



**FAKULTA STROJNÍ  
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY  
V PLZNI**

Studijní program: Strojní inženýrství

Číslo studijního programu: B0715A270013

Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

# NÁVRH ULOŽENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU PRO DELŠÍ POJEZDY

Bakalářská práce

Autor práce: Michal Brůha

Vedoucí práce: Ing. Petr Janda, Ph.D.

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2023/2024

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Michal BRŮHA**  
Osobní číslo: **S20B0077K**  
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**  
Specializace: **Konstruování strojů a technických zařízení**  
Téma práce: **Návrh uložení kuličkového šroubu pro delší pojezdy**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

## Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Analýza problému konstrukčního uzlu. Konstrukční návrh uložení kuličkového šroubu pro delší pojezdy.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

1. Specifikace požadavků, analýza úlohy.
2. Konstrukční návrh s příslušnými výpočty.
3. Vypracování příslušné technické dokumentace.
4. Komplexní hodnocení navrhovaného řešení.

Konzultant práce: Ing. Pavel Klesa – ŠMT a.s.

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran**  
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999
- [2] BRENÍK, P., PÍČ, J. Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty. Praha: SNTL, 1986
- [3] Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Janda, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2023**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2024**

L.S.

---

**Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.**  
děkan

---

**Ing. Zdeněk Chval, Ph.D.**  
vedoucí katedry

## Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v Seznamu použitých zdrojů, který je součástí této práce a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

V Plzni dne:

-----  
podpis autora

## Poděkování

V první řadě bych chtěl poděkovat za vedení práce Ing. Petrovi Jandovi, Ph.D. za jeho neocenitelné rady, poznámky a připomínky a stejně tak konzultantovi Ing. Pavlovi Klesovi za mnoho praktických rad, postřehů a nápadů. Zároveň bych chtěl zmínit i ostatní pracovníky z firmy ŠMT a.s., kteří byli ochotni poskytnout pomoc a podělit se o zkušenosti získané mnohaletou praxí. V neposlední řadě patří velký dík i mé rodině za trpělivost a neutuchající a nekonečnou podporu.

## Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem uložení kuličkového šroubu pro delší pojezdy. Obsahem teoretické části je rešerše výrobců kuličkových šroubů a zmapování konkurenčních řešení. Následuje všeobecný popis kuličkových šroubů, návrhy konkrétních řešení a jejich hodnocení. Konstrukční a výpočtová část se věnuje dimenzování kuličkového šroubu, jeho uložení a navazujícímu popisu podpěry a komponent souvisejících s pohonem.

## Klíčová slova

Kuličkový šroub; obráběcí stroj; horizontální vyvrtávačka FCW; vertikální osa Y

## Abstract

This bachelor thesis deals with the design of a ball screw bearing for longer travels. The theoretical part includes a survey of ball screw manufacturers and mapping of competitive solutions. It provides a general description of ball screws, specific design proposals, and their evaluation. The design and calculation section focus on dimensioning the ball screw, its mounting and then follows description of the support and components related to the driving mechanism.

## Key words

Ball screw; machine tool; horizontal boring machine FCW; vertical axis Y

## Obsah

1	Úvod.....	14
2	Specifikace požadavků .....	15
2.1	Omezující faktory .....	15
3	Rešerše kuličkových šroubů a podpěr .....	16
3.1	Všeobecné informace o kuličkových šroubech .....	16
3.2	Uložení kuličkových šroubů .....	17
3.3	Matice kuličkových šroubů .....	19
3.3.1	Metody předepnutí kuličkových šroubů .....	20
3.4	Doporučení výrobců – podpěry .....	21
3.5	Konkurenční řešení podpěr.....	23
3.6	Výzkum ŠMT a.s. a České vysoké učení technické v Praze .....	23
3.6.1	Pohyblivá luneta podpírající kuličkový šroub v ose Y .....	23
3.6.2	Zvyšování kritických otáček a tlumení kuličkového šroubu K100 x 30 .....	24
3.6.3	Porovnání dynamických vlastností kuličkových šroubů na horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojích HCW.....	26
3.7	Podpěry kuličkových šroubů .....	27
3.7.1	Posuvná podpěra .....	27
3.7.2	Výsuvná podpěra .....	27
3.7.3	Sklopná podpěra .....	28
4	Výběr nejvhodnější varianty.....	29
4.1	Konstrukční návrh – koncepční schéma.....	31
5	Konstrukční návrh .....	32
5.1	Zadané technické parametry .....	32
5.2	Výpočet reakcí v závěsných bodech.....	32
5.2.1	Varianta s vysunutým smykadlem a upnutou hlavou.....	33
5.2.2	Varianta se zasunutým smykadlem a upnutou hlavou.....	36
5.3	Návrh kuličkového šroubu .....	37
5.4	Posuvná podpěra .....	42
5.5	Ekonomické hodnocení.....	43
5.6	Koncové uložení kuličkového šroubu, svěrná spojka, převodovka a pohon .....	44
6	Závěr .....	49



Příloha A	Katalogový list kuličkového šroubu SHUTON .....	53
Příloha B	Katalogový list axiálního soudečkového ložiska SKF.....	54
Příloha C	Katalogový list svěrné spojky STUEWE.....	55
Příloha D	Datový list převodovky SP+ Wittenstein .....	56
Příloha E	Katalogový list bezpečnostní brzdy ROBA-topstop .....	57
Příloha F	Datový list motoru Siemens.....	58
Příloha G	Výkres posuvu Y .....	59
Příloha H	Výkres kuličkového šroubu .....	60
Příloha I	Výkres tělesa posuvné podpěry .....	61

## Seznam obrázků

Obr. 1-1 ŠMT stroj FCW (1).....	14
Obr. 2-1 Zástavbový prostor kuličkového šroubu .....	15
Obr. 3-1 Gotický profil závitu kuličkového šroubu (2).....	16
Obr. 3-2 Kontrola maximálních otáček – koeficient uložení (3) .....	18
Obr. 3-3 Kontrola vzpěrné tuhosti – koeficient závislosti na uložení (3).....	18
Obr. 3-4 Typy matic (2) .....	19
Obr. 3-5 Předepnutí pomocí vloženého distančního kroužku (2) .....	20
Obr. 3-6 Předepnutí pomocí diference ve stoupání závitu matice (2) .....	20
Obr. 3-7 Předepnutí pomocí diference mezi jednotlivými chody závitu (2).....	20
Obr. 3-8 Patent firmy Hiwin (5).....	21
Obr. 3-9 Posuvná podpěra (7).....	22
Obr. 3-10 Okrajové podmínky kuličkového šroubu (9) .....	24
Obr. 3-11 Změna kritických otáček dle polohy matice na kuličkovém šroubu (9).....	24
Obr. 3-12 Posuvová rychlost dle kritických otáček (9) .....	25
Obr. 3-13 Kritické otáčky kuličkového šroubu s použitím podpěr (9) .....	25
Obr. 3-14 Posuvová rychlost přepočtená z kritických otáček (9) .....	26
Obr. 3-15 Posuvné podpěry (7).....	27
Obr. 3-16 Hydraulické výsuvné podpěry (11).....	28
Obr. 3-17 Výsuvné podpěry (12).....	28
Obr. 4-1 Hodnocení vhodnosti navržených alternativ orgánové struktury (14).....	30
Obr. 4-2 Vyhodnocení potenciál $Q^T \wedge CD-P$ konkurenceschopnosti posuzovaných alternativ orgánové struktury pro navrhovaný TS(s) (14) .....	30
Obr. 4-3 Koncepční schéma konstrukčního návrhu .....	31
Obr. 5-1 Výpočtová tabulka reakcí v závěsech.....	32
Obr. 5-2 Schéma s vysunutým smykadlem .....	33
Obr. 5-3 Schéma se zasunutou pinolou .....	36
Obr. 5-4 Určení součinitele $f_{cr}$ (17).....	38
Obr. 5-5 Určení součinitele $f_c$ (17).....	40
Obr. 5-6 Spektrum zatěžujících sil.....	40
Obr. 5-7 Řez posuvnou podpěrou.....	42
Obr. 5-8 Uložení kuličkového šroubu s posuvnými podpěrami.....	43

Obr. 5-9 Cenové porovnání variant.....	43
Obr. 5-10 Koncové uložení kuličkového šroubu.....	44
Obr. 5-11 Online nástroj na výpočet trvanlivosti ložiska (22).....	45
Obr. 5-12 Svěrná spojka STUEWE-WK (23) .....	46
Obr. 5-13 Převodovka SP <sup>+</sup> / alpha Advanced Line (24) .....	46
Obr. 5-14 Bezpečnostní brzda ROBA <sup>®</sup> -topstop <sup>®</sup> (25).....	47
Obr. 5-15 Motor Siemens 1FT7108-5WF71-3CL1 (26).....	48
Obr. 5-16 Celkové sestavení kuličkového šroubu .....	48

## Přehled použitých zkratk a symbolů

A		Přední závěs vřeteníku
$a_y$	[m/s <sup>2</sup> ]	Zrychlení vřeteníku v ose Y
B		Zadní závěs vřeteníku
$C_a$	[MPa]	Dynamická únosnost
$C_o$	[MPa]	Statická únosnost
ČVUT		České vysoké učení technické v Praze
$d_w$	[mm]	Průměr díry
$D_w$	[mm]	Průměr kuličky
$d$	[mm]	Průměr
$D$	[mm]	Průměr
$d_k$	[mm]	Průměr hřídele
$d_o$	[mm]	Jmenovitý průměr závitů
EDSM		Engineering design science and methodology (konstrukční věda/nauka)
F	[N]	Síla
$F_a$	[N]	Axiální síla
$f_c$		Součinitel uložení kuličkového šroubu
$F_c$	[N]	Kritické zatížení
$F_{cp}$	[N]	Maximální axiální zatížení
$f_{cr}$		Součinitel uložení kuličkového šroubu
$F_k$	[N]	Maximální teoretická dovolená axiální síla
$F_{kmax}$	[N]	Maximální dovolená provozní axiální síla
$F_m$	[N]	Střední zatížení
$F_p$	[N]	Posuvová síla
$F_r$	[N]	Řezná síla
$F_v$	[N]	Předepnutí
$F_x$	[N]	Síly ve směru X
$F_y$	[N]	Síly ve směru Y
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Tíhové zrychlení
H	[mm]	Tloušťka
HRC		Tvrдость kovů podle Rockwella

$k_d$		Koeficient uložení
$k_k$		Koeficient závislosti na uložení
$L$	[mm]	Délka
$l_c$	[mm]	Délka mezi podpěrami
$l_d$	[mm]	Vzdálenost mezi ložisky
$L_{h10}$	[hod]	Základní trvanlivost
$L_{Fa}$	[mm]	Vzdálenost síly $F_a$ od předního závěsu A
$l_k$	[mm]	Volná (nepodepřená) délka kuličkového šroubu
$L_{10}$	[1/min]	Základní trvanlivost
$L_{10h}$	[hod]	Základní trvanlivost
$L_{10nh}$	[hod]	Zpřesněná trvanlivost dle SKF
$m$	[kg]	Hmotnost
$M_A$	[Nm]	Suma momentů k závěsu A
$M_a$	[Nm]	Utahovací moment
$M_{Af_a}$	[Nm]	Moment od síly $F_a$ k přednímu závěsu A
$M_c$	[kg]	Celková hmotnost
$M_n$	[Nm]	Točivý moment
$M_o$	[Nm]	Točivý moment
$M_t$	[Nm]	Maximální točivý moment
$M_1$	[kg]	Hmotnost pinoly
$M_2$	[kg]	Hmotnost skříně vřeteníku
$M_3$	[kg]	Hmotnost rámu vřeteníku
$M_4$	[kg]	Hmotnost hlavy (příslušenství)
$n_{cr}$	[1/min]	Kritické otáčky
$n_{crp}$	[1/min]	Povolené otáčky
$n_k$	[1/min]	Kritické otáčky
$n_{max}$	[1/min]	Maximální přípustné otáčky
$n_m$	[1/min]	Střední otáčky
$n_1, n_2, n_3$	[1/min]	Otáčky
$ot$	[1/min]	Otáčky
$P$	[mm]	Stoupání závitu
$P_{ax}$	[kN]	Maximální přípustné axiální zatížení

$q_1, q_2, q_3$	[%]	Poměr
$Q_c$	[N]	Celková síla od hmotností
$Q_1$	[N]	Síla od hmotnosti pinoly
$Q_2$	[N]	Síla od hmotnosti skříně vřeteníku
$Q_3$	[N]	Síla od hmotnosti rámu vřeteníku
$Q_4$	[N]	Síla od hmotnosti hlavy (příslušenství)
$R$	[N/ $\mu\text{m}$ ]	Tuhost kuličkového převodu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
$r_s$	[mm]	Střední průměr
TS		Technický systém
VCSVTT		Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii
$V_{\text{max}}$	[m/s]	Maximální rychlost
Y		Vertikální osa stroje
$\eta$		Účinnost

## 1 Úvod

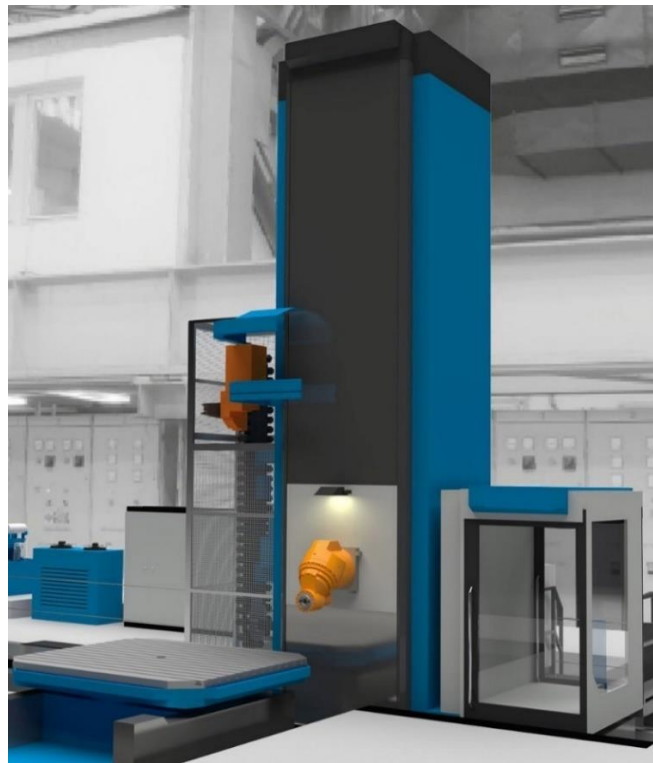
V oblasti strojírenství, konkrétně v oboru výroby strojů a zařízení, je neustálý technologický pokrok nezbytný pro zajištění konkurenceschopnosti a efektivity. Jedním z klíčových prvků v této oblasti je hledání alternativních konstrukčních řešení, vedoucích ke snížení limitujících faktorů a omezení strojů.

Horizontální vyvrtávačky jsou klíčovými stroji pro mnoho průmyslových odvětví včetně energetiky, dopravní techniky či lodního, těžebního i chemického průmyslu. Tyto stroje dokážou přesně a výkonně obrábět rozměrné a tvarově složité obrobky, jako jsou turbíny, součásti větrných elektráren či bloky velkých motorů.

Zadavatelem bakalářské práce je společnost ŠMT a.s., do roku 2019 vystupující pod obchodním názvem Škoda Machine Tool a.s., která má dlouholetou tradici ve výrobě strojů určených k obrábění kovových, nekovových a kompozitních materiálů. Nedílnou součástí portfolia společnosti je i řešená horizontální vyvrtávačka řady FCW, viz Obr. 1-1.

Cílem této bakalářské práce je nalezení použitelného a praktického řešení uložení kuličkového šroubu u dlouhých pojezdů, konkrétně pro vertikální osu Y stroje FCW, vyráběného společností ŠMT a.s. Hlavním požadavkem je prodloužení pojezdu z původních 4000 mm na maximálních 5000 mm, s kterým při počátečním návrhu nebylo počítáno. Kuličkový šroub o průměru 80 mm již není vhodný pro délku pojezdu 5000 mm, a to z důvodu překročení maximálních povolených otáček.

Společnost ŠMT a.s. odmítá použití většího průměru kuličkového šroubu z ekonomických důvodů a známého zástavbového prostoru. Z těchto důvodů tedy nabízí stroje vyšší řady HCW, s pojezdem ve vertikální ose Y přesahující 4000 mm, avšak za nekonkurenceschopnou cenu. Je tedy nezbytné hledat jiná, efektivnější řešení této technické výzvy, spočívající v navržení alternativních konstrukčních variant.



Obr. 1-1 ŠMT stroj FCW (1)

## 2 Specifikace požadavků

Provést potřebnou rešerši výrobců kuličkových šroubů, jejich doporučení a také zmapovat konkurenční řešení výrobců obráběcích strojů, pokud jsou dostupná.

Navrhnout minimálně dvě možné varianty řešení vertikálního posuvu vřeteníku v ose Y pomocí kuličkového šroubu. Zvolit vhodnou velikost, uložení a provedení, s důrazem na ekonomickou stránku a zástavbové rozměry.

Pomocí komplexního hodnocení vhodnosti návrhu vybrat nejvhodnější variantu. U vybrané varianty provést detailní výpočty uložení kuličkového šroubu, případně doplnit základním popisem stávajícího pohonného mechanismu a jeho komponent. Konečným výstupem bude výkresová technická dokumentace v příloze této práce.

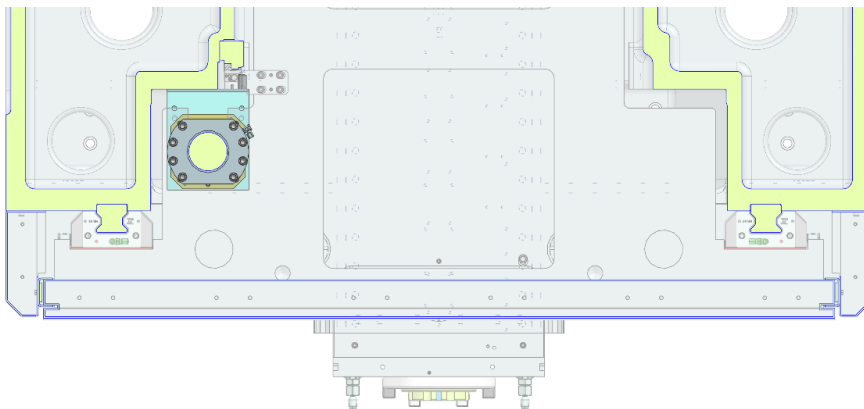
### 2.1 Omezující faktory

V aktuálním provedení, s velikostí šroubu o průměru 80 mm, firma naráží na délkový limit. Prvotní orientační výpočet, doporučený výrobcem, určující délku kuličkového šroubu pomocí jednoduché rovnice, a to:  $L = d \times 80$ , kde  $L$  je maximální volná délka šroubu a  $d$  jeho průměr. Výsledná délka tedy vychází 3200 mm, což neodpovídá požadavkům. Do dalších výpočtů ovšem výrazně vstupuje kontrola maximálních otáček a kontrola vzpěrné tuhosti, tudíž výše uvedený vzorec lze považovat pouze jako orientační.

Možným řešením je zvětšení průměru kuličkového šroubu, kde ale neúměrně narůstá cena. Při stejné délce, např. při změně průměru z 80 na 100 mm, je cena přibližně dvojnásobná. Limitujícím faktorem je též již známá konstrukce stojanu a vřeteníku, jejich vzájemná poloha, a tedy omezující zástavbový prostor viz Obr. 2-1.

Řešení by také mělo brát v potaz výrobní jednoduchost. V tomto případě co nejméně dílů, výrobně nenáročných, s minimem obráběných ploch a omezením dokončovacích operací.

Je nutné vzít na vědomí i náročnost montáže a možnost servisu u zákazníka. Montáž by měla být tudíž co nejjednodušší, s minimem či žádnými přípravky a bez nutnosti dodatečného lícování součástí. Při návrhu brát i ohled na životnost součástí, dostatečně je dimenzovat a uvažovat komplexně nad vybraným řešením vůči okolí s ohledem na servisní činnosti (přístupnost, možnost výměny dílů bez demontáže okolních skupin).



Obr. 2-1 Zástavbový prostor kuličkového šroubu



### 3 Rešerše kuličkových šroubů a podpěr

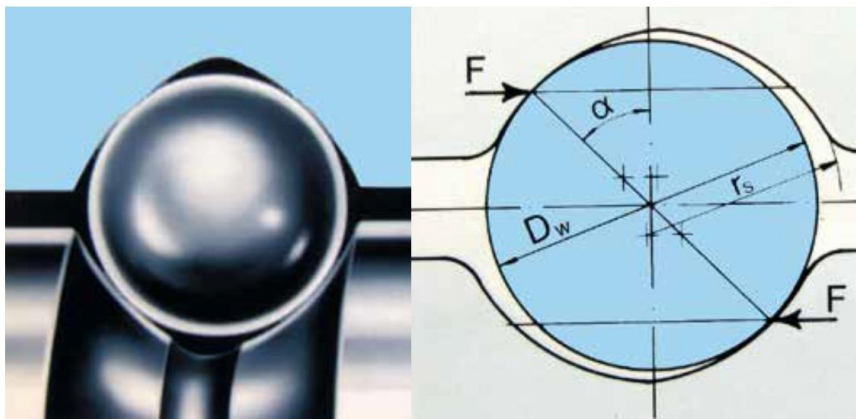
#### 3.1 Všeobecné informace o kuličkových šroubech

Kuličkové šrouby jsou konstrukční prvky pohybových ústrojí, které převádějí s vysokou účinností rotační pohyb na přímočarý (nejsou samosvorné). Vyznačují se vysokou tuhostí, přesností a trvanlivostí. Kuličkové šrouby nachází uplatnění v nejrůznějších oblastech strojírenství, a to především pro svoji vysokou účinnost danou nízkým valivým odporem převodu. (2)

Přesnost a kvalita kuličkových šroubů do značné míry závisí na zvolené výrobní technologii. Obecně se k výrobě závitu kuličkového šroubu používají následující technologie: (2)

- a) broušení (dosažená třída přesnosti stoupání závitu P1 až P5) (2)
- b) válcování (dosažená třída přesnosti stoupání závitu T5 až T7) (2)
- c) okružování (dosažená třída přesnosti stoupání závitu P5 až P7) (2)

Pro dosažení nejvyšší účinnosti převodu je nutné docílit ideálního tvaru profilu závitu kuličkového šroubu. Profil není rádiusový, ale je tvořen ze dvou rádiusů navzájem vyosených (tzv. gotický profil, viz Obr. 3-1). Tento tvar profilu nabízí ideální poměr účinnosti a únosnosti kuličkového šroubu. (2)



Obr. 3-1 Gotický profil závitu kuličkového šroubu (2)

Pro výrobu hřídel kuličkových šroubů je používána ocel jakosti 42CrMo4, případně ocel 50CrMo4. Pro výrobu matic je nejčastěji používán materiál 100CrMn6. Matice a závitová část hřídele jsou zakaleny na tvrdost 58–60 HRC. Jádro a nekalené části hřídele mají minimální pevnost  $R_m = 900 - 1\,100$  MPa. (2)

Dalším základním technickým parametrem pro výběr kuličkového šroubu je jeho únosnost. U kuličkových šroubů rozlišujeme 2 typy únosnosti: (2)

- a) statická únosnost ( $C_o$ ) je rovna hodnotě statického zatížení, jejímž zatěžováním způsobíme na kuličkový šroub trvalou deformaci kuličky a oběžné dráhy v nejnámáhavějším místě styku o velikosti 0,0001 průměru kuličky  $D_w$ . (2)
- b) dynamická únosnost ( $C_a$ ) je stálé, neměnné zatížení, které může teoreticky kuličkový šroub přenášet při splnění základní trvanlivosti  $L_{10} = 1 \times 10^6$  otáček. (2)

Pro stanovení základní trvanlivosti, která je definována jako hodnota vyjadřující s 90% spolehlivostí počet vykonaných otáček hřídele vzhledem k tělesu matice při zatížení silou  $F$  do vzniku prvních známek únavy materiálu či opotřebení funkčních prvků převodu, platí následující vztah: (2)

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F}\right)^3 * 10^6 \quad (3.1)$$

Tuhost kuličkového převodu  $R$  je definována jako poměr zatěžující vnější axiální síly  $F_a$  k axiálnímu posunutí matice  $\Delta$  na hřídeli kuličkového šroubu:  $R = F_a/\Delta$  [N/ $\mu$ m]. (2)

Pro dosažení vysoké tuhosti a zajištění axiálních vůlí se do převodu vnáší tzv. předepnutí  $F_v$  tak, aby poměr zatěžující axiální síly  $F_a$ , při které ještě nemá docházet ke vzniku vůle v převodu a předepnutí  $F_v$ , odpovídal následující podmínce:  $F_a/F_v = 2,83$ . (2)

Pro stanovení síly  $F_a$  a tím i předepnutí je třeba přistupovat uvážlivě s přihlédnutím k časovému průběhu zatížení kuličkového šroubu, neboť předepnutí snižuje životnost převodu. (2)

Kuličkové šrouby vyžadují přesnou a tuhou montáž. Osy kuličkového šroubu a vodicí plochy musí být rovnoběžné v rozmezí 0,02 mm/1 000 mm a kuličková matice musí docílit její kolmost vůči podélné ose v rozmezí 0,01 mm/100 mm. Kuličková matice může být zatížena pouze v axiálním směru. (2)

Při návrhu kuličkového šroubu je třeba vzít do úvahy následující parametry: (3)

- a) Požadavky na přesnost polohování – z toho se odvíjí, zda se použije šroub se závitem válcovaným, okružovaným nebo broušeným (3)
- b) Vůle nebo předepnutí matice – jednoduché matice jsou dodávány s vůlí max. 0,05 mm, nebo s vymezenou vůlí. Dvojitě matice jsou dodávány předepnuté, což umožňuje bezvůlový provoz i při zatížení soustavy (3)
- c) Otáčky – je třeba zkontrolovat, zda jmenovitý průměr šroubu vynásobený požadovanými maximálními otáčkami (tzv.  $D_n$  faktor) nepřesahuje danou maximální hodnotu. Dále je nutno zkontrolovat kritické otáčky šroubu, které závisí na délce hřídele a jeho uložení. (3)
- d) Pracovní zatížení – které má vliv na životnost kuličkového šroubu (3)

## 3.2 Uložení kuličkových šroubů

Jedním z nedůležitějších faktorů, který ovlivňuje vhodnost kuličkového šroubu, je jeho uložení. Způsob uložení významně ovlivňuje počáteční výpočty, a to konkrétně kontrolu maximálních otáček a kontrolu vzpěrné tuhosti.

Uložení kuličkového šroubu je možné čtyřmi způsoby, viz Obr. 3-2 a Obr. 3-3:

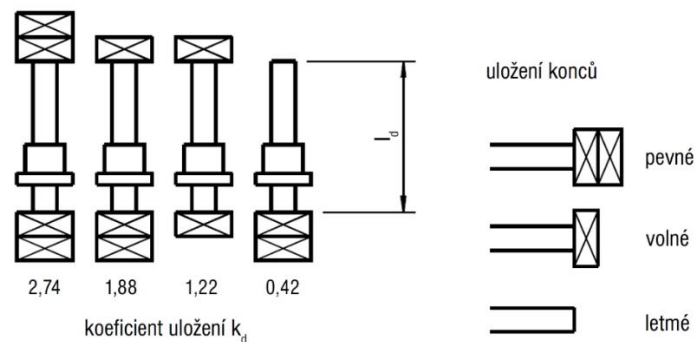
- 1) pevné – pevné
- 2) pevné – volné
- 3) volné – volné
- 4) pevné – letmé

Kuličkové šrouby nesmějí pracovat v oblastech kritických otáček. Kritické otáčky závisí na délce a průměru hřídele a uložení konců. Maximální pracovní otáčky  $n_{max}$  by neměly přesáhnout 80 % kritických otáček  $n_k$ . (3)

Výpočet kontroly maximálních otáček, s koeficientem uložení viz Obr. 3-2, dle firmy HIWIN s.r.o.:

$$n_k = k_d * \frac{d_k}{l_d^2} * 10^8 \quad (3.2)$$

$$n_{max} = n_k * 10^8 \quad (3.3)$$



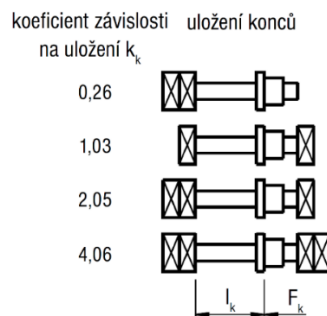
Obr. 3-2 Kontrola maximálních otáček – koeficient uložení (3)

Kuličkový šroub může být zatěžován axiální silou pouze do té míry, aby nedošlo k jeho deformaci. Přípustné axiální zatížení závisí na délce, průměru a uložení kuličkového šroubu. Maximální axiální zatížení šroubu  $F_{kmax}$  v pracovních podmínkách může být nejvýš 50 % přípustného teoretického zatížení  $F_k$ . (3)

Výpočet kontroly vzpěrné tuhosti, s koeficientem závislosti na uložení viz Obr. 3-3, dle firmy HIWIN s.r.o.:

$$F_k = k_k * \frac{d_k^4}{l_k^2} * 10^5 \quad (3.4)$$

$$F_{kmax} = F_k * 0,5 \quad (3.5)$$











Obr. 3-3 Kontrola vzpěrné tuhosti – koeficient závislosti na uložení (3)

### 3.3 Matice kuličkových šroubů

Matice kuličkových šroubů jsou stěžejním dílcem, který přenáší axiální síly a zprostředkovává plynulou recirkulaci kuliček ve vložených převodnicích. Matice zajišťují vymezení vůlí a s využitím možnosti jejich předepnutí i dosažení potřebné tuhosti převodu, a to i při obousměrném zatížení. Mají za úkol distribuci maziva a částečně i odvod tepla z převodu. vnitřní prostor matic je oboustranně chráněn proti hrubým nečistotám tzv. stíracími ucpávkami zhotovenými obvykle z polyamidu PA6. (4)

Matice kuličkových šroubů jsou vyráběny na základě zákaznických výkresů nebo dle standardního provedení výrobců kuličkových šroubů, např. viz Obr. 3-4 od firmy KSK Precise Motion, a.s.:

Výběr	Označení	Obrázek	Výběr	Označení	Obrázek
Jednoduchá matice bez přírubou	A		Předepnutá matice s přírubou	APR	
Jednoduchá matice s přírubou	AP		Víčková předepnutá matice s přírubou	APV	
Dvojice matic bez přírubou	A+A		Nepředepnutá matice s přírubou na válcované hřídele	APE	
Dvojice matic s přírubou	AP+A		Poháněná matice s vloženým ložiskem	RMV	

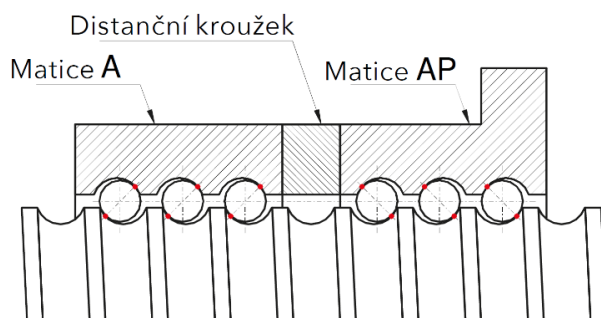
Obr. 3-4 Typy matic (2)

Jmenovitý průměr závitu  $d_0$  se volí dle dostupných zastavovacích rozměrů a dle požadované funkce. Jmenovitý průměr závitu určuje vzpěrnou tuhost hřídele kuličkového šroubu v závislosti na jeho délce a uložení. Ze jmenovitého průměru hřídele  $d_0$  je odvozována i závislost jeho maximálních otáček  $n_{max}$  ve vztahu k rychlosti oběhu kuliček v použitém převodu a mazání. (2)

Stoupání závitu  $P$  určuje dráhu matice, kterou matice ujede na jednu otáčku hřídele kuličkového šroubu. Velikost stoupání závitu ( $P$ ) určuje dynamické vlastnosti převodu a třída přesnosti provedení pak výslednou pracovní přesnost polohování. Ve výrobním programu jsou nabízena stoupání od 3 mm do 50 mm dle jmenovitých průměrů a typů převodů. Velikost stoupání předurčuje maximální velikost použitých kuliček a má tak přímou souvislost s celkovým počtem kuliček v převodu či v pracovním závitu matice. (4)

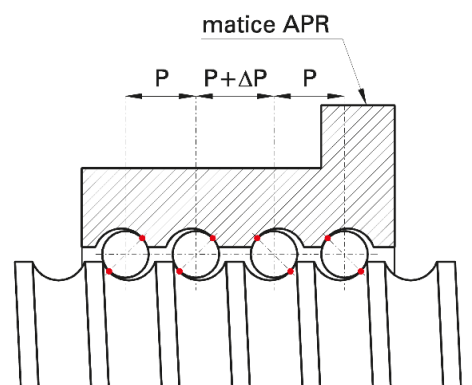
### 3.3.1 Metody předepnutí kuličkových šroubů

- a) předepnutí pomocí vloženého distančního kroužku



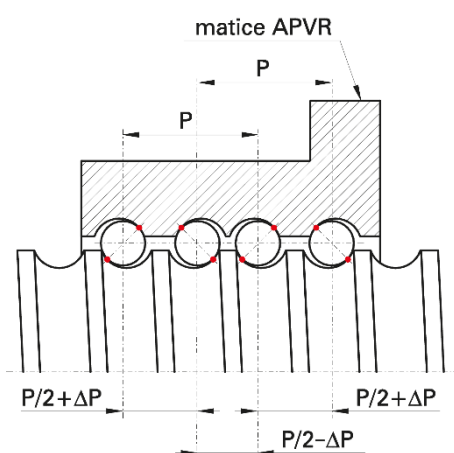
Obr. 3-5 Předepnutí pomocí vloženého distančního kroužku (2)

- b) předepnutí pomocí difference ve stoupání závitu matice



Obr. 3-6 Předepnutí pomocí difference ve stoupání závitu matice (2)

- c) předepnutí pomocí difference mezi jednotlivými chody závitu (u vícechodých kuličkových šroubů)



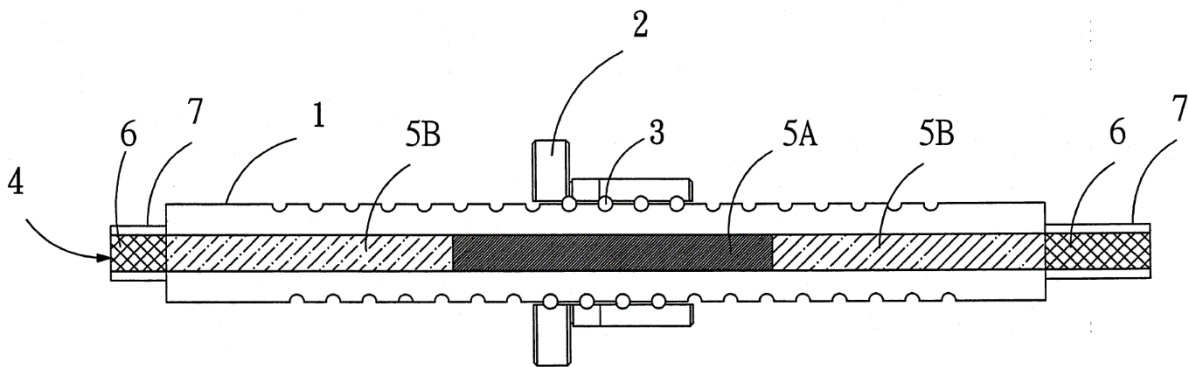
Obr. 3-7 Předepnutí pomocí difference mezi jednotlivými chody závitu (2)

### 3.4 Doporučení výrobců – podpěry

Během rešerše byly důkladně prohledány webové stránky výrobců s jejich dostupnými katalogy a databáze Evropského patentového úřadu kvůli možným existujícím patentům. Souběžně byli osloveni čtyři výrobci kuličkových šroubů s dotazem, zda mají nějaké doporučení, konkrétní řešení či fotografie od odběratelů s realizovaným problémem. Osloveny byly čtyři firmy, a to konkrétně KSK Precise Motion, a.s., HIWIN s.r.o., SHUTON, S.A. a SCHNEEBERGER HOLDING AG.

V katalogu firmy KSK Precise Motion, a.s. je jediná zmínka, a to: „dlouhé kuličkové šrouby o menších průměrech musí být konstruovány tak, aby jejich pohybová sestava mohla kompenzovat průhyby hřídele způsobené jeho hmotností (podpěry nebo konstrukční úprava na řešení s poháněnou maticí).“ (2)

V databázi Evropského patentového úřadu lze dohledat patent firmy HIWIN Technologies Corp., pod číslem TW200741113A a TWI273183B, která má zaregistrovaný patent z roku 2007 viz Obr. 3-8. Předkládaný vynález se týká zařízení s kuličkovým šroubem pro systémy s dlouhým zdvihem, obsahujícího hřídel, který má podélnou válcovou dutinu a je vyplněn ze dvou nebo více materiálů s různým poměrem tuhosti k hustotě mezi dvěma konci dutého profilu. Při provozu tohoto systému je možné zvýšit kritickou rychlost a potlačit vibrace v radiálním směru tohoto šroubového hřídele.



Obr. 3-8 Patent firmy Hiwin (5)

Od vedoucího vývoje firmy KSK Precise Motion, a.s., Ing. Lubomíra Ostrého, se podařilo získat následující informace týkajících se podpěr a dlouhých hřídelů kuličkových šroubů:

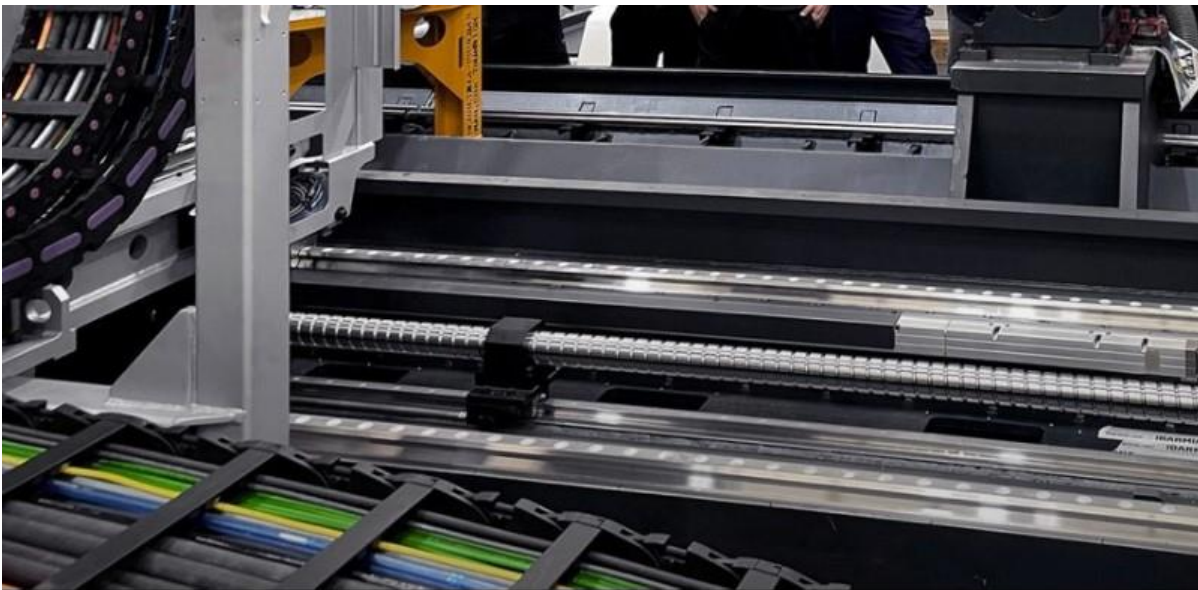
U štíhlých a dlouhých hřídelů kuličkových šroubů by tyto měly být podepřené z toho důvodu, že kuličkový šroub by měl být namáhán pouze axiálně, protože při radiálním zatížení, nebo při klopném momentu na matici (jak je tomu u průhybu hřídelů dlouhých štíhlých kuličkových šroubů) neplatí výpočty únosností a životnosti kuličkového šroubu a může dojít k opotřebení kuličkového šroubu a jeho destrukci v podstatně kratším čase, než bylo predikováno. (6)

Přesvědčil jsem se právě v ŠMT cca před deseti lety, při aplikaci svislého nerotujícího hřídele (asi 7 m dlouhého) pro zdvih kabiny, že je třeba počítat s kritickými otáčkami. V katalogu některých konkurenčních výrobců je napsáno, že v takovém případě riziko rozkmitání odpadá, nicméně můj názor je, že je potřeba se kritickými otáčkami zabývat (a tento názor je podepřen výše uvedenou aplikací), protože hřídel má vlastní frekvenci a pokud jej budíme (rotující maticí) na této frekvenci, tak se rozkmitá. I konkurenční dodavatel kuličkových šroubů mně potvrdil, že jejich šroub se ve stejné aplikaci v ŠMT rozkmital. (6)



Dále zmiňuje konkurenční řešení firmy THK, před více než pěti lety, kde byla podpěra ve formě matice, která se ale otáčela na hřídeli poloviční rychlostí, takže stále půlila vzdálenost mezi maticí a koncem závitu. Matice byla podepřena lineárním vedením. Nicméně toto řešení není již k dispozici, a tudíž se domnívá, že nefunguje spolehlivě.

Od českého zástupce firmy SHUTON, S.A., pana Radima Kotlána, byla zaslána fotografie řešení u neznámého zákazníka, viz Obr. 3-9, plus dva listy z anglické verze katalogu, znázorňující posuvné podpěry. V tomto případě jde o horizontální montáž bránící průhybu šroubu, kde se posuvná podpěra pohybuje po dodatečném lineárním vedení. V katalogových listech je zmíněno, že se tyto posuvné podpěry používají u horizontálního uložení, kde vahou šroubu dochází k nežádoucímu průhybu. Dvě podpěry, před a za maticí kuličkového šroubu, jsou spolu spřaženy táhlem, které je délkově navrženo tak, aby v krajních polohách podpěry rozdělávaly zbylou volnou délku kuličkového šroubu přesně na polovinu. I přes to, že katalog zmiňuje horizontální uložení a výpočty v něm berou v potaz pouze průhyb vlastní vahou, mohlo by být toto provedení aplikováno i na požadovaný vertikální posuv. Výrobce dále zmiňuje, že se obvykle instaluje výsuvná podpěra, která se spustí, když matice projde nad podpěrou. Jako možnou variantu zároveň doporučuje rotující matici a statický šroub s podpěrami, např. z materiálu Teflon kvůli nízkému tření.



Obr. 3-9 Posuvná podpěra (7)

Dle doporučení firem KSK Precise Motion, a.s. a SHUTON, S.A. lze zhotovit podpěry či úpravu na řešení s poháněnou maticí. Nicméně navrhované řešení s poháněnou maticí v osobní komunikaci zase vyvrátil Ing. Lubomír Ostrý (KSK Precise Motion, a.s.): Věta, kterou obsahuje náš katalog, mně nepřipadá úplně šťastná, protože: (6)

- a) ne kuličkový šroub, ale jeho uložení, případně podpěry musí být konstruovány tak, aby jejich pohybová sestava mohla kompenzovat průhyby hřídele způsobené jeho hmotností (podpěry nebo konstrukční úprava na řešení s poháněnou maticí) (6)
- b) i při pohonu matice a stojícím šroubu může dojít k rozkmitání štíhlého hřídele kuličkového šroubu vlivem tzv. kritických otáček a k namáhání matice ohybem hřídele, tzn. rotující matice není řešení (6)

Konkrétní řešení tedy neexistuje, pouze orientační doporučení a odpovědnost v těchto případech leží na straně odběratele.

### 3.5 Konkurenční řešení podpěr

Výrobci obráběcích strojů tuto problematiku ve volně dostupných zdrojích (katalogy, webové stránky) vůbec nezmiňují, což je poměrně pochopitelné. Bohužel ani na fotografiích konkurenčních strojů, např. z interní fotodokumentace společnosti ŠMT a.s., z poslední strojírenské výstavy Hannover Messe v roce 2023, nelze spatřit žádné řešení i proto, že firmy na veletrzích prezentují stroje s krátkým pojezdem, kde k tomuto problému nedochází.

### 3.6 Výzkum ŠMT a.s. a České vysoké učení technické v Praze

Firma ŠMT a.s. ve spolupráci s České vysoké učení technické v Praze, dále ČVUT, a Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii spadající pod ČVUT, dále VCSVTT, již v letech 2012-2014 řešila možnou budoucí potřebu podepření kuličkového šroubu pro delší pojezdy, v tomto případě pro řadu HCW1-4 a HCW2000-4000. V následujících podkapitolách 3.6.1, 3.6.2 a 3.6.3 jsou citovány statě ze tří zpráv, které se této problematice věnovaly.

#### 3.6.1 Pohyblivá luneta podpírající kuličkový šroub v ose Y

Problematika byla řešena v rámci dotačního projektu TIP FR-TI4/592.

Specifikace problému: přejezd vřeteníku v ose Y rychlostí blízkých se maximu posuvové rychlosti (především pak na koncích zdvihu) způsobuje nežádoucí buzení v oblastech vlastních frekvencí a následné rozkmitání šroubu. Požadavkem na VCSVTT je návrh tlumení kuličkového šroubu pro svislý pojezd vřeteníku HCW4000 po stojanu při delších pojezdech v ose Y. Zvažovány byly dvě konstrukční varianty podpěry šroubu: (8)

- a) Výsuvná luneta umístěná uprostřed šroubu.
- b) Posuvná sada dvou podpěr vedených pohybem vřeteníku.

Zatímco první řešení znamená komplikovanější zásah do konstrukce stojanu a interakci s pojezdem vřeteníku (během pojezdu vřeteníku v místech podpěry, je nutno lunetu zasunout do těla stojanu), druhé řešení (posuvná sada dvou podpěr) vyžaduje pouze vodící lištu umístěnou pod kuličkový šroub, což by mělo znamenat neinvazivní řešení popsání problému. (8)

Kuličkový šroub K100x20 délky 5,565 m je pevně vetknut na obou koncích, pohybuje se rotující kuličková matice. Byl vytvořen náhradní model z prvků B4, kdy je šroub nahrazen hřídelem o  $\varnothing 100$  mm, na obou koncích je provedeno vetknutí jak radiálního posuvu, tak i natočení. V místě matice je provedeno pouze radiální vetknutí. Je zřejmé, že nejnižší kritické otáčky má šroub tehdy, je-li kuličková matice blízko jedné či druhé konzole šroubu. (8)

Po přidání dvou posuvných podpor, které mají mezi sebou vzdálenost 2718 mm, a jsou modelovány pomocí vetknutí souřadnic radiálního posuvu v místě podpor, se kritické otáčky kuličkového šroubu zvýší. Lze očekávat zvýšení kritických otáček kuličkového šroubu teoreticky až k hodnotě 2400 ot/min, která by znamenala při použitím stoupání šroubu posuvovou rychlost až 48 m/min. Prakticky však budou hodnoty kritických otáček o něco nižší. (8)



Horní hranice odhadu vlastností kuličkového šroubu při pojezdu vřeteníku v ose Y lze vyjádřit maximální posuvovou rychlostí pod úrovní buzení vlastních kmitů šroubu: (8)

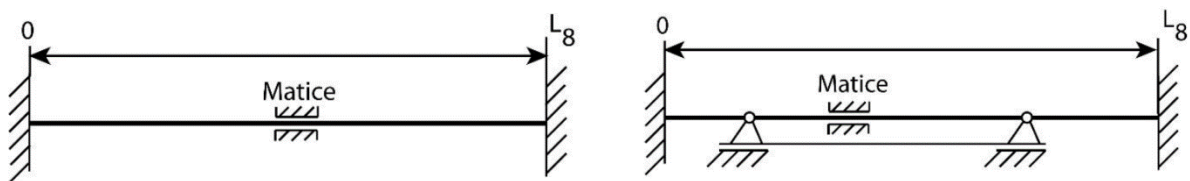
- Maximální posuvová rychlost v ose Y (varianta bez lunety): 18 m/min.
- Maximální posuvová rychlost v ose Y (varianta s lunetami): 48 m/min.

Lze tedy zjednodušeně říci, že při použití podpěr šroubu je možné dosáhnout zhruba dvojnásobné (vzhledem k zjednodušení modelu) posuvové rychlosti. (8)

### 3.6.2 Zvyšování kritických otáček a tlumení kuličkového šroubu K100 x 30

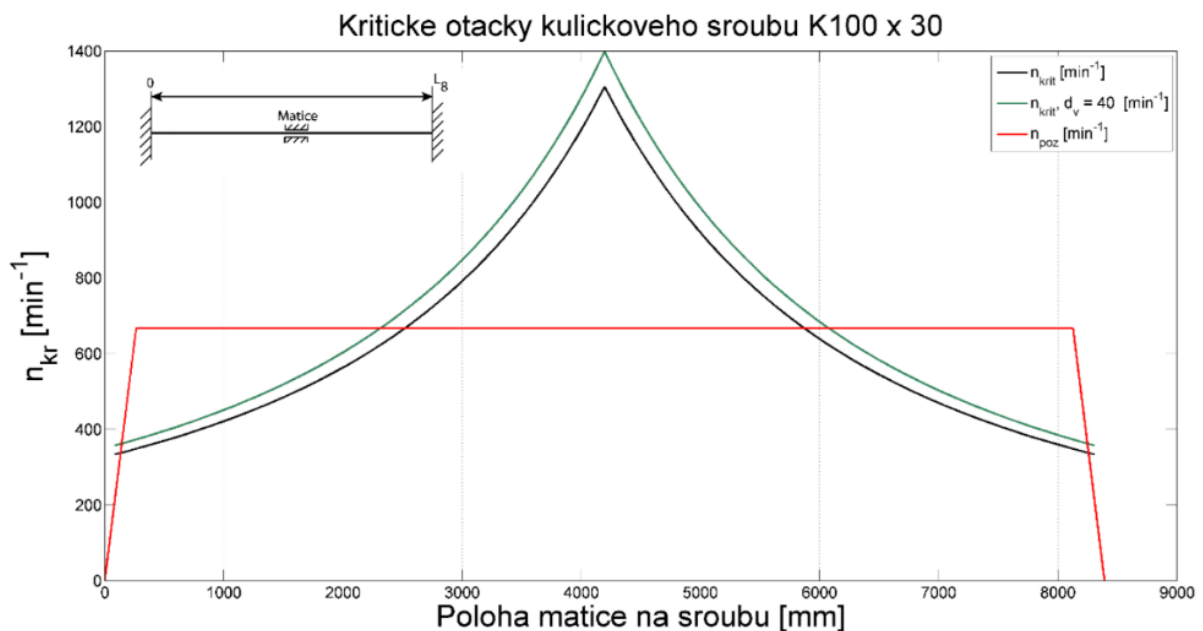
Cílem analýzy bylo porovnat možnosti zvyšování kritických otáček kuličkového šroubu K100x30-8555 pro stroj HCW2. Zvýšení kritických otáček je možné konstrukčními úpravami kuličkového šroubu (vyvrtání) nebo úpravami jeho okolí (podpěření kuličkového šroubu). (9)

Kuličkový šroub je radiálně i ohybově vetknut na obou svých koncích do domečků. V případě použití podpěr je v modelu uvažováno pouze jejich radiální vyztužení kuličkového šroubu. Ohybová tuhost podpěr uvažována, vzhledem k poměru délky a průměru podpěr ( $l/d \sim 1$ ), není. V podpěrných konzolách je dále předpokládán bezvúlový styk hřídele kuličkového šroubu a kluzného obložení. (9)

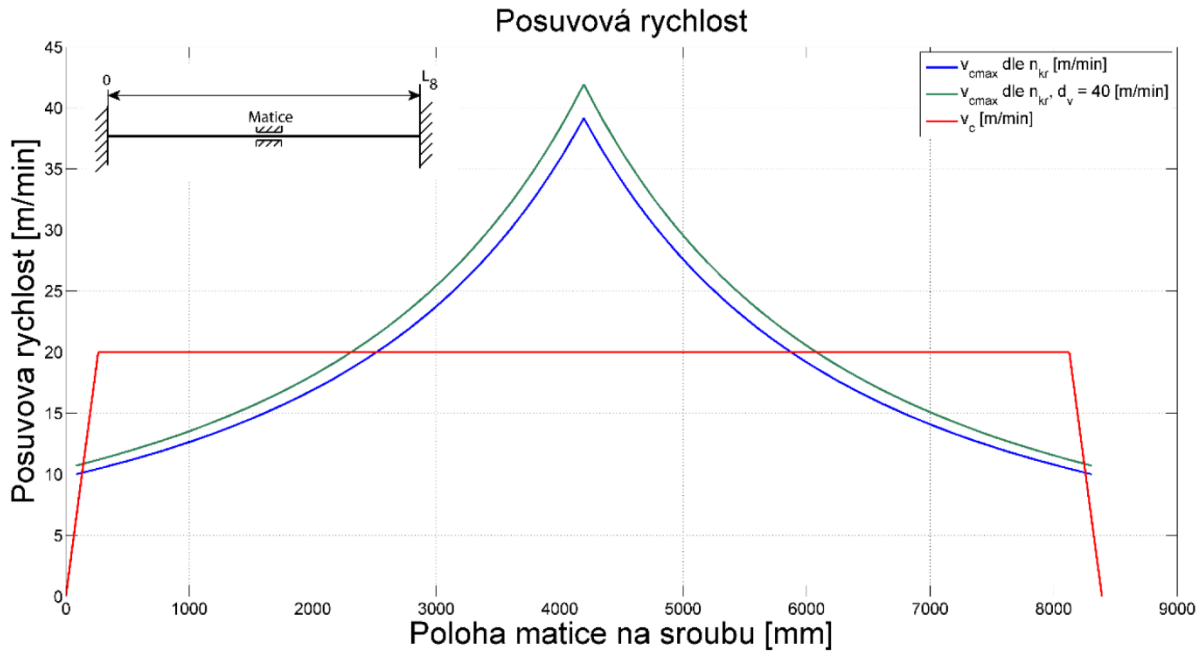


Obr. 3-10 Okrajové podmínky kuličkového šroubu (9)

Na Obr. 3-11 jsou zobrazeny kritické otáčky osy s vrtaným a plným šroubem. Černě je zobrazen průběh kritických otáček plného kuličkového šroubu, zelená reprezentuje šroub vrtaný. Posuvová rychlost osy pro oba druhy šroubu je zobrazena na Obr. 3-12. (9)

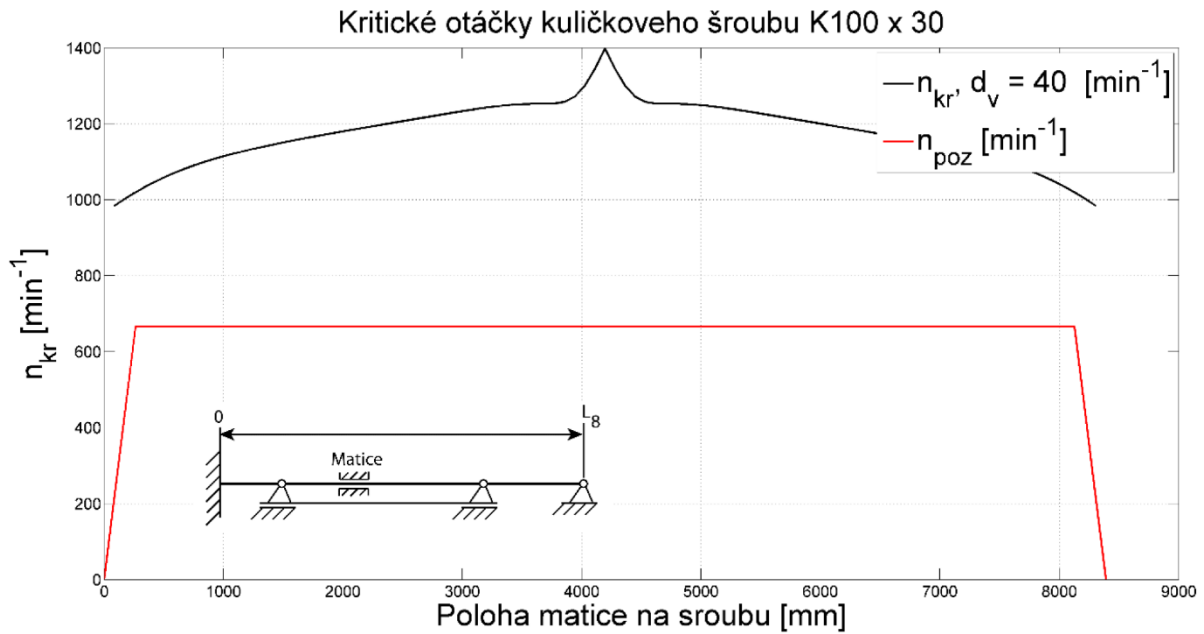


Obr. 3-11 Změna kritických otáček dle polohy matice na kuličkovém šroubu (9)

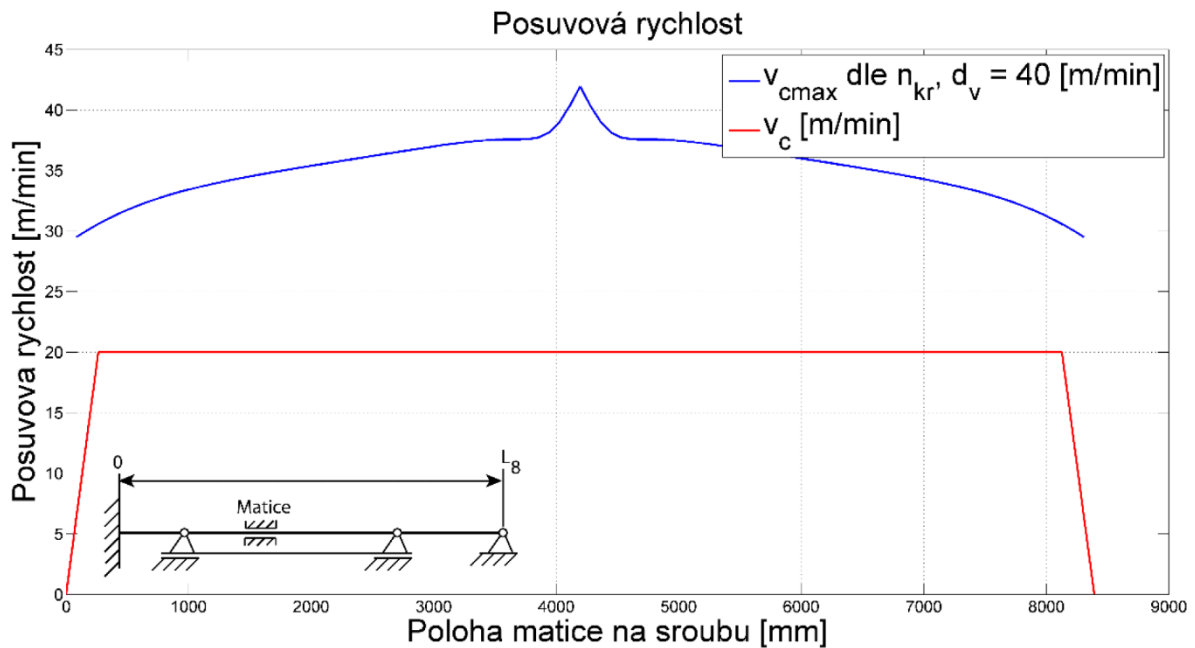


Obr. 3-12 Posuvová rychlost dle kritických otáček (9)

Výsledky výpočtů se zahrnutím radiálních podpěr jsou zobrazeny na Obr. 3-13 a Obr. 3-14. Výpočty uvažují pouze vrtaný kuličkový šroub a je na nich dobře patrné zlepšení parametrů osy od podepření kuličkového šroubu podporami. (9)



Obr. 3-13 Kritické otáčky kuličkového šroubu s použitím podpěr (9)



Obr. 3-14 Posuvová rychlost přepočtená z kritických otáček (9)

Z provedených simulací vyplývá, že použití vyvrtaného hřídele kuličkového šroubu zvyšuje minimální hodnotu kritických otáček o 7 % (z 333 ot/min na 357 ot/min). To představuje nárůst rychloposuvu o 0,7 m/min. I přes toto zvýšení musí pohon při rychloposuvu kritické otáčky překonávat. Při využití vyvrtané díry ve šroubu pro některou tlumicí výplň by ale mohla být resonance při přechodu kritických otáček tlumenější a nemusela by představovat zásadní problém (bude náplní další práce). (9)

Použitím radiálních podpor se nejnižší hodnoty kritických otáček výrazně zvýší. Pro posuvovou osu nebude nutno při žádné poloze matice na šroubu kritické otáčky překračovat. Problém kritických otáček by se měl objevit až při případném poklesu radiální tuhosti cca 83x pod odhadnutou výpočtovou hodnotu radiální tuhosti (tedy na tuhost  $0,6 \cdot 10^6$  N/m). (9)

Použití jediné radiální sklopné podpory umístěné v polovině kuličkového šroubu, nebo dvojice přesuvných podpor je z hlediska navýšení kritických otáček ekvivalentní. (9)

Výsledky reálného provozu však budou záviset na celkové radiální tuhosti podpor, na opotřebení kluzného materiálu ve styku s hřídelí kuličkového šroubu a na případném vzniku vůlí v podporách. (9)

### 3.6.3 Porovnání dynamických vlastností kuličkových šroubů na horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojích HCW

Dne 19. 9. 2014 bylo provedeno měření dynamické poddajnosti dvou kuličkových šroubů, které byly namontovány do horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojů z produkce ŠKODA MACHINE TOOL, a.s. První ze šroubů byl standardního provedení, což znamená, že se jednalo o plnou ocelovou tyč. Druhý ze šroubů byl dutý, přičemž jeho dutina byla vyplněna skleněnými kuličkami o průměru 10 mm. Cílem měření bylo porovnat vliv těchto kuliček na dynamické vlastnosti tohoto šroubu. (10)

Na kuličkové šrouby, ve výšce 1000 mm od spodního domečku šroubu, byl umístěn jeden tříosý akcelerometr. Druhý akcelerometr (data z tohoto akcelerometru nebyla vyhodnocena) byl umístěn na spodní domeček šroubu. Šrouby byly buzeny opakovaným poklepem modálního kladiva ve výšce 1000 mm od spodního domečku šroubu. Poklep byl proveden ve dvou směrech. Výsledkem měření jsou

takzvané funkce frekvenčního přenosu, které, pokud se vynášejí v jednotkách [m/N], nazýváme dynamickou poddajností. (10)

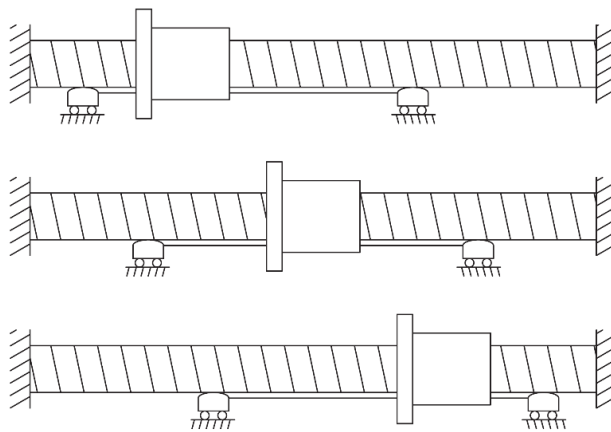
Plný šroub vykazuje tři výrazné rezonance (=vlastní frekvence), což bylo možné subjektivně poznat na sice zvonivém, ale hlubokém, zvuku při poklepu. Šroub se chová, z hlediska rezonancí, symetricky. Vyplněný dutý šroub v porovnání s plným tolik nezvonil, což bylo opět patrné při poslechu při poklepu. U tohoto šroubu se výrazně liší tlumení první vlastní frekvence pro oba měřené směry. Toto je velmi netypické chování, které lze vysvětlit přítomností skleněných kuliček v dutině šroubu. (10)

Z hlediska porovnání vlastních frekvencí šroubu je pozitivní, že delší (dutý) šroub má první výraznou vlastní frekvenci jen o málo nižší, než ten kratší (plný). (10)

### 3.7 Podpěry kuličkových šroubů

#### 3.7.1 Posuvná podpěra

Jako jednu z možných variant lze použít doporučené řešení od firmy SHUTON, S.A. uvedené v kapitole 3.4 a na základě závěru výzkumu ŠMT a.s. s ČVUT, uvedené v kapitole 3.6: Dvě podpěry, před a za maticí kuličkového šroubu, jsou spolu spřaženy táhlem, které je délkově navrženo tak, aby v krajních polohách podpěry rozdělávaly zbylou volnou délku kuličkového šroubu přesně na polovinu, viz Obr. 3-15. Posuvná podpěra se pohybuje po dodatečném lineárním vedení.

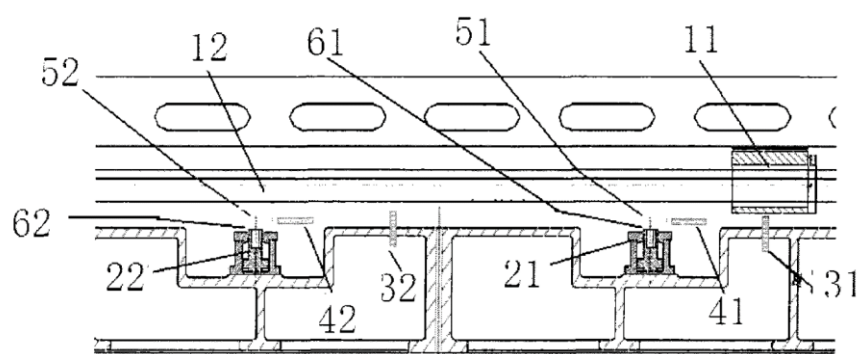


Obr. 3-15 Posuvné podpěry (7)

V tomto případě nezáleží na poloze kuličkového šroubu, lze aplikovat jak na horizontální, tak na vertikální uložení.

#### 3.7.2 Výsuvná podpěra

V databázi Evropského patentového úřadu lze dohledat patent firmy Hubei Wanmeng Noubert Control Combination Machine Tool Co. Ltd., pod číslem CN202137626U, který využívá hydraulických výsuvných podpěr, viz Obr. 3-16. Provedení tohoto řešení lze použít pro horizontálně uložený kuličkový šroub, kdy dochází k průhybu šroubu vlastní vahou.



Obr. 3-16 Hydraulické výsuvné podpěry (11)

Na stránkách americké firmy Barnes Industries, Inc. lze dohledat informaci o zhotovení kuličkového šroubu o průměru 100 mm a délce 17 000 mm s výsuvnými podpěrami v roce 1998 viz Obr. 3-17. Kuličkový šroub byl původně vyráběn ve dvou kusech a trvale spojen speciálně navrženým postupem. Jen pro zajímavost, firma pro urychlení dodávek velkých kuličkových šroubů má neustále skladem kalené a broušené 12 192 mm dlouhé tyče o průměru až 152,4 mm. Společnost může speciálním postupem vyrábět kuličkové šrouby dlouhé až 21 336 mm.



Obr. 3-17 Výsuvné podpěry (12)

Vzhledem k požadovanému vertikálnímu uložení kuličkového šroubu výsuvná podpěra musí navíc obsahovat nějaký člen, který obejmě hřídel kuličkového šroubu, nebo jeho část, a tím zabrání průhybu a rozkmitání. Vlastní výsuv podpěry je možné realizovat jak hydraulicky, elektricky nebo mechanicky.

### 3.7.3 Sklopná podpěra

Jako další z možných variant se nabízí sklopná podpěra, která by mohla být opět řešena hydraulicky, elektricky nebo mechanicky. I v tomto případě, kvůli vertikálnímu uložení, je nutný dodatečný prvek, který obejmě hřídel kuličkového šroubu nebo jeho část.

## 4 Výběr nejvhodnější varianty

Na základě proběhlé rešerše a omezujících faktorů zadavatele práce přicházejí v úvahu následující varianty řešení (alternativy):

- a) poháněná matice a statický šroub
  - výhody: bez nutnosti úpravy modelového zařízení stojanu, žádné další obráběné plochy na stojanu, řešení bez dodatečných podpěr
  - nevýhody: prostorová náročnost poháněné matice; na základě zkušeností výrobce KSK Precise Motion, a.s. i u tohoto řešení dochází k rozkmitání kuličkového šroubu poháněnou maticí, viz kapitola 3.4.; pravděpodobná úprava modelovacího zařízení vřeteníku
- b) posuvná podpěra
  - výhody: bez dodatečného pohonu, tuhost, bez zásahu do stávajících modelových zařízení, bezúdržbové, relativně jednoduché mechanické řešení
  - nevýhody: prodloužení kuličkového šroubu, obráběné plochy na stojanu – přídavné lineární vedení
- c) sklopná podpěra
  - výhody: bez dodatečného pohonu, mechanické řešení závislé na pojezdu
  - nevýhody: nutná úprava modelového zařízení stojanu, tuhost, dodatečný element pro obejmutí šroubu
- d) výsuvná podpěra
  - výhody: nejsou
  - nevýhody: nutná úprava modelového zařízení stojanu, systém řízení, vlastní pohon, dodatečný element pro obejmutí šroubu

Výběr nejvhodnějšího řešení bude probíhat pomocí metodiky EDSM (13), a to konkrétně za využití podkladů od prof. Ing. Stanislava Hosnedla, CSc.: Specifikace kritérií/požadavků na alternativy technického systému(s) a Hodnocení a vyhodnocení jejich vhodnosti. (14)

Byly zvoleny subjektivně nejvhodnější požadavky, viz Obr. 4-1, které mohou ovlivnit stávající komponenty stroje FCW a zároveň nejlépe charakterizují kladené požadavky na ideální řešení. Hodnocení vhodnosti probíhalo v rozsahu 0-4, kdy je hodnota 0 nejnižší, odpovídající nevyhovující, a hodnota 4 znamená ideální technický systém, který maximálně splnil kladené požadavky.

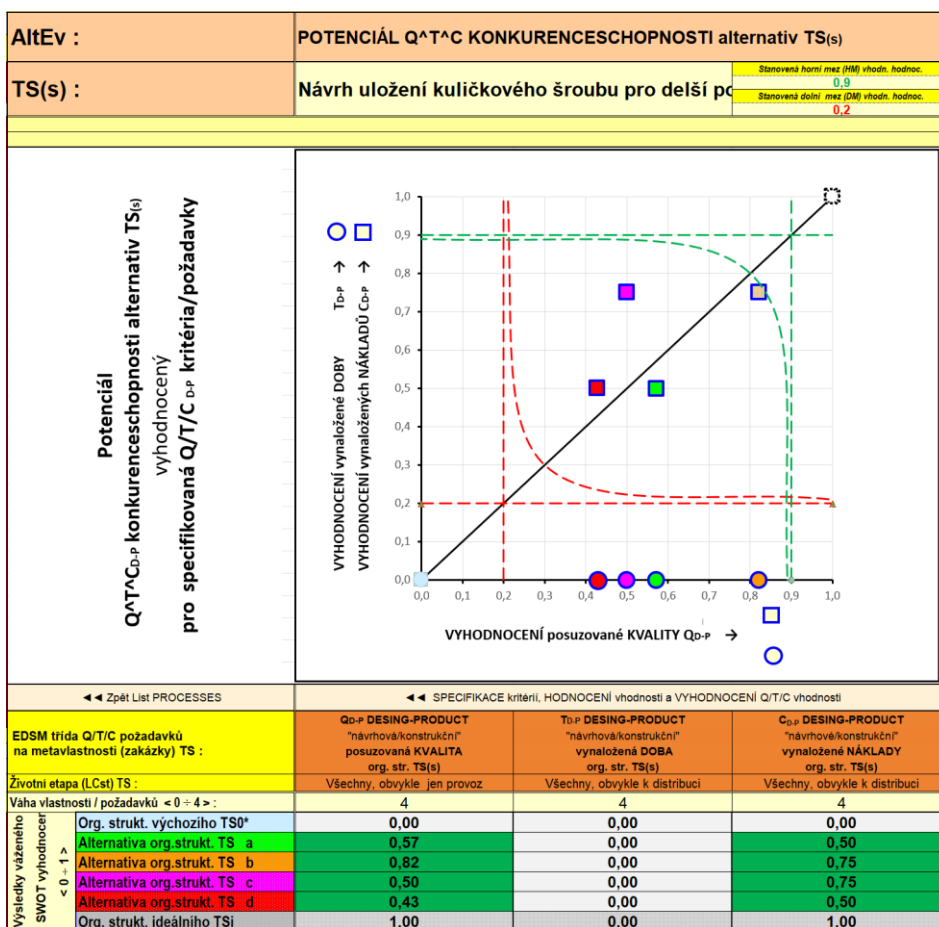
Celková dodací doba nebyla vůbec hodnocena z důvodu nedostatku informací.

U celkových dodacích nákladů byl proveden pouze kvalifikovaný odhad, jinak by musely být alternativy detailně rozkresleny a poptány u dodavatelů.

Na Obr. 4-2 jsou přehledně zobrazeny vyhodnocené požadavky u navržených alternativ. Z uvedeného grafu je zřejmé, že jako nejvhodnější variantou se jeví varianta b – posuvná podpěra.

Kritérium / požadavek - porovnatelná konkurenční vlastnost	Váha <0 ÷ 4>	Hodnocení vhodnosti <0 ÷ 4> alternativ TS					
		TS0*	a	b	c	d	TSi
Funkčnost	4	0	1	3	2	2	4
Prostorová náročnost	4	0	1	3	2	2	4
Zachování stávajících odlišků	4	0	2	4	1	1	4
Nezávislé řešení, bez dalšího pohonu	4	0	4	4	4	1	4
Tuhost podpěry	4	0	1	3	1	2	4
Montáž zařízení	4	0	4	2	2	2	4
Bezúdržbovost	4	0	3	4	2	2	4
<b>Σ Norm. váž. vyhodnocení vhodnosti Q &lt;0 ÷ 1&gt;</b>		<b>0,00</b>	<b>0,57</b>	<b>0,82</b>	<b>0,50</b>	<b>0,43</b>	<b>1,00</b>
Celk. dodací doba (shodná -nehodnoceno)	0	0	0	0	0	0	0
<b>Σ Norm. váž. vyhodnocení vhodnosti T &lt;0 ÷ 1&gt;</b>		<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>
Celkové dodací náklady	4	0	2	3	3	2	4
<b>Σ Norm. váž. vyhodnocení vhodnosti C &lt;0 ÷ 1&gt;</b>		<b>0,00</b>	<b>0,50</b>	<b>0,75</b>	<b>0,75</b>	<b>0,50</b>	<b>1,00</b>

Obr. 4-1 Hodnocení vhodnosti navržených alternativ orgánové struktury (14)

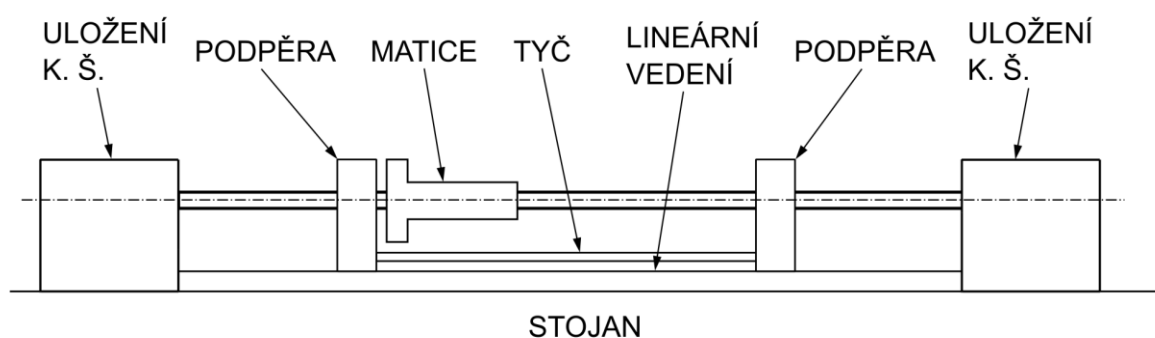


Obr. 4-2 Vyhodnocený potenciál Q<sup>A</sup>T<sup>A</sup>CD-P konkurenceschopnosti posuzovaných alternativ orgánové struktury pro navrhovaný TS(s) (14)

## 4.1 Konstrukční návrh – koncepční schéma

Posuvná podpěra bude obsahovat dvě samostatné podpěry spřažené tyčí či deskou, které se budou pohybovat po dodatečném lineárním vedení přišroubovaném k odlitku stojanu. Na Obr. 4-3 je vidět koncepční schéma navrhovaného řešení. Pro přehlednost je obrázek otočen vlevo o 90°, šroub je ve skutečnosti uložen vertikálně.

Cílem této práce je také použití co největšího množství již hotových dílů stávajícího řešení u kratších pojezdů. Proto bude zachováno koncové uložení kuličkového šroubu na obou stranách, stejně tak typ matice a její připevnění k odlitku vřeteníku. Jedním z nejdůležitějších požadavků bylo zachování průměru kuličkového šroubu, což by mělo být dodrženo právě díky přídavným podpěrám. Toto bude potvrzeno v následující kapitole 5 - Konstrukční návrh.



Obr. 4-3 Koncepční schéma konstrukčního návrhu

Podpěry by měly obsahovat radiální ložiska pro snížení tření, které by vznikalo při rotování hřídele kuličkového šroubu v kluzných pouzdech. Tímto provedením bude tření eliminováno pouze na posuvné, mezi hřídelí a pouzdem. Cílem je, i přes přidání podpěr, zachovat co nejvyšší účinnost kuličkového šroubu a s tím spojený přenos síly z rotačního pohybu na posuvný. Lineární vedení lze použít v ekonomičtější variantě, ale stále dostatečně přesné, jelikož v případě nulových vůlí by v podpěře teoreticky neměla vznikat žádná boční síla.



## 5 Konstrukční návrh

### 5.1 Zadané technické parametry

Y	5000	[mm]	Vertikální osa stroje
$V_{\max}$	25	[m/min]	Maximální rychlost posuvu (rychloposuv)
$a_y$	1	[m/s <sup>2</sup> ]	Zrychlení v ose Y
$F_r$	30 000	[N]	Řezná síla
$M_1$	3 750	[kg]	Hmotnost smykadla
$M_2$	3 000	[kg]	Hmotnost vřeteníku
$M_3$	1 200	[kg]	Hmotnost zadního rámu
$M_4$	1 000	[kg]	Hmotnost příslušenství (hlava)
$Q_1$	36 787,5	[N]	Síla od hmotnosti smykadla
$Q_2$	29 430	[N]	Síla od hmotnosti vřeteníku
$Q_3$	11 772	[N]	Síla od hmotnosti zadního rámu
$Q_4$	9 810	[N]	Síla od hmotnosti příslušenství (hlavy)

### 5.2 Výpočet reakcí v závěsných bodech

Vzhledem k rozsahu výsuvu smykadla, možných variant s nebo bez upnutého příslušenství, uvažované změně směru řezné síly a možné síly od zrychlení posuvných hmot byla pro potřeby výpočtu reakcí v předním a zadním závěsu vytvořena v tabulkovém procesoru MS Excel přehledná tabulka se vzorci a posuvníkem viz Obr. 5-1.

	jednotky	jednotky	vzdalenost od předního závěsu Zp [mm]	vzdalenost od zadního závěsu Zz [mm]	jednotky	jednotky
M1 - Hmotnost smykadla	-3 750 kg	-36 788 N	195	-1 365 mm	roztec závěsu	1 560 mm
M2 - Hmotnost vřeteníku	-3 000 kg	-29 430 N	675	-885 mm	vzdalenost předního závěsu od cela vřeteníku	325 mm
M3 - Hmotnost ramu	-1 200 kg	-11 772 N	3 175	1 615 mm	presah cela smykadla od cela vřeteníku	100 mm
M4 - Hmotnost příslušenství	-1 000 kg	-9 810 N	-2 575	-4 135 mm	delka příslušenství	1 220 mm
Fr - Řezná síla		-30 000 N	-3 295	-4 855 mm	vzdalenost řezné síly od cela příslušenství	150 mm
Fa - Síla od zrychlení		-8 950 N	446	-1 114 mm	střed hmotnosti vřeteníku od předního závěsu	675 mm
Fc - Celková síla od všech sil			-439	-1 999 mm	střed hmotnosti smykadla od cela smykadla	2 120 mm
Vysuv Z	1 500 mm				střed hmotnosti ramu od předního závěsu	3 175 mm
					střed hmotnosti příslušenství od cela smykadla	650 mm
					zrychlení	1,00 m/s <sup>2</sup>
					hmotnost příslušenství	-1 000 kg
					řezná síla	± 30 000 N
Reakce v předním závěsu Zp	-162 458 N	+ N Síla směřuje nahoru			Fa - síla pro zrychlení (od všech částí)	-8 950 N
Reakce v zadním závěsu Zz	35 708 N	- N Síla směřuje dolů			hmotnost všech částí pro zrychlení	-8 950 kg
					vysuv Z	0-1 500 mm
					celková síla od hmotnosti všech částí	-87 800 N
					moment Fa k Zp	-39 154 163 N*mm
					moment Fa k Zz	97 813 058 N*mm
					Fc - celková síla od všech sil	-126 750 N
					celkový moment od všech sil Fc k Zp	55 704 588 N*mm
					celkový moment od všech sil Fc k Zz	253 433 808 N*mm

Obr. 5-1 Výpočtová tabulka reakcí v závěsech

Na základě provedených výpočtů v tabulkovém procesoru byly určeny dvě varianty, s maximální možnou zátěží v jednotlivých závěsech.

První, nejméně příznivá varianta, dle předpokladu, vyšla s plně vysunutým smykadlem, upnutou hlavou, řeznou silou směřující dolů a stejně tak silou od zrychlení pohybujících se hmot. Tato varianta bude detailně ověřena výpočty v kapitole 5.2.1. V tomto případě je nejvíce zatížen přední závěs A.

Druhá varianta, která naopak nejvíce zatěžuje zadní závěs B, vyšla se zasunutým smykadlem, s upnutou hlavou, s řeznou silou směřující nahoru, ale bez složky síly od zrychlení, tudíž za konstantní posuvové rychlosti. Tato varianta bude ověřena výpočty v kapitole 5.2.2.

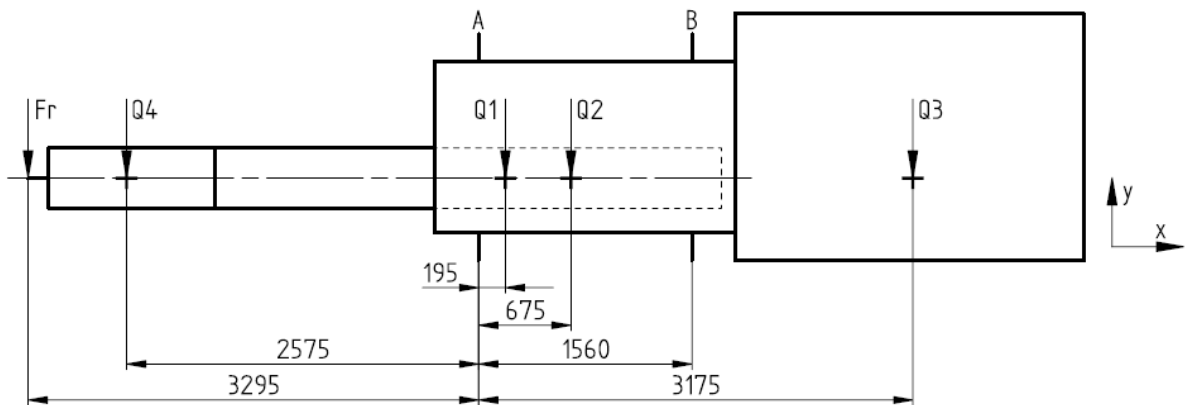
Pro výpočet síly od zrychlení posuvných hmot, dle D'Alemberta, potřebné pro první variantu, byly použity hmotnosti smykadla, vřeteníku, zadního rámu a příslušenství.

$$F_a = -m * a \quad (5.1)$$

$$F_a = -(3750 + 3000 + 1200 + 1000) * 1 \quad (5.2)$$

$$F_a = -8950 \text{ [N]} \quad (5.3)$$

### 5.2.1 Varianta s vysunutým smykadlem a upnutou hlavou



Obr. 5-2 Schéma s vysunutým smykadlem

Pro potřeby výpočtu je nutné znát polohu síly od zrychlení posuvných hmot. Výpočet celkové hmotnosti:

$$M_c = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 \quad (5.4)$$

$$M_c = -3750 - 3000 - 1200 - 1000 \quad (5.5)$$

$$M_c = -8950 \text{ [kg]} \quad (5.6)$$

Následuje výpočet celkové síly:

$$Q_c = M_c * g \quad (5.7)$$

$$Q_c = -8950 * 9,81 \quad (5.8)$$

$$Q_c = -87\,799,5 \text{ [N]} \quad (5.9)$$

Poté výpočet momentu k přednímu závěsu A:

$$M_A F_a = Q_1 * 195 + Q_2 * 675 + Q_3 * 3175 + Q_4 * (-2575) \quad (5.10)$$

$$M_A F_a = (-36787,5) * 195 + (-29430) * 675 + (-11772) * 3175 + (-9810) * (-2575) \quad (5.11)$$

$$M_A F_a = -39\,154\,163 \text{ [Nmm]} \quad (5.12)$$

Na závěr již vzdálenost síly  $F_a$  od předního závěsu A:

$$lF_a = \frac{M_a F_a}{Q_c} \quad (5.13)$$

$$lF_a = \frac{-39154163}{-87799,5} \quad (5.14)$$

$$lF_a = 446 \text{ [mm]} \quad (5.15)$$

Následuje vlastní výpočet reakcí v předním závěsu A a zadním závěsu B s vysunutým smykadlem, upnutou hlavou, řeznou silou a silou od zrychlení pohybujících se hmot:

$$\Sigma F_x = 0 \quad (5.16)$$

$$\Sigma F_y = -F_r - F_a - Q_4 + A - Q_1 - Q_2 + B - Q_3 = 0 \quad (5.17)$$

$$\Sigma M_A = -F_r * 3,295 + F_a * 0,446 - Q_4 * 2,575 + Q_1 * 0,195 + Q_2 * 0,675 - B * 1,56 + Q_3 * 3,175 = 0 \quad (5.18)$$

Z rovnice  $\Sigma M_A$  (5.18) se vypočte reakce v závěsu B:

$$-F_r * 3,295 + F_a * 0,446 - Q_4 * 2,575 + Q_1 * 0,195 + Q_2 * 0,675 - B * 1,56 + Q_3 * 3,175 = 0 \quad (5.19)$$

$$-F_r * 3,295 + F_a * 0,446 - M_4 * g * 2,575 + M_1 * g * 0,195 + M_2 * g * 0,675 - B * 1,56 + M_3 * g * 3,175 = 0 \quad (5.20)$$

$$-30000 * 3,295 + 8950 * 0,446 - 1000 * 9,81 * 2,575 + 3750 * 9,81 * 0,195 + 3000 * 9,81 * 0,675 - B * 1,56 + 1200 * 9,81 * 3,175 = 0 \quad (5.21)$$

$$\frac{-30000 * 3,295 + 8950 * 0,446 + 9,81 * (-1000 * 2,575 + 3750 * 0,195 + 3000 * 0,675 + 1200 * 3,175)}{1,56} = B \quad (5.22)$$

$$\underline{B = -35\,708 [N]} \quad (5.23)$$

Z rovnice  $\Sigma F_y$  (5.17) se vypočte reakce v závěsu A:

$$-F_r - F_a - Q_4 + A - Q_1 - Q_2 + B - Q_3 = 0 \quad (5.24)$$

$$-F_r - F_a - M_4 * g + A - M_1 * g - M_2 * g - 35708 - M_3 * g = 0 \quad (5.25)$$

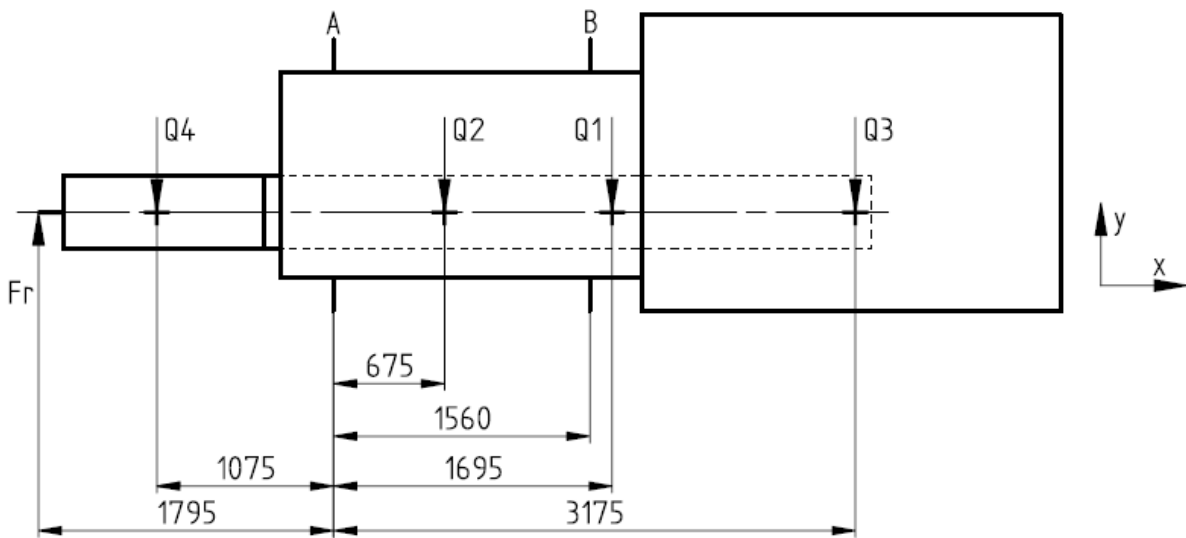
$$-30000 - 8950 - 1000 * 9,81 + A - 3750 * 9,81 - 3000 * 9,81 - 35708 - 1200 * 9,81 = 0 \quad (5.26)$$

$$-A = -30000 - 8950 - 1000 * 9,81 - 3750 * 9,81 - 3000 * 9,81 - 35708 - 1200 * 9,81 \quad (5.27)$$

$$-A = -162457,5 \quad (5.28)$$

$$\underline{A = 162\,457,5 [N]} \quad (5.29)$$

### 5.2.2 Varianta se zasunutým smykadlem a upnutou hlavou



Obr. 5-3 Schéma se zasunutou pinolou

Výpočet reakcí se zasunutým smykadlem, upnutou hlavou, řeznou silou, ale bez složky síly od zrychlení:

$$\Sigma F_x = 0 \quad (5.30)$$

$$\Sigma F_y = F_r - Q_4 + A - Q_2 + B - Q_1 - Q_3 = 0 \quad (5.31)$$

$$\Sigma M_A = F_r * 1,795 - Q_4 * 1,075 + Q_2 * 0,675 - B * 1,56 + Q_1 * 1,695 + Q_3 * 3,175 = 0 \quad (5.32)$$

Z rovnice  $\Sigma M_A$  (5.32) se vypočte reakce v závěsu B:

$$F_r * 1,795 - Q_4 * 1,075 + Q_2 * 0,675 - B * 1,56 + Q_1 * 1,695 + Q_3 * 3,175 = 0 \quad (5.33)$$

$$F_r * 1,795 - M_4 * g * 1,075 + M_2 * g * 0,675 - B * 1,56 + M_1 * g * 1,695 + M_3 * g * 3,175 = 0 \quad (5.34)$$

$$30000 * 1,795 - 1000 * 9,81 * 1,075 + 3000 * 9,81 * 0,675 - B * 1,560 + 3750 * 9,81 * 1,695 + 1200 * 9,81 * 3,175 = 0 \quad (5.35)$$

$$\frac{30000 * 1,795 + 9,81 * (-1000 * 1,075 + 3000 * 0,675 + 3750 * 1,695 + 1200 * 3,175)}{1,560} = B \quad (5.36)$$

$$B = 104\,423 \text{ [N]} \quad (5.37)$$

Z rovnice  $\Sigma F_y$  (5.31) se vypočte reakce v závěsu A:

$$F_r - M_4 * g + A - M_2 * g + 104423 - M_1 * g - M_3 * g = 0 \quad (5.38)$$

$$30000 - 1000 * 9,81 + A - 3000 * 9,81 + 104423 - 3750 * 9,81 - 1200 * 9,81 = 0 \quad (5.39)$$

$$-A = 30000 - 1000 * 9,81 - 3000 * 9,81 + 104423 - 3750 * 9,81 - 1200 * 9,81 \quad (5.40)$$

$$\underline{A = -46\,624 \text{ [N]}} \quad (5.41)$$

Na základě provedených výpočtů je zřejmé, že maximální zatížení u předního závěsu A nastává u první varianty a činí 162 458 N. Naopak nejvyššího zatížení zadního závěsu B je dosaženo u druhé varianty a činí 104 423 N.

Pro návrh kuličkového šroubu a jeho uložení bude tedy počítáno s maximální silou 162 458 N, jelikož jsou u tohoto stroje použity dva identické kuličkové šrouby.

### 5.3 Návrh kuličkového šroubu

U stávajícího stroje FCW, s krátkým pojezdem, kde není zapotřebí aplikovat podepření kuličkového šroubu, je použit následující typ kuličkového šroubu:

- vnější průměr 80 mm
- stoupání 32 mm
- třída přesnosti P3

Označení kuličkového šroubu je: TD\_(2S)-B 8032-12-6, dle katalogu firmy SHUTON, S.A. (15).

Cílem je i v tomto případě zachování výše uvedených parametrů. Výpočty pro návrh kuličkového šroubu budou vycházet primárně z katalogů firem A.MANNESMANN MASCHINENFABRIK GmbH (16), Thomson Industries, Inc. (17) a KSK Precise Motion, a.s. (4). Dalšími podklady jsou knihy Obráběcí stroje – konstrukce a výpočty (18), Obráběcí stroje: základy konstrukce a výpočtů (19) a Příručka strojního inženýra: Obecné strojní části 2 (20).

Z maximální posuvové rychlosti se vypočítají maximální požadované otáčky kuličkového šroubu:

$$N_{max} = \frac{V_{max}}{P} \quad (5.42)$$

$$N_{max} = \frac{25000}{32} \quad (5.43)$$

$$\underline{N_{max} = 781,25 \text{ [1/min]}} \quad (5.44)$$

Poté je nutné vypočítat potřebný moment k dosažení axiální síly. Účinnost  $\eta$  s předepnutou maticí je snížena na 0,8.

$$M_o = \frac{F_a * r_s * tg\alpha}{\eta} \quad (5.45)$$

$$M_o = \frac{F_a * r_s * \frac{P}{2\pi r_s}}{\eta} \quad (5.46)$$

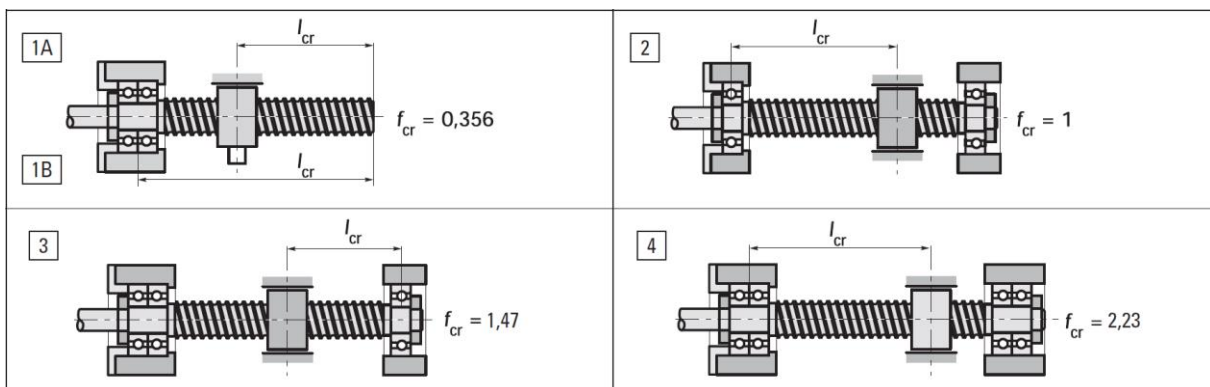
$$M_o = \frac{F_a * \frac{P}{2\pi}}{\eta} \quad (5.47)$$

$$M_o = \frac{162457,5 * \frac{32}{2\pi}}{0,8} \quad (5.48)$$

$$M_o = 1\,034\,236,7 \text{ [Nmm]} \quad (5.49)$$

$$\underline{M_o = 1\,034,2 \text{ [Nm]}} \quad (5.50)$$

Následuje výpočet kritických otáček kuličkového šroubu, kde je ale nutné znát součinitel  $f_{cr}$  vzhledem k uložení kuličkového šroubu:



Obr. 5-4 Určení součinitele  $f_{cr}$  (17)

Pokud by byl uložen kuličkový šroub bez podpěr, tudíž by volná délka nebyla zkrácena přibližně na polovinu, při výpočtu kritických otáček vychází 279 ot/min. Pokud by bylo počítáno dále, maximální dovolené otáčky se sice zvýší na 497 ot/min, ale na stále nevyhovující hodnotu. Použitím dvou posuvných podpěr dojde sice k prodloužení kuličkového šroubu o 180 mm, ale volná délka se zkracuje přibližně na polovinu, tudíž by následující výpočet měl potvrdit předpoklad vhodnosti tohoto řešení. V první fázi se vypočítá střední průměr  $d$ , následuje výpočet kritických otáček  $n_{cr}$  a na závěr výpočet povolených otáček  $n_{crp}$ .

$$d_3 = d_0 - D_w \quad (5.51)$$

$$d_3 = 80 - 12,7 \quad (5.52)$$

$$d_3 = 67,3 \text{ [mm]} \quad (5.53)$$

$$d = \frac{d_0 + d_3}{2} \quad (5.54)$$

$$d = \frac{80 + 67,3}{2} \quad (5.55)$$

$$d = 73,65 \text{ [mm]} \quad (5.56)$$

$$n_{cr} = 1,2 * 10^8 * \frac{d}{L_{cr}^2} \quad (5.57)$$

$$n_{cr} = 1,2 * 10^8 * \frac{73,65}{3145^2} \quad (5.58)$$

$$n_{cr} = 893,5 \text{ [1/min]} \quad (5.59)$$

$$n_{crp} = 0,8 * n_{cr} * f_{cr} \quad (5.60)$$

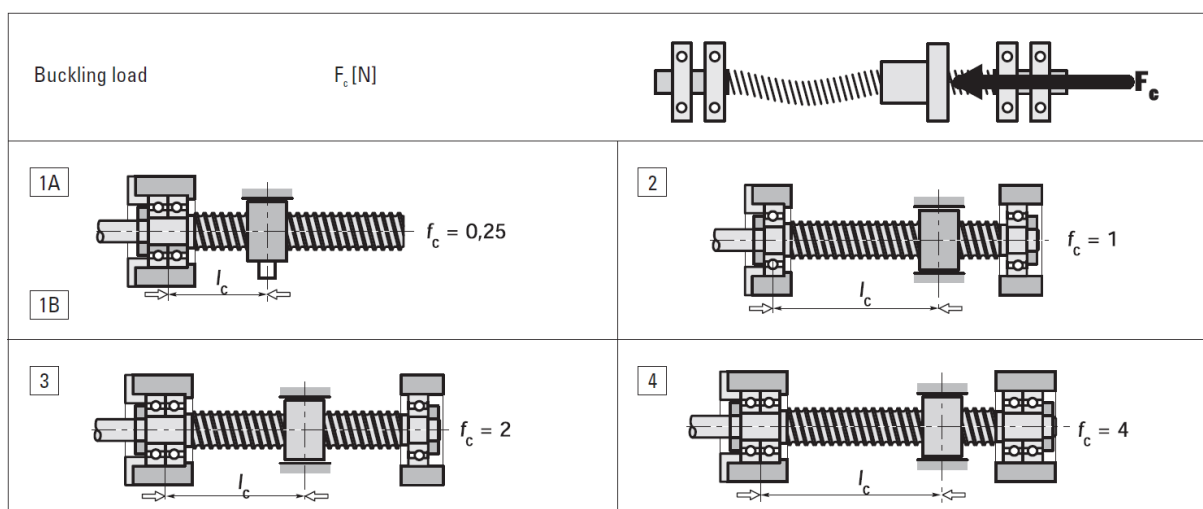
$$n_{crp} = 0,8 * 893,5 * 2,23 \quad (5.61)$$

$$\underline{n_{crp} = 1\,594 \text{ [1/min]}} \quad (5.62)$$

Povolené otáčky v tomto případě tedy vyhovují,  $n_{crp} > N_{max}$ .

Následuje výpočet maximálního axiálního zatížení vzhledem ke vzpěrné tuhosti hřídele kuličkového šroubu. I v tomto případě je nutné znát koeficient uložení, tentokrát  $f_c$ . Z předchozích výpočtů se použije střední průměr  $d$  a spočítá se maximální kritické zatížení  $F_c$ , posléze hledané maximální axiální zatížení  $F_{cp}$ . V tomto případě je nutné počítat s plnou délkou uložení, podpěry nemají na vzpěrnou tuhost vliv.



Obr. 5-5 Určení součinitele  $f_c$  (17)

$$F_c = \frac{1,017 * 10^5 * d^4}{L_c^2} \quad (5.63)$$

$$F_c = \frac{1,017 * 10^5 * 73,65^4}{5631^2} \quad (5.64)$$

$$F_c = 94\,371,5 \text{ [N]} \quad (5.65)$$

$$F_{cp} = 0,8 * F_c * f_c \quad (5.66)$$

$$F_{cp} = 0,8 * 94\,371,5 * 4 \quad (5.67)$$

$$\underline{F_{cp} = 301\,988,8 \text{ [N]}} \quad (5.68)$$

Maximální axiální zatížení v tomto případě vyhovuje,  $F_{cp} > F_a$ .

V tuto chvíli lze přikročit k dalšímu kroku, a to k výpočtu trvanlivosti kuličkového šroubu. Pro tento výpočet je nutné znát spektrum zatěžujících sil. Toto spektrum bylo poskytnuto zadavatelem práce.

$F_i$	[N]	$N_i$	[1/min]	$q_i$	[%]
1	124944	1	70	1	20
2	92926	2	180	2	50
3	60908	3	600	3	30

Obr. 5-6 Spektrum zatěžujících sil

Jako první je nutné vypočítat střední otáčky  $n_m$ .

$$n_m = n_1 * \frac{q_1}{100} + n_2 * \frac{q_2}{100} + n_3 * \frac{q_3}{100} \quad (5.69)$$

$$n_m = 70 * \frac{20}{100} + 180 * \frac{50}{100} + 600 * \frac{30}{100} \quad (5.70)$$

$$n_m = 284 [1/min] \quad (5.71)$$

Následuje výpočet středního zatížení  $F_m$ .

$$F_m = \sqrt[3]{F_1^3 * \frac{n_1}{n_m} * \frac{q_1}{100} + F_2^3 * \frac{n_2}{n_m} * \frac{q_2}{100} + F_3^3 * \frac{n_3}{n_m} * \frac{q_3}{100}} \quad (5.72)$$

$$F_m = \sqrt[3]{124944^3 * \frac{70}{284} * \frac{20}{100} + 92926^3 * \frac{180}{284} * \frac{50}{100} + 60908^3 * \frac{600}{284} * \frac{30}{100}} \quad (5.73)$$

$$F_m = 79\,033 [N] \quad (5.74)$$

Dalším krokem je výpočet trvanlivosti v otáčkách  $L_{10}$ .

$$L_{10} = \left(\frac{C_{am}}{F_m}\right)^3 * 10^6 \quad (5.75)$$

$$L_{10} = \left(\frac{515800}{79033}\right)^3 * 10^6 \quad (5.76)$$

$$L_{10} = 277\,983\,239 [1/min] \quad (5.77)$$

Na závěr již výpočet trvanlivosti v hodinách  $L_{h10}$ .

$$L_{h10} = \frac{L_{10}}{n_m * 60} \quad (5.78)$$

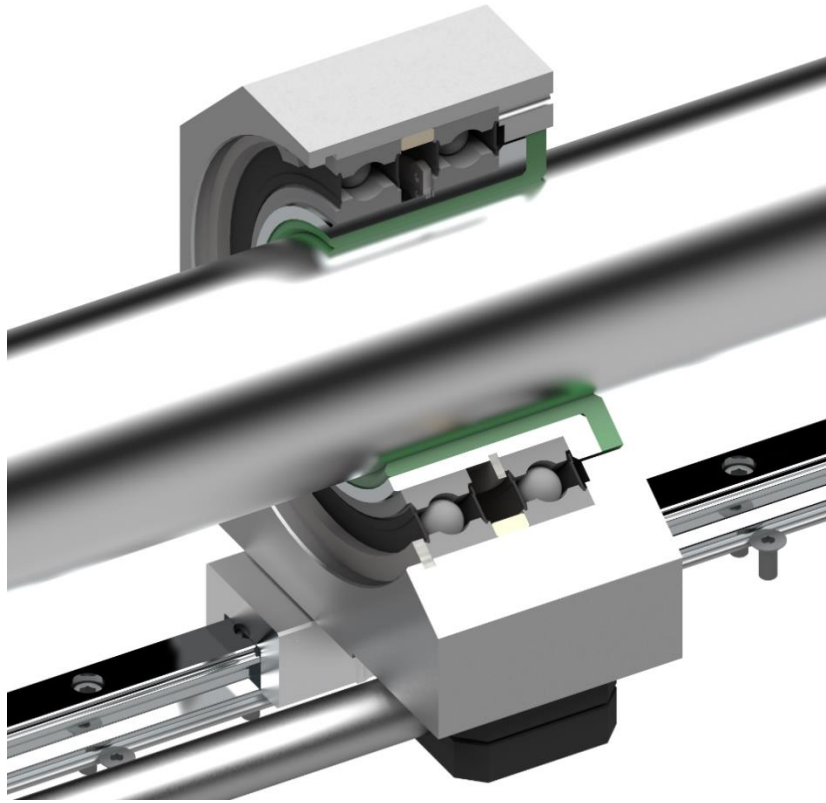
$$L_{h10} = \frac{277983237}{284 * 60} \quad (5.79)$$

$$\underline{L_{10} = 16\,313,6 [hod]} \quad (5.80)$$

Požadovaná minimální trvanlivost je 15 000 hodin, což bylo překonáno a šroub je tedy plně vyhovující.

## 5.4 Posuvná podpěra

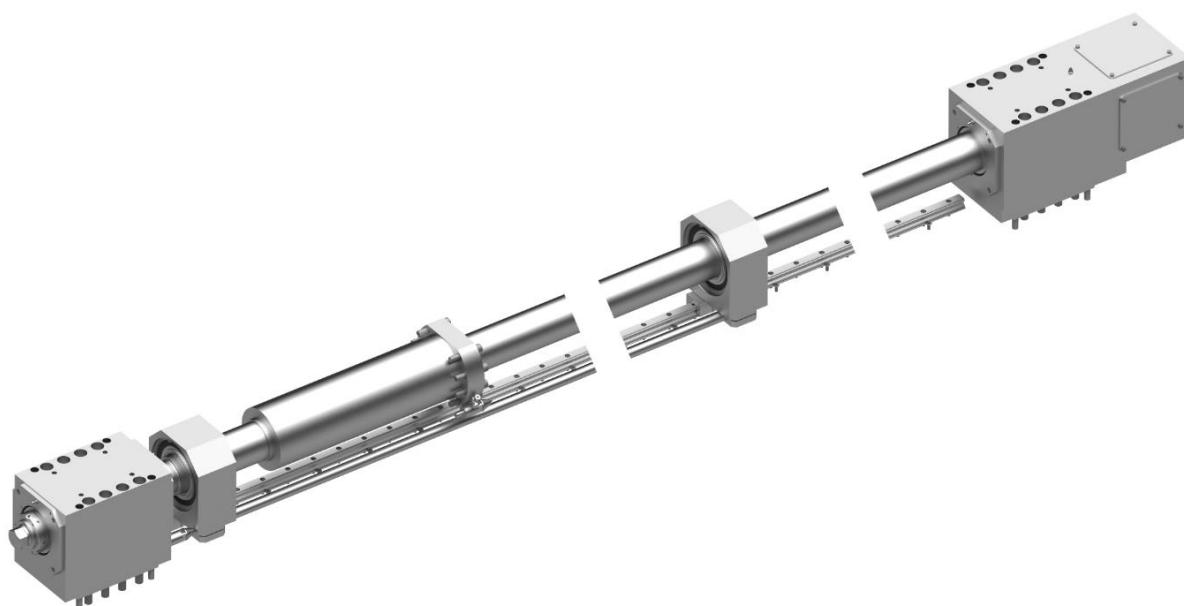
Na základě výběru nejvhodnější varianty, provedeném v kapitole 4, a koncepčním schématu konstrukčního návrhu, zobrazeném v kapitole 4.1, byla navržena posuvná podpěra, viz. Obr. 5-7.



Obr. 5-7 Řez posuvnou podpěrou

Hřídel kuličkového šroubu je uložen v kluzném pouzdru z materiálu Murtfeldt S zelený, s extrémně vysokou otěruvzdorností a vynikajícími kluznými vlastnostmi, které rotuje při otáčení spolu s kuličkovým šroubem, kvůli minimalizaci opotřebení při rotaci. K tření mezi šroubem a pouzdem dochází tedy teoreticky pouze při vertikálním posuvu. Kluzné pouzdro rotuje pomocí dvou kuličkových ložisek, jejichž velikost je dána průměrem kuličkového šroubu a osazeným kluzným pouzdem. Byla zvolena kuličková radiální ložiska od firmy SKF, s označením 6020-2RS1-(100x150x24). Ložiska jsou uložena v tělese opěry a zajištěna pojistným kroužkem DIN-472-150x4. Vlastní těleso opěry je přes přírubu přišroubováno k vozíku lineárního vedení. Byla zvolena ekonomičtější varianta, a to od výrobce HIWIN, konkrétně kolejnice typu HGR25R a vozík typu HGW25CCZAC+ E2. Dvě opěry jsou spojeny přes objímky kruhovou tyčí o průměru 22 mm.

Uložení kuličkového šroubu společně s posuvnými podpěrami je zobrazeno na následujícím obrázku Obr. 5-8. Pro přehlednost je pohled na sestavu pootočen.



Obr. 5-8 Uložení kuličkového šroubu s posuvnými podpěrami

## 5.5 Ekonomické hodnocení

Pro cenové porovnání byly zvoleny dvě varianty. V první variantě je použit kuličkový šroub o průměru 125 mm, který je v této velikosti, při kontrole povolených otáček, již vyhovující. V druhé variantě je zachován kuličkový šroub o požadovaném průměru 80 mm společně s navrhnutými posuvnými podpěrami. Ceny komponent byly získány z podnikového informačního systému SAP společnosti ŠMT a.s. U nově vyráběných komponent byly ceny kvalifikovaně odhadnuty z podobných dílů o přibližně stejné velikosti a hmotnosti, s podobnou technologií výroby. Nakupované díly byly poptány přímo u výrobců nebo dodavatelů. Výpočet ceny přidaného obrábění stojanu pro lineární vedení byl kalkulován oddělením technologie. Přechodná úprava modelovacích zařízení stojanu a vřeteníku u varianty s kuličkovým šroubem o průměru 125 mm si vyžádá náklady ve výši 150 000 Kč. Tato částka je rozdělena na předpokládanou výrobu 10 strojů. Dále je vzhledem k zvětšení průměru šroubu použito odpovídající uložení a navazující díly jako např. převodovka a bezpečnostní brzda. Dodatečné náklady na tyto úpravy dosahují výše 100 000 Kč. Náklady na jednotlivé varianty jsou uvedeny v následující tabulce, viz Obr. 5-9.

	K125	K80
Kuličkový šroub	300 000 Kč	120 000 Kč
Díly pro podpěry		110 000 Kč
Přechodná úprava modelovacích zařízení	15 000 Kč	
Zvětšené uložení k. š. a související díly	100 000 Kč	
Obrábění stojanu		5 000 Kč
<b>Celkem</b>	<b>415 000 Kč</b>	<b>235 000 Kč</b>

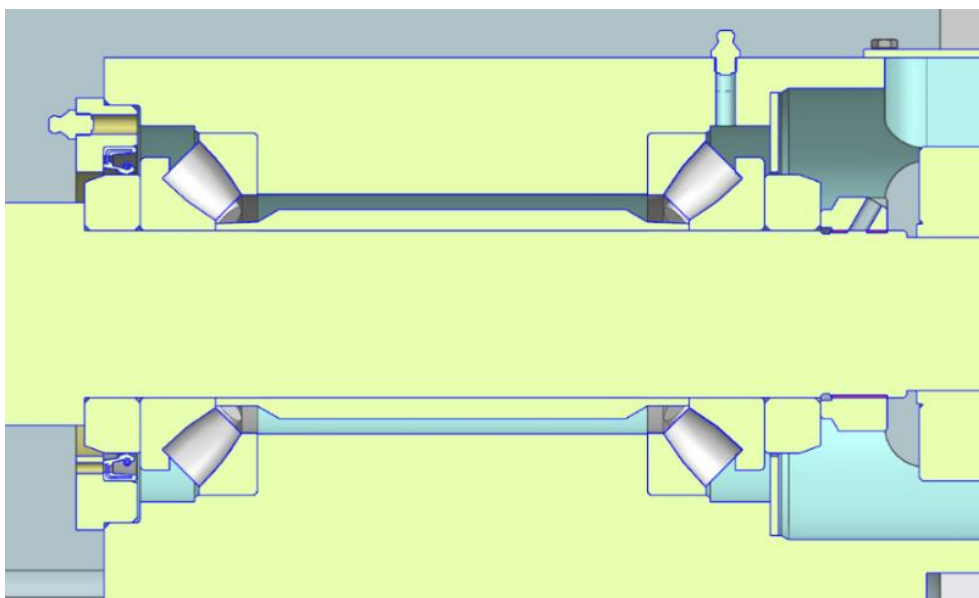
Obr. 5-9 Cenové porovnání variant

Pro posuv vřeteníku jsou použity dva kuličkové šrouby, tudíž úspora u varianty s posuvnými podpěrami činí 360 000 Kč, což je přibližně o 43 % méně oproti variantě s kuličkovým šroubem o průměru 125 mm.

## 5.6 Koncové uložení kuličkového šroubu, svěrná spojka, převodovka a pohon

V koncových uložení kuličkového šroubu, viz Obr. 5-10, jsou na každé straně použita dvě ložiska s označením 29412 E (60x130x42), axiální soudečková ložiska s lisovanou ocelovou klecí, od výrobce SKF, s následujícími parametry:

d	60	[mm]	Průměr díry
D	130	[mm]	Vnější průměr
H	42	[mm]	Tloušťka
C	390	[kN]	Základní dynamická únosnost
C <sub>0</sub>	915	[kN]	Základní statická únosnost
	2 800	[1/min]	Referenční otáčky
	5 000	[1/min]	Mezní otáčky



Obr. 5-10 Koncové uložení kuličkového šroubu

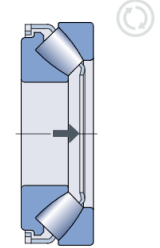
Výpočet základní trvanlivosti ložiska byl proveden za použití online nástroje na stránkách výrobce, firmy SKF, viz Obr. 5-11. Běžně požadovaná trvanlivost ložisek obráběcích strojů, dle katalogu firmy SKF (21), by měla činit 20 000-30 000 hodin.

Základní výpočet  $L_{10h}$  vychází na 18 300 hodin. Zpřesněný  $L_{10mh}$ , dle SKF, vychází na 26 600 hodin. Tímto online výpočtem lze považovat ložisko za vyhovující.

## Required input

Select calculation(s)


- Bearing rating life




Forces		Speed	Temperature	
Radial	Axial	r/min	Inner ring	Outer ring
kN			° C	
0	79.033	284	70	65

+ Add load case

Calculate

 Grease  
LGEP2  
Normal cleanliness

 Vertical

No, the run-out does not affect the load distribution

## Calculation results

Unfold all

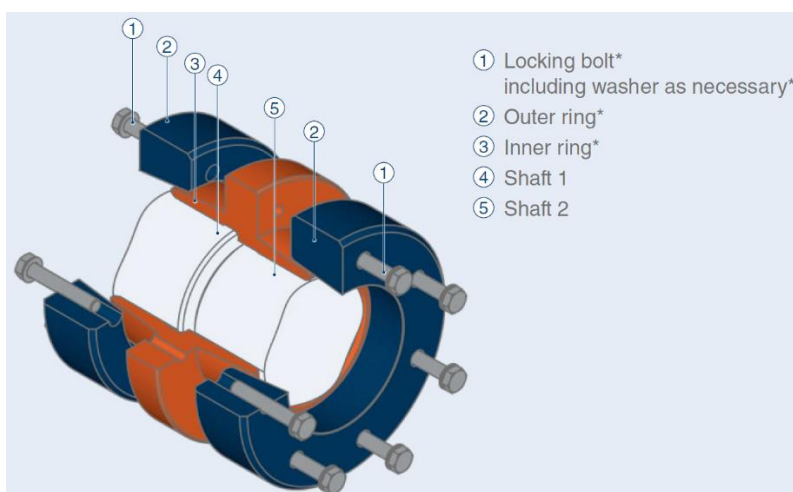
■ = SKF Explorer - Higher load levels and extended service life with associated benefits

<b>Bearing Properties</b>	29412 E			! 1	v
<b>Minimum load</b>	$F_{am} : < 0.001 \text{ kN}$				v
<b>Viscosity</b>	$\kappa : 1.24$				v
<b>Bearing loads</b>	$C/P : 5.61$				v
<b>Bearing rating life</b>	$L_{10h} : 18300 \text{ h} \quad L_{10mh} : 26600 \text{ h}$				^
<b>SKF</b>	Bearing rating life		SKF life modification factor	Contamination factor	
	Designation	Basic	SKF		
		$L_{10h} \text{ (h)}$	$L_{10mh} \text{ (h)}$	$a_{skt}$	$\eta_c$
■ 29412 E	18300	26600	1.45	0.45	

Obr. 5-11 Online nástroj na výpočet trvanlivosti ložiska (22)

Pro spojení kuličkového šroubu a převodovky je použita svěrná spojka STUEWE-WK-60-12x55, viz Obr. 5-12, s následujícími parametry:

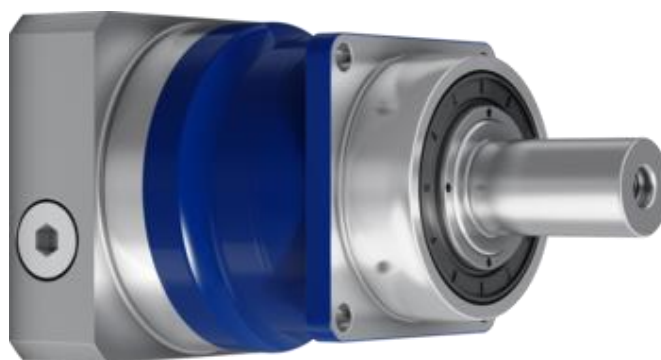
$d_w$	55	[mm]	Průměr díry
$M_t$	4,1	[kNm]	Maximální točivý moment smršťovacího kotouče pro $P_{ax}=0$
$P_{ax}$	150	[kN]	Maximální přípustné axiální zatížení smršťovacího kotouče pro $M_t=0$
$M_a$	100	[Nm]	Požadovaný utahovací moment pojistných šroubů
$D$	120	[mm]	Vnější průměr
$L$	68	[mm]	Šířka



Obr. 5-12 Svěrná spojka STUEWE-WK (23)

Převodovka, spojená s kuličkovým šroubem přes svěrnou spojku, je od firmy WITTENSTEIN alpha GmbH, s označením SP180S-MF1-5-0K0-2S, viz Obr. 5-13, pro motor Siemens s označením 1FT7108. Parametry převodovky:

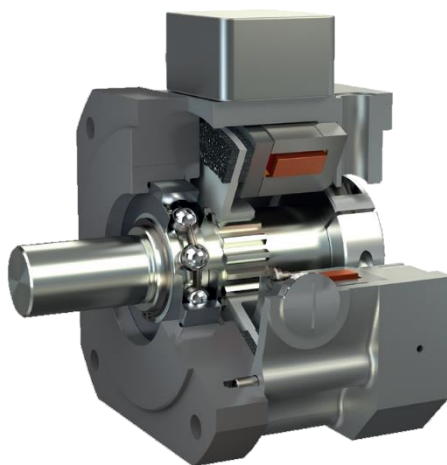
Maximální točivý moment $T_{2\alpha}$	1936	[Nm]
Jmenovitý točivý moment	919	[Nm]
Maximální zrychlující točivý moment	1452	[Nm]
Točivý moment pro nouzové zastavení	2750	[Nm]
Maximální vstupní otáčky	4500	[1/min]
Povolené průměrné vstupní otáčky	1500	[1/min]
Maximální klopný moment	1600	[Nm]
Maximální axiální síla	15750	[N]
Maximální boční síla	15400	[N]
Převodový poměr	5	
Moment setrvačnosti	27,93	[kg*cm <sup>2</sup> ]



Obr. 5-13 Převodovka SP+ / alpha Advanced Line (24)

Mezi převodovku a motor je umístěna bezpečnostní brzda ROBA®-topstop®, viz Obr. 5-14, od firmy Chr. Mayr GmbH + Co. KG s označením 200/899.000.01 a následujícími parametry:

Brzdný točivý moment	100	[Nm]
Tolerance brzdného točivého momentu	80/140	[Nm]
Výkon	60	[W]
Maximální otáčky	3000	[1/min]
Moment setrvačnosti	52	[10 <sup>-4</sup> *kg*m <sup>2</sup> ]
Maximální urychlovací moment	200	[Nm]



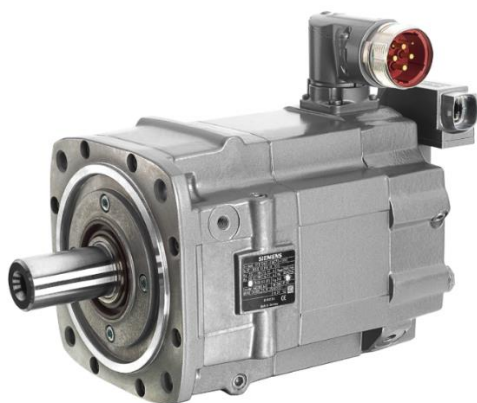
Obr. 5-14 Bezpečnostní brzda ROBA®-topstop® (25)

Pohonnou jednotkou je v tomto případě motor od firmy Siemens s označením 1FT7108-5WF71-3CL1, viz Obr. 5-15, a následujícími parametry:

Jmenovitá rychlost	3000	[1/min]
Jmenovitý točivý moment	109	[Nm]
Jmenovitý proud	59,99	[A]
Moment setrvačnosti rotoru	291	[kg*cm <sup>2</sup> ]
Účinnost	95	[%]
Maximální přípustné otáčky (mech.)	6000	[1/min]
Maximální přípustné otáčky (měnič)	4900	[1/min]
Maximální proud	141	[A]
Maximální točivý moment	238,5	[Nm]

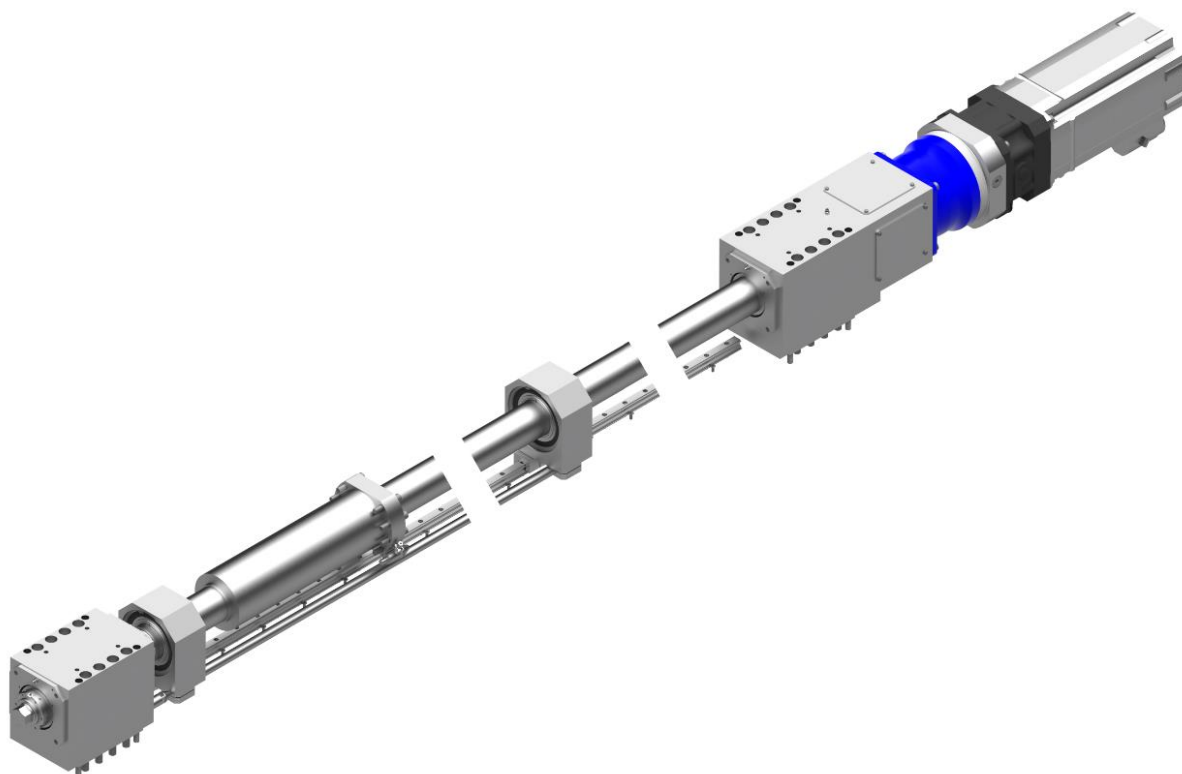
Motor musí být v řídicím systému omezen, aby nedošlo k překročení maximálního urychlovacího momentu převodovky.





Obr. 5-15 Motor Siemens 1FT7108-5WF71-3CL1 (26)

Výsledné celkové sestavení kuličkového šroubu, s koncovými uloženími, podpěrami a pohonnou částí je zobrazeno na následujícím obrázku Obr. 5-16. Pro přehlednost není zobrazeno okolí, tedy sestava stojanu a vřeteníku, a pohled na sestavu je pootočen.



Obr. 5-16 Celkové sestavení kuličkového šroubu

## 6 Závěr

Tato práce se zabývá nalezením použitelného a praktického řešení uložení kuličkového šroubu u dlouhých pojezdů, konkrétně pro vertikální osu Y stroje FCW, vyráběného společností ŠMT a.s. Hlavním požadavkem je prodloužení pojezdu na maximálních 5000 mm, s kterým při počátečním návrhu nebylo počítáno. Kuličkový šroub o průměru 80 mm již není vhodný pro tuto délku, ale společnost odmítá použití většího průměru z ekonomických důvodů a známého zástavbového prostoru.

Během rešerše byly v databázi Evropského patentového úřadu nalezeny dva související patenty. První patent navrhuje využití podélné válcové dutiny ve šroubu a výplně ze dvou nebo více materiálů, kde je možné zvýšit kritickou rychlost a potlačit vibrace v radiálním směru. Druhý patent doporučuje použití hydraulických výsuvných podpěr pro zkrácení volné délky šroubu. U výrobců kuličkových šroubů se bohužel nedaří dohledat doporučení či přímo konkrétní řešení. Společnost ŠMT a.s., ve spolupráci s ČVUT, již dříve zkoumala možnosti podpory kuličkového šroubu pro delší pojezdy. Závěrem bylo doporučeno využití vyvrtané díry ve šroubu pro tlumící výplň nebo použití radiálních podpěr.

Na základě provedené rešerše jsou navrženy čtyři možné varianty a to konkrétně: poháněná matice a statický šroub, posuvná podpěra, sklopná podpěra a výsuvná podpěra. Dle zvolených požadavků a omezení je jako nejvhodnější varianta vybrána posuvná podpěra. Tato varianta splňuje definované požadavky a zároveň vyhovuje i omezujícím zadaným kritériím. V tomto případě není nutné jakkoliv upravovat stávající modelová zařízení, pouze přibudou nové díly a dodatečné obrábění na stojanu pro lineární vedení podpěr.

V následující kapitole, věnující se detailním výpočtům konstrukčního návrhu, je potvrzen předpoklad, že podepření kuličkového šroubu zkrátí volnou délku přibližně na polovinu, a požadované zachování průměru šroubu bude i přes nárůst celkové délky vyhovující. Na začátku jsou vypočteny reakce v závěsech, potřebné pro navazující výpočty kuličkového šroubu. Jako určující výpočty pro vhodnost kuličkového šroubu jsou použity výpočty kontroly maximálních otáček, kontroly vzpěrné tuhosti a na závěr trvanlivost v hodinách, dle definovaného zatěžujícího spektra sil a otáček.

Díky vhodnému konstrukčnímu návrhu je docíleno prodloužení vertikálního pojezdu v ose Y na požadovaných 5000 mm, ale zároveň je zachován původní 80mm průměr kuličkového šroubu. Zaslouhou tohoto provedení není tedy nutné upravovat modelovací zřízení stojanu ani vřeteníku a je splněn další požadavek o jednoduchém mechanickém řešení, které má být bezúdržbové. Je nutné ale zmínit i související negativa, jako prodloužení kuličkového šroubu kvůli podpěrám, přidané obrábění na stojanu a doplnění komponent podpěr a lineárního vedení.

Při ekonomickém porovnání, pro požadovaný pojezd 5000 mm, vychází jako vhodnější provedení řešení s posuvnými podpěrami. Pokud je použit vyhovující kuličkový šroub bez podpěr, je nutné zvětšit průměr na 125 mm, přechodně upravit modelovací zařízení stojanu a vřeteníku, použít odpovídající uložení a navazující díly. Náklady činí v tomto případě 415 000 Kč. Při zachování požadovaného průměru 80 mm kuličkového šroubu s použitím posuvných podpěr náklady činí 235 000 Kč. Celková úspora při použití dvou šroubů pro posuv vřeteníku činí 360 000 Kč, což odpovídá úspoře přibližně 43 %.

## Reference

- (1) ŠMT A.S. *Frézovací stroje ŠMT FC*. Online. ŠMT a.s. - obráběcí stroje pro opracování rozměrných obrobků. 2024. Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/cs/produkty/frezovaci-stroje>. [cit. 2024-01-10].
- (2) KSK PRECISE MOTION, A.S. *Produktový katalog*. PDF. Výroba kuličkových a trapézových šroubů | KSK Precise Motion. Dostupné z: [https://www.ksk-pm.cz/getmedia/f2ee21b0-36c3-4d76-9182-8c7d5779f36a/Katalog\\_KSK\\_CZ.pdf](https://www.ksk-pm.cz/getmedia/f2ee21b0-36c3-4d76-9182-8c7d5779f36a/Katalog_KSK_CZ.pdf). [cit. 2024-01-11].
- (3) HIWIN S.R.O. *Kuličkové šrouby*. Online. Hiwin, Kuličkové šrouby, Lineární technika, Lineární vedení, Lineární motory. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/media/downloadcatalog//CZ-kulickove-srouby-2020.pdf>. [cit. 2024-02-14].
- (4) KSK PRECISE MOTION, A.S. *Produktový katalog*. PDF. Výroba kuličkových a trapézových šroubů | KSK Precise Motion. 2013. Dostupné z: <https://www.mpdims.cz/contents/editor/ke-stazeni/kulickove-srouby/KSK%20srouby.pdf>. [cit. 2024-02-20].
- (5) *Ball screw device for long stroke* (Tchaj-wan). Přihl.: 2006-04-28. Uděl.: 2007-11-01. TW200741113A; TWI273183B. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/038621403/publication/TW200741113A?q=TW200741113>. [cit. 2024-01-15].
- (6) OSTRÝ, Lubomír. *Uložení kuličkového šroubu – podpěry – bakalářská práce [elektronická pošta]*. Online. In: . Message to: bruham@students.zcu.cz 13. února 2024 9:44. [cit. 2024-02-20]. Osobní komunikace.
- (7) KOTLÁN, Radim. *An intermediate support [elektronická pošta]*. In: . Message to: bruham@students.zcu.cz 12. února 2024 11:23. [cit. 2024-02-12]. Osobní komunikace.
- (8) MAREŠ, Martin; KUBERA, Ondřej; RYBÁŘ, Pavel; ZAVÁZAL, Tomáš a SMOLÍK, Jan. *Zpráva o řešení projektu č. FRTI4/ 592: Těžký horizontální stroj HCW4000-CX v roce 2012*. PDF. V-12-039. Praha, 2012. [cit. 2024-02-22].
- (9) LYSÁK, Pavel; NOVOTNÝ, Lukáš; JANOTA, Miroslav; DROBÍLEK, Jiří; HOVORKA, Jiří et al. *Zvyšování kritických otáček a tlumení kuličkového šroubu K100 x 30*. PDF. V-14-030. Praha, 2014. [cit. 2024-02-22].
- (10) JANOTA, Miroslav a DROBÍLEK, Jiří. *Porovnání dynamických vlastností kuličkových šroubů na horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojích HCW*. PDF. V-14-035. Praha, 2014. [cit. 2024-02-23].
- (11) *Long-stroke ball screw lifting system* (Čína). Přihl.: 2011-05-19. Uděl.: 2012-02-08. CN202137626U. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search?q=pn%3DCN202137626U>. [cit. 2024-01-14].

- (12) BARNES INDUSTRIES, INC. *Extra Long Ball Screw – Long Ball Screw Repair & Assembly* | Barnes Industries, Inc. Online. Ball Screw Manufacturer – Ball Screw Repair & Reconditioning | Barnes Industries, Inc. Dostupné z: <http://www.barnesballscrew.com/extra-long-ball-screw/>. [cit. 2024-01-11].
- (13) HOSNEDL, Stanislav. *Konstruování a Engineering Desing Science and Methodology (EDSM): Základní informace k tématu*. PDF. Plzeň: ZČU, FST, KKS, 2022. Dostupné z: [https://home.zcu.cz/~hosnedl/g\\_DFX/C.0-DFX-PREDNASKY-Prac.cast.DFX/a-Zakl.podkl.prednasky/DFX a A .CAST.%7bl%7d UVOD k TEMATU/DFX P00 a1 InfTop.1. Podkap.%7bT;U;l%7d Konstruovani&EDSM CJ\(&AJ\) 2023-12-25.pdf](https://home.zcu.cz/~hosnedl/g_DFX/C.0-DFX-PREDNASKY-Prac.cast.DFX/a-Zakl.podkl.prednasky/DFX a A .CAST.%7bl%7d UVOD k TEMATU/DFX P00 a1 InfTop.1. Podkap.%7bT;U;l%7d Konstruovani&EDSM CJ(&AJ) 2023-12-25.pdf). [cit. 2024-02-29].
- (14) HOSNEDL, Stanislav. *Hodnocení potenciálu konkurenceschopnosti alternativ orgánové struktury konstrukčního návrhu technického produktu / systému TS(s)*. XLSX. Plzeň: ZČU, FST, KKS, 2022. Dostupné z: [https://home.zcu.cz/~hosnedl/g\\_DFX/E.1&2 a Komplex.zad.&podkl.SP/B. SaP Souhr.zprava.navrhu.TS C.EX.&Prikklady/B.a Odstavnovac/B. 02 SaP C.EX SW.AltEv Odstavnovac CJ 2023-10-30 %7b.%7d.xlsx](https://home.zcu.cz/~hosnedl/g_DFX/E.1&2 a Komplex.zad.&podkl.SP/B. SaP Souhr.zprava.navrhu.TS C.EX.&Prikklady/B.a Odstavnovac/B. 02 SaP C.EX SW.AltEv Odstavnovac CJ 2023-10-30 %7b.%7d.xlsx). [cit. 2024-02-29].
- (15) SHUTON, S.A. *SHUTON catalogue*. PDF. Shuton-Ipiranga. 2020. Dostupné z: <https://www.shuton.com/gestor/recursos/uploads/archivos/descargas/2020/shuton-2020-catalogo.pdf>. [cit. 2024-03-28].
- (16) A.MANNESMANN MASCHINENFABRIK GMBH. *AM Ball Screws*. PDF. A.MANNESMANN Maschinenfabrik. 2018. Dostupné z: [https://www.amannesmann.de/fileadmin/user\\_upload/downloads/en/ball-screws/ball-screws-folder-amannesmann-remscheid.pdf](https://www.amannesmann.de/fileadmin/user_upload/downloads/en/ball-screws/ball-screws-folder-amannesmann-remscheid.pdf). [cit. 2024-04-02].
- (17) THOMSON INDUSTRIES, INC. *Ball Screws, Trapeziodal Screws and Lead Screws: Precision Screws Built for Optimized Performance, Repeatability and Stiffness*. PDF. Linear Motion Optimized | Thomson. 2022. Dostupné z: [https://www.thomsonlinear.com/downloads/screws/Precision\\_Screws\\_ctuk.pdf](https://www.thomsonlinear.com/downloads/screws/Precision_Screws_ctuk.pdf). [cit. 2024-04-02].
- (18) BRENÍK, Přemysl a PÍČ, Josef. *Obráběcí stroje: konstrukce a výpočty*. Druhé, opravené. Technický průvodce (SNTL). Praha: SNTL, 1986. ISBN 04-235-86.
- (19) PÍČ, Josef a BRENÍK, Přemysl. *Obráběcí stroje: (základy konstrukce a výpočtů)*. Řada strojírenské literatury. Praha: SNTL, 1970. ISBN 04-215-70.
- (20) HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra: Obecné strojní části 2*. Edice strojaře. Praha: Computer Press, 2000. ISBN 80-722-6202-5.
- (21) SKF. *Valivá ložiska*. PDF. SKF Group. Dostupné z: [https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf\\_preview\\_medium/0901d1968096351e\\_pdf\\_preview\\_medium.pdf#cid-121486](https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf#cid-121486). [cit. 2024-04-11].

- (22) SKF. *SKF Product select*. Online. SKF Product select. Dostupné z: <https://skfbearingselect.com/#/size-lubrication/single-bearing>. [cit. 2024-04-11].
- (23) STÜWE GMBH & CO. KG. *SHAFT COUPLING: TYPE WK AND WKL*. PDF. Stüwe. Dostupné z: [https://www.stuewe.de/uploads/Katalog/Englisch/2021/stuewe\\_202112\\_katalog\\_en\\_type\\_wk\\_wkl01\\_ansicht.pdf](https://www.stuewe.de/uploads/Katalog/Englisch/2021/stuewe_202112_katalog_en_type_wk_wkl01_ansicht.pdf). [cit. 2024-04-15].
- (24) WITTENSTEIN ALPHA GMBH. *Alpha Advanced Line: Product catalog*. PDF. WITTENSTEIN alpha GmbH. Dostupné z: <https://www.wittenstein.de/download/alpha-advanced-line-en.pdf>. [cit. 2024-04-15].
- (25) CHR. MAYR GMBH + CO. KG. *ROBA®-topstop®*. PDF. Mayr® - Your specialist in the field of drive technology. Dostupné z: [https://www.mayr.com/produkte/dokumentationen/bremsen/roba-topstop/k\\_899\\_v14\\_en\\_30\\_06\\_2021.pdf](https://www.mayr.com/produkte/dokumentationen/bremsen/roba-topstop/k_899_v14_en_30_06_2021.pdf). [cit. 2024-04-15].
- (26) SIEMENS AG. *Data sheet for SIMOTICS S-1FT7*. PDF. SiePortal. Dostupné z: [https://mall.industry.siemens.com/mall/Document/GetDocumentBasedOn-Code?code=aHR0cHM6Ly9tYWxsLmluZHVzdHJ5LnNpZW1lbnMuY29tL3NwaWNlL2RvY3VzZXJ2aWNlL3Jlc3QvZG9jdW1lbnQuc3ByaW5nP2FydGlibGVodW1iZXI9MUZUNzE-wOC01V0Y3MS0zQ0wxKysmbGFuZ3VhZ2U9ZW4mcmVnaW9uPURFJmRvY3VtZW50R3JvdXA9TWF-sbERldGFpbFBhZ2UmZG9jdW1lbnRJZD1EQ1NfREFUQVNIRUVUXONMRUFORUQ=](https://mall.industry.siemens.com/mall/Document/GetDocumentBasedOn-Code?code=aHR0cHM6Ly9tYWxsLmluZHVzdHJ5LnNpZW1lbnMuY29tL3NwaWNlL2RvY3VzZXJ2aWNlL3Jlc3QvZG9jdW1lbnQuc3ByaW5nP2FydGlibGVodW1iZXI9MUZUNzE-wOC01V0Y3MS0zQ0wxKysmbGFuZ3VhZ2U9ZW4mcmVnaW9uPURFJmRvY3VtZW50R3JvdXA9TWF-sbERldGFpbFBhZ2UmZG9jdW1lbnRJZD1EQ1NfREFUQVNIRUVUXONMRUFORUQ=.). [cit. 2024-04-15].

## Příloha A Katalogový list kuličkového šroubu SHUTON

Precision Ball screw

### COMPLEX, Double Nut (2 starts)

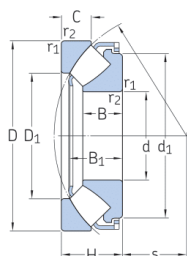
Ball screw reference TDB Flanged double nut TDL Cylindrical double nut TDBC Centre flanged double nut	No. Starts	Nominal diameter	Lead	Ball diameter	Root diameter	Circuits	Dynamic load capacity	Static load capacity	Rigidity of ball contact zone, with Fpr:10%Ca	Rigidity of nut, with Fpr:10%Ca
	$i/2$	$d_0$	$P_h$	$D_w$	$d_2$	$i (1e)$	$C_d(N)$	$C_{0a}(N)$	$R_{bt,pr}(N/\mu m)$	$R_{nu}(N/\mu m)$
TD_(2S)-B 8032-12-4	2	80	32	12,7	71	4	359600	943100	7800	7420
TD_(2S)-B 8032-12-5	2	80	32	12,7	71	5	438600	1200300	9760	9280
TD_(2S)-B 8032-12-6	2	80	32	12,7	71	6	515800	1457500	11640	11070
TD_(2S)-U 8040-12-2	2	80	40	12,7	71	2	200400	439100	3900	3760
TD_(2S)-U 8040-12-3	2	80	40	12,7	71	3	280600	695300	5870	5650
TD_(2S)-U 8040-12-4	2	80	40	12,7	71	4	360700	951400	7830	7540
TD_(2S)-U 8040-12-5	2	80	40	12,7	71	5	439200	1207600	9770	9410
TD_(2S)-U 8040-12-6	2	80	40	12,7	71	6	516000	1463800	11630	11200
TD_(2S)-U 8050-12-2	2	80	50	12,7	71	2	198800	436400	3850	3740
TD_(2S)-U 8050-12-3	2	80	50	12,7	71	3	278300	690900	5790	5620
TD_(2S)-U 8050-12-4	2	80	50	12,7	71	4	357800	945500	7730	7500
TD_(2S)-U 8050-12-5	2	80	50	12,7	71	5	435700	1200000	9650	9360
TD_(2S)-B 10025-9-2	2	100	25	9,525	92,2	2	154000	418400	4560	4140
TD_(2S)-B 10025-9-3	2	100	25	9,525	92,2	3	213200	651600	6760	6140
TD_(2S)-B 10025-9-4	2	100	25	9,525	92,2	4	262700	836800	8650	7880
TD_(2S)-B 10025-9-5	2	100	25	9,525	92,2	5	321500	1070100	10790	9830
TD_(2S)-B 10025-9-6	2	100	25	9,525	92,2	6	378900	1303300	13000	11850
TD_(2S)-B 10025-9-7	2	100	25	9,525	92,2	7	424600	1481600	14790	13500
TD_(2S)-U 10030-9-2	2	100	30	9,525	92,2	2	153700	417900	4550	4240
TD_(2S)-U 10030-9-3	2	100	30	9,525	92,2	3	212800	650800	6740	6290
TD_(2S)-U 10030-9-4	2	100	30	9,525	92,2	4	272200	883700	8930	8340
TD_(2S)-U 10030-9-5	2	100	30	9,525	92,2	5	329100	1109700	10990	10280
TD_(2S)-U 10040-9-2	2	100	40	9,525	92,2	2	153000	416500	4520	4290
TD_(2S)-U 10040-9-3	2	100	40	9,525	92,2	3	211900	648600	6700	6360
TD_(2S)-U 10040-9-4	2	100	40	9,525	92,2	4	271000	880700	8870	8430
TD_(2S)-U 10040-9-5	2	100	40	9,525	92,2	5	329000	1112800	10980	10440
TD_(2S)-U 10050-9-2	2	100	50	9,525	92,2	2	153800	421500	4540	4350
TD_(2S)-U 10050-9-3	2	100	50	9,525	92,2	3	212200	652600	6700	6430
TD_(2S)-U 10050-9-4	2	100	50	9,525	92,2	4	270900	883700	8850	8500
TD_(2S)-U 10050-9-5	2	100	50	9,525	92,2	5	328500	1114900	10940	10510
TD_(2S)-B 10032-12-2	2	100	32	12,7	91	2	226100	558300	4730	4440
TD_(2S)-B 10032-12-3	2	100	32	12,7	91	3	315800	880900	7220	6770
TD_(2S)-B 10032-12-4	2	100	32	12,7	91	4	405500	1203500	9550	8960
TD_(2S)-B 10032-12-5	2	100	32	12,7	91	5	474600	1439200	11510	10810
TD_(2S)-U 10040-12-2	2	100	40	12,7	91	2	225300	556800	4700	4450
TD_(2S)-U 10040-12-3	2	100	40	12,7	91	3	314700	878500	7180	6790
TD_(2S)-U 10040-12-4	2	100	40	12,7	91	4	404100	1200300	9500	8990
TD_(2S)-U 10050-12-2	2	100	50	12,7	91	2	227400	566800	4760	4550
TD_(2S)-U 10050-12-3	2	100	50	12,7	91	3	315900	887200	7210	6890
TD_(2S)-U 10050-12-4	2	100	50	12,7	91	4	404700	1207600	9510	9090
TD_(2S)-B 12025-9-2	2	120	25	9,525	112,2	2	168400	510800	5330	4700

\* Ca and Coa: Modified static and dynamic load capacities, calculated according to DIN 69051/4 standard and ISO3408/5. See pages 39 and 43.

\*\* Rbt,pr: Rigidity of the balls contact zone for an external force 10% of Ca. See page 47. For a different preload force, multiply by  $\sqrt[3]{F_{pr}/0,1 C_a}$

\*\*\* Rnu: Total rigidity of the complete nut. It must be multiplied by the factor  $f_{nu}$ , which depends on the manufacturing tolerance. See page 48.

## Příloha B Katalogový list axiálního soudečkového ložiska SKF

13.1 Axiální soudečková ložiska  
d 60–180 mm

Základní rozměry			Únosnosti		Mezní únavové zatížení $P_u$	Součinitel minimálního zatížení A	Připustné otáčky		Hmotnost	Označení
d	D	H	dynamické	statické $C_0$			Referenční otáčky	Mezní otáčky		
mm			kN		kN	–	1/min	kg	–	
<b>60</b>	130	42	390	915	114	0,08	2 800	5 000	2,6	► 29412 E
65	140	45	455	1 080	137	0,11	2 600	4 800	3,2	► 29413 E
70	150	48	520	1 250	153	0,15	2 400	4 300	3,9	► 29414 E
75	160	51	600	1 430	173	0,19	2 400	4 000	4,7	► 29415 E
80	170	54	670	1 630	193	0,25	2 200	3 800	5,6	► 29416 E
85	150	39	380	1 060	129	0,11	2 400	4 000	2,75	► 29317 E
	180	58	735	1 800	212	0,31	2 000	3 600	6,75	► 29417 E
90	155	39	400	1 080	132	0,11	2 400	4 000	2,85	► 29318 E
	190	60	815	2 000	232	0,38	1 900	3 400	7,75	► 29418 E
100	170	42	465	1 290	156	0,16	2 200	3 600	3,65	► 29320 E
	210	67	980	2 500	275	0,59	1 700	3 000	10,5	► 29420 E
110	190	48	610	1 730	204	0,28	1 900	3 200	5,3	► 29322 E
	230	73	1 180	3 000	325	0,86	1 600	2 800	13,5	► 29422 E
120	210	54	765	2 120	245	0,43	1 700	2 800	7,35	► 29324 E
	250	78	1 370	3 450	375	1,1	1 500	2 600	17,5	► 29424 E
130	225	58	865	2 500	280	0,59	1 600	2 600	9	► 29326 E
	270	85	1 560	4 050	430	1,6	1 300	2 400	22	► 29426 E
140	240	60	980	2 850	315	0,77	1 500	2 600	10,5	► 29328 E
	280	85	1 630	4 300	455	1,8	1 300	2 400	23	► 29428 E
150	215	39	408	1 600	180	0,24	1 800	2 800	4,3	► 29230 E
	250	60	1 000	2 850	315	0,77	1 500	2 400	11	► 29330 E
	300	90	1 860	5 100	520	2,5	1 200	2 200	28	► 29430 E
160	270	67	1 180	3 450	375	1,1	1 300	2 200	14,5	► 29332 E
	320	95	2 080	5 600	570	3	1 100	2 000	32	► 29432 E
170	280	67	1 200	3 550	365	1,2	1 300	2 200	15	► 29334 E
	340	103	2 360	6 550	640	4,1	1 100	1 900	44,5	► 29434 E
180	250	42	495	2 040	212	0,4	1 600	2 600	5,8	► 29236 E
	300	73	1 430	4 300	440	1,8	1 200	2 000	19,5	► 29336 E
	360	109	2 600	7 350	710	5,1	1 000	1 800	52,5	► 29436 E

13.1

Ložisko SKF Explorer  
► Obilbená položka

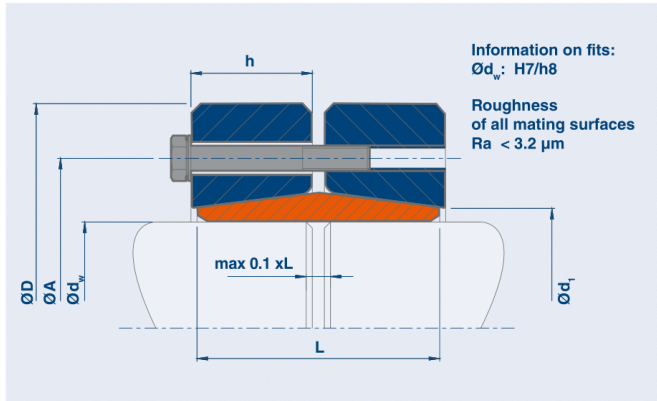
922

SKF



## Příloha C Katalogový list svěrné spojky STUEWE

# STÜWE® Shaft Coupling TYPE WK Series 12



### Code

- M<sub>t</sub>** Maximum transmissible torque of a shrink disc for  $P_{ax} = 0$
- P<sub>ax</sub>** Maximum transmissible axial load of a shrink disc for  $M_t = 0$
- M<sub>a</sub>** Required tightening torque of the locking bolts (see also "Installation and Removal Instructions")

### Shaft Coupling Type WK – Series 12

Type	d <sub>w</sub> * mm	M <sub>t</sub> kNm	P <sub>ax</sub> kN	M <sub>a</sub> Nm	B**	D mm	L mm	h mm	A mm	d <sub>1</sub> mm	kg
WK 10 - 12	9	0.04	8	12	M6	39	20	10	25	13	0.2
	10	0.04	9								
	11	0.05	10								
WK 12 - 12	12	0.07	11	12	M6	44	26	13	28	16	0.3
	13	0.08	12								
	14	0.09	13								
WK 15 - 12	15	0.16	21	29	M8	52	30	15	36	21	0.5
	17	0.20	24								
	19	0.26	27								
WK 20 - 12	20	0.29	29	29	M8	60	34	17	42	25	0.7
	22	0.35	32								
	24	0.41	35								
WK 25 - 12	25	0.49	40	29	M8	66	38	19	48	32	0.9
	27	0.58	43								
	29	0.66	46								
WK 30 - 12	30	0.77	51	29	M8	76	42	21	56	38	1.3
	32	0.87	55								
	35	1.05	60								
WK 40 - 12	36	1.3	70	58	M10	96	50	25	70	47	2.5
	40	1.8	92								
	43	2.3	109								
WK 50 - 12	44	2.3	102	100	M12	112	60	30	84	58	4.2
	50	3.4	137								
	54	4.3	161								
WK 60 - 12	55	4.1	150	100	M12	120	68	34	94	66	4.8
	60	5.5	184								
	62	6.1	197								

\*Hole diameter can be freely chosen within given limitations.

\*\*Locking bolts: DIN EN ISO 4017/4014 grade 10.9 as standard, alternatively DIN EN ISO 4762 grade 10.9 M16 and upwards with washers: DIN EN ISO 7416

When ordering please state: (Type x Ød<sub>w</sub>), e.g. WK 40 - 12 x 43



## Příloha D Datový list převodovky SP+ Wittenstein



### Datasheet

alpha Advanced Line  
 SP+ 180 STANDARD



Product characteristics	
Ordering code: SP180S-MF1-5-0K0-2S	
Product type	SP+
Size	180
Characteristic	Standard
Gearbox model	Standard
Number of stages	1
Ratio	5
Output shape	Smooth shaft
Clamping hub diameter	38 mm
Max. backlash	Reduced $\leq 1$ arcmin
Material number Gearbox	20030317

Motor mounting parts	
Material number Adapter plate	20028908

Performance data	
Max. torque $T_{2a}$	1,936 Nm
Emergency stop torque	2,750 Nm
Max. input speed	4,500 $\text{min}^{-1}$
Permitted average input speed	1,500 $\text{min}^{-1}$
Max. tilting moment	1,600 Nm
Max. axial force	15,570 N
Max. lateral force	15,400 N
Mass moment of inertia	27.93 $\text{kgcm}^2$
Weight	34 kg
Lubrication	Lubricated for life
Max. permitted housing temperature	90 °C
Protection class	IP 65
Operating noise	67 dB(A)
Paint	Innovation blue

# Příloha E Katalogový list bezpečnostní brzdy ROBA-topstop



## ROBA®-topstop® single circuit brake

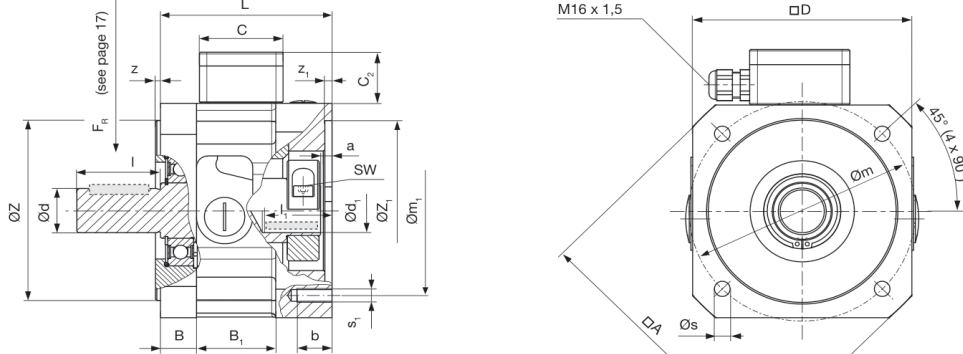


Fig. 1 Type 899.000.0  
Single circuit brake with bearing-supported clamping hub shaft  
Optional key design possible.

Technical Data			Size							
			100	120	150	175	200	230	260	
Braking torque <sup>1)</sup> <b>M<sub>N</sub></b>	Type 899.000.01	Standard [Nm]	6	12	45	70	100	150	200	
		Braking torque tolerance -20% / +40%	[Nm]	4.8 / 8.4	9.6 / 16.8	36 / 63	56 / 98	80 / 140	120 / 210	160 / 280
	Type 899.000.02 <sup>4)</sup>	Increased [Nm]	12	30	90	120	160	300	400	
		Braking torque tolerance -20% / +40%	[Nm]	9.6 / 16.8	24 / 42	72 / 126	96 / 168	128 / 224	240 / 420	320 / 560
Electrical power	Type 899.000.01	P <sub>N</sub> [W]	21	31.5	44	50	60	86	86	
	Type 899.000.02	P <sub>O</sub> <sup>2)</sup> [W]	66	102	128	128	148	200	200	
		P <sub>H</sub> <sup>3)</sup> [W]	16	26	32	32	38	50	50	
Maximum speed	Type 899.000.0_	n <sub>max</sub> [rpm]	6000	5000	4000	4000	3000	3000	3000	
Weight	Type 899.000.0_	m [kg]	4.75	7.5	13	20	24	45	60	
Mass moment of inertia Rotor + Hub with d <sub>max</sub>	Type 899.000.0_	J <sub>R+H</sub> [10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup> ]	0.9	6.5	16	43	52	131	250	

Dimensions	Size						
	100	120	150	175	200	230	260
A	130	160	190	232	246	305	345
a	4	5	6.5	10	10	10	10
B	15	20	25	20	20	25	25
B <sub>1</sub>	42	52	55	90	71	92	92
b	12	20	24	25	28	30	30
C	58	58	58	58	58	75	75
C <sub>2</sub>	37	37	37	37	37	56	56
D	100	126	155	176	194	235	264
L	80	104	119	138.5	138.5	185	185
Shaft Ø d <sub>sh</sub> x l	14 x 30	19 x 40	24 x 50	35 x 79	32 x 58	38 x 80	48 x 82
	19 x 40	24 x 50	32 x 58	-	38 x 80	42 x 110	42 x 110
	-	-	-	-	-	48 x 110	48 x 110
(Shaft) bore <sup>5)</sup> Ø d <sub>1</sub> <sup>F7</sup> x l <sub>1</sub>	14 x 45	19 x 55	24 x 68	35 x 90	32 x 90	-	42 x 110
	19 x 45	24 x 55	32 x 68	-	38 x 90	-	48 x 110
m	100 (115)	130	165	200	215	265	300
m <sub>1</sub>	100 (115)	130 (115*)	165	200	215	265	300
s	7/9	9	11	13.5	13.5	14.5	18
s <sub>1</sub>	4 x M6/8	4 x M8	4 x M10	4 x M12	4 x M12	4 x M12	4 x M16
SW	4	5	6	8	8	8	10
Z <sub>fr</sub> <sup>6)</sup>	80	110	130	114.3	180	230	250
	95	95	110	-	130	-	-
Z <sub>1</sub> <sup>F8</sup>	80	110	130	114.3	180	230	250
	95	95	110	-	130	-	-
z	3	3	3.5	3.5	4	5	5
z <sub>1</sub>	4	5	5	10	6	10	10

Correlation of bore diameters d<sub>1</sub>, dependent on respective transmittable torques (without key)

	Preferred Bore		Sizes						
	d <sub>1</sub>		100	120	150	175	200	230	260
Frictionally-locking transmittable torques (Clamping hub motor-side)	Ø 14	30	-	-	-	-	-	-	-
	Ø 19	40	64	-	-	-	-	-	-
	Ø 24	-	81	150	-	-	-	-	-
T <sub>R</sub> [Nm]	Ø 32	-	-	199	-	199	-	-	-
	Ø 35	-	-	-	215	-	-	-	-
	Ø 38	-	-	-	-	237	380	-	-
Suitable for F7 / k6	Ø 42	-	-	-	-	-	440	545	-
	Ø 48	-	-	-	-	-	-	530	670
	Ø 55	-	-	-	-	-	-	-	845

Table 1

The transmittable torques for the clamping connection allow for the max. tolerance backlash on a solid shaft: Tolerance k6 / bore (d<sub>1</sub>); tolerance F7.

If the tolerance backlash is larger, the torque decreases.

1) Braking torque tolerance: -20% / +40 %

2) Coil capacity on overexcitation

3) Coil capacity at holding voltage

4) Braking torque increased only with overexcitation

(see operational instructions)

5) The transmittable torques in bore d<sub>1</sub> are dependent on the diameter, see tables 1, page 6.

6) On sizes 175: Tolerance field h7

\*) Optionally available with pitch circle m<sub>1</sub> = 115

We reserve the right to make dimensional and constructional alterations.

## Příloha F Datový list motoru Siemens

# SIEMENS

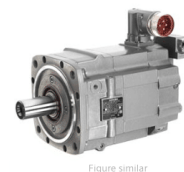


Figure similar

### Data sheet for SIMOTICS S-1FT7

Article No. : 1FT7108-5WF71-3CL1

Client order no. :  
 Order no. :  
 Offer no. :  
 Remarks :

Item no. :  
 Consignment no. :  
 Project :

Engineering data	
Rated speed	3,000 rpm
Number of poles	10
Rated torque (100 K)	109.0 Nm
Rated current	59.99 A
Static torque (60 K)	100.0 Nm
Static torque (100 K)	125.0 Nm
Stall current (60 K)	53.80 A
Stall current (100 K)	65.00 A
Rotor moment of inertia	291.00 kgcm <sup>2</sup>
Efficiency	95.0 %

Physical constants	
Torque constant	1.86 Nm/A
Voltage constant at 20° C	117.0 V/1000*min <sup>-1</sup>
Winding resistance at 20° C	0.04 Ω
Rotary field inductance	0.9 mH
Electrical time constant	21.00 ms
Mechanical time constant	1.00 ms
Thermal time constant	2 min
Shaft torsional stiffness	96,000 Nm/rad
Net weight of the motor	72.9 kg

Mechanical data	
Motor type	Permanent-magnet synchronous motor
Motor type	Compact
Shaft height	100
Cooling	Water cooling
Radial runout tolerance	0.025 mm
Concentricity tolerance	0.050 mm
Axial runout tolerance	0.050 mm
Vibration severity grade	Grade A
Degree of protection	IP65
Design acc. to Code I	IM B5 (compatible with 1FT6)
Temperature monitoring	Pt1000 temperature sensor
Color of the housing	Standard (pearl dark gray similar to RAL 9023)
Shaft end type	Plain shaft
Sensor design	Encoder AM24DQ: Absolute encoder 24 bit (resolution 16777216, encoder-internal 2048 S/R) + 12 bit Multiturn (traversing range 4096 revolutions) - with signal connection RJ45
Electrical connection	Axial NDE
Connector size	3

Optimum operating point	
Optimum speed	3,000 rpm
Optimum power	34.2 kW

Limiting data	
Max. permissible speed (mech.)	6,000 rpm
Max. permissible speed (inverter)	4,900 rpm
Maximum torque	330.0 Nm
Maximum current	205.00 A

Recommended Motor Module	
Rated inverter current	85.00 A
Maximum inverter current	141.00 A
Maximum torque	238.5 Nm

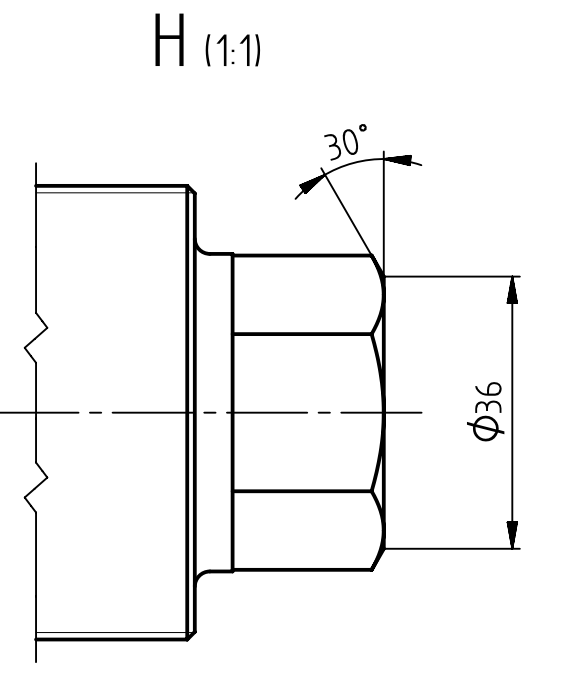
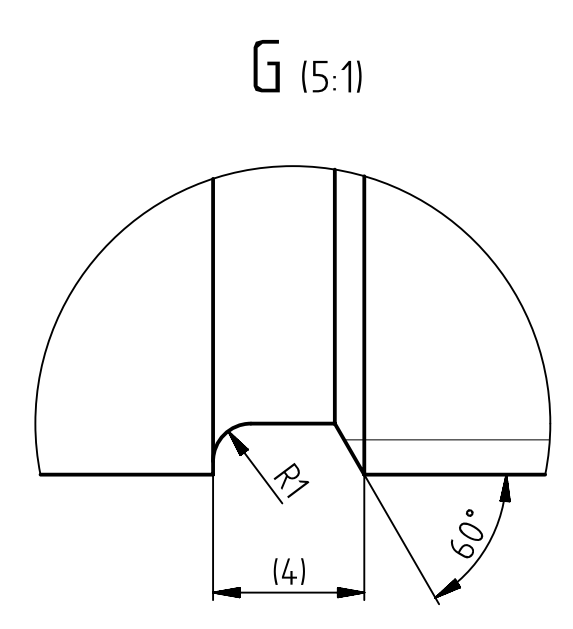
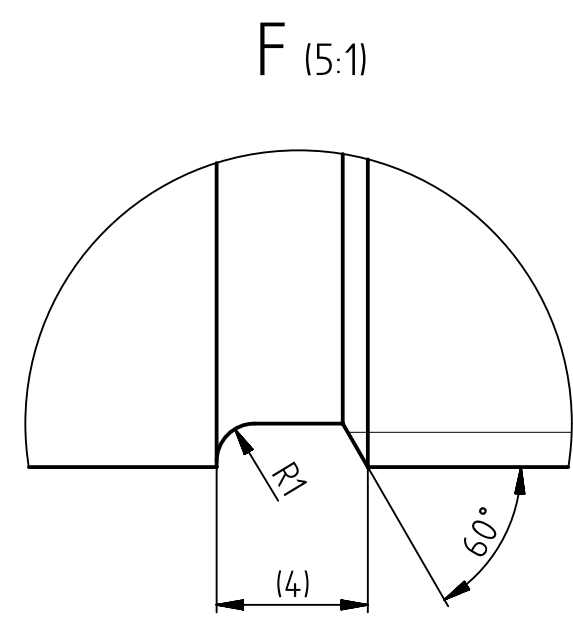
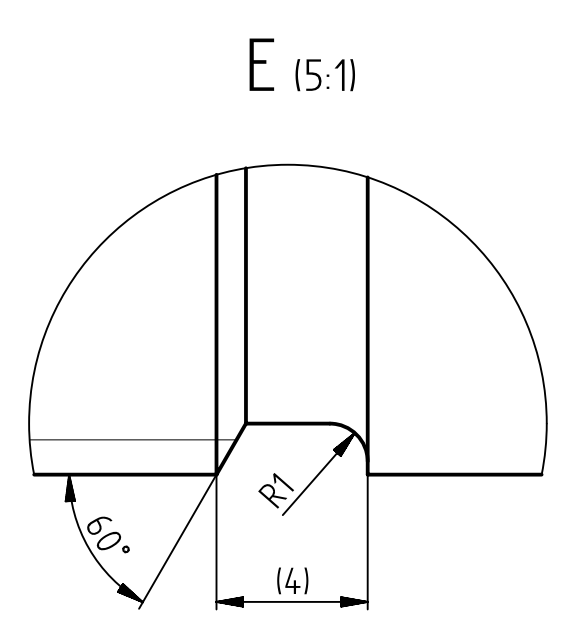
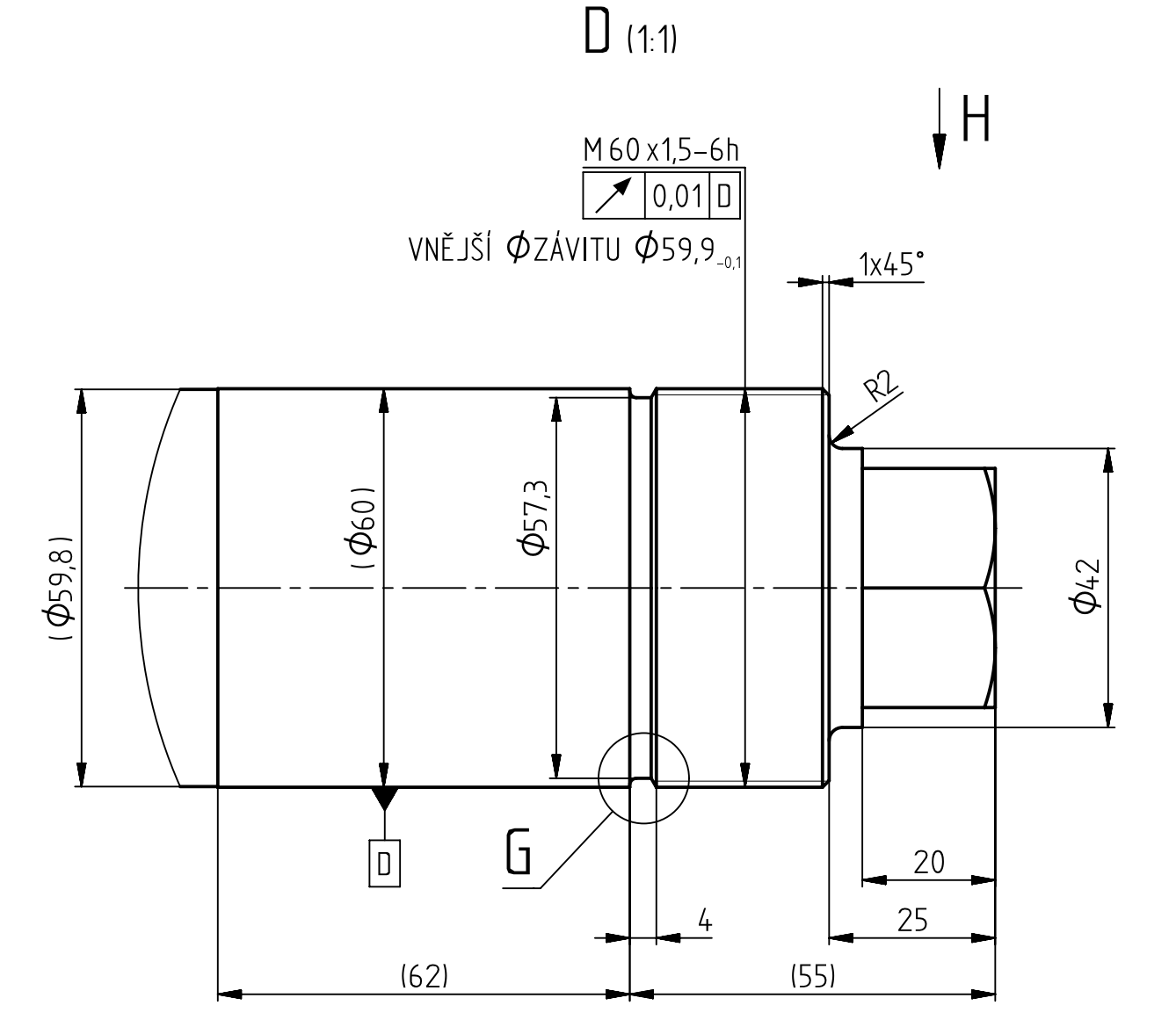
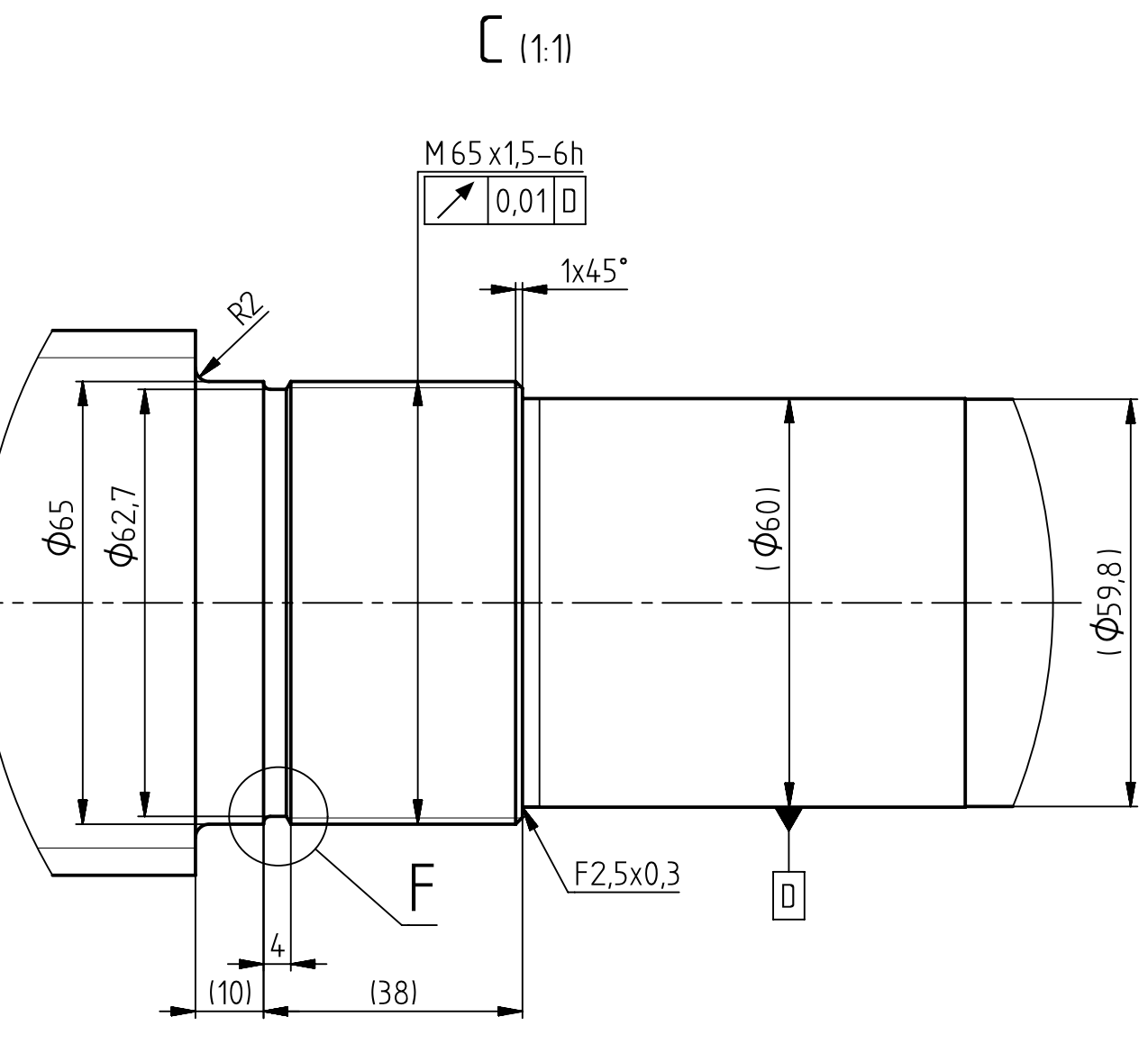
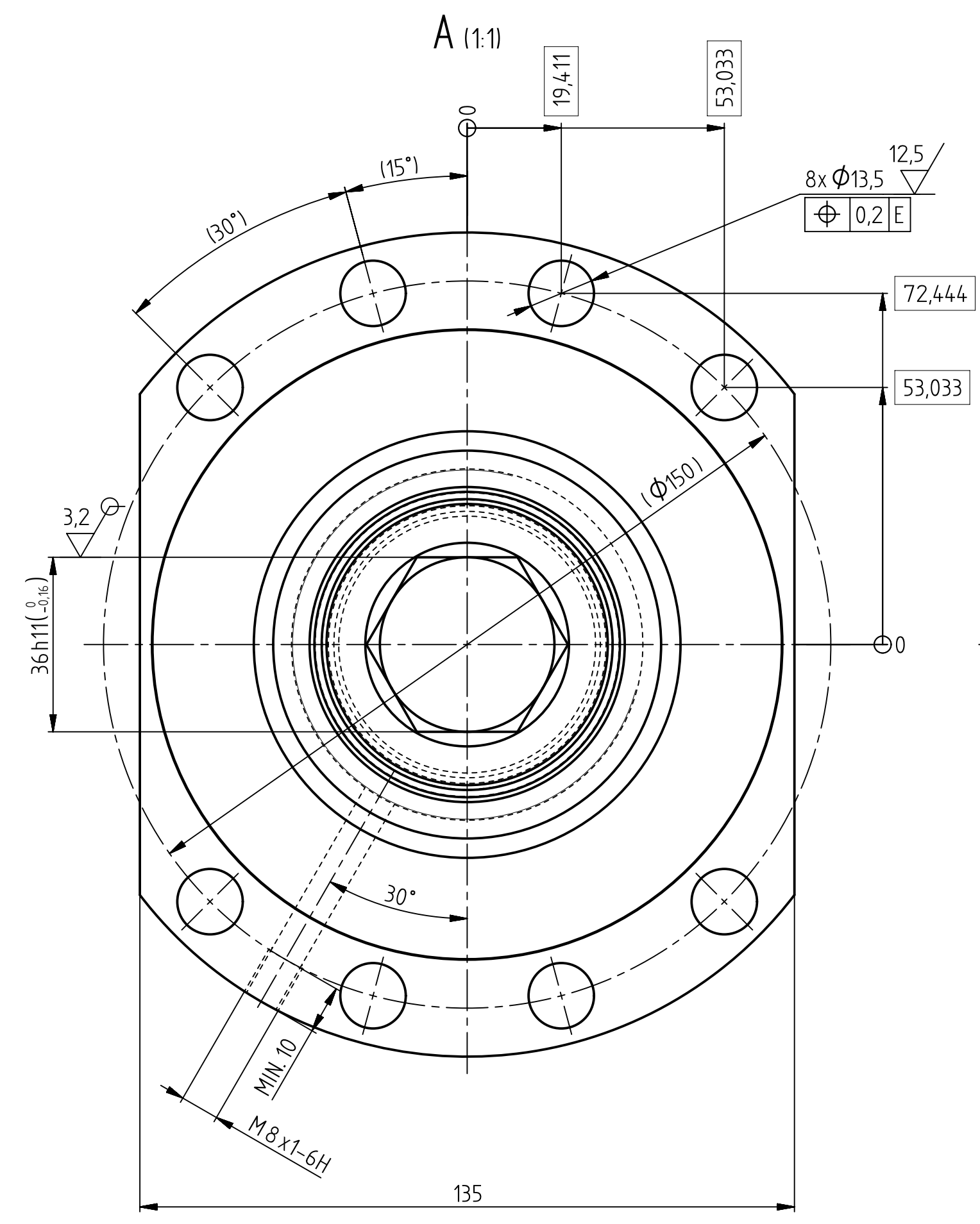
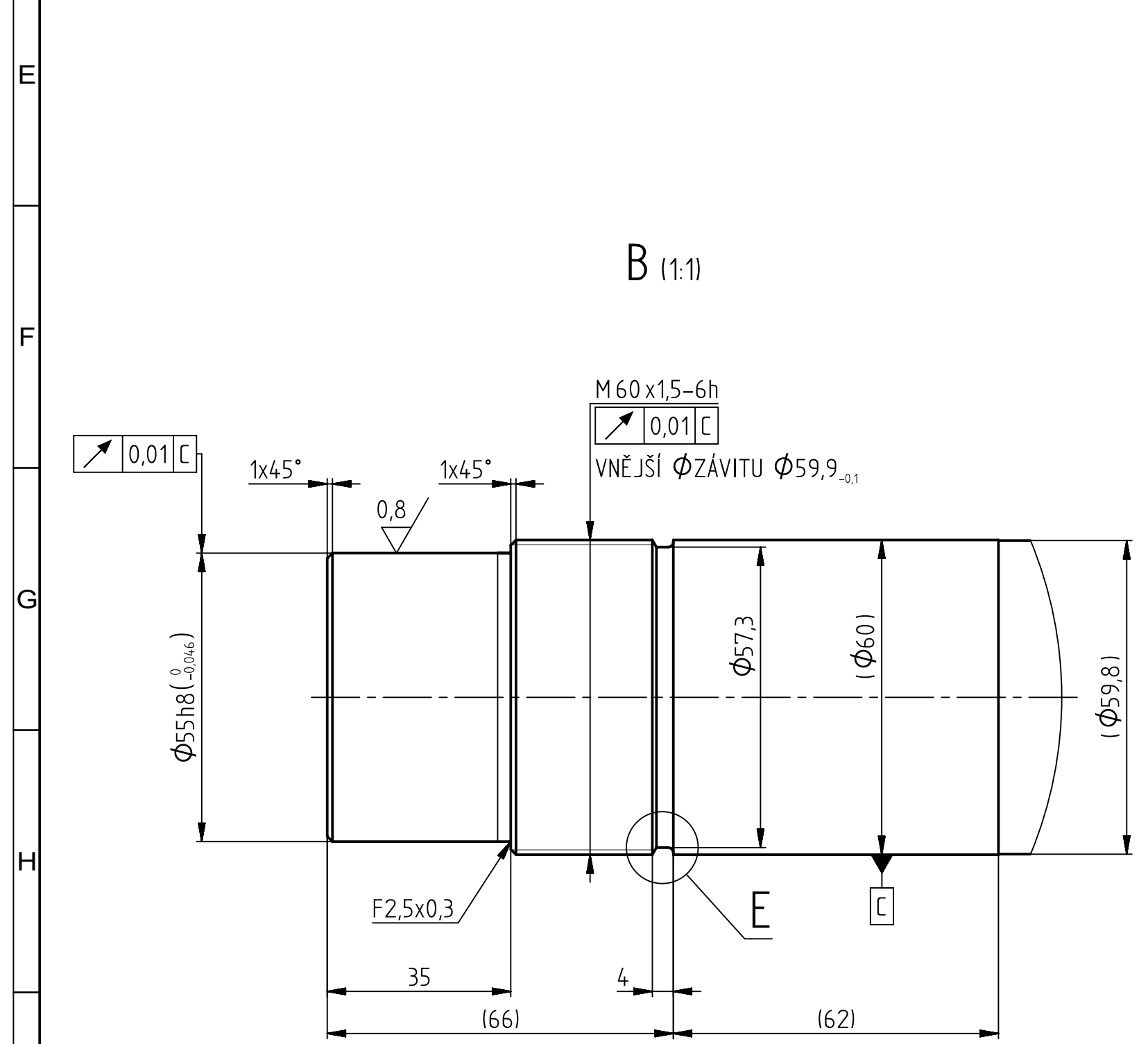
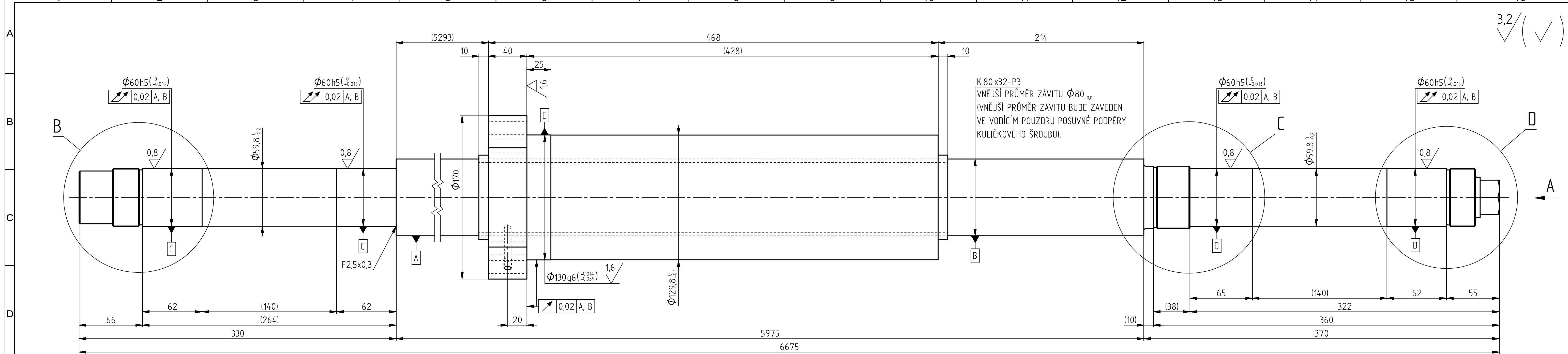
Holding brake	
Holding brake version	Permanent-magnet brake
Holding torque	85.0 Nm
Braking torque	35.0 Nm
Power supply voltage	DC 24 V
Coil current	1.60 A
Permissible brake work	5,300 J
Opening time	250 ms
Closing time	70 ms

## Příloha G Výkres posuvu Y



## Příloha H Výkres kuličkového šroubu



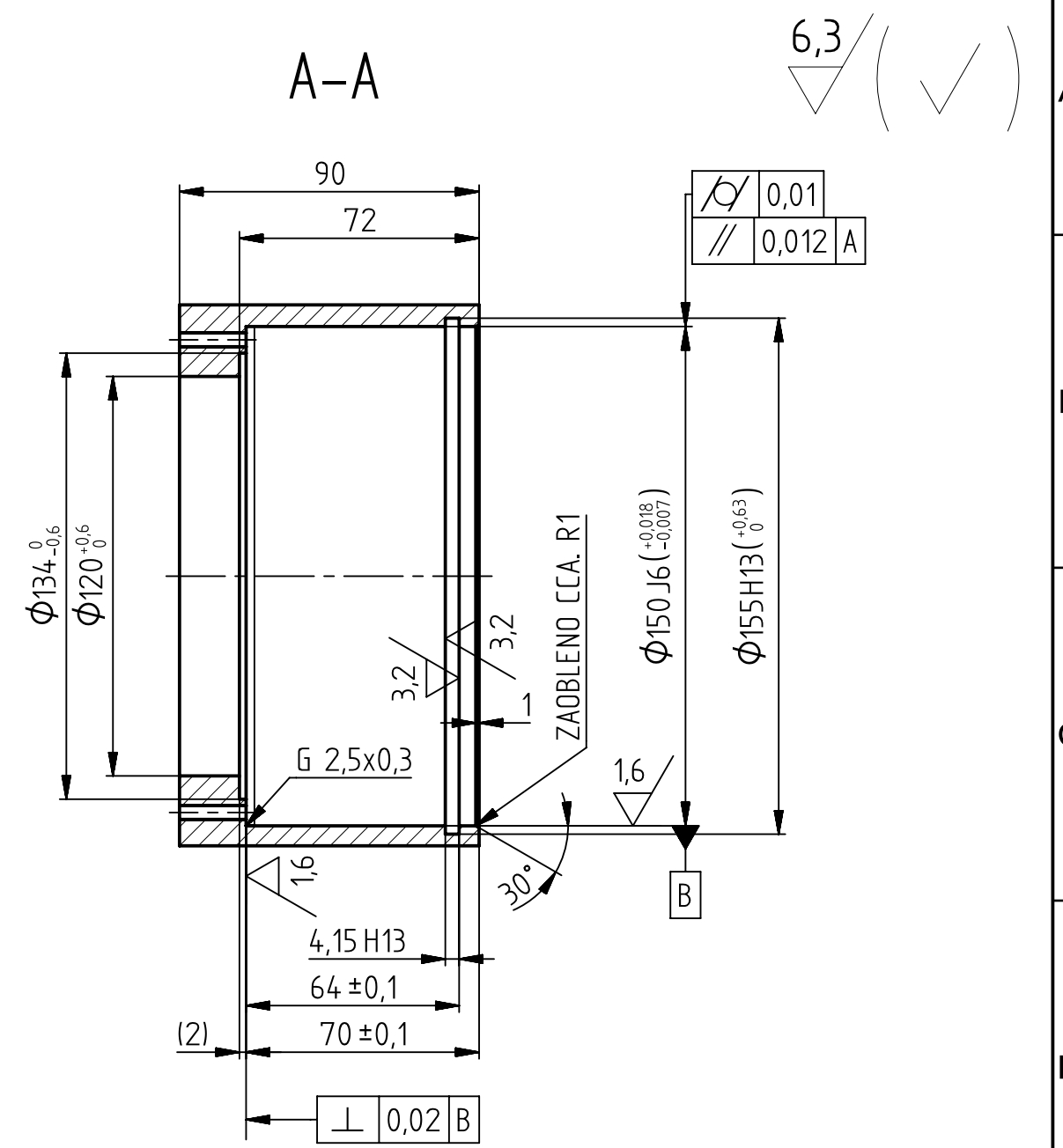
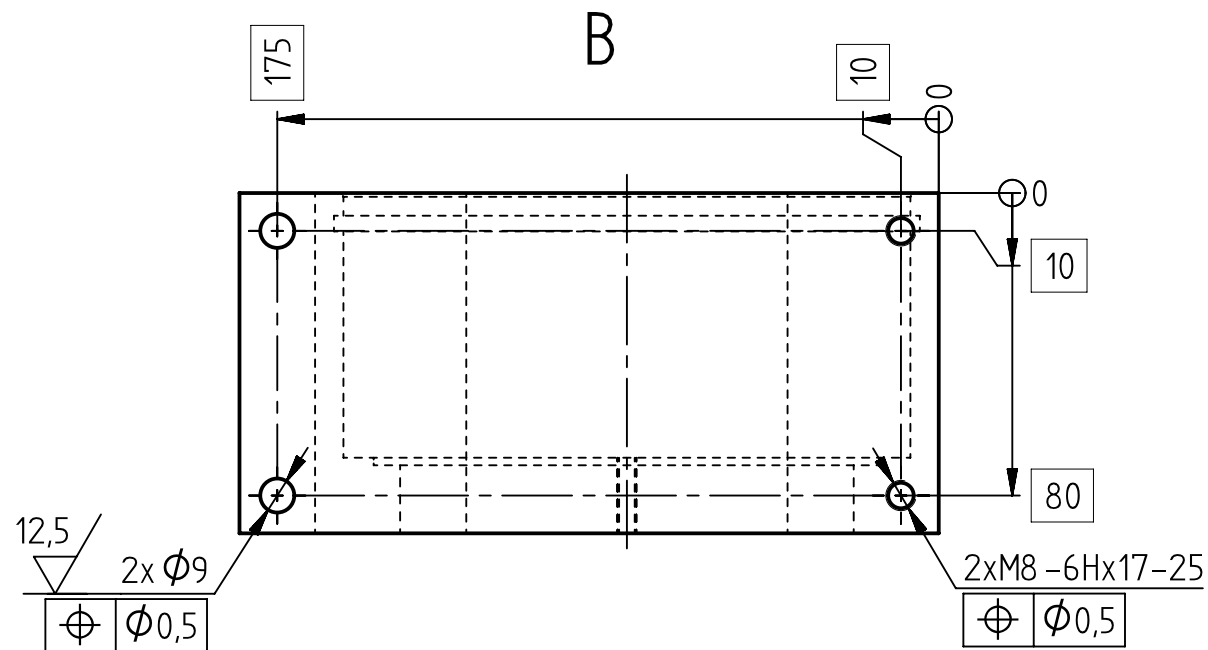
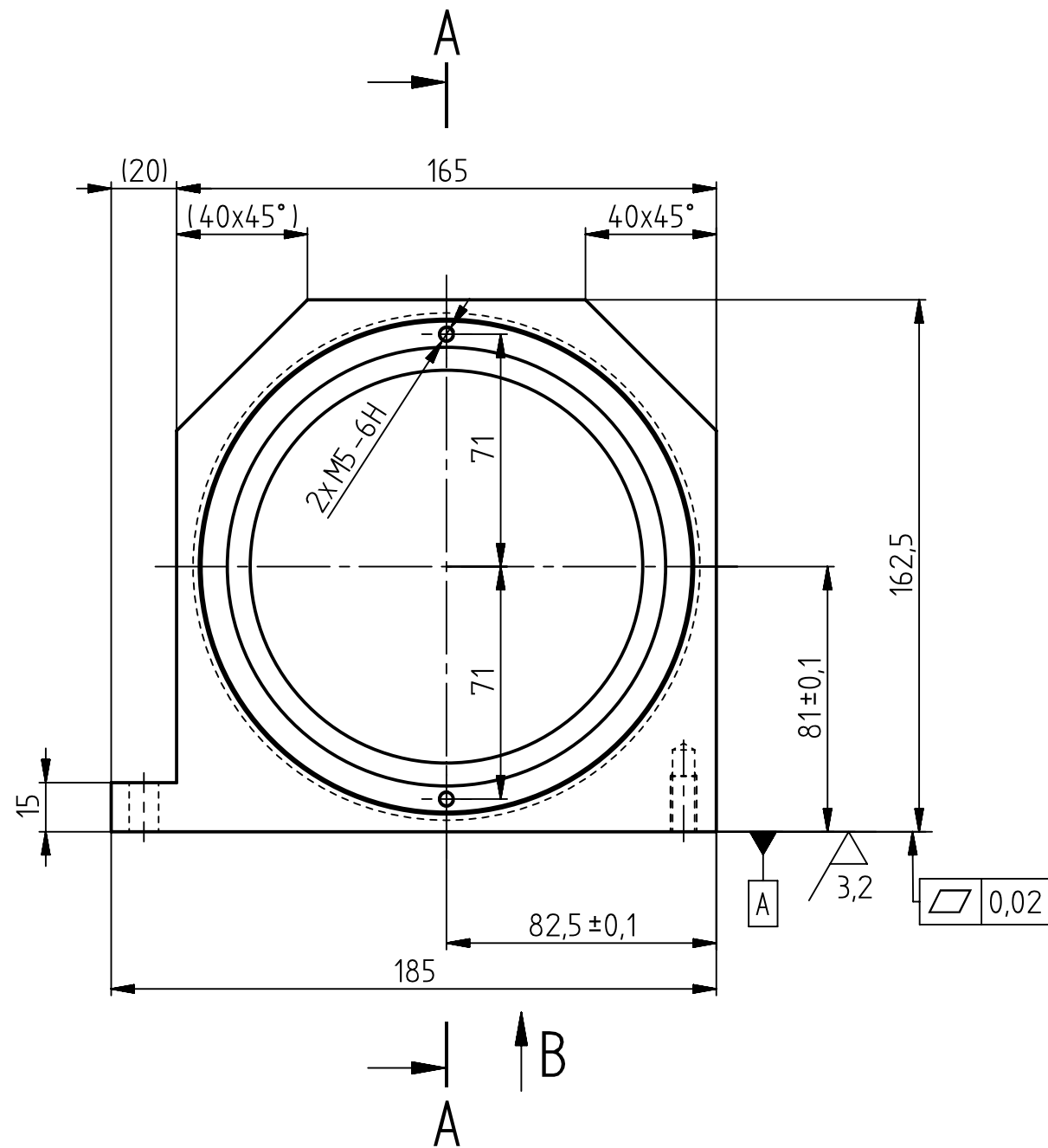


KULIČKOVÝ ŠROUB COMPLEX, DOUBLE NUT TD...(2S)-B 8032-12-6  
 $C_a=515\ 800\ N$   
 $C_{0a}=1\ 457\ 500\ N$   
 $R_{nu}=11\ 070\ N/\mu m$

Kreslil	Navrh	michal.bruba	Schválil	Technolog	
Pozn.		27.3.2024	Celková čistá hmotnost v kg 285,8		
Tolerování ISO 8015	Meznil úchytky	0,5-6	±0,1	30-120	±0,3
Všeobecné tolerance ISO 2768-mK	délk. rozměru	6-30	±0,2	120-315	±0,5
Neoznačené hrany	Drsnost povrchu	R <sub>a</sub> v $\mu m$	Průměrná E	Délkové jednotky	Měřítka
obrobku				mm	12 NX 12
Typ	FCW	Název	ŠROUB KULIČKOVÝ Y=5 m		
Skupina	POSUV Y	Nahrazuje výkres	Číslo výkresu	A1	1
SMT		Nahrazen výkres	0b00079376	-	1
ŠMT a.s.		Ind.	For.	1	

## Příloha I Výkres tělesa posuvné podpěry





		11523.0		6.42		58287947					
Název		Mat. konečný		Čistá hm.		Číslo položky					
Značka, rozměr		Mat. výchozí		Hrubá hm.		Poznámka					
Norma polotovaru/ číslo modelu		Číslo výkresu									
Kreslil	Navrhl	michal.bruha	Schválil	Technolog							
		24. 4. 2024									
Pozn.		Celková čistá hmotnost v kg									
Tolerování ISO 8015		Mezní úchytky		0.5-6	±0.1	30-120	±0.3	315-1000	±0.8	2000-4000	±2.0
Všeobecné tolerance ISO 2768-mK		délk. rozměru		6-30	±0.2	120-315	±0.5	1000-2000	±1.2	4000-8000	±3.0
Neoznačené hrany obrobku		-0.4	+1.6	Drsnost povrchu R <sub>v</sub> v μm		Promítání E		Délkové jednotky mm		Měřítka CAD NX 12	
Typ		FCW		Název TELESO							
Skupina		POSUV Y									
Nahrazuje výkres		Číslo výkresu		A3		List 1					
Nahrazen výkres		0b00073136		-		Listů 1					
Ind.		For.									

Výkres součásti