSN 02 2351 Kotlové nýty s půlkulovou hlavou
- ČSN 02 2380 Trubkové nýty tenkostěnné válcové
- ČSN 02 2381 Nýty trubkové s lisovanou hlavou
- ČSN 02 2387 Dvoudílné nýty otevřené
- ČSN 02 2391 Nýty s trnem

2.5 Zvláštní spoje

2.6 Spoje lepené a tmelené

2.7 Spoje pájené

- Černoch, S.: Strojně technická příručka. Praha, SNTL 1968
- Hildebrand, S.: Feinmechanische Bauelemente. Berlin, VEB Verlag Technik 1971
- Melezinek, O.: Lepení kovů ve strojírenství. Praha, SNTL 1961
- Richter, O., Voss, R., Kozar, F.: Součásti pro jemnou mechaniku. Praha, SNTL 1961
- Šlesinger, J.: Součásti přístrojů pro 2. roč. SPŠE. Praha, SNTL 1969
- ČSN 05 0040 Názvoslovie zo spájkovania kovov
- ČSN 05 5600 až 05 5635 Mäkké spájky
- ČSN 05 5650 až 05 5690 Tvrdé spájky
- ČSN 42 3461 Pájka zinek-cín Zn 80-Sn
- ČSN 42 3632 Pájka cínová Sn 15-Pb-Ag
- ČSN 42 3648 Tvrdý cín Sn-Pb 2,5
- ČSN 42 3652 Pájka cínová Sn 99-Pb
- ČSN 42 3830 Stříbro 99,9 Ag-ryzí
- ČSN 42 3832 Slitina stříbro-měď Ag 95 Cu
- ČSN 42 3834 Slitina stříbro-měď Ag 90 Cu
- ČSN 42 3836 Slitina stříbro-měď Ag 80 Cu
- ČSN 42 3838 Slitina stříbro-měď Ag 70 Cu

2.8 Svarové spoje

- Černoch, S.: Strojně technická příručka. Praha, SNTL 1968
Faltus, F.: Svařování. Praha, ČMT, 1947
Havlíček, V. a kol.: Přehled plastických hmot. Praha, SNTL 1960
Kochman, J.: Části strojů I. Praha, ČAV 1956
Richter, O., Voss, R., Kozer, F.: Součásti pro jemnou mechaniku. Praha, SNTL 1961
ČSN 05 0000 Zváranie kovov. Základné pojmy
ČSN 05 0002 Zváranie a naváranie elektrickým oblúkom a elektrotroskove. Základné pojmy
ČSN 05 0003 Odporové zváranie. Základné pojmy
ČSN 05 0025 až 05 0028 Tvary a rozmery zvarových plôch
ČSN 05 0120 Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí
ČSN 05 5010 Kovové elektródy na ručné zváranie a naváranie elektrickým oblúkom. Základné ustanovenie
ČSN 05 5020 až 05 5296 Materiálové listy elektrod
ON 05 6810 Svařování plastů. Základní ustanovení

3 Nádoby, potrubí a armatury

- Černý, F., Vlach, J.: Tepelné izolace v elektrotechnice. Praha, SNTL 1958
Farský, L.: Dálková potrubí. Praha, SNTL 1962
Mikula, J.: Potrubí a armatury. Praha, SNTL 1974
Němec, J.: Pevnost tlakových nádob při různých provozních podmínkách. Praha, Technicko-vědecké vydavatelství 1952
Němec, J.: Výpočty pevnosti tlakových nádob. Praha, SNTL 1962
ČSN 02 8302 Kovové hadice. Technické předpisy
ČSN 02 9001 Těsnění. Názvosloví a rozdělení
ČSN 13 0010 Jmenovité tlaky Jt
ČSN 13 0015 Jmenovité světlosti Js
ČSN 13 0070 Kreslení potrubí ve schématech a dispozičních výkresech
ČSN 13 0071 Značení potrubí na výkresech podle protékajících látek
ČSN 13 0072 Značení potrubí v provozech podle protékajících látek
ČSN 13 0073 Číselné označení látek protékajících potrubím
ČSN 13 0500 Uložení potrubí. Přehled
ČSN 13 1000 Příruby. Přehled
ČSN 13 2000 Litinové tlakové trouby a tvarovky. Přehled
ON 13 2701 Kompenzátory U z trubek bezešvých
ON 13 2715 Vlnové kompenzátory
ON 13 2716 Kompenzátory ucpávkové
ČSN 13 3005 Značení potrubních armatur průmyslových
ČSN 13 3501 Ventily uzavírací. Technické předpisy
ČSN 13 3701 Šoupátka. Technické dodací předpisy
ČSN 13 4100 Kohouty. Přehled
ČSN 13 4202 Zpětné klapky. Technické dodací předpisy
ČSN 13 8200 Fitinky z temperované litiny. Přehled
ČSN 13 8700 Součásti potrubí z plastických hmot. Přehled
ČSN 13 8906 Skleněné trubky a tvarovky pro průmyslové účely
ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní
ČSN 69 0011 Pevnostní výpočet částí tlakových nádob
ČSN 69 0012 Provoz tlakových nádob stabilních

- Černoch, S.: Strojně technická příručka. Praha, SNTL 1968
 Hildebrand, S.: Feinmechanische Bauelemente. Berlin, VEB Verlag Technik 1971
 Richter, O., Voss, R., Kozar, F.: Součásti pro jemnou mechaniku. Praha, SNTL 1961
 Scheuermann, G.: Verbindungselemente. Leipzig, VEB Fachbuchverlag 1966
 ČSN 02 6001 Šroubovitě pružiny válcové tlačné a tažné. Základní pojmy, výpočet a směrnice pro konstrukci
 ČSN 02 6004 Spirálově pružiny. Základní pojmy a výpočet
 ČSN 02 6006 Šroubovitě pružiny kuželové tlačné. Základní pojmy, výpočet a směrnice pro konstrukci
 ČSN 02 6060 Talířové pružiny. Základní pojmy a výpočet

5.1 Hřídelové čepy

5.2 Hřídele

Němec, A.: Části strojů III — Hřídele, ložiska, spojky — vysokoškolská skripta. Praha, SNTL 1971
 Strojnická příručka — VII. díl: Strojní součásti. Praha, SNTL 1956

- ČSN 01 4960 Zápichy
 ČSN 01 4990 Válcové konce hřídelů
 ČSN 01 4992 Kuželové konce hřídelů. Základní rozměry
 ČSN 02 1036 Drážky vnějšího závitu metrického a trubkového
 ČSN 30 0780 Kuželové konce hřídelů pomocných přístrojů
 ČSN 30 0781 Konce hřídelů pomocných přístrojů (hnací)
 ČSN 30 0782 Konce hřídelů pomocných přístrojů (hnané)

5.3 Uložení

- Fröhlich, J. a kol.: Valivá ložiska — katalog 1973. Praha, SNTL 1973
 Němec, A.: Části strojů III — Hřídele, ložiska, spojky — vysokoškolská skripta. Praha, SNTL 1971
 Strojnická příručka — IX. díl: Strojní součásti. Praha, SNTL 1956
 Šlégl, M., Šlesinger, J.: Části přístrojů jemné mechaniky. Praha, SNTL 1967
 Šlesinger, J.: Součásti přístrojů pro 2. roč. SPŠE. Praha, SNTL 1969
 Vinš, J.: Kluzná ložiska. Praha, SNTL 1971
 ČSN 02 3090 Směrnice pro výpočty kluzných ložisek a pouzder
 ČSN 02 3092 Směrnice pro volbu materiálu kluzných ložisek
 ČSN 02 3495 až 02 3499 Ložisková pouzdra a pánve
 ČSN 02 3510 až 02 3517 Kloubová ložiska
 ČSN 02 3655 Těsnění ložiskových těles. Plstěné těsnění a drážky
 ČSN 02 3680 Ocelové kuličky
 ČSN 02 3685 Ocelové válečky
 ČSN 02 4601 Přehled valivých ložisek, jejich součástí a příslušenství
 ČSN 02 4607 Výpočet dynamické únosnosti a trvanlivosti valivých ložisek
 ČSN 02 4608 Označování valivých ložisek
 ČSN 02 4610 Výpočet statické únosnosti valivých ložisek
 ČSN 02 4620 Uložení valivých ložisek
 ČSN 02 4630 až 02 4642 Kuličková ložiska jednořadá
 ČSN 02 4645 Kuličková ložiska jednořadá s kosoúhlým stykem
 ČSN 02 4650 až 02 4654 Kuličková ložiska dvouřadá naklápěcí
 ČSN 02 4665 Kuličková ložiska dvouřadá s kosoúhlým stykem
 ČSN 02 4671 až 02 4676 Válečková ložiska jednořadá
 ČSN 02 4696 Jehlová ložiska jednořadá

ČSN 02 4705 Soudečková ložiska dvouřadá
ČSN 02 4720 Kuželíková ložiska jednořadá
ČSN 02 4730 až 02 4733 Axiální kuličková ložiska jednosměrná
ČSN 02 4738 až 02 4740 Axiální kuličková ložiska obousměrná
ČSN 02 4760 až 02 4762 Axiální soudečková ložiska
ČSN 02 9401 Hřídelové těsnění (Gufero)

5.4 Hřídelové spojky

Němec, A.: Části strojů III – Hřídele, ložiska, spojky – vysokoškolská skripta. Praha, SNTL 1971
Bolek, A., Krejčí, V. a kol.: Hřídelové spojky. Praha, SNTL 1967
Mašek, A., Němec, A.: Spojky. Bratislava, SVTL 1963
Wolf, M.: Hydraulické spojky a měniče. Praha, SNTL 1965
Prospekty a katalogy spojek n. p. Přerovské strojirny

ČSN 02 6204 Hřídelové spojky. Přiřazení délek nábojů k průměrům vrtání
ČSN 02 6208 Určování velikostí hřídelových spojek
ON 02 6295 Zubové spojky. Všeobecná ustanovení
ON 02 6296 Axiální zubové spojky. Rozměry
ON 02 6297 Univerzální zubové spojky. Rozměry
ON 02 6298 Axiální zubové spojky s brzdovým kotoučem. Rozměry
ON 02 6299 Univerzální zubové spojky s brzdovým kotoučem. Rozměry
ON 02 6370 Pružné spojky čepové s brzdovým kotoučem
ČSN 02 6400 Hřídelové spojky. Názvosloví a rozřídění
ON 02 6402 Čelní spojky zubové. Konstrukční a výrobní směrnice
ČSN 02 6403 Hřídelové spojky. Točivé momenty a průměry vrtání nábojů
ON 02 6405 Volnoběžné válečkové spojky. Všeobecné, výpočet, velikost
ON 02 6514 Práškové spojky. Hlavní parametry
ČSN 02 6516 Lamelové spojky a brzdy řazené elektricky
ČSN 02 6517 Elektricky řazené spojky lamelové jednokroužkové
ČSN 02 6518 Elektricky řazené spojky lamelové dvoukroužkové

6 Brzdy

Remta, F., Kupka, L., Dražan, F. a kol.: Jeřáby, I. díl. Praha, SNTL 1974
ČSN 02 6519 Elektricky řazené lamelové brzdy. Rozměry
ON 27 1630 Elektrohydraulické čelistové brzdy. Všeobecná ustanovení
ON 27 1634 Elektrohydraulické brzdy obyčejné
ON 27 1635 Elektrohydraulické brzdy kombinované
ON 27 1636 Elektrohydraulické brzdy obyčejné s nastavitelnou pružinou
ON 27 1637 Elektrohydraulické brzdy regulační
ON 27 1639 Čelisti brzd
ON 30 3402 Brzdové obložení lisované. Technické dodací předpisy
ON 30 3403 Brzdové obložení pásové tkané. Tech. dodací předpisy
ČSN 30 3414 Brzdové bubny pro osobní automobily a přívěsy. Konstrukční směrnice
ČSN 30 3415 Brzdové bubny pro nákladní automobily, autobusy, přívěsy a návěsy. Konstrukční směrnice
ČSN 30 3420 Brzdové obložení. Průřezy obložení pro automobily. Přiřazení průměru třecí plochy brzdového bubnu
ČSN 30 3422 Brzdové obložení pro motocykly. Rozměry a dovolené úchyly
ČSN 30 3423 Brzdové obložení pro osobní a lehké nákladní automobily. Rozměry
ČSN 30 3427 Brzdové obložení pro těžká nákladní vozidla, přívěsy, návěsy, autobusy, trolejbusy. Rozměry
ČSN 30 3430 Brzdové obložení pásové. Rozměry

ČSN 30 3502 Díly kapalinových brzd. Technické předpisy

ČSN 30 3557 Díly vzduchových brzd. Technické předpisy

ČSN 30 3572 Brzdové válce

7 Optické součásti a jejich spoje

Hajn, M.: Přehled přesné mechaniky. Praha, SNTL 1969

Šlégl, M., Šlesinger, J.: Části přístrojů jemné mechaniky. Praha, SNTL 1967

ČSN 19 0051 Základní značky pro schémata optických přístrojů

ČSN 19 0080 Značky vad a úchylek optických součástí

ČSN 19 0510 Stupnice optických přístrojů

ČSN 19 0560 Poloměry křivosti kulových optických ploch

POUŽITÁ LITERATURA

- Ačerkan, N. S.: Detaili mašin, Spravočnik, Tom 1, 2. Moskva, Izd. „Mašinostrojenije“ 1968
- Armatury – výběrová typizace, díl I. a II. Praha, MTS, 1952
- Bartoš, J. a kol.: Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1971
- Baturin, A. T. a kol.: Detaili mašin. Moskva, Izd. „Mašinostrojenije“ 1966
- Bauer, R., Schneider, G., Kaltofen, H.: Achsen, Wellen, Lager, Kupplungen. Leipzig, VEB Fachbuchverlag 1969
- Beckert, M.: Maschinenelemente, Fertigungstechnik, BMSR-Technik. Leipzig, VEB Fachbuchverlag 1973
- Blažek, V.: Pružiny a svazky pružnic. Praha, SNTL 1953
- Bolek, A., Krejčí, K. a kol.: Hřídelové spojky. Praha, SNTL 1967
- Bureš, V., Dvořák, K., Němec, A.: Části strojů I, vysokoškolská skripta. Praha, SNTL 1968
- Bureš, V.: Části strojů II – Spojky, vysokoškolská skripta. Praha, SNTL 1962
- Černoch, S.: Strojné technická příručka. Praha, SNTL 1968
- Černý, F., Vlach, J.: Tepelné izolace v energetice. Praha, SNTL 1958
- Das Fachwissen des Ingenieurs, Band I. Leipzig, VEB Fachbuchverlag 1964
- Decker, K. H.: Maschinenelemente. München, C. Hanser Verlag 1974
- Decker, K. H., Kabus, K.: Maschinenelemente – Aufgaben. München, C. Hanser Verlag 1973
- Dobrovolskij, V. A. a kol.: Detaili mašin. Moskva, Izd. „Mašinostrojenije“ 1972
- Faltus, F.: Svařování. Praha, ČMT 1947
- Farský, L.: Dálková potrubí. Praha, SNTL 1962
- Findeisen, F.: Neuzeitliche Maschinenelemente, Band II, III. Zürich, Schweizer Druck- und Verlagshaus 1951, 1953
- Fronius, S.: Maschinenelemente – Antriebselemente. Berlin, VEB Verlag Technik 1971
- Fröhlich, J. a kol.: Valivá ložiska – katalog 1973. Praha, SNTL 1973
- Hajn, M.: Přehled přesné mechaniky. Praha, SNTL 1969
- Hauptkatalog SKF. Schweinfurt, 1971
- Havlíček, V. a kol.: Přehled plastických hmot. Praha, SNTL 1960
- Hänchen, R., Decker, K. H.: Neue Festigkeitsberechnung für den Maschinenbau. München, C. Hanser Verlag 1967
- Hildebrand, S.: Feinmechanische Bauelemente. Berlin, VEB Verlag Technik 1971
- Hildebrand, S.: Einführung in die feinmechanischen Konstruktionen. Berlin, VEB Verlag Technik 1969
- Hintze, J.: Maschinenelemente, Baugruppen und ihre Montage, Teil I, II. Berlin, VEB Verlag Technik 1973, 1974
- Junker, G. a kol.: Schraubenverbindungen. Berlin, VEB Verlag Technik 1968
- Kejzlar, V., Siegl, M.: Automobily – Podvozek automobilu – Karosérie. Praha, NADAS 1964
- Kochman, J.: Části strojů I. Praha, nakl. ČAV 1956
- Makovický, V., Michalec, V.: Zvárané strojové součástky. Bratislava, SVTL 1963
- Mašek, A., Němec, A.: Spojky. Bratislava, SVTL 1963
- Melezínek, O.: Lepení kovů ve strojírenství. Praha, SNTL 1961
- Mikula, J.: Potrubí a armatury. Praha, SNTL 1974
- Milovidov, S. S.: Detaili mašin i priborov. Moskva, Izd. „Vysšaja škola“ 1971
- Němec, A.: Části strojů III – Hřídele, ložiska, spojky, vysokoškolská skripta. Praha, SNTL 1971

- Němec, J.: Pevnost tlakových nádob při různých provozních podmínkách. Praha, Technicko-vědecké vydavatelství 1952
- Němec, J.: Výpočty pevnosti tlakových nádob. Praha, SNTL 1962
- Němec, K.: Základy montážních prací. Praha, SNTL 1967
- Neumann, A.: Schweißtechnisches Handbuch für Konstrukteure, Band I, II. Berlin, VEB Verlag Technik 1955
- Niemann, G.: Maschinenelemente, Band I. Berlin, Springer-Verlag 1975
- Pěkný, A.: Části strojů. Praha, SZN 1972
- Pospíšil, F.: Závítová a šroubová spojení. Praha, SNTL 1968
- Remta, F., Kupka, L., Dražan, F. a kol.: Jeřáby, I. díl. Praha, SNTL 1974
- Richter, O., Voss, R., Kozar, F.: Součásti pro jemnou mechaniku. Praha, SNTL 1961
- Ringhandt, H.: Feinwerkelemente. München, C. Hanser Verlag 1974
- Roloff, H., Matek, W.: Maschinenelemente. Braunschweig, Vieweg Verlag 1974
- Roloff, H., Matek, W.: Aufgabensammlung Maschinenelemente. Braunschweig, Vieweg Verlag 1973
- Seidler, A., Kolář, J.: Tabulky normalizovaných závitů a šroubů, Polytechnická knižnice. Praha, SNTL 1966
- Seznam platných čs. stát. a oborových norem. Praha, vydavat. Úřadu pro normalizaci a měření 1975
- Scheuermann, G.: Verbindungselemente. Leipzig, VEB Fachbuchverlag 1966
- Schlottmann, D.: Maschinenelemente – Grundlagen. Berlin, VEB Verlag Technik 1973
- Schwarz, H., Schlegel, H.: Metallkleben und glasfaserverstärkte Kunststoffe. Berlin, VEB Verlag Technik 1961
- Strojnická příručka – díl 7, 8, 9: Strojní součásti. Praha, SNTL 1956
- Šlégl, M., Šlesinger, J.: Části přístrojů jemné mechaniky. Praha, SNTL 1967
- Šlesinger, J.: Součásti přístrojů pro 2. roč. SPŠE. Praha, SNTL 1969
- Šlesinger, J.: Části přístrojů, I. část. Praha, St. a inf. ústav odb. škol 1957
- Švejda K. a kol.: Úvod do strojnictví a elektrotechniky. Praha, SNTL 1967
- Taschenbuch Maschinenbau, Band 1/I, 1/II. Berlin, VEB Verlag Technik 1973, 1975
- Teyssler, V.: Technická měření ve strojnictví, část I. Praha, SNTL 1953
- Tochtermann, W., Bodenstein, F.: Konstruktionselemente des Maschinenbaues, Teil I, II. Berlin, Springer-Verlag 1968 – 69
- Vinš, J.: Kluzná ložiska. Praha, SNTL 1971
- Vrzal, B. a kol.: Strojnické tabulky, díl I, II. Praha, SNTL 1972
- Vykoukal, R.: Automobily pro odb. učiliště a učň. školy. Praha, SNTL 1971
- Wiegand, H., Illgner, K. H.: Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen. Berlin, Springer-Verlag 1962
- Wolf, M.: Hydraulické spojky a měniče. Praha, SNTL 1965
- Různá firemní literatura a normy ČSN a ON

Akumulátor energie 166

aparát 138

armatura 156

- měřicí 162
- odvodňovací 160
- ochranná 160
- pojistná 161

Bezpečnost ložiska 237

brzda 279

- axiální 293
- čelistová bubnová 280
- dvoučelistová 282, 284
- dvouokružová 291
- elektrická 298
- elektromagnetická s vířivými proudy 298
- hydraulická 297
- jednočelistová 282
- , konstrukce 298
- kotoučová 293
- kuželová 294
- lamelová 294
- mechanická 280
- nájezdová 290
- odlehčovaná elektromagnetem 291
- – rukou nebo nohou 291
- pásová 285
- – diferenciální 286
- – jednoduchá 286
- – součtová 287
- proudová 297
- , provoz 299
- radiální 280
- samočinná 294
- – kuželová 294
- – talířová 295
- – – s pomocným šroubem 296
- , seřízení 299
- spouštěcí 280
- stavěcí 280
- , údržba 299

brzda vodní vířivá 297

- vzduchová 297
- Westonova 296
- zabrzděná za klidu 291

Clona 162

Části potrubí doplňující 142

- – kontrolní 142
- – ochranné 142
- – pojistné 142
- – pomocné 142

čep axiální 186

- – kulový 187
- – kuželový 187
- – válcový 187
- –, výpočet 186
- čelní 181, 182
- hřídelový 181
- krční 182, 183
- nožní 187
- patní 187
- radiální 181
- – kulový 182
- – kuželový 182
- – válcový 182
- –, výpočet 183
- spojovací 71

čísla vyvolená 20

člen spojky hnací 242

- – hnaný 242
- – spojující 242

čočka 302

- cylindrická 302
- rozptylná 302
- spojná 302

Demontáž potrubí 163

deska planoparalelní 303

dilatace potrubí 156

drážka závitu 35

drážkování hřídele evolventní 92

— — jemné 92

dýza 162

Elektroda 124

elektromagnet 292

Eldro 264, 293

Elhy 293

Film olejový 206

flinty 302

Hadice 148, 149

hlavice mazací 225

hranol optický 303

hřídel 188

— drážkový 91, 92

— dutý 195

— flexibilní 200

— hnací 192

— hnaný 192

— hybný 191

— —, výpočet 192

— —, — na únavu 194

—, konstrukce 199

— neokrouhlý 92

— nosný 188

— —, výpočet 188

— ohebný 200

— polygonický 92

— předlokový 192

— spojovací 192

— tvarovaný 198

Charakteristika pružiny 168

— spojky 251

Izolace potrubí 152, 156

— — cpaná 156

— — fóliová 156

— — litá 156

— — obalovaná 156

— — sypaná 156

— — tvárnice 156

Justace 304

justáž 304

Klapka 158

klíč maticový 41, 43, 44

— momentový 41, 42

klín 93

— optický 303

kloub pružný 179

— — jednoduchý 180

— — krutný 180

kmity ohybové 200

— torzní 200

kohout 158

kolík 66

— kuželový 67

— pružný 67

— rýhovaný 66, 67

— válcový 67

kompenzátor 142, 155

konstrukce brzd 298

— radiálních ložisek 210

— svarů 122

— tvarovaných a osazených hřídelů 199

kontrola svarů 125, 148

koš sací 160

krouny 302

kroužek hřídelový těsnicí „Gufero“ 235

— plstěný 235

— pojistný 76, 78

— stavěcí 78

— těsnicí 151

— — Delta 151

Látka pracovní 142

lepidlo 113

licování závitů 38, 39

lis mazací 222

ložisko 203

— axiální 204

— — kluzné 215

— břitové 220

— čtyřbodové 239

— drátové 230

— hrotové 219

— hydrodynamické 211, 212

— hydrostatické 213

— jehlové 228

— kloubové samostavné 212

— kluzné 203, 204

— —, materiál 207

— —, použitelnost 205

— —, radiální, výpočet 215

— kuličkové axiální 227, 228

— — radiální 227

— kuželíkové 229

ložiska miniaturní 230

- násypné 230
- nožní 217
- patní 217
- plovoucí 219
- pneumatické 218
- , provoz 249
- prstencové 217
- přírubové 211
- radiální 204
- – kluzné 210
- – –, konstrukce 210
- s dělenou pávní 211
- segmentové axiální 218
- – radiální 212
- soudečkové axiální 229
- – radiální 229
- spirálové 218
- s víceplochým pouzdem 212
- trubkové 211
- , údržba 240
- , únosnost 237
- válečkové 228
- valivé 204, 226
- –, výpočet 236
- vzduchové 218

Materiál ložisek 207

- pružin 168
- svarů 123
- trub a trubek 148

matice 30, 31

mazání broděním 222

- kapací 215, 222
- knotové 222
- kroužkové 215, 222
- ložisek hydrodynamické 206
- – hydrostatické 206
- oběhové 215, 222
- olejovou lázní 222
- rozstřikovací 215, 222
- ruční 215, 222
- vstřikováním oleje 222

mazivo 223

- plastické 224
- tuhé 224

maznice 222

- jehlová 223
- kapací 222
- knotová 223

maznice samočinná 222

- Staufferova 222

mechanické vlastnosti šroubů 46, 47

moment utahovací 41

montáž potrubí 163

motor 17

Náboj drážkový 91, 92

- kola, konstrukce 96
- neokrouhlý 92
- polygonický 92

nádoba tlaková 138

nátěr potrubí 152

navařování 136

názvosloví hřídelových spojek 242

normalizace 18, 19

normy technické 20

nýt 103

nýtování 100

- nepřímé 101
- přímé 100

Obložení brzdy 289

ocel Atmofix 153

odbrzdovač elektrohydraulický 292

odlučovač vody 160

odváděč kondenzátu 160

ochrana potrubí proti korozi 152

ochranné obaly potrubí 152

olej minerální 224

otáčky kritické 200

ovládání brzdy 289

- – hydraulické 290
- – mechanické 289
- – pneumatické 291

Pájka 116

pánev ložiska 210

pás brzdový 288

pero 90

podložka 24, 32

- pojistná 33
- pružná 32

pojištění šroubových spojů 24

potrubí 141

- , dispoziční výkres 163
- , montáž 163
- , ochrana proti korozi 152
- , ochranné obaly 152
- , schéma 163

- potrubí, údržba 163
 - , uložení 142, 156
 - , upevnění 142
 - , značení 163
- pouzdro ložiskové 208
 - upínací 234
- použitelnost kluzných ložisek 205
- povlak ochranný 152
- práce svářečů 125
- protizávaží 167
- provoz brzd 299
 - ložisek 240
- pružina 167
 - hydraulicko-pneumatická 177
 - kovová 168
 - – v přesné mechanice 167
 - kroužková 169
 - , materiál 168
 - nekovová 177
 - pneumatická 177
 - pryžová 177
 - spirálová 169
 - šroubovitá 169
 - taliřová 169
 - , výpočet 170
- pružnice 169
- přetlak pracovní 140, 142
 - výpočtový 140
 - zkušební 140
- příruba 145
- přístroj 17
 - pojistný 156
 - regulační 156
 - uzavírací 156
- Renovace 136
 - ložisek 241
- rovnice kontinuity 143
 - spojitosti 143
- Samosvornost 40, 41
- seřízení brzd 299
- schéma potrubí 163
- síla kohezní 120
- silové poměry na šroubu 40, 41
- silový poměr 52
- síto potrubí 160
- sklo korunové 302
 - olovnaté 302
- skluz spojky 276
- součást 18
 - optická 302
 - přímočarého pohybu 181
 - spojovací 21
 - točivého pohybu 181
- souprava vyprazdňovací 142
- spoj 21
 - čepy 66
 - drážkový 89, 91
 - hřídele s nábojem 79, 97
 - jazýčkový 109
 - klínový 93
 - kolíky 66, 89
 - lemový 109
 - lepený 117
 - neokrouhlý 89, 92
 - nýtový 99
 - –, výpočet 106
 - obrubový 108
 - pájený 114
 - –, výpočet 117
 - pery 89, 90
 - polygonický 89, 92
 - prosazený 110
 - rozpěrný pružnými kroužky 80, 84
 - s materiálovým stykem 22
 - se silovým stykem 22
 - s tvarovým stykem 22
 - svarový 120
 - svěrný s kuzelem 80, 83
 - – se šroubem 80, 81
 - šroubový 23
 - – s předpětím 51
 - tlakový 80, 85
 - –, únosnost 87
 - tmelený 112, 114
 - trubek 141
 - – hrdlový 146
 - – přírubový 145
 - – skleněných 147
 - – svařováním 147
 - – šroubením 146
 - zalitím 110
 - zatavením 111
 - žlábkový 110
- spojení 21
- spojka 242
 - axiální ozubcová 248
 - – trubková 248
 - Bibi 253

spojka disková 261

- elektrická 276
- – asynchronní 276
- – synchronní 276
- elektricky řazená 265
- Hirthova 247
- hřídelová 242
- – , názvosloví 242
- – , výpočet 242
- hydraulická 274
- hydraulicky řazená 263
- hydrodynamická 274
- kloubová čepová 249
- korýtková 246
- kotoučová 246
- – dvojplochá 261
- lamelová 262
- – jednokroužková 266
- – dvoukroužková 267
- mechanicky neovládaná 245
- – ovládaná 257
- – řazená 258, 260
- nepružná 245
- Oldhamova 249
- pevná 246, 251
- pneumaticky řazená 264
- pojistná 270
- – se střížnými kolíky 271
- prášková 269
- prokluzovací lamelová 272
- pružná 251
- – čepová 254
- – jehlová 252
- – obručová 255
- – Periflex 255
- – s hadovitými pružinami 253
- – s hranoly 254
- – s kovovými členy 251
- – s nekovovými členy 254, 256
- – – pouzdry 254
- – se šroubovitými pružinami 252
- radiální s křížovým kotoučem 249
- rozběhová 270, 273
- – s neřízeným záběrem 273
- – s řízeným záběrem 273
- s čelními zuby 247
- trubková 246
- univerzální zubová 250
- volnoběžná 274
- – kuličková 275

spojka volnoběžná se svěrnými tělisky 275

- vyrovnávací 248, 251
- vysmekovací kuličková 271
- výsuvná 257
- – ozubcová 260
- – zubová 260
- zubová univerzální 250
- – výsuvná 260

stroj 17

- dopravní 17
- hnací 17
- hnaný 17
- pracovní 17
- výrobní 18

stupeň pracovní 142

svar 121

- , druhy 121
- , konstrukce 123
- , kontrola 125, 148
- , materiál 123
- , výpočet 129

svařitelnost 123

svařování 121

- plastů 122
- plazmou 124
- v ochranné atmosféře 124

světlost 37, 142

- jmenovitá 142
- potrubí 143
- trubky 37

Šoupátko 159

šroub 24, 25, 26, 27, 28, 29

- kuličkový 230
- , mechanické vlastnosti šroubů 46, 47
- pohybový 35, 36
- , silové poměry na šroubu 40, 41
- , silový poměr předepjatého šroubu 52
- spojovací 35, 36
- , únosnost 60
- , výpočet 47, 48, 49, 50

šroubovák 44, 45

Teplota pracovní 140, 142

- výpočtová 140

těsnění 150, 235

- bezdotykové 236
- deskové 150
- Dilo 150
- labyrintové 236

- těsnění nanášené 150
 - štěrbínové 236
 - třecí 235
 - tvářené 150
 - ucpávkové 235
- tlak jmenovitý 142
- tloušťka dna nádoby 141
 - stěny nádoby 140
 - – trubky 144
- tribologie 207
- trouba 141, 144
- trubice Venturiho 162
- trubka 141, 144
 - bežešvá 144
 - hladká 144
 - hrdlová 144
 - , materiál 148
 - ohebná 148, 149
 - přírubová 144, 146
 - závitová 144
- trvanlivost hřídelových čepů 184
 - ložiska základní 237
- tření 204
 - kapalinné 207
 - mezní 207
 - polosuché 207
 - suché 207
 - v kluzných ložiskách 204, 207
- tuhost pružiny 171
 - spojky 251
 - spojovaných částí 52
 - šroubu 52
- tužení 99
- tvarovka 142
- tvrdost pružiny 171
- tyč torzní 169
 - zkrutná 169

- Účinnost šroubu 41
- údržba brzd 299
 - ložisek 240
 - potrubí 163
- uložení 202
 - hřídele ve valivých ložiskách 232
 - potrubí 142, 156
- únosnost ložiska základní dynamická 237
 - – – statická 237
 - šroubů 60
 - tlakových spojů 87

- upevnění kroužků valivých ložisek axiálních 234
 - – – radiálních 233
 - potrubí 142
- upevňování optických součástí 303
 - – – kruhových 304
 - – – nekruhových 304
- utahovák šroubů 44, 45
- utěsnění 149, 236
 - otáčejících se součástí 236
 - spojení přímým stykem 149
 - – těsněním 150
- uzavírka 142, 158

- Válec brzdový 299
- vedení 239, 240
 - hranolovité 239
 - kladkami 240
 - kluzné 239
 - lichoběžníkové 239
 - obdélníkové 239
 - prizmatické 239
 - válcové 239
 - valivé 240
 - valivými tělisky 240
- ventil 159
 - pojistný 161
 - uzavírací 159
 - zpětný 162
- vložka Heli-Coil 62
- vodoměr 162
 - lopatkový 162
 - šroubkový 162
- vrut 29
- výběh závitu 35
- výkon třecí 184
- výkres potrubí dispoziční 163
- výpočet čepů axiálních 186
 - – radiálních 183
 - hřídelů hybných 192
 - – na únavu 194
 - – nosných 188
 - ložisek kluzných radiálních 215
 - – valivých 236
 - pružin 170
 - spojek 242
 - spojů nýtových 106
 - – pájených 117
 - svarů 129
 - šroubů 47, 48, 49, 50
- výstelka 208

Zakončení závitu 35
zatížení ložisek ekvivalentní dynamické 237
– – – statické 237
zátka 28
závaží 166
– kyvadlové 167
– pákové 166
– vyrovnávací 167
– zdvihací 166
závit 35
– Edisonův 36, 37
– levý 35
– lichoběžníkový 36, 37
– metrický ISO 35, 36

závit několikachodý 37
– oblý 36, 37
– pravý 35
– s jemným stoupáním 35
– trubkový 36, 37
–, výběh 35
– Whitworthův 35, 36
– základní řady 35
–, zakončení 35
závlačka 33, 78
značení druhu tekutiny 164
– potrubí 163
zrcadlo 303

ING. RUDOLF KŘÍŽ A KOL.
STAVBA A PROVOZ STROJŮ I
ČÁSTI STROJŮ

DT 531.8 (075)

Vydalo SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p.,
Spálená 51, Praha 1, v roce 1977 v řadě strojírenské literatury jako
svou 8064. publikaci.

Redakce báňské a strojírenské literatury. Odpovědný redaktor
Ing. Pavel Vávra. Vazbu navrhl Metoděj Sychra. Technická redakce
Vlasta Vitová. Ze sazby Monofoto ofsetem vytiskla Polygrafia,
n. p., Praha 1, Svobodova 1.

328 stran, 226 obrázků, 125 tabulek.

Typové číslo L13-C2-V-43f/25559. Vydání první. Náklad 30 200 vý-
tisků, 20,94 AA, 23,32 VA

05/12

Cena vázaného výtisku Kčs 30, –

507/23, 857

Publikace je určena pro výuku předmětu Stavba a provoz strojů
ve 2. ročníku SPŠS pro denní studium i studium při zaměstnání
v oborech 23-81-6 strojírenství a 23-82-6 přístrojová a automati-
zační technika. Bude i vhodnou pomůckou konstruktérů a ostatních
středně technických pracovníků ve strojírenství.

5425

04-231-77

Kčs 30, –