



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE

INSTITUTE OF MANUFACTURING TECHNOLOGY

## TESTOVÁNÍ KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ

BALL SCREW TESTING

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Richard Kukliš

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Zdeněk Fiala, Ph.D.

BRNO 2022

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav strojírenské technologie  
Student: **Bc. Richard Kukliš**  
Studijní program: Strojírenská technologie  
Studijní obor: Strojírenská technologie  
Vedoucí práce: **Ing. Zdeněk Fiala, Ph.D.**  
Akademický rok: 2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Testování kuličkových šroubů

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kuličkové šrouby jsou jednou z klíčových komponent obráběcích strojů. Mechanické opotřebenění šroubu vede ke snížení statické i dynamické tuhosti a přesnosti polohování stroje. Údržbu těchto mechanismů je možné provádět reaktivní, preventivní nebo prediktivní. Z těchto variant je nejperspektivnější údržba prediktivní, která umožní dostatečně dopředu plánovat servisní zásah a měnit komponentu až ve chvíli, kdy se skutečně blíží konec její životnosti. Tento typ údržby kuličkového šroubu ovšem vyžaduje sběr a zpracování velkého množství dat a stanovení metodiky pro nepřímé hodnocení opotřebenění.

#### Cíle diplomové práce:

Rešerše dané problematiky.  
Návrh testovacího standu pro testy životnosti kuličkových šroubů  
Tvorba metodiky pro hodnocení opotřebenění kuličkových šroubů.  
Ověření funkčnosti zařízení.

#### Seznam doporučené literatury:

MARKSBERRY, PW., JAWAHIR, IS. A comprehensive tool-wear/tool-life performance model in the evaluation of NDM (near dry machining) for sustainable manufacturing. Int J Mach Tools Manuf 2008; 48(7–8): 878–86, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2007.11.006>.

ABELLAN-NEBOT, JV., ROMERO SUBIRÓN, F. A review of machining monitoring systems based on artificial intelligence process models. Int J Adv Manuf Technol 2009; 47(1–4): 237–57, <http://dx.doi.org/10.1007/s00170-009-2191-8>.

CHO, D-W., LEE, SJ., CHU, CN. The state of machining process monitoring research in Korea. Int J Mach Tools Manuf 1999; 39(11):1697–715, [http://dx.doi.org/10.1016/S0890-6955\(99\)00026-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0890-6955(99)00026-7).

KURADA, S., BRADLEY, C. A review of machine vision sensors for tool condition monitoring. *Comput Ind* 1997; 34(1): 55–72, [http://dx.doi.org/10.1016/S0166-3615\(96\)00075-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0166-3615(96)00075-9).

REHORN, AG., JIANG, J., ORBAN, PE. State-of-the-art methods and results in tool condition monitoring: a review. *Int J Adv Manuf Technol* 2004; 26(7–8): 693–710, <http://dx.doi.org/10.1007/s00170-004-2038-2>.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

Ing. Jan Zouhar, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Cieľom bolo navrhnuť testovacie zariadenie a vytvoriť metodiku pre vyhodnotenie nameraných dát z testov životnosti pohybových systémov s guľôčkovými skrutkami. V prvej časti ide o rešeršné spracovanie základných informácií o guľôčkových skrutkách, ktoré sú dôležité pre pochopenie správania celého pohybového systému a metód vytvorených z predchádzajúcich experimentov na podobnú problematiku. Nasledujúca časť práce je zameraná na návrh a voľbu jednotlivých dielov a senzorov pre dané testovanie. Metodika je postavená pre vyhodnotenie nameraných parametrov popisujúcich stav testovanej guľôčkovej skrutky a jej súčasťou je overenie funkčnosti testovacieho zariadenia z prvých nameraných veličín.

### **Kľúčové slová**

Guličkové skrutky, statická tuhosť, testovacie zariadenie, vlastná frekvencia, strata funkčnosti, predikcia a kontrola, vôľa, strata predpätia

## **ABSTRACT**

The main goal was to design a test rig and create a methodology for evaluating the measured data from the life tests of linear motion systems with ball screws. The first part is the research of basic knowledge about ball screws, which are important for understanding the behavior of the entire ball screw motion system and methods created from previous experiments on similar issues. The next part of the thesis is directed at the design and selection of individual parts and sensors for the testing rig. The methodology is based on the evaluation of measured parameters describing the condition of the tested ball screw and it includes verification of the functionality of the test rig from the first measured data.

### **Key words**

Ball screw, static rigidity, testing rig, natural frequency, prediction and supervision, performance degradation, backlash, preload attenuation

---

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA**

KUKLIŠ, Richard. *Testování kuličkových šroubů* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140035>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojírenské technologie. Vedoucí práce Zdeněk Fiala.

---

## PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému Testování kuličkových šroubů vypracoval samostatne s využitím uvedenej literatúry a podkladov, na základe konzultácii a pod vedením vedúceho práce Ing. Zdeňka Fialy PhD..

.....  
V Brne, 17.5.2022

miesto, dátum

.....  
Bc. Richard Kukliš

---

## **POĎAKOVANIE**

V prvom rade by som sa poďakovať vedúcemu práce pánovi Ing. Zdenkovi Fialovi PhD. za odborné vedenie, cenné rady a pripomienky, ktoré mi poskytol pri vypracovaní danej diplomovej práce. Taktiež by som sa chcel poďakovať pánovi Ing. Jonatanovi Wolfovi, zo spoločnosti Intemac solution, s.r.o. za ochotu a profesionálny prístup. Poďakovanie patrí aj mojej rodine, spolužiakom a priateľom za podporu ktorú mi prejavili počas celého štúdia.

---

**OBSAH**

Úvod.....	9
1 Konštrukcia Guľôčkovej skrutky a matice .....	10
1.1 Aplikácia a použitie guľôčkových skrutiek.....	11
1.2 Mechanizmus guľôčkovej skrutky a matice.....	13
1.3 Hriadeľ guľôčkovej skrutky .....	13
1.4 Matica guľôčkovej skrutky.....	15
1.5 Predpätie guľôčkovej skrutky a matice .....	16
1.6 Mazanie .....	18
1.7 Tesnenie.....	18
1.8 Uloženie guľôčkovej skrutky .....	19
2 Testovanie Guľôčkových skrutiek.....	21
2.1 Analýza opotrebovania guľôčkovej skrutky pracujúcej pri vysokej rýchlosti.....	21
2.2 Prepočítanie základnej statickej tuhosti guľôčkovej skrutky .....	22
2.3 Štúdia sledovania predpätia systému guľôčkových skrutiek počas prevádzky na základe prúdu motora a vibrácií skrutky-matice .....	24
2.4 Časovo závislý dynamický model pre analýzu vibrácií prechodu guľôčky mechanizmu recirkulačnej guľôčkovej skrutky.....	25
2.5 Teoretická a experimentálna analýza straty predpätia u guľôčkovej skrutky s dvojdielnou maticou.....	26
2.6 Monitorovanie stavu guľôčkovej skrutky na základe vibrácií pri meniacich sa prevádzkových podmienkach .....	28
2.7 Nový prognostický prístup k degradácii výkonu a jeho aplikácia na guľôčkovú skrutku .....	30
3 Návrh testovacieho zariadenia.....	31
3.1 Servomotor .....	31
3.2 Lineárne vedenie .....	32
3.3 Guľôčkové skrutky .....	33
3.3.1 Testovaná guľôčková skrutka.....	34
3.3.2 Hnacie guľôčkové skrutky.....	34
3.4 Valivé ložiská .....	34
3.5 Životnosť mechanických dielov .....	35
3.5.1 Frekvencie mechanických dielov .....	37
3.6 Servis testovacieho zariadenia.....	39
3.7 Senzory .....	39
3.7.1 Akcelerometre.....	39
3.7.2 Kapacitné snímače priblíženia.....	41
3.7.3 Teplomery.....	42
3.7.4 Mikrofón.....	42
4 Metodika vyhodnotenia opotrebovania guľôčkovej skrutky .....	43
4.1 Meranie statickej tuhosti guľôčkovej skrutky.....	48
Záver.....	50
Zoznam použitých zdrojov .....	51

Zoznam použitých symbolov a skratiek.....	53
Zoznam príloh .....	55

---

## ÚVOD

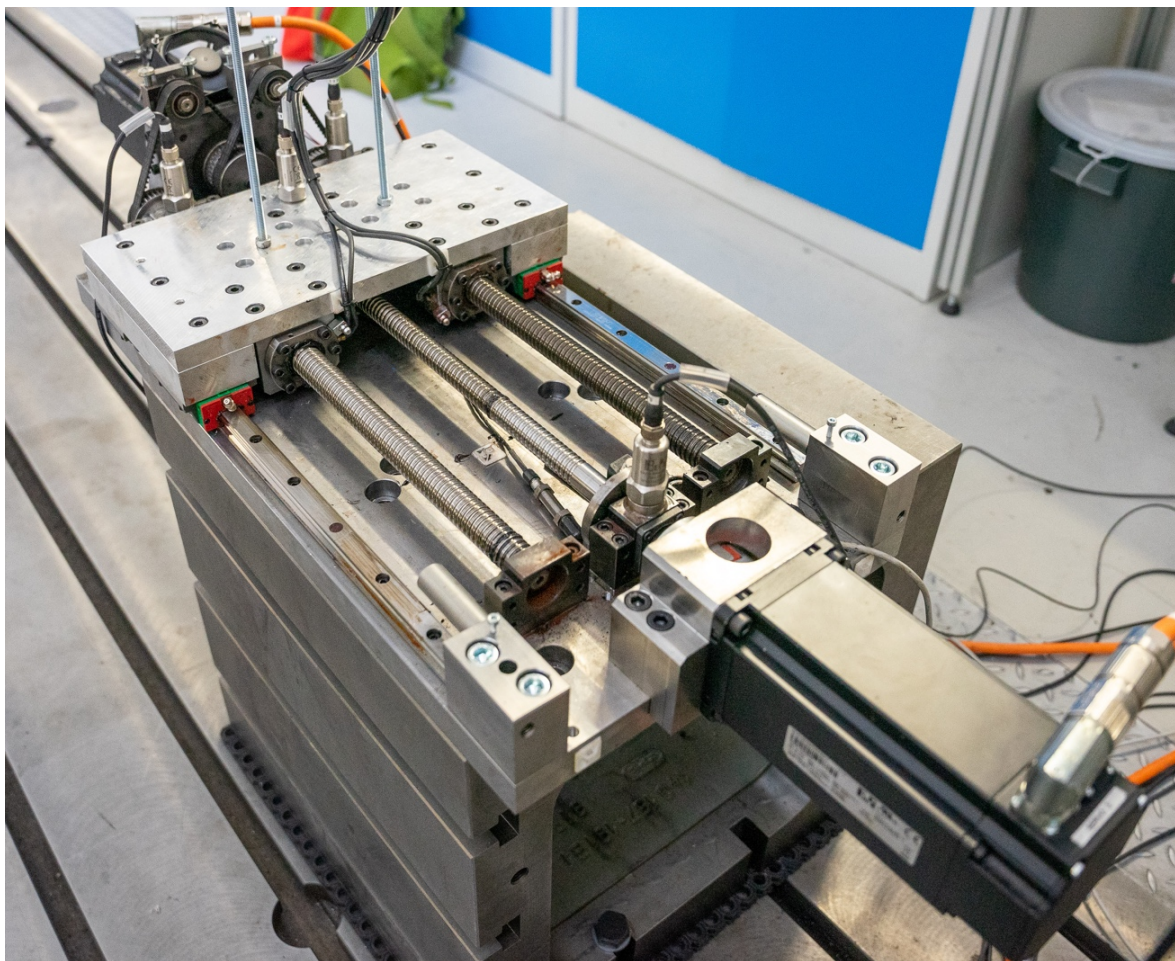
Gul'ôčková skrutka je veľmi účinný mechanizmus pohybového systému, preto svoju aplikáciu nachádza v mnohých odvetviach s využitím lineárnych pohybových systémov. Najčastejšie je pripisovaná k obrábacím centráram kde jej schopnosť prenášať rotačný pohyb na lineárny pohyb s vysokou presnosťou má vynikajúce uplatnenie. Náhle zlyhanie gul'ôčkovej skrutky môže viesť k vypnutiu celého obrábacieho stroja, alebo až k vážnym nehodám. Preto je dôležité monitorovať stav výkonu gul'ôčkovej skrutky a presne realizovať prognózu trendu výkonu. Poruchy mechanických zariadení majú iba málokedy náhly priebeh. Zariadenia už dlhodobo pred poškodením, ktoré zabráni vykonávaniu požadovanej funkcie vykazujú známky zmeny pracovného stavu. Často Poznanie daných parametrov ktoré naznačujú zlyhávajúce mechanizmu je čím ďalej dôležitejšie, aby sa mohlo predísť zbytočným a neekonomickým prestojom. Preventívna údržba na základe stavu mechanizmu je riešením.

K tomu aby sme vedeli predvídať poruchový stav, potrebujeme porozumieť správaniu vybraného mechanizmu. To umožňujú rôzne pozorovania a skúsenosti z praxe. Avšak niektoré parametre je ťažké určiť pri praktickej aplikácii z dôvodu zložitosti pracovných podmienok a fyzikálne štruktúry. Na základe toho vznikajú mnohé návrhy testovacích mechanizmov, ktoré umožnia zbieranie týchto dát. Ako typickú mechanickú štruktúru je možné na gul'ôčkovú skrutku použiť rôzne hodnotiace alebo prognostické prístupy na hodnotenie výkonnosti mechanických zariadení. V posledných rokoch možno tieto prístupy klasifikovať hlavne ako tri metódy založené na fyzikálnom modelovaní, prahovej hodnote monitorovaného signálu, alebo metódu umelej neurónovej siete.

Táto práca je vyhotovená na základe návrhu testovacieho zariadenia pre skúmanie parametrov ovplyvňujúce životnosť a statickú tuhosť gul'ôčkových skrutiek. Rešeršne spracováva základné informácie o danom mechanizme a prehľad niektorých metód a ich testovacích zariadení ktoré boli použité k analýze podobných parametrov u gul'ôčkových skrutiek. Na základe návrhu testovacieho zariadenia, zvolených dielov a ktoré parametre budú merané je zhotovená metodika k následnej analýze nameraných veličín. Metodika je podložená dátami z testovania funkčnosti vyhotoveného návrhu.

## 1 KONŠTRUKCIA GULŔOCKOVEJ SKRUTKY A MATICE

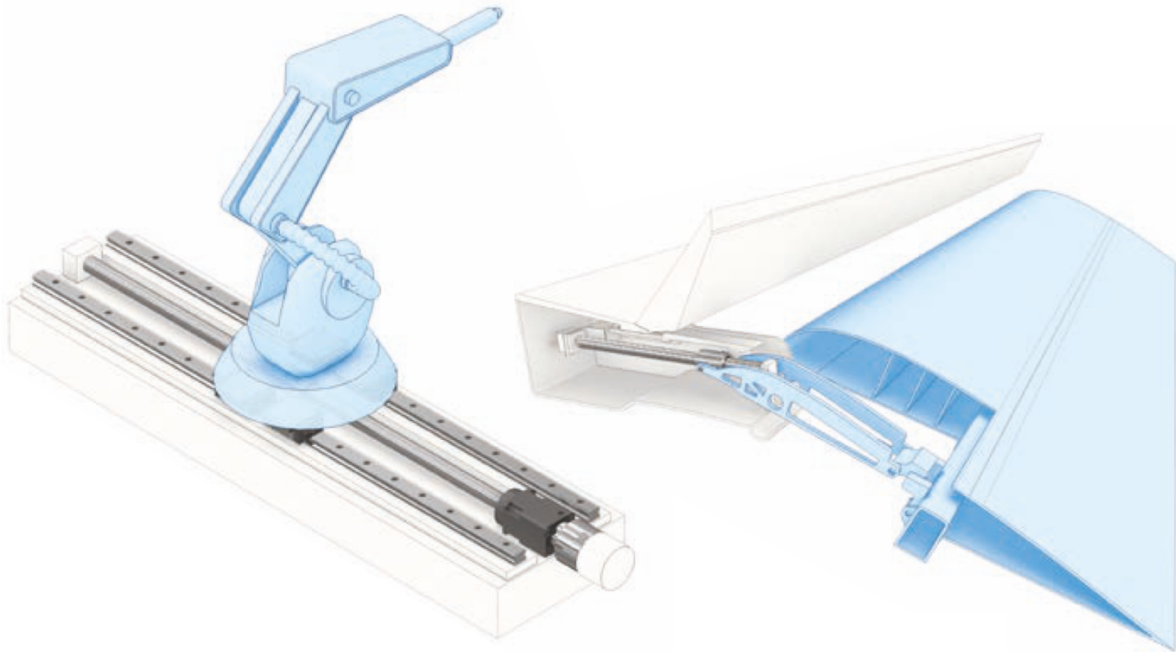
U prvých obrábacích strojov sa k premene rotačného pohybu na lineárny pohyb a naopak používali trapézové klzné pohybové skrutky s vymedzenou vôľou, tiež označované ako vodiaca skrutka, ktorý aj napriek výhode vysokých posuvov bolo možné použiť iba u malých posuvových rýchlostí. Daný mechanizmus má malú účinnosť, menej ako 50 % a vplyvom veľkých stykových plôch dochádza k vzniku veľkých trecích síl a tým pádom k veľkému opotrebeniu jednotlivých súčiastok. S pokrokom daný mechanizmus strácal uplatnenie v novodobých strojoch, keďže nároky na obrábacie stroje sa výrazne zvýšili, ako na rýchlosť, tak aj na presnosť, bezporuchovosť a celkovú životnosť. Ako jeden z viacerých prevedení lineárnych posuvov si našiel uplatnenie mechanizmus guľôčkovej skrutky, ktorý je možné použiť u vysokých posuvových rýchlostí, pri zachovaní vysokej presnosti, čím sa považuje za veľmi účinný mechanizmus. Jeho mechanická účinnosť sa pohybuje 90 % a viac [1; 2; 3].



Obr. 1 Pohybový systém lineárneho vedenia s guľôčkovou skrutkou.

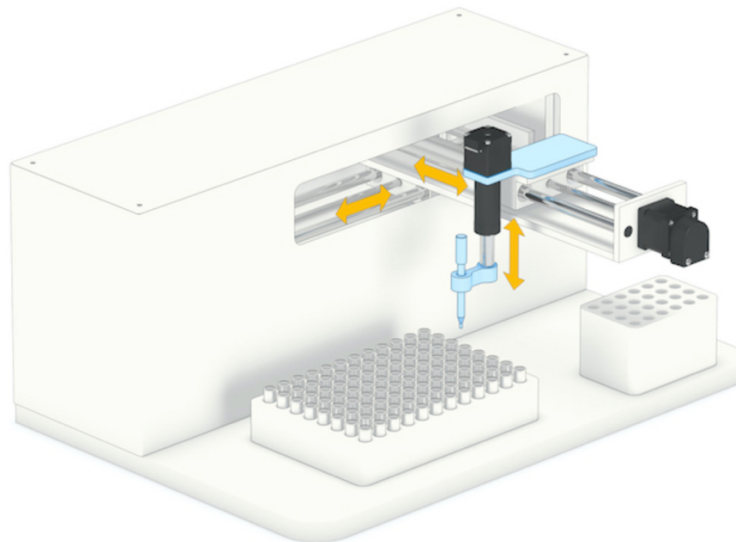
## 1.1 Aplikácia a použitie guľôčkových skrutiek

Použitie guľôčkových skrutiek prevažne pripisujeme k lineárnym posuvom v obrábacích centrách, ale vďaka svojej presnosti a vysokej účinnosti si svoje uplatnenie našli vo viacerých odvetviach využívajúcich pohybové mechanizmy. Napríklad v zdravotníctve, v energetickom, leteckom, automobilovom priemysle, v meracích prístrojoch a dokonca aj v ťažkom priemysle kde sa používajú guľôčkové skrutky o väčších rozmeroch ako bývajú štandardom u väčšiny výrobcov [3; 22; 24].



Obr. 2 Aplikácie guľôčkovej skrutky [22].

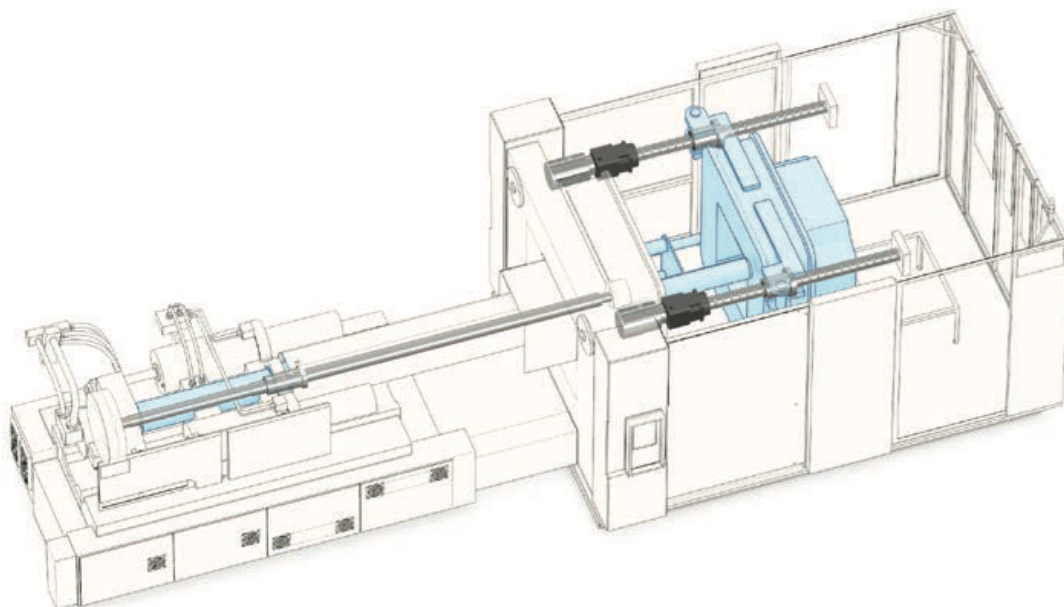
Zdravotníctvo a laboratória predstavujú jedinečné výzvy, ako je zabezpečenie presného, spoľahlivého a opakovateľného pohybu, manipulácia s premenlivým dynamickým zaťažením v čoraz menších priestoroch, prevádzka v čistých prostrediach, ktoré vyžadujú minimálne množstvo nečistôt vzniknutých opotrebením a zníženie hluku, vibrácií a mechanických porúch prístrojového vybavenia počas vážnych zámkov. Pohybový mechanizmus guľôčkovej skrutky všetky tieto požiadavky spĺňa, preto býva súčasťou mnohých zariadení na pumpovanie krvi, prístroje na dávkovanie presných dávok liekov, alebo CT skeneroch na polohovanie optiky v zdravotníckych zariadeniach a automatizovaných systémov na prepravu vzoriek v laboratórnych prostrediach, kde sa vyžaduje čistota mechanizmu [3; 22].



Obr. 3 Aplikácia posuvových systémov guľôčkových skrutiek v laboratórnych prístrojoch [22].

Pre jednotlivé aplikácie guľôčkovej skrutky si môžeme vybrať z viacerých konštrukčných prevedení o rozličných parametroch na základe požadovaných vlastností:

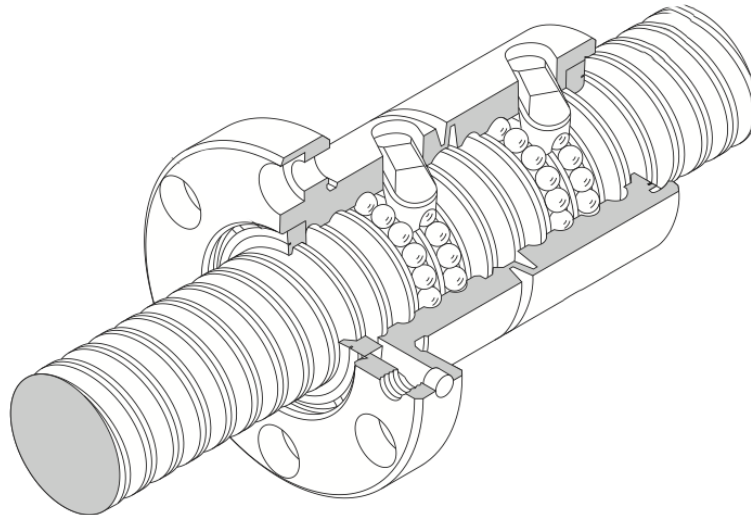
- štandardná guľôčková skrutka,
- vysokoúnosťná guľôčková skrutka,
- guľôčková skrutka pre vysoké rýchlosti,
- guľôčková skrutka pre malé rýchlosti a presné polohovanie,
- guľôčková skrutka s vysokou účinnosťou,
- guľôčková skrutka s poháňanou maticou,
- transportná guľôčková skrutka [6].



Obr. 4 Aplikácia guľôčkovej skrutky v obrábacích centrách [22].

## 1.2 Mechanizmus guľôčkovej skrutky a matice

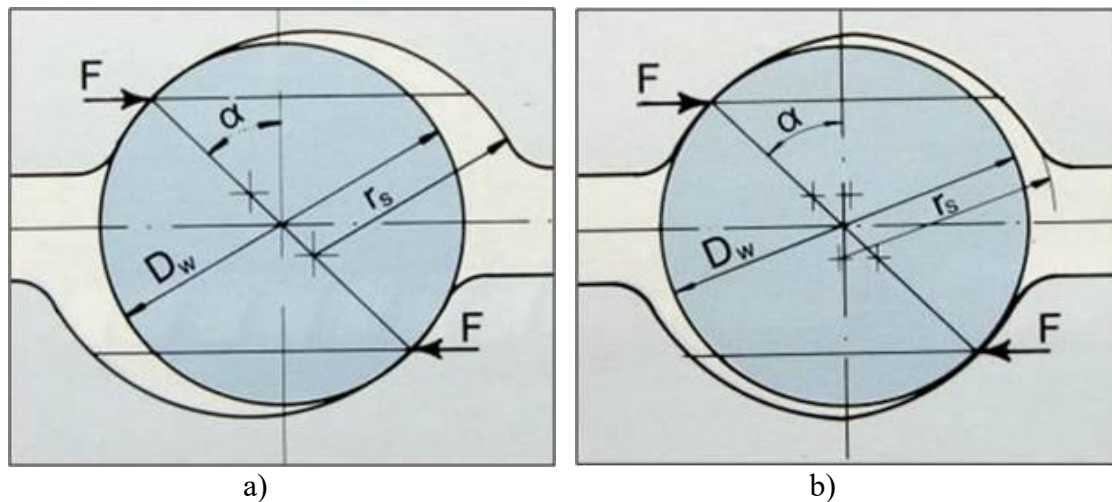
U elektromechanickej posuvovej sústavy s guľôčkovou skrutkou a maticou sa na hriadeľ skrutky pripojí priamo, alebo cez vložený prevod synchronný elektronický kumulovaný digitálny servomotor, ktorý vytvára moment a tým uvádza skrutku do rotačného pohybu. Skrutka následne svojou rotáciou uvedie maticu do lineárneho pohybu v ose skrutky, to je spôsobené chodom guľôčok planetárnym pohybom po dráhe skrutkovice na závitovej časti hriadeľa. Guľôčky podľa zvolenej matice recirkulujú buď o jedno stúpanie závitú, alebo o niekoľko stúpaní závitú [1; 4].



Obr. 5 Guľôčková skrutka s inertnými prevodmi recirkulácie guľôčok [29].

## 1.3 Hriadeľ guľôčkovej skrutky

Hriadeľ guľôčkovej skrutky má na sebe vyrobený profil dráhy, ktorý je na jeho povrch nanosený po skrutkovici. U guľôčkových skrutiek rozlišujeme dve prevedenia profilu závitú, kruhový profil, ktorý sa využíva u transportných skrutiek kde nepotrebujeme dosiahnúť vysoké presnosti. A gotický profil, ktorý je používanější vďaka možnosti predpätia sústavy a lepšieho prenosu axiálnych síl medzi skrutkou a maticou cez guľôčku. Dôležitým geometrickým parametrom hriadeľa je jeho priemer, celková dĺžka a stúpanie skrutkovice závitú. Stúpanie závitú určuje akú vzdialenosť prejde matica na jednu otáčku hriadeľa. Ďalšie časti hriadeľa sú spôsobené na jeho uloženie do valivých ložísiel a koniec hriadeľa sa volí na základe zvoleného pripojenia pohonnej jednotky. Môže ísť ale aj o prevedenie kedy chceme premeniť lineárny pohyb na rotačný, vtedy je poháňacím prvkom mechanizmu matica [2; 3; 5].



Obr. 6 Profil závitu - a) kruhový, b) gotický [2].

Menovitý priemer závitu určuje vzpernú tuhosť hriadeľa a tým aj jeho maximálne povolené otáčky vo vzťahu k rotujúcim hmotám a možnému rozkmitaniu hriadeľa na základe jeho zvolenej dĺžky a spôsobu uloženia. Dĺžka hriadeľa je technologicky obmedzovaná podľa výrobcov na základe zvoleného priemeru a požadovanej presnosti skrutky. Podľa technológie výroby delíme hriadele guľôčkových skrutiek na valcované, okružované a brúsené [2; 3; 5].

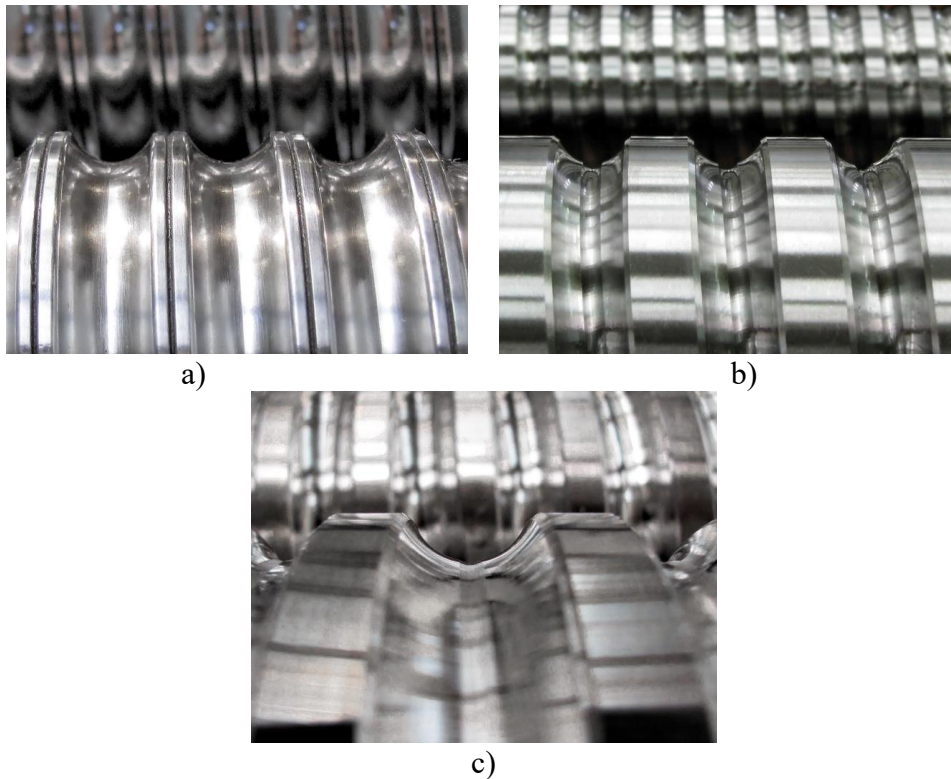
Tab. 1 Triedy presností podľa technológie výroby norma ISO 3408-3 [2].

Odchýlka stúpania na 300 mm vzdialenosti závitu [mm]	Brúsený závit			Okružovaný závit			Valcovaný závit	
	IT1	IT3	IT5	IT5	T5	T7	T5	T7
	0,006	0,012	0,023	0,023	0,023	0,052	0,023	0,052

Valcovanie závitu je tvárnenie profilu na povrch hriadeľa pričom vznikne polotovár pre ďalšie spracovanie, povrchové kalenie a leštenie povrchu. Hlavným účelom valcovaných guľôčkových skrutiek je transportná funkcia, keďže sa nejedná o presný závit, presnosť sa pohybuje v rozmedzí IT5 až IT7, podľa normy ISO 3408. Výslednú presnosť tiež ovplyvňuje kvalita opracovávaného materiálu. Daná technológia je ekonomicky výhodná a vhodná pre sériovú výrobu [2; 5].

Okružovaný závit sa získava trieskovým obrábaním zakaleného povrchu hriadeľa s nástrojmi podobného tvaru ako má profil závitu. Danou technológiou docielime presnejšie vyrobený závit o presnejšom stúpaní, preto daný typ guľôčkovej skrutky vyhovuje aplikáciám vyžadujúcich si presnosť mechanizmu [2; 5].

Brúsenie závitu guľôčkovej skrutky je najpresnejšia technológia výroby. Finálny profil sa vybrúsi do vopred vysústruženého a zakaleného profilu. Cieľom je dosiahnutie vysokej geometrickej presnosti profilu a vysokej presnosti stúpania závitu. Daná technológia je najpracnejším spôsobom výroby guľôčkových skrutiek [2; 5].



Obr. 7 Profil závitu hřídele a skrutky a) valcovaný, b) brúsený, c) okružovaný [2].

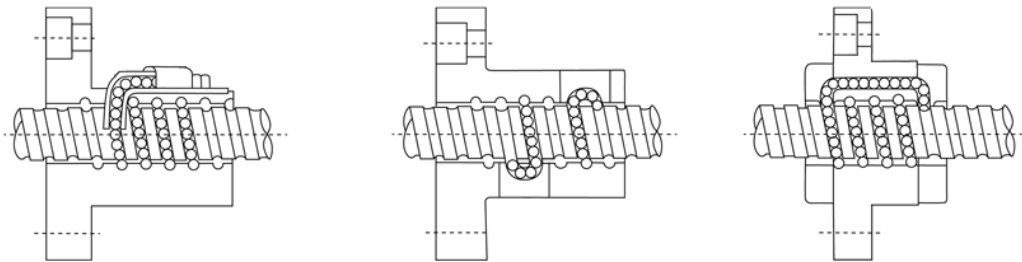
#### 1.4 Matica guľôčkovej skrutky

Matica guľôčkovej skrutky je vlastné teleso s vnútorným závitom zabezpečujúce recirkuláciu guľôčok vďaka prevádzačom na matici. Prenáša axiálne sily do sústavy a vykonáva lineárny pohyb voči hriadeľu. Jednou z úloh matice je aj dodávanie maziva a čiastočne odvod tepla z prevodu. Vnútro matice je utesnené tak aby bolo zabránenému vnikaniu nečistôt do prevodu a zároveň zabráneniu strate maziva. Konštrukčné prevedenie matice sa odráža od zvoleného typu hriadeľa [2; 4; 5].



Obr. 8 Matica guľôčkovej skrutky [29].

Maticy môžu mať rôzne konštrukčné prevedenie obehu guľôčok. Prevádzač môže byť inertný, pri tomto type sa realizuje prevod v rámci jedného stúpanie závitov. V telese matice je umiestnených viacej prevádzacích lôžok, podľa počtu pracovných závitov. Toto prevedenie nie je vhodné pre vysoké rýchlosti a znižuje únosnosť systému [1; 2; 5].



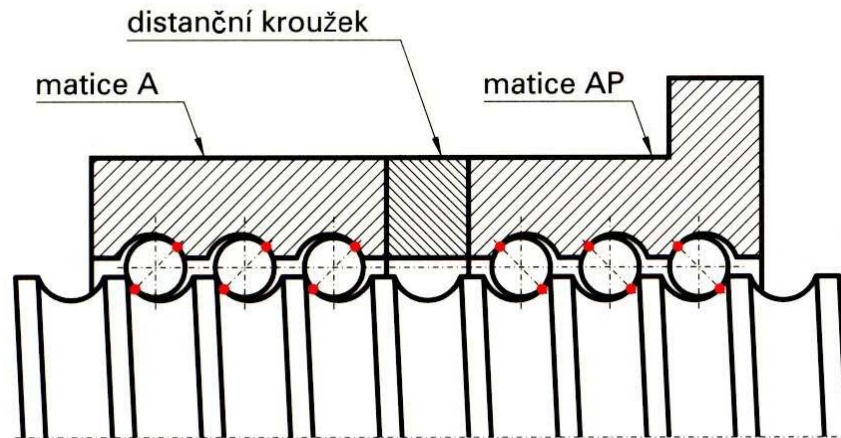
Obr. 9 Spôsoby recirkulácie guľôčok [29].

Ďalšou možnosťou je externý prevod guľôčok na matici. Ide o menej štandardné prevedenie, ktoré umožňuje dosiahnutie vysokých rýchlostí preto sa používa u vysokorýchlostných matic. Externý prevádzač má viacej konštrukčných riešení. Napríklad pozdĺžnym axiálnym otvorom so špeciálnou konštrukciou čelných uzáverov, to sa využíva u vysokorýchlostných skrutiek. Alebo sú do matice vkladané segmenty vytvárajúce plynulý prechod z pracovného otvoru do pozdĺžneho prevádzacieho otvoru, tie môžu byť vkladané buď axiálne alebo radiálne do matice. Prevod guľôčok je realizovaný v rámci niekoľkých stúpaní závitov [2; 4; 5].

## 1.5 Predpätie guľôčkovej skrutky a matice

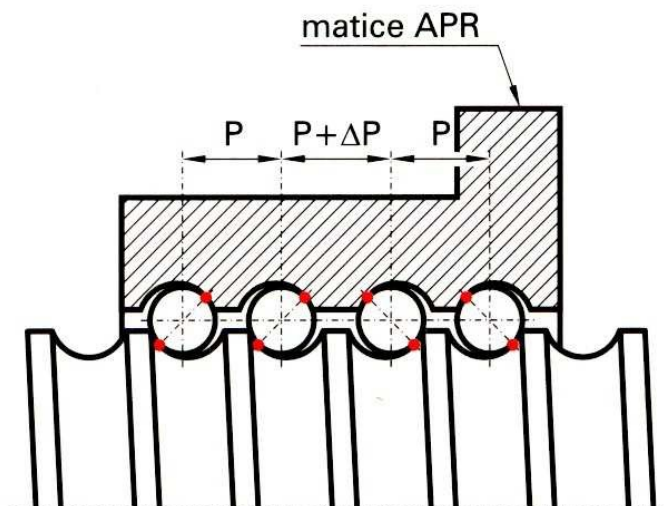
Predpätie guľôčkovej skrutky je veľmi dôležitým parametrom systému ktorý výrazne ovplyvní životnosť sústavy. Predpätím nastane zvýšenie tuhosti a opakovateľnosti systému, zabránením axiálnej a radiálnej vôle medzi skrutkou a maticou. Z výrobných a materiálových charakteristík sústavy vieme určiť veľkosť vôle a veľkosť elastickej deformácie použitého materiálu. Elastická deformácia je následne zámerne vytvorená v systéme, čo sa nazýva predpätím systému. Keďže elasticita materiálu sa opakovaným zaťažovaním vyčerpáva, dochádza k opotrebeniu jednotlivých súčiastok. Čím rýchlejšie sa obežná dráha guľôčky opotrebuje pozdĺž osi hriadeľa, tým rýchlejšie sa stratí predpätie. To potom vedie k zníženiu tuhosti systému pohonu guľôčkovej skrutky a následne k zníženiu tuhosti príslušného stroja. Najčastejšou neznámou je, ako dlho dokáže mechanizmus pracovať a zachovať si požadovanú tuhosť a presnosť pri určitom zaťažení systému bez nutnosti servisného zásahu, alebo výmeny celého pohybového systému guľôčkovej skrutky s maticou [4; 7; 9].

Výrobcovia používajú viaceré metódy k vytvoreniu predpätia medzi skrutkou a maticou. Často je používaná varianta s dvojdielnou maticou, kedy sa medzi čelo matice bez osadenia a čelo matice s prírubou, ktorá slúži k pripevneniu stolu vloží presne naberúsený dištančný krúžok, ktorého presný rozmer hrúbky posunie matice do opačných smerov, čím je dosiahnuté vymedzenie vôle a následne vznik predpätia. Na podobnom princípe je založené predpätie tanierovou pružinou ktorá je vložená medzi dve matice, táto varianta sa používa pre dlhšie matice s malým zaťažením. [2; 4].

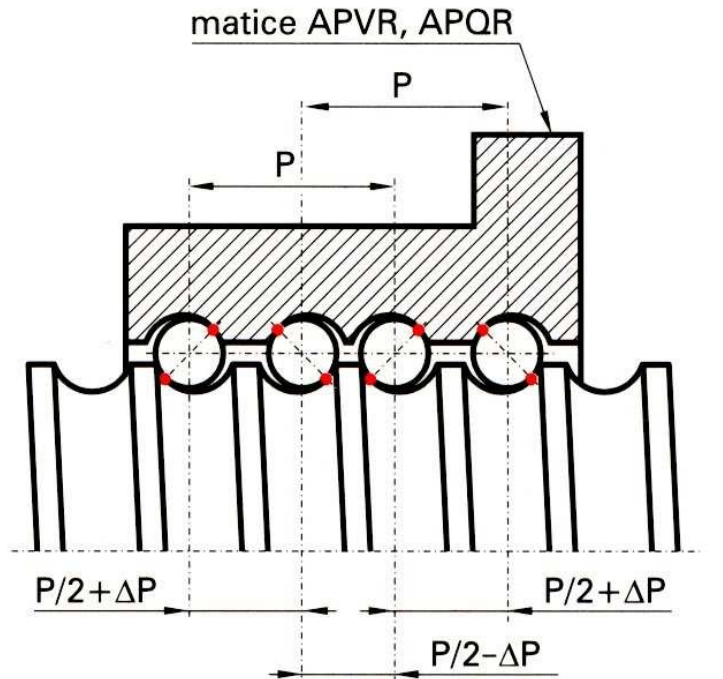


Obr. 10 Predpätie dvojdielnej matice distančným krúžkom [2].

Ďalším spôsobom ako dosiahnuť predpätie je výberom guľčiek, ide o jednodielnu krátku maticu kde zvolíme guľčky o väčšom priemere ako je priemer profilu závitú na hriadeľi a v matici. Pružnou deformáciou guľčiky nastane predpätie. Jedným z lacných spôsobov vymedzenia vôle je delená matica, kde je matica pozdĺžne rozrezaná na polovicu a následne zovretím ako u zovretého spoja, čo je lacnou verziou ako docieľiť vymedzenie vôle. Pre jednodielne matice strednej dĺžky s dobrou tuhosťou dokážeme docieľiť predpätie tým, že sa jednoduchý závit nabrúsi do matice s určitou diferenciou, pokiaľ ide o viacchodý závit je predpätie docieľené nabrúsenou diferenciou medzi jednotlivými chodmi závitmi. Málo používanými sú špeciálne matice kde je predpätie vyvolané hydraulicky, alebo matica s piezoelektricky regulovateľným systémom predpätia [3; 4].



Obr. Predpätie diferenciou v stúpaní závitú matice [2].



Obr. Predpätie diferenciou medzi jednotlivými chodmi závitú [2].

## 1.6 Mazanie

Mazanie je u guľôčkových skrutiek veľmi dôležitý faktor, ktorý výrazne ovplyvňuje životnosť skrutky, preto by mechanizmus nemal byť nikdy používaný bez maziva. K mazaniu sa u guľôčkových skrutiek volí mazivo vo forme oleja, alebo mazacích tukov. Tieto spôsoby mazania sú podobné ako sa využíva u valivých ložisiek. Tukové mazivo pri bežnom chode stroja vydrží 6 až 10 mesiacov, nie je doporučené miešať tukové mazivá s rôznymi mechanickými vlastnosťami. Syntetické tukové mazivá majú oproti minerálnym mazivám širšiu teplotnú škálu použitia. Špeciálne prísady môžu zlepšiť schopnosť tuku odolávať znečisteniu, znížiť opotrebovanie v prítomnosti zaťaženie a vibrácie, zníženie trenia, zníženie hluku a zvýšenie kapacity zaťaženia [2].

Pri výmene maziva treba systém dôkladne vyčistiť od nečistôt vzniknutých pri bežnej prevádzke, ktoré môžu výrazne znížiť životnosť mechanizmu pokiaľ by ostali v systéme. U olejových mazív ide o minerálne oleje s minimálnou viskozitou  $50 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  pri prevádzkovej teplote  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , komplikovanejšie oproti tukovým mazivám je konštrukčné prevedenie guľôčkovej skrutky na prívod oleja a zároveň jej utesnenie. Taktiež tukové mazivá nevyžadujú tak časté premazanie [2].

## 1.7 Tesnenie

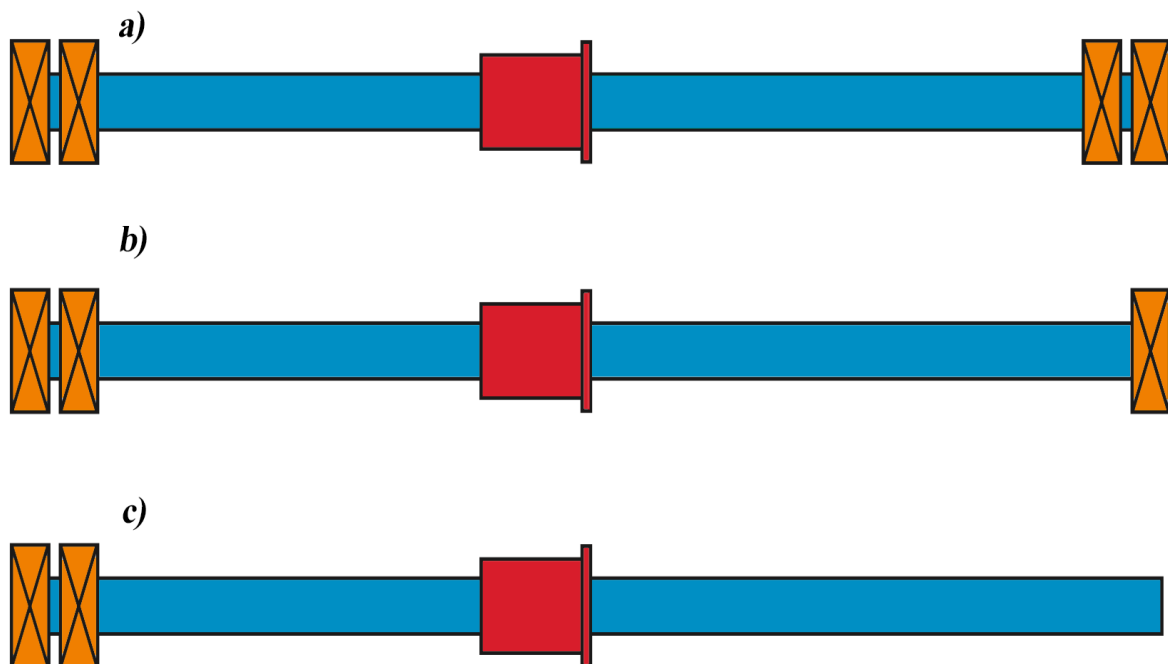
V závere voľby pohybového systému guľôčkovej skrutky sa na základe jednotlivých zvolených konštrukčných prvkov, ako sú hriadeľ skrutky, typ matice, typ prevádzkača guľôčok v matici, aký spôsob mazania skrutky je zvolený a v akom prostredí bude mechanizmus pracovať sa zvolí tesnenie medzi hriadeľom a maticou. Tesnenie má za úlohu stierať mazivo zo závitú hriadeľa guľôčkovej skrutky a tým zabrániť jeho unikaniu do okolia. K určitým stratám po dlhšej dobe a opotrebení tesnení dochádza a nejde tomu zabrániť, preto treba zvoliť správny interval servisného zásahu na doplnenia maziva a kontroly tesnenia, čím predĺžujeme životnosť mechanizmu [2].



Obr. 12 Typy tesnení pre guľôčkové skrutky [2].

### 1.8 Uloženie guľôčkovej skrutky

Pre správnu funkciu je veľmi dôležité uloženie pohybového systému. Hlavnú nosnú funkciu má u väčšiny prípadov hriadeľ guľôčkovej skrutky, ktorý vykonáva pohyb rotačný, preto k uloženiu volíme valivé ložiská. Pre uloženie sa väčšinou používajú ložiská vrátane upevňovacích matic od špecializovaných výrobcov. Uprednostňujú sa ložiská s priamkovým stykom, valčekové a ihlové ložiská, ktoré dokážu prenášať väčšie sily, ide o väčšiu únosnosť oproti bežne používaným guľôčkovým ložiskám, ale na úkor väčších rozmerov ložisiek a tiež nemajú takú presnosť v zachytávaní radiálnych síl a pracujú pri menších otáčkach ako guľôčkové ložiská [4].



Obr. 13 Spôsoby axiálneho uloženia guľôčkových skrutiek [29].

Spôsob axiálneho uloženia sa podpisuje na tuhosti celého pohybového systému guľôčkovej skrutky. Pri jednostrannom axiálnom uložení, obrázok 13 c), sa behom zdvihu znižuje tuhosť systému. Používaným je aj uloženie s jednou stranou axiálne a druhý koniec je uložený iba radiálne, obrázok 13 b). U obojstranného axiálneho uloženia s predpätím, obrázok 13 a), je výsledná tuhosť systému výrazne prijateľnejšia. Ale u daného typu uloženia musíme vziať v úvahu vplyv dilatácii a otepľovania pohybovej skrutky, ktoré by vo výsledku mohli spôsobiť zadrenie systému. Tie vznikajú vplyvom väčšieho trenia medzi skrutkou a maticou. To spôsobí u obojstranného axiálneho uloženia vznik prídavných síl. Pri dôkladnom poznaní pracovných parametrov ide daný problém odstrániť tým, že sa v skrutka pri bežnej teplote okolia predopne

na ťah a behom práce sa otepľovaním najprv vyruší prepätie na ťah a následne ohriatím na pracovnú teplotu vznikne axiálne tlakové predpätie zabezpečujúce požadovanú tuhosť systému. Uloženie takisto obmedzuje dovolené otáčky pre jednotlivé dĺžky hriadeľa a skrutky [3; 4].

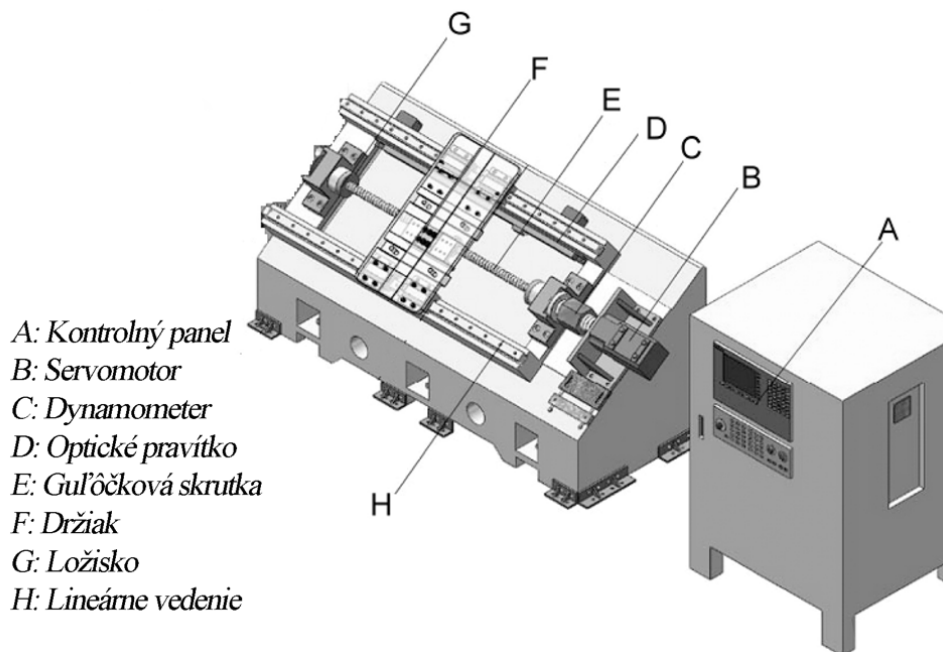
## 2 TESTOVANIE GULŔOCKOVÝCH SKRUTIEK

K poznaniu vhodnosti mechanizmu potrebujeme získať množstvo dát za vhodne nastavených testovacích podmienok, aby sme vedeli zvoliť pre nami požadovanú funkciu vhodnú kombináciu parametrov systému. K tomu nám dopomáhajú vhodne postavené experimenty. U guľôčkových skrutiek nám ide o dosiahnutie vysokej presnosti pri zachovaní čo najdlhšej životnosti, únosnosti, udržania opakovateľnosti, vysokej rýchlosti mechanizmu a účinnosti. Následne sa dáta môžu používať napríklad k simuláciám pri navrhovaní a konštrukcii u nových aplikácií, kde je prítomný mechanizmus guľôčkovej skrutky, aby bola daná kinematická dvojica optimálne zvolená pre požadovanú funkciu. Nasledujúce štúdie skúmajú rôzne aspekty guľôčkových skrutiek, na základe vhodne postavených testovacích mechanizmov pre nimi skúmané parametre [7; 8; 9].

### 2.1 Analýza opotrebovania guľôčkovej skrutky pracujúcej pri vysokej rýchlosti

Táto štúdia sa zaoberá novým modelom oteru dvoch telies kombinujúc kinematickú teóriu popisujúcu variácie hĺbok axiálneho opotrebenia s pracovnými zdvihmi skrutky, ktoré priamo súvisia s jej predpätím. U vysokorýchlostných prevodových systémoch s guľôčkovou skrutkou sa v vždy aplikuje predpätie, aby sa zabránilo vibráciám a vŕli lineárneho prevodu počas celej pracovnej doby. Avšak klzné opotrebenie je hlavným dôvodom, prečo aplikované predpätie klesá, alebo sa celkom stratí [9].

Testy na určenie hnacieho momentu sa uskutočnili na skúšobnom stroji s guľôčkovou skrutkou. Testovacie zariadenie pozostáva z niekoľkých komponentov popísané v obrázku [9].



Obr. 14 Meracie zariadenie [9].

Primárnym zdroj napájania bol servomotor. Maximálny dodávaný krútiaci moment do systému bol 15,8 Nm, zrýchlenie  $4,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  a maximálna rýchlosť otáčania  $314,2 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ . Držiak označený symbolom F bol naklonený o  $45^\circ$  z horizontálneho smeru. Preto aplikované normálne zaťaženie malo dve zložky vo vertikálnom smere a druhá zložka bola rovnobežná s povrchom držiaka. GulŔočková skrutka bola navrhnutá tak, aby podporovala normálne axiálne zaťaženie a vysokú rýchlosť otáčania. Rýchlosti otáčania skrutky sa menili od  $31,4 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$  do  $314,2 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ , aby sa

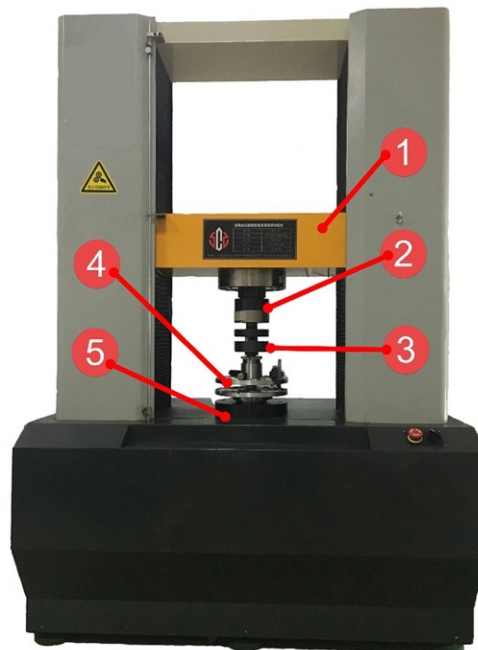
preskúmalo kinematické správanie a prenosový výkon pri nízkych a vysokých rýchlostiach otáčania [9].

Kontaktný tvar sa považuje za eliptickú oblasť, aby sa simulovala dráha brúsenia obežnej dráhy. Celková hĺbka opotrebenia v smere osi je ovládaná hĺbkou opotrebenia povrchu, kontaktným pomerom medzi plastickou a normálnou kontaktnou plochou a frekvenciou opotrebenia v dôsledku relatívnej rýchlosti dvoch kontaktných plôch. Hĺbka axiálneho opotrebovania sa zvyšuje so zvyšujúcim sa pracovným zdvihom, zvyšujúcou sa rýchlosťou otáčania a malým pomerom elipticity pre tvar kontaktu. Analýza výsledkov štúdie ukazuje, že vysoký pomer elipsovitosti kontaktných nerovností na obežnej dráhe môže účinne znížiť zvyšujúcu sa rýchlosť opotrebenia predpätej guľôčkovej skrutky ofsetového typu pri prevádzke pri vysokej rýchlosti otáčania [9].

## 2.2 Prepočítanie základnej statickej tuhosti guľôčkovej skrutky

Táto štúdia poskytuje presnejšiu metódu na získanie základného statického zaťaženia guľôčkových skrutiek, ktoré je významné pre predpovedanie výkonu a životnosti guľôčkových skrutiek. Na základe korekčného faktora presnosti použitého v norme ISO 3408-4:2006 tento článok navrhol upravenú metódu na výpočet efektívneho počtu guľôčok a základného statického zaťaženia guľôčkových skrutiek [10].

Na základe definície základnej statickej tuhosti guľôčkových skrutiek je navrhnutá nová metóda merania statickej tuhosti na skúšobnom zariadení. Ako je znázornené na obrázku 3, skúšobné zariadenie na testovanie tuhosti sa skladá zo záťažového nosníka, dynamometer, antirotačnej jednotky, zariadenie na meranie tuhosti a upevňovacej jednotky. Keď sa záťažový nosník pohybuje dole, aby stlačil guľôčkovú skrutku, axiálne zaťaženie možno získať cez dynamometer. Súčasne je možné získať axiálnu deformáciu pri axiálnom zaťažení prostredníctvom snímačov posunutia v zariadení na merania tuhosti. Stojí za zmienku, že v experimente sa merajú procesy pri zaťažení a bez zaťaženia [10].



Obr. 15 Testovacie zariadenie na meranie statickej tuhosti,  
1- nosník, 2 - dynamometer, 3 - antirotačná jednotka,  
4 - zariadenie na meranie tuhosti, 5 - upevňovacia jednotka [10].

Z danej štúdie boli odvodené nasledujúce vzorce na meranie statickej tuhosti u guľôčkových skrutiek, ktoré sa opierajú o normu ISO 3408, z roku 2006.

Rovnica výpočtu statického axiálneho zaťaženia prenášaného medzi skrutkou a maticou [10]:

$$R_{n/s} = \frac{2\pi \cdot i \cdot P_h \cdot E \cdot \tan^2 \alpha}{\left( \frac{D_1^2 + D_c^2}{D_1^2 - D_c^2} + \frac{d_c^2 + d_{b0}^2}{d_c^2 - d_{b0}^2} \right) \times 10^3} \quad (1)$$

kde:  $P_h$  [mm] – stúpanie závitů,  
 $\alpha$  [°] – kontaktní uhol,  
 $D_c$  [mm] -vonkajší priemer matice,  
 $d_c$  [mm]- priemer zaťaženia matice,  
 $d_{b0}$  [mm]- priemer diery.

Výpočet priemeru pôsobiaceho zaťaženia na maticu podľa ISO 3408-4:2006, [10]:

$$D_c = D_{pw} + D_w \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

kde:  $D_{pw}$  - priemer roztečenej kružnice guľôčky [mm],  
 $D_w$  - priemer guľôčky [mm].

Rovnica výpočtu statického axiálneho zaťaženia prenášaného medzi skrutkou a guľôčkou [10]:

$$R_{b/t} = \frac{3}{2} \times \sqrt[3]{\frac{F_e \cdot \sin 5 \alpha \cdot \cos 5 \varphi}{c_E^6 \cdot c_k^3}} z^{2/3} \quad (3)$$

kde:  $z$  - počet guľôčok [-],  
 $F_e$  - axiálna sila pôsobiaca na guľôčkovú skrutku [N],  
 $\varphi$  - stúpanie závitů [mm],  
 $c_e$  - materiálová konštanta [-],  
 $c_k$  - geometrický faktor z normy ISO 3408-4:2006.

Výpočet statického zaťaženia podľa normy ISO 3408-5:2006[10]:

$$C_{0a} = k_0 \cdot z \cdot \sin \alpha \cdot D_w^2 \cdot \cos \alpha \quad (4)$$

$k_0$  je charakteristika základného statického osového zaťaženia hodnotenia vypočítaného nasledovne [10]:

$$\rho_{11} = \rho_{21} = \frac{2}{D_w} \quad (5)$$

$$\rho_{12} = \frac{-1}{f_{rs} \cdot D_w} \quad (6)$$

$$\rho_{22} = \frac{\cos \alpha}{\frac{D_{pw}}{2} - \cos \alpha \frac{D_w}{2}} \quad (7)$$

$$k_0 = \frac{27.74}{D_w \sqrt{(\rho_{11} + \rho_{12})(\rho_{21} + \rho_{22})}} \quad (8)$$

Kde:  $f_{rs}$ - je faktor zhody guľôčkových skrutiek.

Výpočet celkového axiálneho zaťaženia [10]:

$$\frac{1}{R_{nu,ar}} = \frac{1}{R'_{b/t}} + \frac{1}{R_{n/s}} \quad (9)$$

kde:  $R_{nu}$  - statická axiálna tuhosť,  
 $R_{nu, ar}$  - modifikovaná axiálna tuhosť.

Rovnica na efektívny počet guľičiek je odvodená z predchádzajúcich rovníc [10]:

$$z' = \left[ \frac{1}{f_{ar} \cdot z^{2/3}} + \frac{\frac{2}{3} \left( \frac{1}{f_{ar}} - 1 \right) F_e^{1/3} \cdot \sin^{3/5} \alpha \cdot \cos^{3/5} \varphi}{R_{n/s} \cdot c_E^2 \cdot c_k} \right]^{-2/3} \quad (10)$$

Rovnica vytvorená danou metódou pre výpočet statického zaťaženia guľôčkovej skrutky [10]:

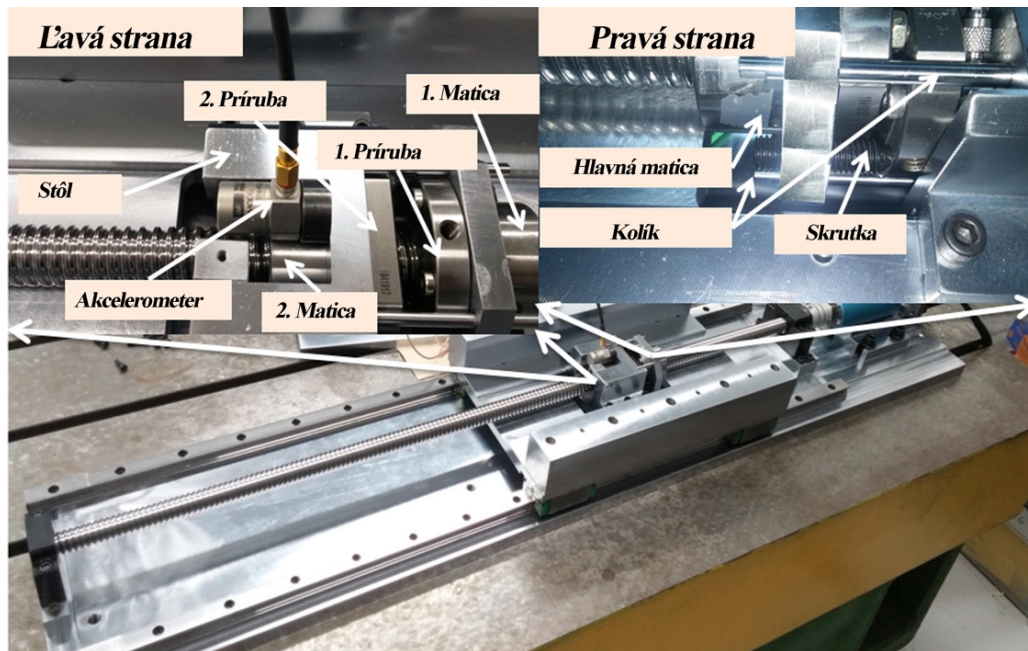
$$C'_{0a} = k_0 \cdot z' \cdot \sin \alpha \cdot D_w^2 \cdot \cos \alpha \quad (11)$$

kde:  $z'$  - efektívny počet guľičiek.

### 2.3 Štúdia sledovania predpätia systému guľôčkových skrutiek počas prevádzky na základe prúdu motora a vibrácií skrutky-matice

V tomto článku sa navrhuje metóda monitorovania predpätia prevádzkového systému pohonu guľôčkovou skrutkou vyhodnotením vlastnej frekvencie skrutkovej matice v axiálnom smere a zodpovedajúceho posunutia pracovného stola. Skúmané sú variácie v úrovni predpätia guľôčkovej skrutky úpravou dvojitej matice guľôčkovej skrutky tak, aby jej súčasťou bol mechanizmus nastavenia predpätia [12].

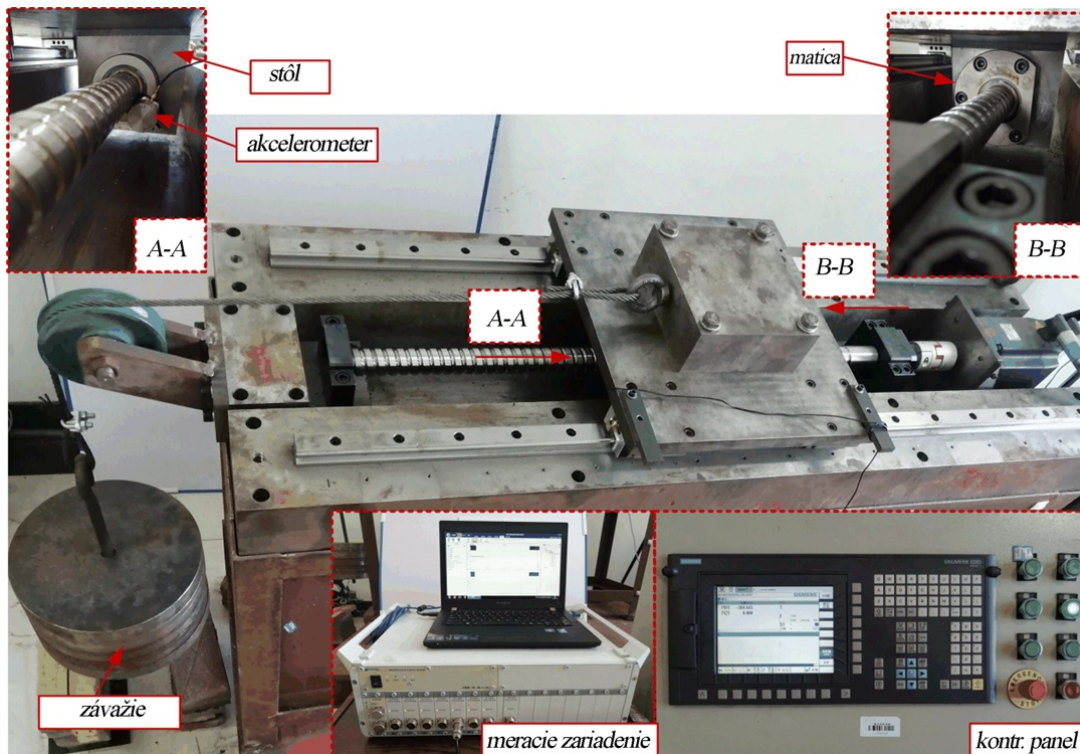
Mechanizmus nastavenia predpätia sa reguláciou sily pôsobiacej medzi hlavnou maticou s prírubou a druhou maticou. Podstavec matice, ktorý bol pripevnený k hlavnej matici, bol opracovaný tak, aby niesol dve polohovacie skrutky. Tie vyvinuli axiálnu silu, keď boli zaskrutkované. Táto sila zväčšuje vzdialenosť medzi maticami skrutiek a posúva guľôčky, čím predpína systém pohonu guľôčkových skrutiek. Dôležité je, že sily pôsobiace na matice skrutiek sú symetrické po stranách podstavca matíc. Stôl bol tiež pripevnený k podstavcu hlavnej matice pomocou štyroch nosných kolíkov. Kolíky boli rozmiestnené symetricky, čím sa zabránilo ohýbaniu matíc skrutiek a rotačnému pohybu okolo hriadeľa skrutky. Okrem toho kolíky spolu so skrutkami neprenášali len pohyb medzi maticami a stolom. Vytvorili symetrickú konštrukciu a tým posilnili systém, čím sa znížili vibrácie spôsobené procesmi obrábania [12].



Obr. 16 Testovacie zariadenia k skúmaniu vplyvu predpätia na výkon motora [12].

## 2.4 Časovo závislý dynamický model pre analýzu vibrácií prechodu guľôčky mechanizmu recirkulačnej guľôčkovej skrutky

V tejto práci sa uvádza všeobecný časovo závislý dynamický model na popis pohybu guľôčky a axiálnych periodických mikro fluktuácií v guľôčkovej skrutke vystavenej vonkajšiemu zaťaženiu. Vibrácie vznikajú pri prechode guľôčky prevodom určenými na recirkuláciu guľôčok a tým obmedzujú vysokú presnosť guľôčkovej skrutky. Existuje niekoľko mechanických modelov na výpočet kontaktnej deformácie valivých guľôčok a sily vo vnútri matice pri pohybe s prihliadnutím na prechodnú fázu pri vstupe a výstupe z cirkulačného kanála. Pre zlepšenie kinematického výkonu je nevyhnutné modelovať cirkuláciu guľôčky vrátane prechodnej fázy a analyzovať vibrácie guľôčkovej skrutky pri prechode guľôčky [11].



Obr. 17 Testovacie zariadenie na meranie vibrácií [11].

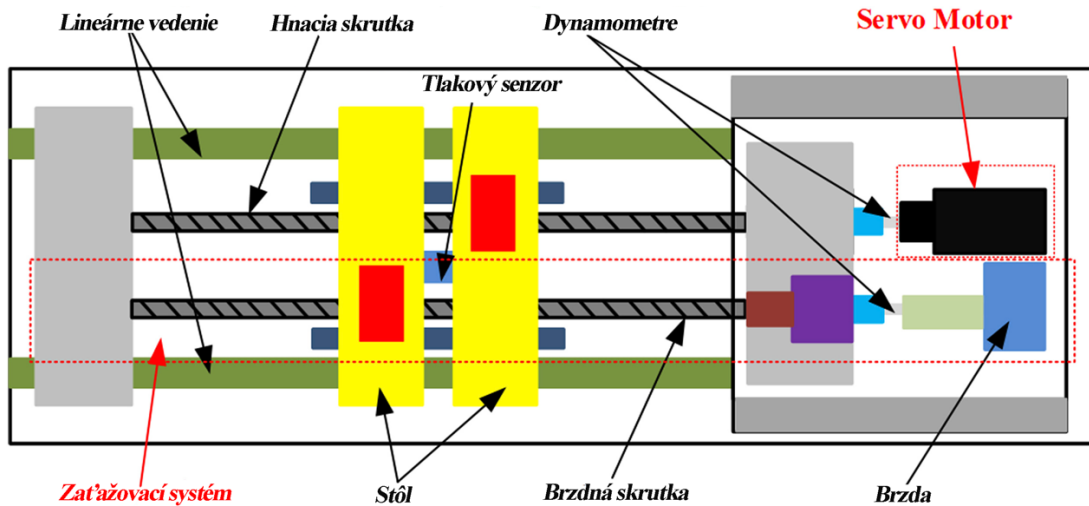
Teoreticky sú diskutované účinky aplikovaného zaťaženia, predpätia a rýchlosti otáčania skrutky na dynamickú odozvu. Znížená amplitúda vibrácií môže byť realizovaná malým priemerom guľôčky a fázovým rozdielom medzi guľôčkami. Pri určitej frekvencii prechodu guľôčky v axiálnom smere guľôčkovej skrutky existuje periodické mikrokolísanie vyplývajúce z recirkulácie valivých prvkov vo vnútri matice. Vibrácie pri prechode guľôčky sa pripisujú kolísaniu tuhosti v dôsledku zmeny počtu efektívne zaťažených guľôčok vo vnútri matice v reálnom čase počas pohybu. Zvýšené vonkajšie zaťaženie a vnútorné predpätie by zvýšilo amplitúdu vibrácií pri prechode guľôčky a peak-peak hodnota odozvy sa zvyšuje nelineárne so zvyšujúcim sa axiálnym zaťažením a predpätím. Väčšie konštantné axiálne vonkajšie zaťaženie by malo za následok zníženie vlastnej frekvencie, zatiaľ čo zvýšené predpätie vytvára vyššiu vlastnú frekvenciu a lepšiu tuhosť guľôčkovej skrutky [11].

Prostredníctvom amplitúdových spektier sa pozorujú nepárne zložky viacnásobného rádu frekvencie prechodu guľôčky. Rezonancia vzniká, keď sa frekvenčné násobenie pri prechode guľôčky blíži k vlastnej frekvencii. Zložky spojitej frekvencie sú tiež objavené okolo vlastnej frekvencie. Existujú subharmonické zložky, ako prejav nelineárneho vibračného javu rotačnej guľôčkovej skrutky a viaceré rezonančné oblasti sa pohybujú, keď sa rýchlosť otáčania skrutky zvyšuje. Vibrácie sú citlivé na usporiadanie guľôčok predpätej guľôčkovej skrutky. Najnižšiu peak-peak hodnotu fluktuácie dosahujú rovnaké zoskupenia guľôčok s nulovým fázovým rozdielom. Priemer guľôčok je jedným z rozhodujúcich parametrov ovplyvňujúcich veľkosť vibrácií. Malý rozmer guľôčky je zodpovedný za zníženie kolísania posunu a potlačenie vibrácií pri prechode guľôčky, čím sa získa vysoko presné riadenie pohybu [11].

## 2.5 Teoretická a experimentálna analýza straty predpätia u guľôčkovej skrutky s dvojdielnou maticou

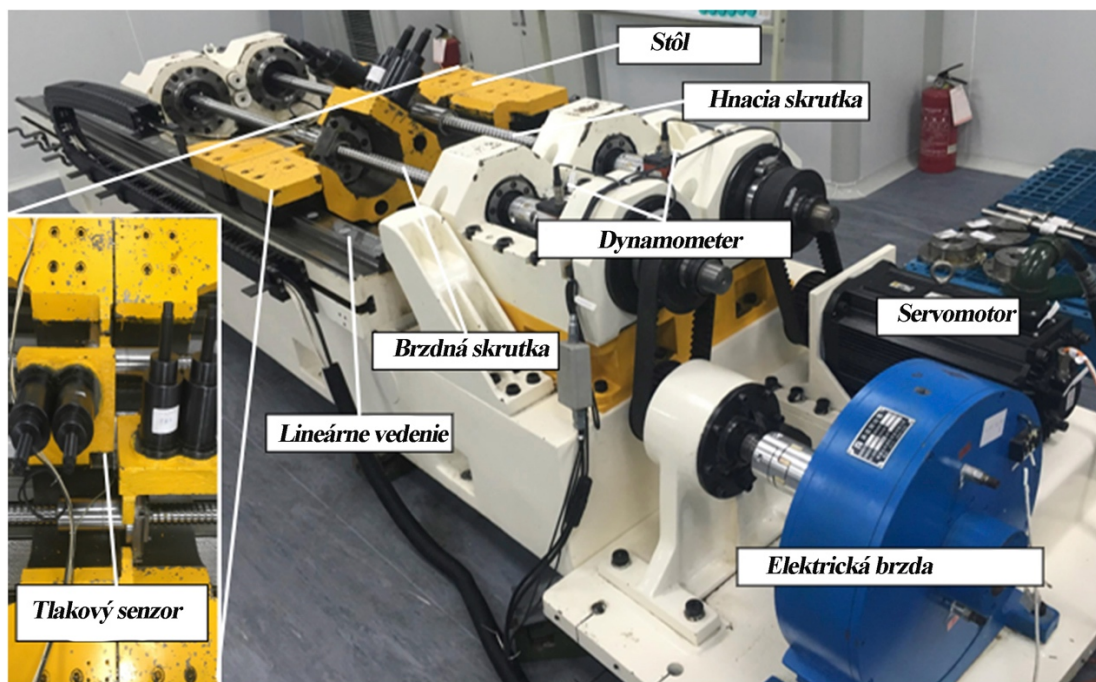
V tejto štúdií sa na získanie dynamickej kontaktnej sily a kľzavých rýchlostí na kontakte guľôčka-obežná dráha vytvoril model rozloženia zaťaženia a model zmeny rýchlosti. Na základe týchto modelov je navrhnutý presný model na predpovedanie degradácie predpätia

gul'ôčkových skrutiek s dvojitou maticou. Každá gul'ôčková skrutka vykonala 7,2 milióna otáčok počas skúšobnej doby a predpätie bolo merané každých 240 tisíc otáčok. Pre lepšiu simuláciu skutočných pracovných podmienok sa počas 240 000 otáčok striedali tri pracovné podmienky, a to nízke axiálne zaťaženie - vysoká rýchlosť, stredné axiálne zaťaženie - stredná rýchlosť a vysoké axiálne zaťaženie - nízka rýchlosť, každých 80 000 otáčok [13].



Obr. 18 Schéma skúšobného zariadenia [13].

Ako je znázornené na obrázku zariadenie na testovanie pre gul'ôčkové skrutky s dvojitou maticou obsahuje servomotor, dynamometer, akcelerometer a kompresie, pracovný stôl, hnaciu gul'ôčkovú skrutku, pasívnu gul'ôčkovú skrutku a elektrickú brzdu. Hnacia gul'ôčková skrutka sa otáčala cez servomotor a pasívna gul'ôčková skrutka bola spojená s elektrickou brzdou aby vytvárala zaťaženie systému. Aplikovaná axiálna sila bola meraná pomocou akcelerometra. Maximálny dodávaný krútiaci moment bol 224 Nm a maximálna rýchlosť otáčania bola  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Hnacia gul'ôčková skrutka simulovala skutočné pracovných podmienok, zatiaľ čo axiálne zaťaženie aplikované na pasívnu gul'ôčkovú skrutku bolo iné ako pri skutočných pracovných podmienkach. Preto sa v experimente merala iba hnacia gul'ôčková skrutka [13].

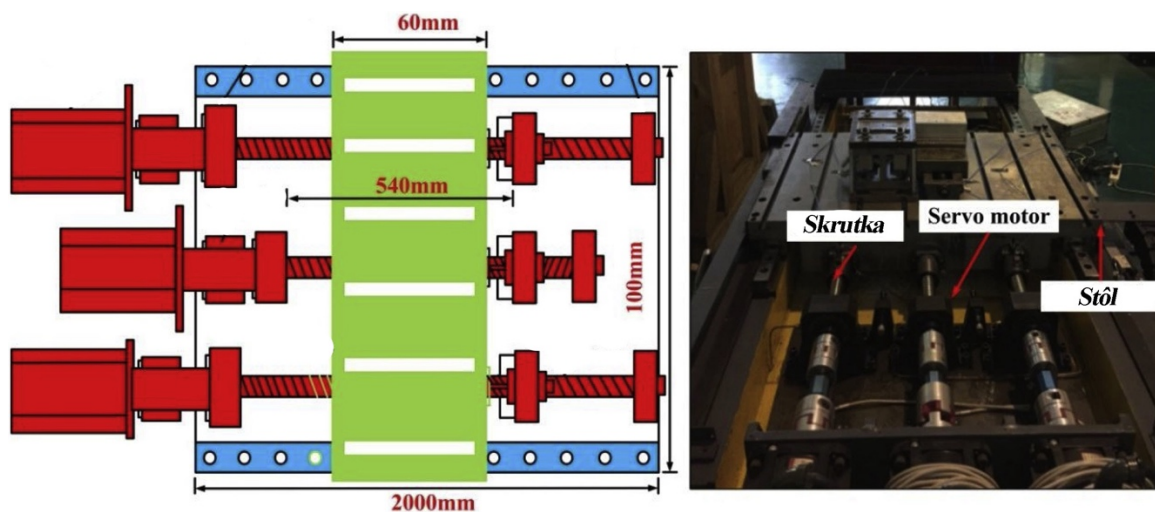


Obr. 19 Skúšobné zariadenie s dvojdielnou maticou [13].

Z daného experimentu bol vytvorený modifikovaný Archardov model opotrebovania zohľadňujúci dynamické pracovné podmienky. Tento model je užitočný pri výpočte opotrebovania dráhy guľôčkovej skrutky s dvojitou maticou. Predpätie predpovedané navrhovaným modelom je v dobrej zhode s experimentálnymi hodnotami, čo naznačuje, že navrhovaný model je platný na predpovedanie degradácie predpätia guľôčkových skrutiek s dvojitou maticou. Miera degradácie predpätia klesá so zvyšovaním kontaktného uhla, zatiaľ čo sa zvyšuje so zvyšovaním uhla skrutkovice. Životnosť predpätia rastie s nárastom axiálneho zaťaženia a nárastom otáčok, čo môže byť základom spoľahlivosti konštrukcie guľôčkových skrutiek [13].

## 2.6 Monitorovanie stavu guľôčkovej skrutky na základe vibrácií pri meniacich sa prevádzkových podmienkach

Cieľom všetkých meraní založených na vibráciách je extrahovať vlastnosti z periodicky vzorkovaných dynamických odoziev, ktoré môžu slúžiť ako indikátory štrukturálneho stavu pozorovaného systému. Prognóza guľôčkovej skrutky je skutočne náročná vzhľadom na zložitú trajektóriu pohybu valivých prvkov a časovo premenlivé pracovné podmienky. Efektívne monitorovanie predikcie poškodenia guľôčkovej skrutky je dôležité opakovane pozorovať parametre citlivé na poškodenie. Rôzne funkcie signálov založených na vibráciách, ako je multiškálová entropia, energia vibrácií pri určitom rozsahu frekvencií voči času sú študované kvôli monitorovaniu stavu guľôčkových skrutiek [14].

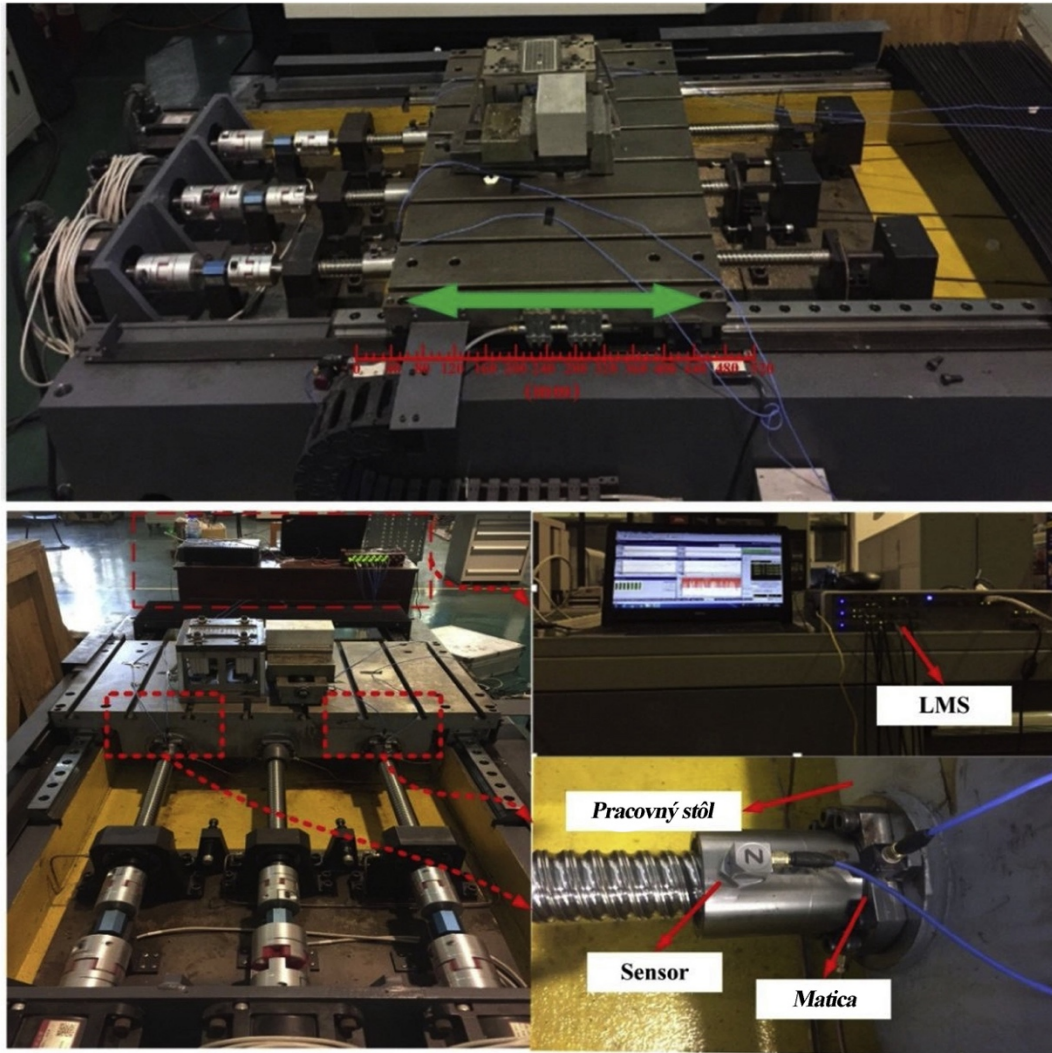


Obr. 20 Schéma skúšobného zariadenia na meranie vibrácií [14].

Zisťovanie životnosti guľôčkovej skrutky obrábacieho stroja na základe dynamických charakteristík však stále čelí rôznym komplikáciám. V časovo premenlivých prevádzkových podmienkach sú dynamické charakteristiky pohybového systému s guľôčkovou skrutkou ovplyvnené prevádzkovými faktormi, ako sú rôzne rýchlosti posuvu, polohy pracovného stola a iné neisté komplexné okrajové podmienky, čo môže maskovať jemné variácie spôsobené štrukturálnym poškodením [14].

Na riešenie tohto problému bola vyvinutá a aplikovaná účinná metóda odstránením nepriaznivých environmentálnych/prevádzkových účinkov na modálne vlastnosti a vytvorením spoľahlivého štatistického indikátora zdravia, ktorý je citlivý len na skorú štrukturálnu modifikáciu. Tento ukazovateľ vo všeobecnosti pozostáva z troch aspektov:

- nepretržité pozorovanie výkonu za normálnych podmienok prostredia a prevádzky s použitím veľmi rôznorodých snímačov a prístrojových zariadení,
- vyhodnotenie štrukturálneho správania a výber prvkov citlivých na poškodenie z nameraných dynamických charakteristík,
- štatistickú analýzu extrahovaných vlastností a zvolenie okrajových podmienok pri prekročení určitých výkonnostných kritérií [14].



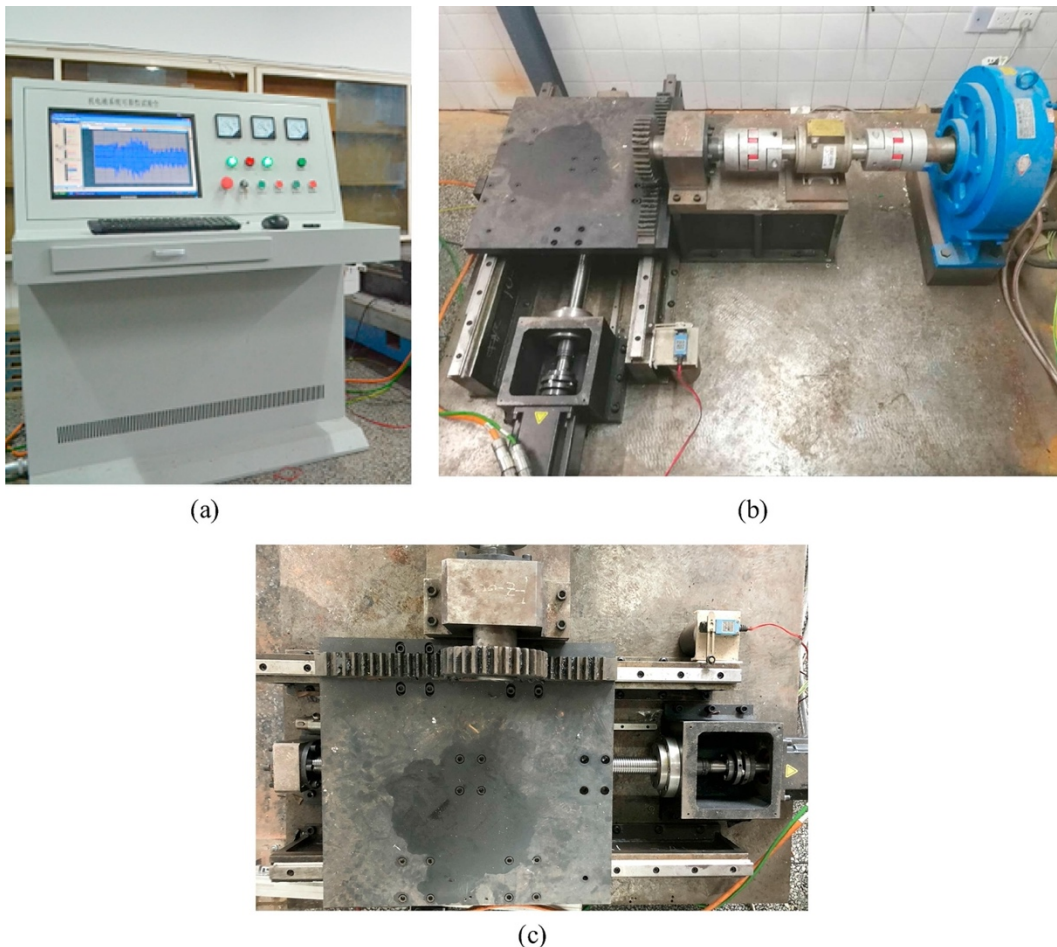
Obr. 21 Testovacieho zariadenia [14].

Aby sa eliminoval vplyv prevádzkových faktorov na vlastné frekvencie, bola vyvinutá metóda Bayesovskej hrebeňovej regresie na modelovanie zmeny vlastnej frekvencie systému pohonu guľôčkovej skrutky obrábacieho stroja, ktorá bola ovplyvnená rýchlosťami posuvu a polohy pracovného stolu. To poskytlo dôsledné kvantitatívne posúdenie neistôt spojených so zložitými okrajovými podmienkami systému pohonu guľôčkovej skrutky a nevyhnutnými chybami v odhade. Na overenie účinnosti navrhovanej metódy boli najskôr navrhnuté experimentálne výskumy, aby sa preukázala účinnosť navrhovanej metodológie na experimentálnej stolici [14].

Pre rôzne obrobky existujú rôzne procesy obrábania, ktoré spôsobia neperiodické zmeny vo vlastných frekvenciách guľôčkovej skrutky, čím predstavujú väčšie problémy pri odstraňovaní týchto vplyvov na určenie vhodných okrajových podmienok k vykonávaniu požadovanej funkcie [14].

## 2.7 Nový prognostický přístup k degradácii výkonu a jeho aplikácia na guľôčkovú skrutku

Tento dokument navrhuje novú metódu na automatické a spoľahlivé rozlíšenie úrovne defektov na guľôčkovej skrutke. V tejto metóde sa na diferenciáciu závažnosti používa systém viacerých klasifikátorov a nie systém iba o jednom, aby sa zvýšila presnosť danej metódy. Používa sa stratégia dynamického výberu klasifikátorov a navrhuje novú techniku miestnej presnosti tried, ktorá nahradí konvenčnú techniku lokálnej presnosti tried. Vyvíjaním vyššieho namáhania, ako je maximálne dynamické zaťaženie podľa výrobcu guľôčkovej skrutky, sa skrúti čas jej životnosti [15].



Obr. 22 Testovacie zariadenie pre zrýchlený degradáciu životnosti guľôčkovej skrutky

a) kontrolné centrum b) testovacie zariadenie c) guľôčková skrutka [15].

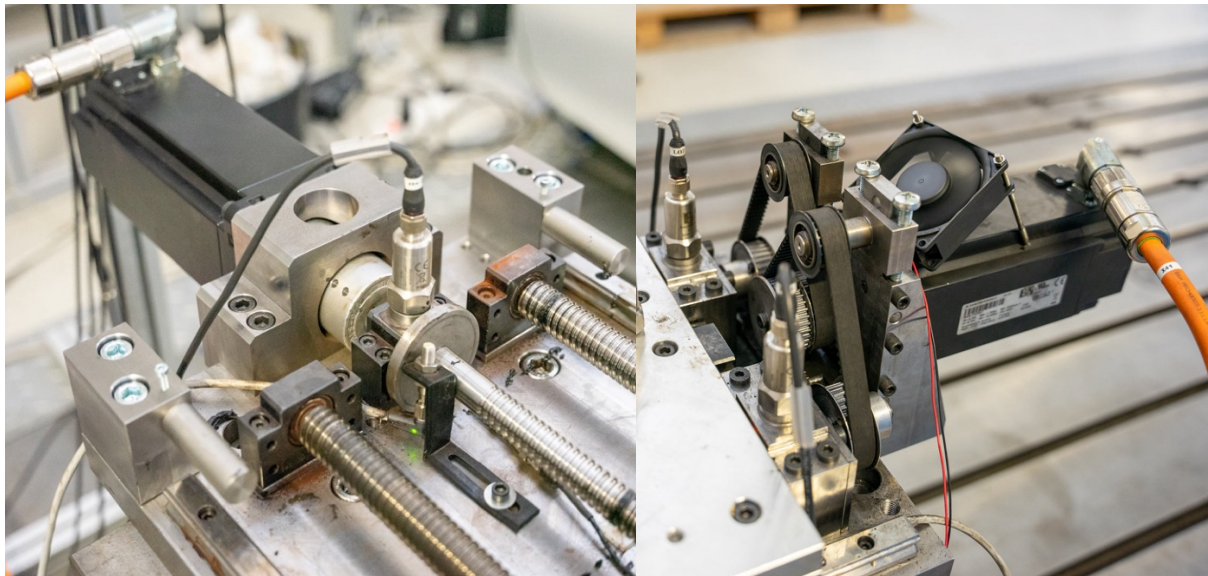
Skrutka je poháňaná servomotorom, rýchlosť otáčania bola počas testu  $1000 \text{ min}^{-1}$ . Zaťaženie vytvára magnetická brzda a prenáša ho na ozubené koleso a ozubený hrebeň. Počas testovacieho procesu bola guľôčková skrutka vystavená axiálnemu zaťaženiu 100 N. Na získanie údajov monitorovania stavu skrutky bol ku matici pripevnený akcelerometer. Počas testu sa vibračné signály zbierali každých 30 min a vzorkovacia frekvencia bola 5000 Hz [15].

### 3 NÁVRH TESTOVACIEHO ZARIADENIA

Experiment je zameraný na skúmanie životnosti guľôčkovej skrutky na základe. Guličková skrutka je vysoko spoľahlivý produkt, a preto zvyčajne trvá dlho, kým guľôčková skrutka zlyhá. V súlade s tým je zhromažďovanie údajov o poruche guľôčkovej skrutky časovo náročné pri bežných podmienkach. Z toho dôvodu sa konštruujú testovacie zariadenia, ktoré nasimuluje potrebné podmienky a efektívne merajú parametre ukazujúce poškodenie daného mechanizmu. Monitorovanie stavu guľôčkovej skrutky obrábacích strojov sa spolieha na opakované pozorovanie týchto vlastností. Úlohou daného testovacieho zariadenia bude otestovať desať guľôčkových skrutiek o presnosti IT3, podľa ISO 3408, s dvojdielnou maticou. Následne namerané dáta vyhodnotiť.

#### 3.1 Servomotor

Servomotor je hnacím zariadením dodávajúcim krútiaci moment mechanizmu. Pre dané testovacie zariadenie boli zvolené dva servomotory rovnakého typu, od firmy B+R automatizace, spol. s r.o.. Výhodou servomotorov je že dokážu udržať zaťaženie aj mimo dynamického chodu. K uvedeniu testovaného mechanizmu do pohybu bude slúžiť jeden servomotor, ktorý pomocou prevodového systému remenice bude pripevnený ku koncom dvoch hnacích guľôčkových skrutiek umiestených po stranách testovanej skrutky. Hnací servomotor bude vytvárať krútiaci moment o veľkosti 5 Nm. Druhý servomotor bude pomocou torznej pružnej spojky pripevnený ku koncu testovanej guľôčkovej skrutky. Bude vytvárať moment o hodnote 3 Nm, ktorý bude slúžiť k brzdeniu pohybového mechanizmu a tým vytvárať požadovanú zaťaženie testovanej guľôčkovej skrutky. Dané hodnoty sú zvolené na základe výpočtov životnosti testovanej skrutky podľa kalkulácii v softvére od výrobcu. Rozhodnutie pre dva motory a nie motor a elektrickú brzdú, alebo brzdenie pomocou hydraulického systému, bolo kvôli nasimulovaniu bežných pracovných podmienok a zároveň jednoduchosti ovládania a konštrukcii systému [26].



Obr. 23 Servomotory.

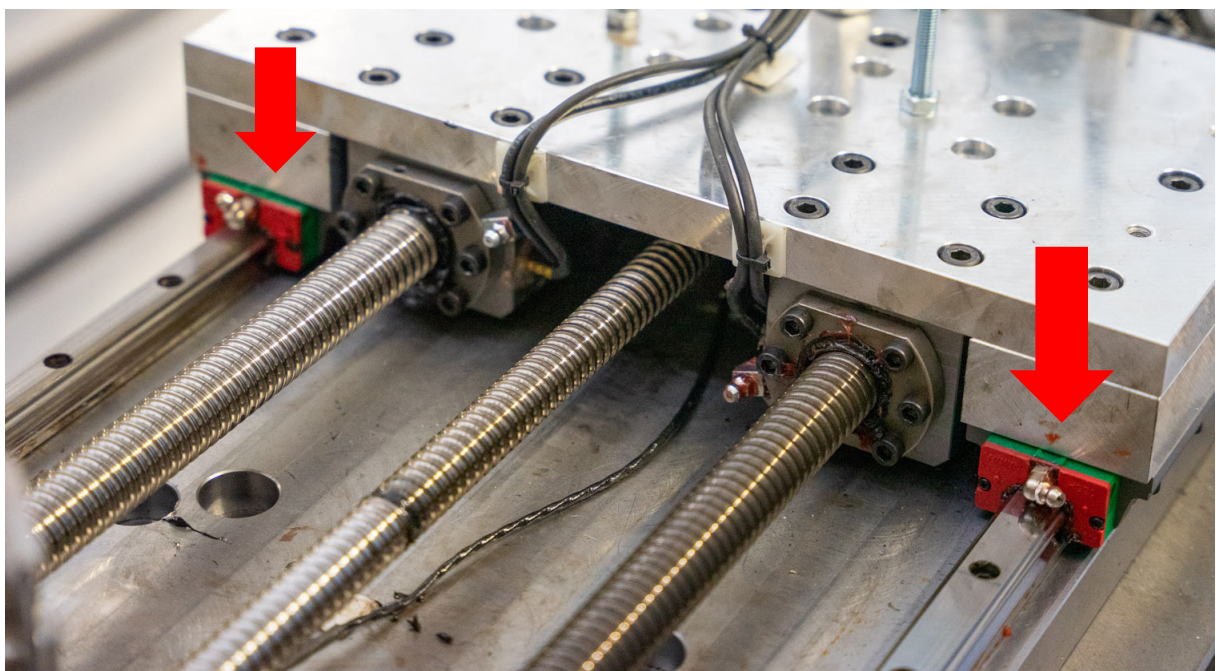
Tab. 2 Parametre servomotora [26].

Charakteristiky	Jednotka	Hodnota
Nominálna rýchlosť	[min <sup>-1</sup> ]	3 000
Počet pólov	[-]	5,0
Nominálny moment	[Nm]	7,7
Nominálny výkon	[W]	2 419
Nominálny prúd	[A]	4,7
Krútiaci moment zastavenia	[Nm]	10,0
Prúd zastavenia	[A]	6,1
Maximálny krútiaci moment	[Nm]	38,0
Maximálny prúd	[A]	36,5
Maximálne otáčky	[min <sup>-1</sup> ]	12 000,0
Momentová konštanta	[Nm.A <sup>-1</sup> ]	1,63
Napäťová konštanta	[V.1000 <sup>-1</sup> .min <sup>-1</sup> ]	98,44
Odpor statora	[Ω]	1,92
Indukcia statora	[mH]	17,4375
Váha	[kg]	7,3

### 3.2 Lineárne vedenie

Lineárne vedenie má za úlohu nesenie pracovného stola, aby jeho váha nevytvárala na testovanú skrutku nežiadúce sily vplyvom gravitácie, čo by mohlo spôsobovať ohyb hriadeľa a tým jeho vyosenie. Zároveň zabezpečuje vyššiu tuhosť systému ako celku. V pohybovom systéme guľôčkovej skrutky nájdeme väčšinou dané dva mechanizmy pracujúc súčasne. Zvolené sú štyri vozíky, dva na každej strane stola. Mazanie je za pomoci tukov.

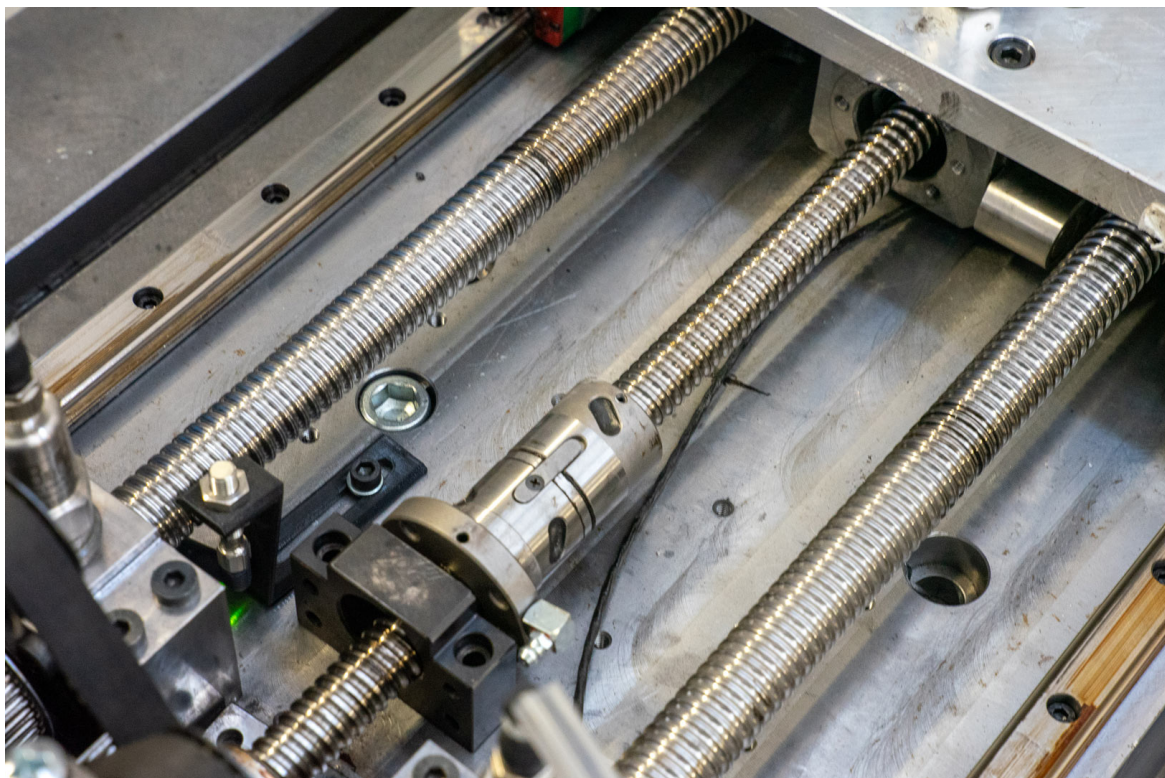
Guličkové lineárne vedenie typu HGW20, ktoré funguje so štyrmi obežnými radami guľôčok je určené pre aplikácie s vysokými požiadavkami na tuhosť a únosnosť. To je umožnené optimalizáciou obežných guľičkových dráh a vratného systému. Ďalšími znakmi lineárneho vedenia typu HGW20 sú nízke posuvové sily a vysoká účinnosť [29].



Obr. 24 Lineárne vedenie.

### 3.3 Gul'ôčkové skrutky

Na zariadení sa nachádzajú dva typy gul'ôčkových skrutiek. Hlavná je testovaná skrutka nachádzajúca sa v strede, ktorá slúži k vytváraniu zaťaženia na systém protichodom, čo má za následok brzdenie systému a vytvára zaťaženie systému axiálnou silou. Druhým typom sú dve hnacie gul'ôčkové skrutky s úlohou uvedenia systému do pohybu.



Obr. 25 Gul'ôčkové skrutky testovacie zariadenia.

### 3.3.1 Testovaná guľôčková skrutka

Testovaná guľôčková skrutka má v za úlohu vytvoriť zaťaženie systému, preto slúži ako brzdný mechanizmus. Pre dané testovanie bolo navrhnuté vytvorenie zaťažovacej axiálnej sily o veľkosti 4 kN, čo vo výsledku podľa použitia vypočetných metód životnosti od výrobcu by malo dosiahnuť dobu 540 h bezproblémového chodu skrutky. Namiesto elektrickej brzdy, ktorá bola využívaná v niektorých štúdiách uvedených v 2. kapitole tejto práce, bol zvolený servomotor na vytváranie zaťaženia testovaného systému.

Testovaná guľôčková skrutka je určená na aplikácie vyžadujúce vysokú presnosť a tuhosť, podľa tolerancie sa radí do IT5, podľa Tab. 1 z prvej kapitoly. Geometrické parametre hriadeľa majú hodnoty, priemer 20 mm a stúpanie má veľkosť 5 mm. Matica je dvojitá s predpätím vytvorením pomocou dištančného krúžku, hodnota predpätia udávaná výrobcom je 1 100 N. Maximálne dovolené otáčky výrobcom sú  $5\,000\text{ min}^{-1}$ , ide o maticu s inertnými prevádzkami a počet pracujúcich závitov je 3. Dané parametre potrebné k výpočtom sú vybrané z výkresu testovanej skrutky v prílohe 1. ktoré uvádza výrobca.

Tab. 3 Chemického zloženia oceli 42CrMo4 [16].

Chemické zloženie	C	Mn	Si	Cr	Cu	Mo	P	S
[%]	0,38 - 0,45	0,6 - 0,9	max. 0,4	0,9 - 1,2	max. 0,3	0,15 - 0,3	max. 0,025	max. 0,035

Tab. 4 Mechanické a fyzikálne vlastnosti 42CrMo4 [16].

Vlastnosť	Značenie/Jednotka	Hodnota
Medza pevnosti	$R_m$ [MPa]	1000 – 1200
Medza Sklzu	$R_{p0,2}$ [MPa]	750
Ťažnosť	A [%]	11
Kontrakcia	Z [%]	45
Tvrdosť podľa Brinella	HB [-]	241

### 3.3.2 Hnacie guľôčkové skrutky

K uvedeniu mechanizmu do pohybu sú zvolené dve valcované guľôčkové skrutky, pripojené k jednému servomotoru. Je dôležité vybrať skrutky o rovnakých geometrických parametroch, aby nedochádzalo k rozdielom v posuvových rýchlostiach a tým vzniku nežiadúcich síl v systéme. Zvolením dvoch skrutiek po stranách testovanej skrutky sa dosiahne vynulovaniu momentu, ktorý je predpokladaný že by vznikol, pokiaľ by bola hnacia skrutka iba na jednej strane pri navrhnutom systéme testovania.

Hnacie skrutky majú transportnú úlohu v systéme, kde nepotrebujeme vysokú presnosť preto boli zvolené valcované skrutky bez predpätia. Matice na skrutkách sú jednodielne s prírubou. Geometrické parametre hnacích guľôčkových skrutiek sú v prílohe 4., z katalógu od výrobcu [29].

## 3.4 Valivé ložiská

Guľôčkové skrutky sú uložené v guľôčkových valivých ložiskách. Spôsob uloženia je, že koniec hriadeľa pripojený k pohonnej jednotke je uložený axiálne a druhý koniec je uložený radiálne. V domčekoch ložisiek s axiálnym uložením je pripojený akcelerometer ktorý sleduje

stav ložisiek. Vybrané valivé ložiská sú s kosouhlým stykom, aby dokázali uniesť aj radiálnu silu ktorá vzniká u uloženia guľôčkovej skrutky.

Tab. 5 Parametre ložisiek [30].

	Ložisko Testovaná skrutka	Ložisko Hnacia skrutka
Označenia u výrobcu	ZKL 7002ATA	ZKL 7204CA
Vnútorňy priemer [mm]	15	20
Vonkajší priemer[mm]	32	47
Šírka ložiska[mm]	9	14
Počet guľôčok [ks]	11	14
uhol styku [°]	12	12
dynamická únosnosť c [kN]	16	16
ekvivalentné dynamické zaťaženia P [kN]	4,63	7,4
únosnosť dvojice ložisiek C [kN]	10,73	25,92
pomer C/P	2,32	3,50

### 3.5 Životnosť mechanických dielov

Výpočet teoretickej životnosti je dôležitý u mechanických dielov, kde vplyvom vykonávania požadovanej činnosti dochádza k opotrebeniu a následne k strate funkcie. Pri tomto testovaní je to hlavný skúmaný parameter predpätie a axiálna sila.

K výpočtu teoretickej životnosti sú vytvorené viaceré metódy, nasledujúce rovnice sú uvádzané v norme ISO 3408 – 5, kde sa počíta teoretická životnosť na základe zaťaženia systému a zahŕňa predpätie guľôčkovej skrutky [19].

Výpočet sily predpätia [19]:

$$F_v = 0.1 \cdot C_a \quad (12)$$

kde:  $F_v$  [N] – zaťaženie od predpätia,

$C_a$  [N] – dynamická únosnosť.

Podmienka ku kontrole rovnosti vnútorného a vonkajšieho zaťaženia [19]: (13)

$$F_{1,2} \geq 2,83 \cdot F_v \rightarrow F_{a(1),(2)} = F_{1,2}$$

kde:  $F_{1,2}$  [N] – vonkajšie axiálne zaťaženie,

$F_{a(1),(2)}$  [N] – vnútorné zaťaženie.

Z hodnoty vnútorného napätia môžeme následne vypočítať hodnotu stredného napätia [19]: (14)

$$F_{ma(1),(2)} = \sqrt[3]{\sum_{j=1}^n F_{a(1),(2)}^3 \cdot \frac{q_j}{100}}$$

kde:  $F_{ma(1),(2)}$  [N] – stredné vnútorne zaťaženie,

$q_j$  [%] – priemerná doba pôsobení zaťaženia.

Výpočet životnosti guľôčkovej skrutky v otáčkach [19]: (15)

$$L_{1,2} = \left( \frac{C_a \cdot f_m}{F_{ma(1),(2)}} \right)^3 \cdot 10^6$$

kde:  $L_{1,2}$  [ $\text{min}^{-1}$ ] – životnosť v otáčkach,

$f_m$  [-] – koeficient vplyvu akosti a stavu materiálu podľa výrobcu

Výpočet životnosti v hodinách [19]:

$$L_h = \frac{L_{1,2}}{n_m \cdot 60} \quad (16)$$

kde:  $L_h$  [h] – životnosť v hodinách,

$n_m$  [ $\text{min}^{-1}$ ] – otáčky.

Výpočet trvanlivosti vzhľadom na zvolenú účinnosť [19]:

$$L_{ha} = L_h \cdot f_{a1} \quad (17)$$

kde:  $L_{ha}$  [h] – životnosť s ohľadom na požadovanú spoľahlivosť,

$f_{a1}$  [-] – faktor spoľahlivosti.

Tab. 6 Koeficienty účinnosť [2].

Účinnosť	$f_{a1}$
[%]	[-]
90	1
95	0,62
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

Na základe vyššie uvedených vzorcov je vypočítaná životnosť ložisiek, guľčkových skrutiek a lineárneho vedenia. Rovnakú metódu používajú na výpočet životnosti výrobcovia, preto hodnoty vypočítané pomocou kalkulačky poskytované priamo výrobcami skontrolovali správnosť výpočtov.

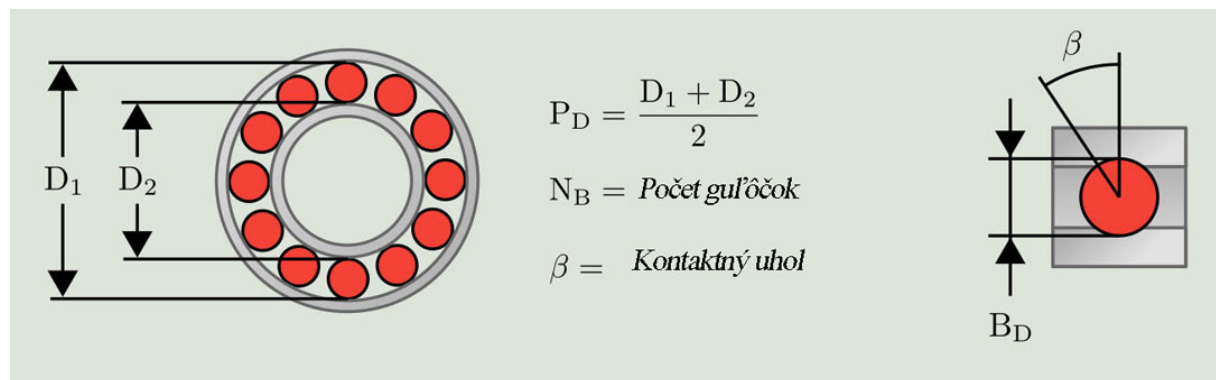
Tab. 7 Životnosti mechanických díelov testovacieho zariadenia

Mechanické diely	Životnosť [h]
Testovacia skrutka	540
Hnacia guľôčková skrutka	930
Ložisko – testovaná skrutka	160
Ložisko – hnacia skrutka	552
Lineárne vedenie	150 000

### 3.5.1 Frekvencie mechanických dielov

Vlastná frekvencia je charakteristická vlastnosť štruktúry, ktorá je významná a je potreba ju sledovať. Hlavným problémom však je, že pravidelné zmeny prevádzkových podmienok, ako sú rýchlosti posuvu, poloha pracovného stola a iné neisté komplexné okrajové podmienky, tiež ovplyvňujú vlastné frekvencie a tieto faktory môžu maskovať jemné odchýlky spôsobené štruktúrnym poškodením [14].

Výpočty charakteristických ložiskových frekvencií pri ktoré ukazujú zlyhanie určitej časti ložiska.



Obr. 26 Parametre ložiska pre výpočet dôležitých frekvencií [31].

BPFO (Ball Pass Frequency Outer) alebo frekvencia zlyhania vonkajšieho krúžku [31]:

(18)

$$\text{BPFO} = n \frac{N_B}{2} \left( 1 - \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)$$

BPMI (Ball Pass Frequency Inner) alebo frekvencia zlyhania vnútorného krúžku [31]:

(19)

$$\text{BPMI} = n \frac{N_B}{2} \left( 1 + \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)$$

BSF (Ball Spin Frequency) alebo frekvencia zlyhania valivých prvkov [31]:

$$\text{BSF} = n \frac{P_D}{B_D} \left[ 1 - \left( \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)^2 \right] \quad (20)$$

FTF (Fundamental Train Frequency) alebo frekvencia zlyhania kletky [31]:

$$\text{FTF} = n \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right) \quad (21)$$

Nasledujúce rovnice sú vytvorené podľa článku skúmajúceho stratu predpätia v guľôčkových skrutkách, výsledkom výpočtu je BPF pre guľôčkové skrutky.

Výpočet uhlovej rýchlosti guľôčky [7]:

$$\frac{\omega_m}{\omega_b} = \frac{1}{1 + \frac{(1 + \gamma \cos \alpha_0)(\tan \beta \sin \alpha_i + \cos \alpha_i)}{(1 - \gamma \cos \alpha_i)(\tan \beta \sin \alpha_0 + \cos \alpha_0)}} \quad (22)$$

kde:  $\alpha_0$  – kontaktní uhol matica a guľička [°],  
 $\alpha_i$  – kontaktní uhol skrutka a guľička [°],  
 $\beta$  – gyroskopický uhol [°],  
 $\omega_m$  – uhlová rýchlosť kuličky [rad·s<sup>-1</sup>],  
 $\omega_b$  – uhlová rýchlosť šroubu [rad·s<sup>-1</sup>].

pomer polomeru guľôčky  $r_b$  k polomeru profilu závitú na hriadeli,  $r_m$  [7]:

$$\gamma = \frac{r_b}{r_m} \quad (23)$$

kde:  $r_b$  – polomer guľôčky [mm],  
 $r_m$  – polomer roztečnej kružnice [mm].

Minimálne vzdialenosť medzi guľôčkou a dráhou závitú [7]:

$$2r_b = r_m \sqrt{2(1 - \cos \psi) + (\psi \tan \alpha)^2} \quad (24)$$

kde:  $\alpha$  [°] – uhol dráhy skrutkovice.

Výpočet teoretickej frekvencie pre posuv guľôčok [7]:

$$f_p = \frac{\omega_m}{\psi} \quad (25)$$

kde:  $\omega$  [rad·s<sup>-1</sup>] – uhlová rýchlosť.

Tab. 8 Frekvencia zlyhania u ložísiiek.

	Ložisko testovaná skrutka	Ložisko hnacia skrutka
BPFO [Hz]	6841,9035	8824,9288
BPFI [Hz]	7458,0965	9375,0712
BSF [Hz]	25411,0627	36258,5067
FTF [Hz]	678,0088	669,6479

Tab. 9 Frekvencie BPF pre testovanú guľôčkovú skrutku.

Parametre	Jednotka	Hodnota
otáčky	[min <sup>-1</sup> ]	1300
$\omega_b$ - uhlová otáčková rýchlosť hriadeľa	[rad.s <sup>-1</sup> ]	136,1357
$\omega_m$ - uhlová otáčková rýchlosť guľôčky	[rad.s <sup>-1</sup> ]	36,05543
$f_p$ - frekvencia prechádzajúcich guľôčok	[Hz]	107,9761

### 3.6 Servis testovacieho zariadenia

Na základe vypočítaných životností a doby testovacieho cyklu testovanej skrutky je treba stanoviť intervaly servisných zásahov na doplnenie mazív v mechanizmoch. Výborný parametrom na ukázanie potreby servisného zásahu je teplota, ktorá je meraná na maticiach, keďže nárast teploty bude spôsobený zvýšením trecích síl a zanedbaním preventívnej údržby.

Z údajov z katalógu od výrobcu lineárneho vedenia, podľa typu zvoleného lineárneho vedenia a z predpokladanej vzdialenosti ktorú prejde lineárne vedenie pri jednom cykle sú stanovené intervaly servisných zásahov. Keďže lineárne vedenie vydrží 1000 km na jeden servisný zákrok, jeden cyklus je pohyb vedenia po dráhe 500 mm, Preto lineárne vedenie stačí premazať pri výmene testovanej skrutky. Podľa životnosti najhoršie vychádzajú ložiská na testovacej skrutke. Preto servisný zásah realizovať pri ich výmene po vypovedaní funkcie.

### 3.7 Senzory

Z článkov spracovaných v 2. kapitole ide vyčítať, aké senzory sú používané k skúmaniu veličín u guľčkových skrutiek. Na základe parametrov ktoré boli vybrané ako ukazovatelia vzniku opotrebenia v systéme sa zvolili senzory na meranie daných veličín. Dôležitým kritériom je správne umiestnenie senzorov po jednotlivých mechanizmoch testovacieho zariadenia. Následne treba stanoviť merací cyklus pre jednotlivé senzory. Z vypočítaných teoretických frekvencií a z predchádzajúcich podobných testovaní, vieme predpokladať o aké zmeny pravdepodobne pôjde. Čo je dôležité pri výbere typov senzorov aby pokryli väčšie meracie rozhrania ako sú maximálne hodnoty vytvorené v experimente.

#### 3.7.1 Akcelerometre

U akcelerometrov je dôležité ich umiestnenie na mechanizme a aby smer v ktorom sa vykonáva meranie bol zhodný. Miesto na ktoré je pripevnený musí vykazovať dobrú tuhosť aby nedošlo ku skresleniu chvenia alebo jeho frekvencie. Na testovacom zariadení budeme pozorovať vibrácie na ložiskách a vibrácie na matici testovanej skrutky. Na matici sú dva akcelerometre, aby boli sledované vibrácie v smere osy x a v smere osy y. Keďže pôjde o dlhodobý test je

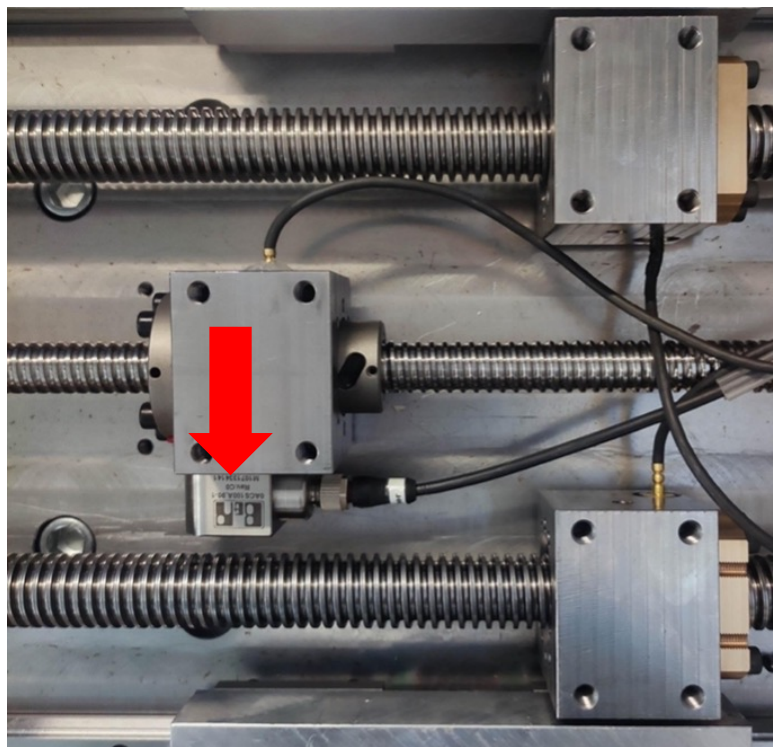
vhodné zvolit' upevnenie pomocou skrutky k vybraným miestam kde chceme merať vibrácie systému. Akcelerometre sú od firmy B+R automatizace, spol. s r.o..

Tab. 10 Vlastnosti senzoru [26].

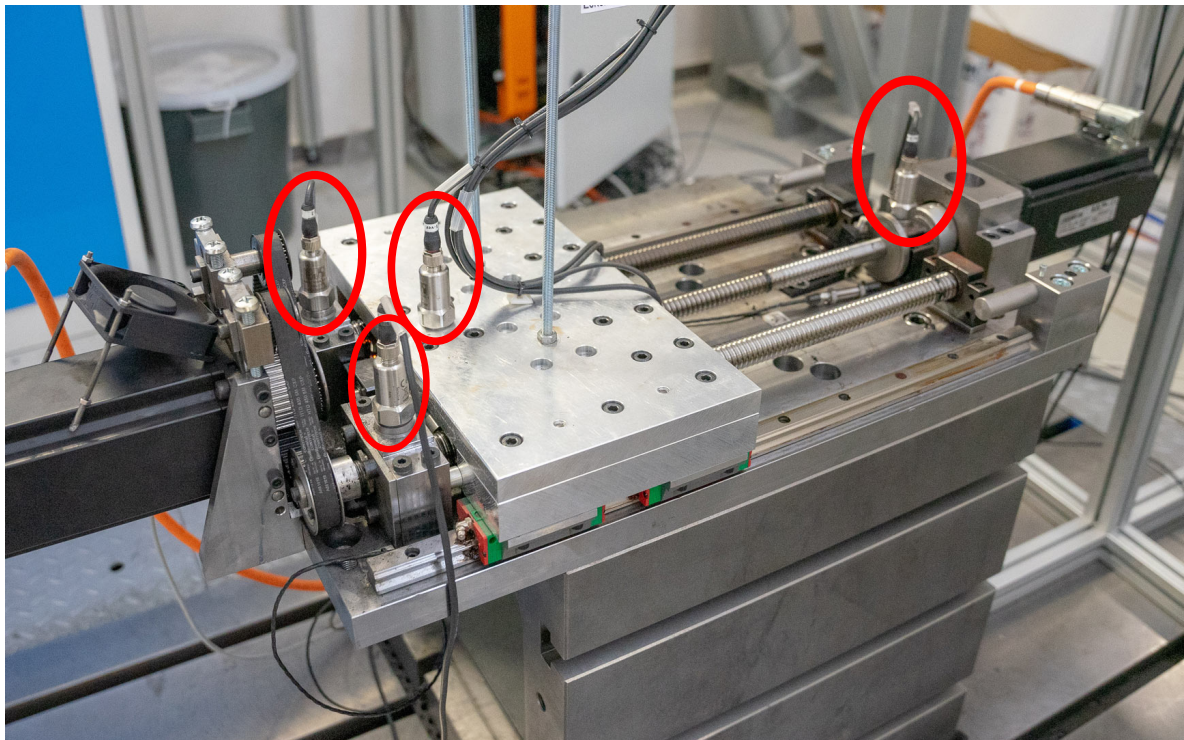
Vlastnosť	Jednotka	Hodnota
Vlastná frekvencia	[kHz]	22
Citlivosť	[mV.g <sup>-1</sup> ]	100±10% pri 22°C
Odozvoová frekvencia		2-10 kHz ±5% 0,8-15kHz ±3 dB
Izolácia	[-]	izolovaný základ
Rozsah meraní	[g]	±50
Krížová citlivosť	[-]	<5%

Tab. 11 Elektrické vlastnosti [26].

Vlastnosť	Jednotka	Hodnota
Elektrické rušenie	[mg]	max 0,1
Širokopásmové rozlíšenie		0,2mg medzi 1-15kHz
Spektrálne rušenie		10Hz do 10µg/Hz 100Hz do 4µg/Hz 1kHz do 3µg/Hz
Rozsah prúdu	[mA]	0,5- 8
Predpätie	[VDC]	10-12
Čas nastavení	[s]	2
Výstupní impedancie	[Ω]	max. 200
Izolácie	[Ω]	>10 <sup>8</sup> při 500 V



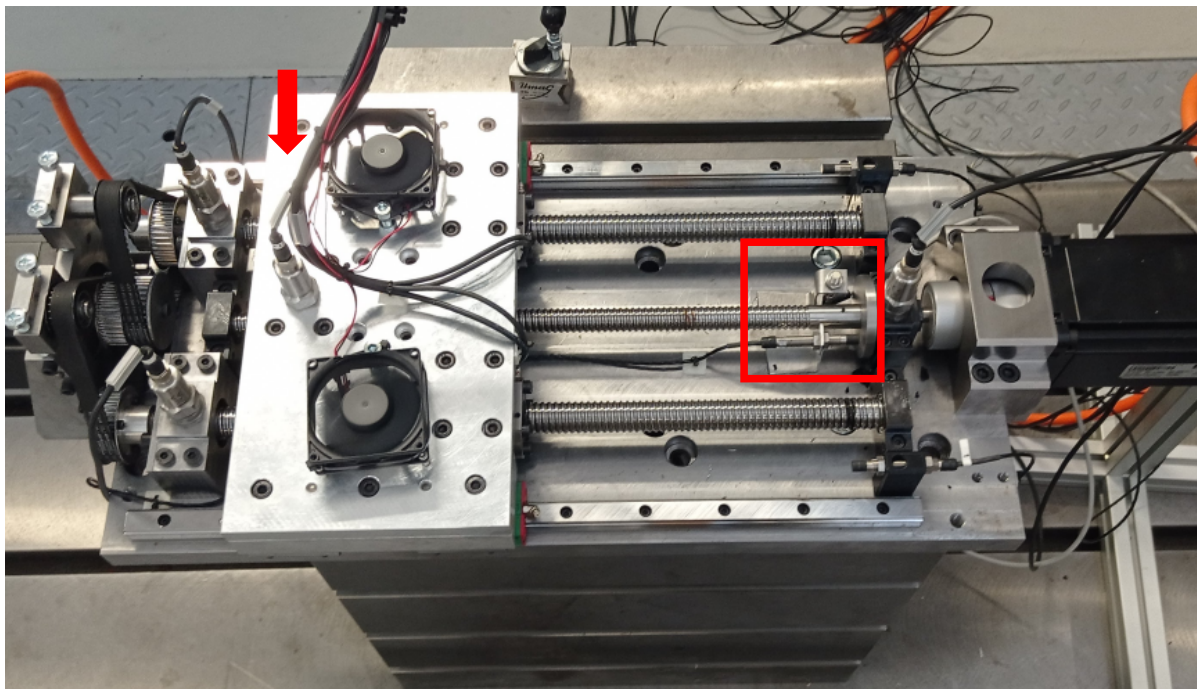
Obr. 26 Umiestnenie akcelerometra na testovanej matici



Obr. 27 Rozmiestnenie akcelerometrov

### 3.7.2 Kapacitné snímače priblíženia

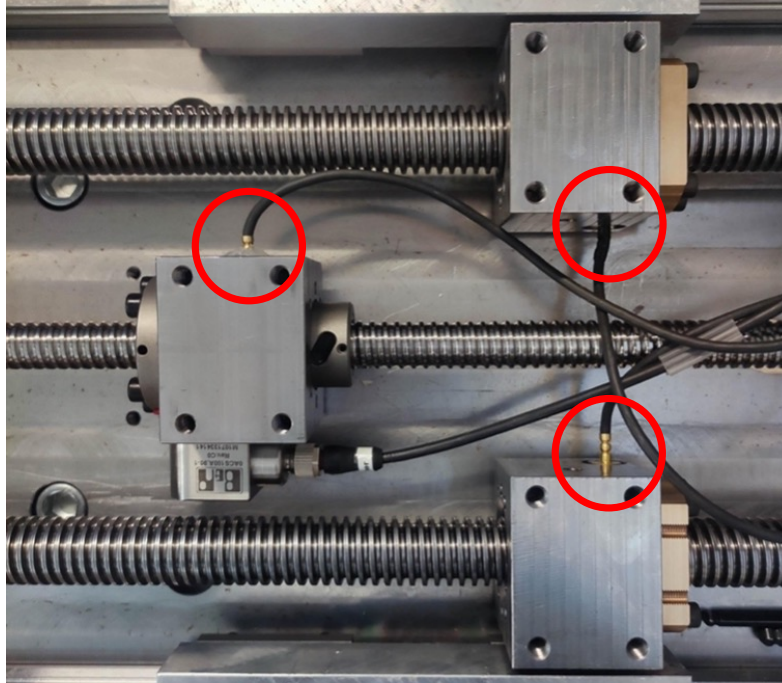
Kapacitné snímače sú na testovacom zariadení umiestnené na základovej doske v počte troch kusov. Úlohou dvoch kapacitných snímačov je zaznamenávanie hraničnej polohy stolu pri dojazde k dorazu. Tretí kapacitný snímač má za úlohu meranie statickej tuhosti testovanej skrutky, spôsob meranie je vysvetlený v kapitole 4.1 Meranie statickej tuhosti.



Obr. 28 Rozmiestnenie kapacitných snímačov.

### 3.7.3 Teplomery

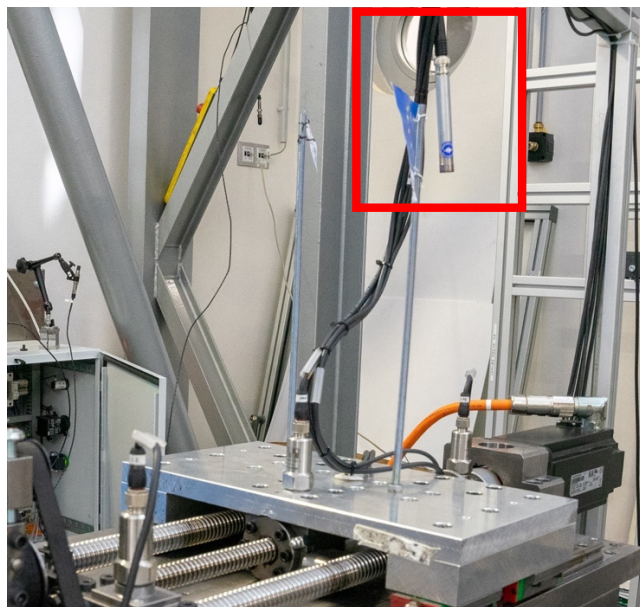
Sledovaním teploty v maticiach vieme určiť dilatácie spôsobené nárastom teploty systému. Na pozorovaní nárastu teploty je vidieť, ako často si systém vyžaduje servisný zásah na doplnenie maziva. A následne porovnať či sa doba udávaná výrobcom zhoduje s dobou zistenou experimentálne za nami zvolených podmienok.



Obr. 29 Pripojenie teplomerov k maticiam.

### 3.7.4 Mikrofón

Gul'ôčkové skrutky sa používajú aj na základe ich tichého chodu, preto bolo navrhnuté sledovať aj hluk. Ako sa používaním systém tichý chod mení s nárastom vibrácií spôsobené opotrebením. Boli na mikrofóne vybraté pásma skúmaných frekvencií, aby sa minimalizovalo, že testovacie zariadenie sa nenachádza v odhlučnenom prostredí.



Obr. 30 Umiestnenie mikrofónu.

## 4 METODIKA VYHODNOTENIA OPOTREBENIA GULIČKOVEJ SKRUTKY

U záťažových testov skúmame životnosť pohybového systému. Slovo životnosť si v strojárskom odvetví zvyčajne spájame s výrobným nástrojom u ktorého vyjadruje časový interval v ktorom dokáže opracovávať obrobok v požadovaných parametroch kvality. Máme mnoho metód ako vyhodnotiť životnosť nástroja na základe kinematických charakteristík, materiálových a rôznych ďalších ktoré sú súčasťou obrábacieho procesu. U mechanických dielov pohybových systémov kde dochádza k ich vzájomnému kontaktu čo má za následok opotrebovanie dielov ich vzájomným pohybom, tiež potrebujeme metodiku na vyhodnotenie stavu stroja v ideálnom prípade, predtým ako nastane porucha, ktorá ho vyradí neočakávane z prevádzky, čo má za následok neekonomické a časovo náročné prestoje vo výrobe [36].

Vhodne navrhnutý cyklus simuluje čo najzhodnejšie používanie v praxi. U guľôčkových skrutiek je testovanie životnosti časovo náročné, keďže za bežných pracovných podmienok ma mechanizmus veľmi dlhú životnosť. Kvôli tomu sa u ich testovaní volia parametre zaťažujúce systém výrazne vyššie, aby sa doba potrebná k skúmaniu znížila na prijateľný čas. Počas testovacieho cyklu treba vhodne navrhnuť aké veličiny sa budú sledovať a následne zostaviť meracie cykly, ktoré kvalitne zdokumentujú momentálne správanie systému. Rozumné navrhnutie meracích cyklov nám nie len zabezpečí dobrú kvalitu dát, ale zároveň ich prehľadnosť, čo pri ich nasledujúcej zjednoduší ich analýzu a vyhodnotenie [36].

Matice sa na skrutkách pohybujú na vzdialenosti 250 mm z jednej strany na druhú. Jeden cyklus počítame keď sa matica vráti naspäť do pôvodného miesta na jednom konci skrutky, čiže prejde vzdialenosť 500 mm. Pri zvolených otáčkach  $1\ 300\ \text{min}^{-1}$  je doba jedného cyklu 6 sekúnd. Doba kedy senzor zaznamenáva merané veličiny je nastavená na 2 sekundy v mieste s predpokladanou najmenšou tuhosťou, ktorý je v polovici medzi uložením v ložiskových domčekoch.

Tab. 12 Sledované dáta a navrhnuté intervaly záznamu meraní.

Meraný komponent	Dáta	Interval meraní	Počet meraní
Guľôčková skrutka	Akc.-RMS 10Hz-1kHz	8 minút (od 1 do 60) cyklov	4200
	Akc.- Amplitúdy rýchlosti vibrácií	8 minút (od 1 do 60) cyklov	4200
	Akc.- Neupravený časový signál	30 minút (od 1 do 180) cyklov	1400
	Teplota	8 minút (od 1 do 60) cyklov	4200
Axiálne ložisko- testovaná guľôčková skrutka	Akc.- RMS 10Hz-1kHz	8 minút (od 1 do 60) cyklov	4200
	Akc. - Amplitúdy rýchlosti vibrácií	30 minút (od 1 do 180) cyklov	4200
	Akc.- Neupravený časový signál	30 minút (od 1 do 180) cyklov	1400
	Teplota	8 minút (od 1 do 60) cyklov	4200
	Akc.-RMS 10Hz-1kHz	8 minút (od 1 do 60) cyklov	4200

Axiálne ložisko-hnacia guľôčková skrutka	Akc.- Amplitúdy rýchlosti vibrácií	8 minút (od 1 do 60) cyklov	4200
	Akc.- Neupravený časový signál	30 minút (od 1 do 180) cyklov	1400

Záznam neupraveného časového signálu na akcelerometroch má vzorkovaciu frekvenciu 1 kHz.

Z vybraných skúmaných parametrov k určeniu životnosti a mechanických porúch patria u pohybových systémov k najdôležitejším ukazovateľom vibrácie. Vibrácie sú zaznamenávané pomocou akcelerometrov na matici testovanej skrutky v dvoch smeroch a u axiálnych uložení ložisiek.

Vibrácie sú merané v axiálnom uložení ložísk, na koncoch skrutiek pripevnených k pohonnej jednotke. Doplneným meraných frekvencií akcelerometrami je meranie pomocou mikrofónu umiestnenom nad testovacím zariadením, znázornené na Obr. 30 predchádzajúca kapitola. Teplota v maticiach ukazuje stav maziva a nárast vznikajúceho trenia, ktorému sa snažíme vyhnúť servisnými zásahmi a prevenciou. V nasledujúcich tabuľkách sú navrhnuté sledované parametre a intervaly záznamu meraní.

Tab. 13 Doplnkové merania.

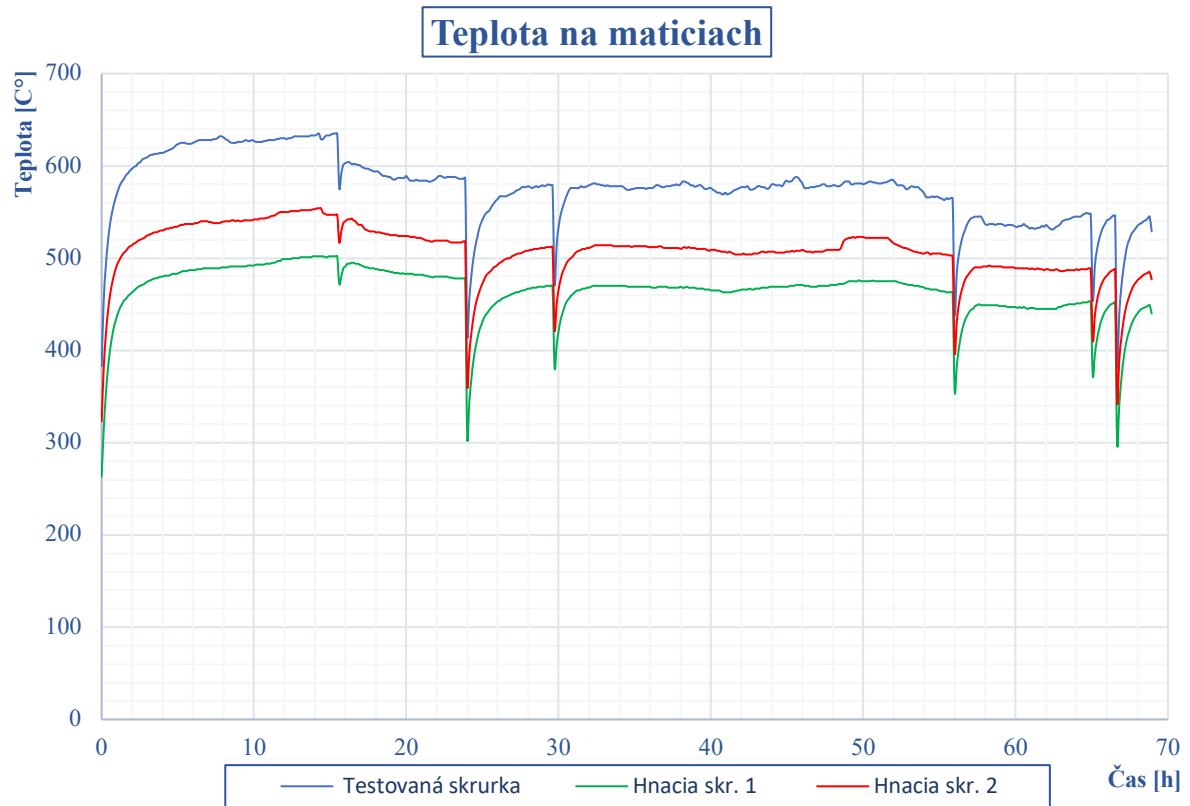
Dáta	Merací interval	Počet meraní
Mikrofón - akustický tlak	8 minút (od 1 do 60) cyklov	4200
Mikrofón - vybrané frekvencie	8 minút (od 1 do 60) cyklov	4200
Mikrofón - Neupravený časový signál	30 minút (od 1 do 180) cyklov	1400
Krútiaci moment servomotora	8 minút (od 1 do 60) cyklov	4200
Statická tuhosť a presnosť systému	180 minút (od 1 do 1080) cyklov	234

Záznam neupraveného časového signálu mikrofónu má vzorkovaciu frekvenciu 1 kHz.

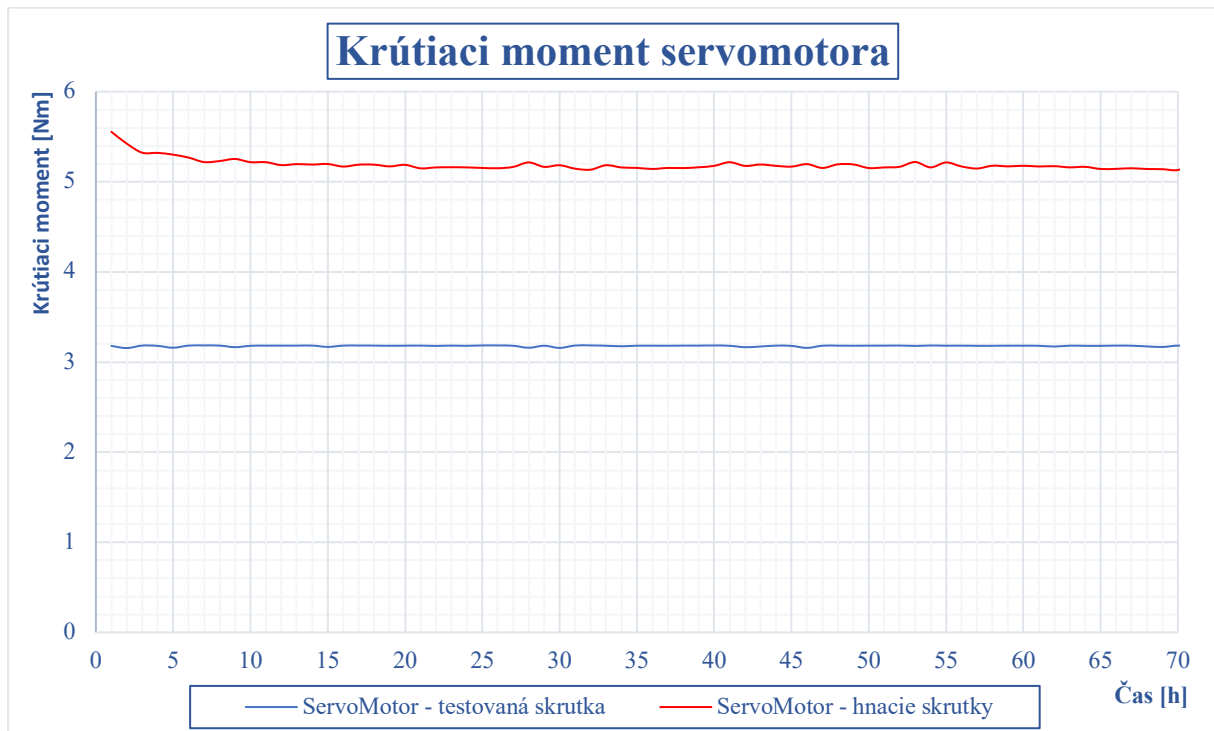
Ďalším skúmaným parametrom k zisteniu stavu skrutky s už vyradenou z testovania bolo zaujímavé skúmanie deformácie guľôčok. Z desiatich testovaných skrutiek vybrať tri vzorky, buď podľa nameraných dát alebo náhodne. Podľa dát vybrať skrutky kde bola frekvencia nameraná na testovanej matici skrutky výrazne odlišná od hodnôt bežného chodu. Kde je zistené značné opotrebenie a citeľne zhoršená plynulosť chodu matice. Následne rozmontovať mechanizmus a vybrať 10 guľôčok k meraniu deformácie. K tomu bude použitý mikrometer. Následne prevedieme meranie priemeru guľôčok aspoň z troch rôznych smerov, ideálne čo najkolmejších voči sebe. Namerané hodnoty následne štatisticky spracovať a priradiť k testovanej skrutke. Guľôčka je predpokladaná za najcitlivejšia časť mechanizmu, ktorej životnosť bude najkratšia [38; 39].

Po dlhšej pracovnej dobe systému nastane zhoršenie plynulosti chodu, čo má za následok zvýšené trenie a opotrebenie kontaktných plôch. To bude možné sledovať pomocou nárastu teploty na maticiach a nárastu výkonu servomotora potrebného k uvedeniu systému do pohybu. Preto bude viditeľný nárast krútiaceho momentu servomotora na hnacej časti zariadenia a mierny pokles výkonu potrebného k brzdeniu. Z grafu na Obr. 32 je vidieť, že na začiatku bol krútiaci moment vyšší kým sa systém uviedol do pracovného stavu, mazivo zahrialo na prevádzkovú teplotu, čo potvrdzuje graf na Obr. 31 znázorňujúci priebeh teploty na maticiach.

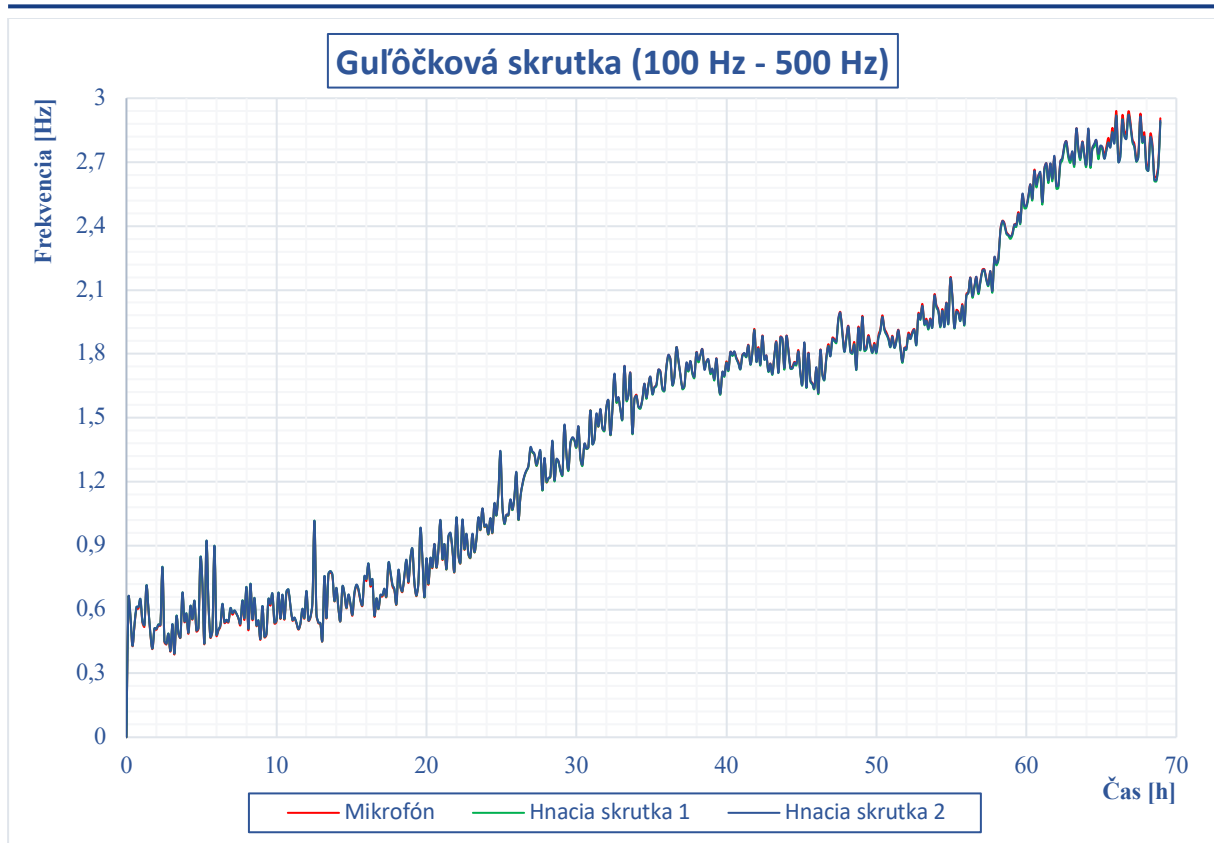
Kde je vidieť, že v rovnakej dobe v akej je pokles krútiaceho momentu je viditeľný nárast teploty. Tiež z grafu popisujúceho priebeh teploty vidieť, ako servisné zásahy na doplnenie mazív znížili teplotu. Použitie správneho množstva maziva má vplyv na výšku vzniknutej teploty [37; 38].



Obr. 31 Priebehu teploty v čase.

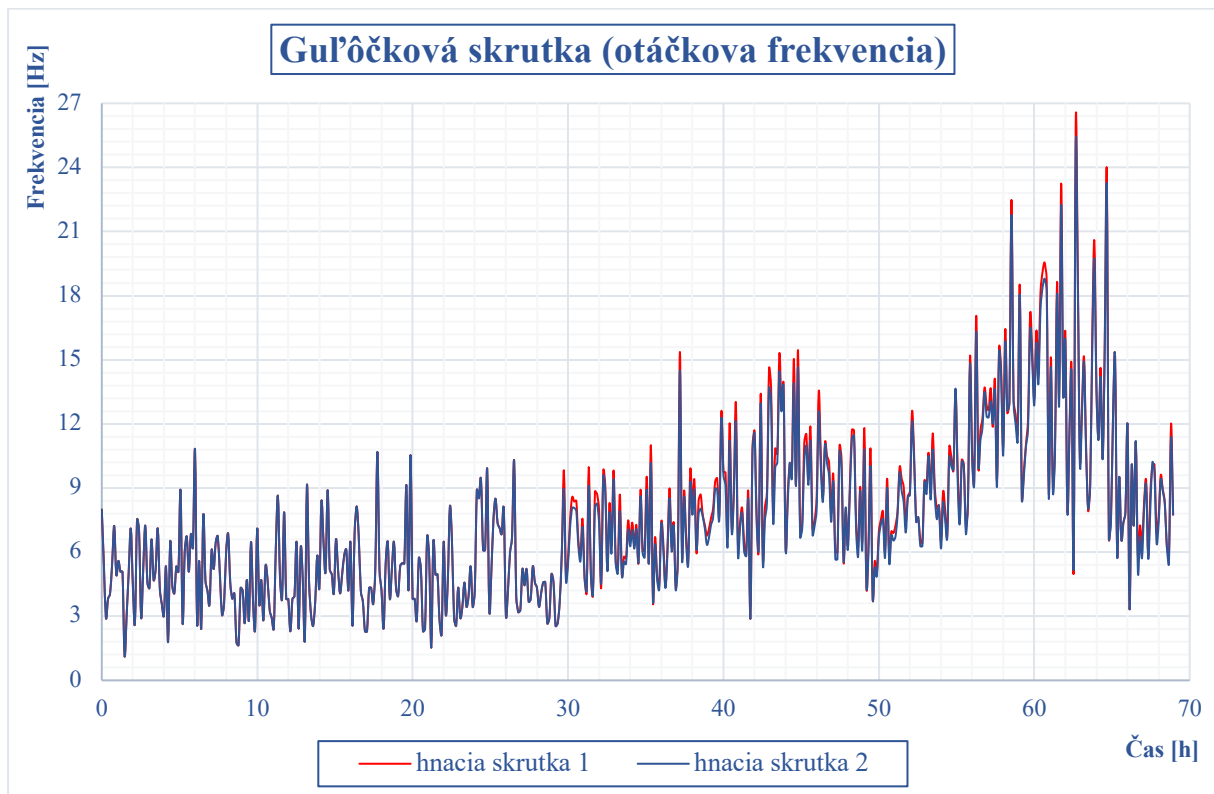


Obr. 32 Priebehu krútiaceho momentu v čase.



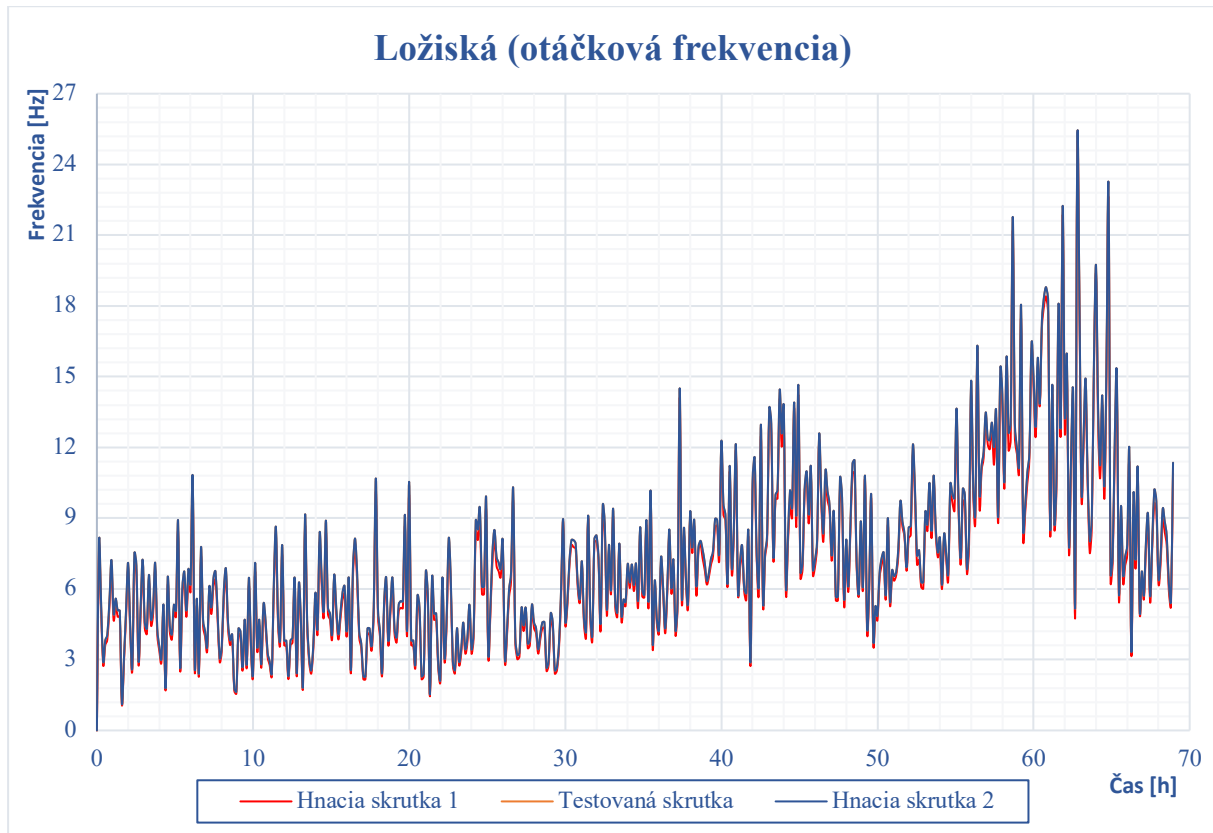
Obr. 33 Priebeh vibrácií na gul'ockových skrutkách v čase (100 Hz -500 Hz).

Z grafu na Obr. 33 je vidieť poškodenia ložiska v systéme, keďže ide o rýchli nárast vibrácií. Naznačuje to nevhodnosť zvolených ložisiek.



Obr. 34 Priebeh vibrácií na gul'ockových skrutkách v čase (otáčková frekvencia).

Z priebehu vibrácii na čase je vidieť, že vibrácie začali narastať pomerne skoro, po 15 h chodu testovacieho zariadenia čo značí, že ložiská vybrané na uloženie hriadeľov nie sú vhodné pre danú aplikáciu. Zároveň je vidieť, že vibrácie výrazne ovplyvňujú celý pohybový systém, sú zacynamenané na akcelerometroch umiestnených na maticiach.



Obr. 35 Priebeh vibrácii na ložiskách.

Poškodené ložisko sa nachádza na hnacej skrutke číslo 2. Pri 30 h merania je vidieť výrazný nárast frekvencie, čo spôsobilo poškodenie krúžku BPFI a BPFO, následne po 40 h je vidieť nárast k BSF čo značí poškodenie guľôčok. Najvyššie vibrácie na konci boli spôsobené poškodením kľetky ložiska. Po úplnom rozpadnutí kľetky sa frekvencia vrátila k hodnotám predchádzajúcim hodnotám [34].

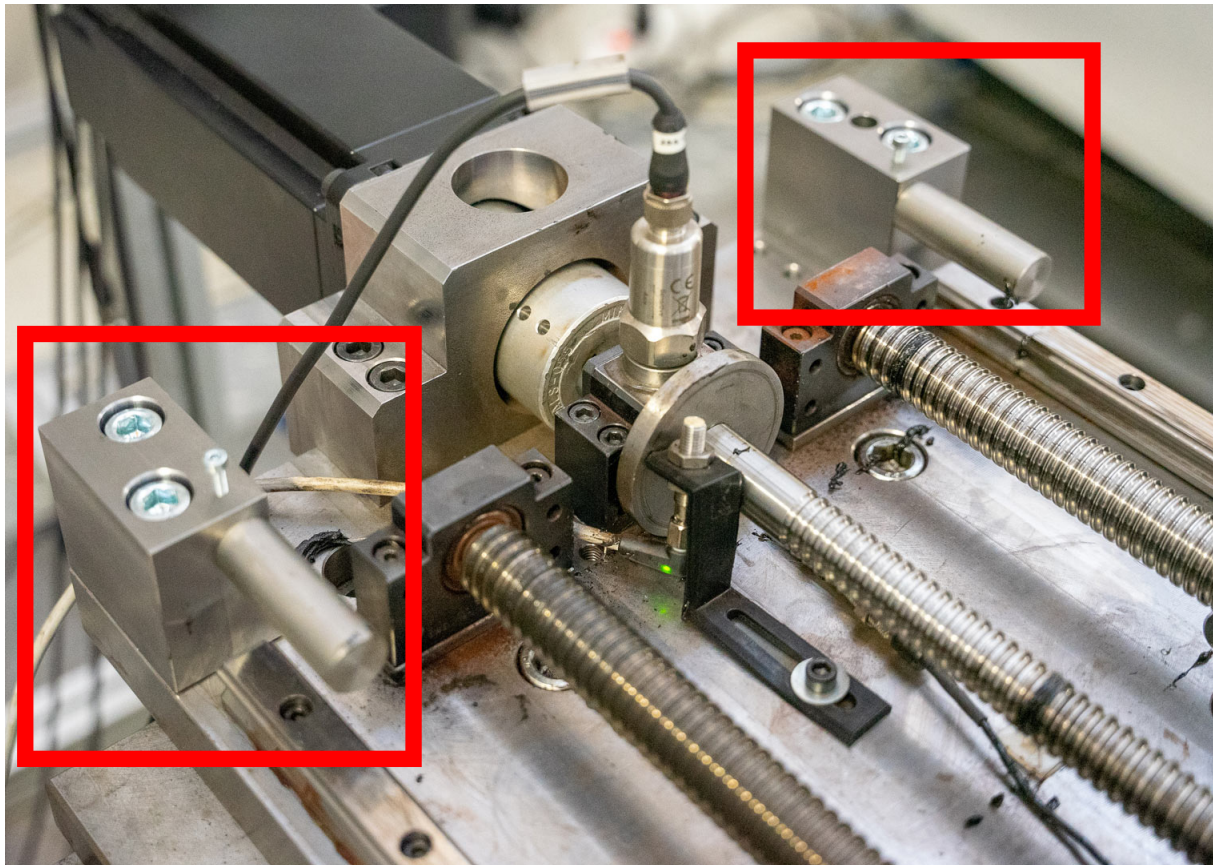
U testovania životnosti nás zaujímajú dva aspekty a to parametre ktoré naznačujú, že mechanizmus začne značiť známky poškodenia, aby mohli byť dopredu naplánované potrebné opravy a následne známky vypovedania životnosti, vznik porúch ktoré zabráni ďalšiemu vykonávaniu funkcie. Určenie životnosti guľôčkovej skrutky a kritérium ktoré keď dosiahne mechanizmus značí jeho poškodenie je náročnejšie, ovplyvňuje to veľa vstupných veličín. Na základe požadovaných vlastností vieme vybrať, aké parametre nás pri testovaní zaujímajú a skúmať ich správanie sú presnosť, teplota a vibrodiagnostika. U skúmania presnosti ide o zistenie straty predpätia, jej meranie je popísané v nasledujúcej kapitole. Nárast teploty naznačuje nesprávnu údržbu systému, zle zvolenie maziva pre danú funkciu, alebo vznik vážnej poruchy ktorá zapríčini zvýšenie trecích síl až zadrhnutie systému. Servisný zásah k predchádzaniu porúch by sa mal uskutočniť pokiaľ teplota systému narastie o 30 °C, pokiaľ by teplota stúpala o viac ako 55 °C, treba zvážiť na základe ostatných meraných veličín či guľôčková skrutka nestratila schopnosť efektívne vykonávať svoju funkciu. Pri sledovaní krútiaceho momentu servomotora máme zvolené vstupné hodnoty 5 Nm u pohybového časti a 3 Nm u zaťažovacej časti. Pokiaľ je viditeľný dlhodobý nárast nad 0,2 Nm, môžeme

predpokladať vznik poškodení v mechanizme a pokiaľ je dlhodobá hodnota momentu väčšia o hodnotu 0,6 Nm, treba zvážiť stav mechanizmu.

#### 4.1 Meranie statickej tuhosti guľčkovej skrutky

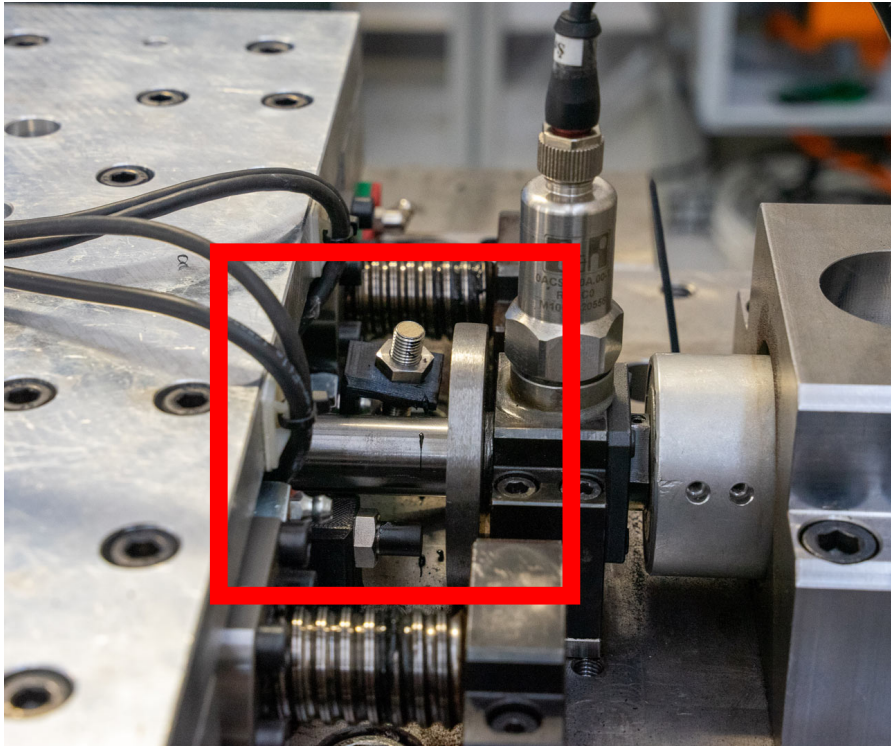
Statická tuhosť pohybového systému je závislá na predpätí medzi hriadeľom skrutky a maticou. Takisto na uložení hriadeľa v ložiskách. Zaisťuje sa ňou presnosť daného pohybového systému. Je potrebné zistiť ako sa v priebehu záťažových testov guľčkovej skrutky tuhosť systému mení, takzvané stráca, to má za následok vznik vôle opotrebením. K zisteniu straty statickej tuhosti je potrebné nasimulovať statické zaťaženie ktoré otestuje vznik vôle postupom času. Preto jeden člen z danej pohybovej kinematickej dvojice, buď hriadeľ alebo matica testovanej skrutky, musí mať definovanú polohu, kde nedôjde k posunutiu, alebo rotácii u hriadeľa. Zvolenie matice za statické teleso a zabrániť jej v lineárnom pohybe je konštrukčne jednoduchšie, ako zamedzenie rotácii hriadeľa.

V prvom kroku potrebujeme presne definovať počiatočnú polohu jednotlivých členov pohybového systému od ktorej vieme vyhodnotiť nárast vôle v axiálnom smere. To sa dosiahne fixáciou stola. Pracovný stôl sa oprie o pevné dorazy. Čím je presne definovaná poloha testovanej matice v priestore a voči hriadeľu zabránením jej pohybu v axiálnom smere proti dorazu. Hodnota predpätia je definovaná výrobcom na 1 100 N.



Obr. 31 Dorazy

Poloha bude následne odmeraná pomocou presne vybrúseného krúžku o vysokej akosti povrchu osadeného na hriadeľ testovanej skrutky a kapacitného snímača umiestneného na plochu krúžku, ktorý je upevnený na základovej doske.



Obr. 32 Testovanie statickej tuhosti

Tým si definujeme počiatočnú polohu, takzvaný nulový bod od ktorého sa následne v meranom časovom intervale danej testovanej skrutky budeme pozorovať zmenu polohy krúžku voči dorazu. Axiálnu silu vyvodíme pomocou servomotora krútiacim momentom ktorý uvedie hriadeľ do rotácie proti dorazu. Sleduje sa zmena polohy krúžku voči počiatočnej pozícii. Následná veľkosť zmeny polohy je vôľa vzniknutá opotrebením mechanizmu jeho funkciou, ktorá by sa mala zväčšovať s narastajúcim časom. Vzniknutie vôle by malo byť poznať na akcelerometri umiestnenom na matici testovanej skrutky ako nárast frekvencie prechodu guľčiek.

Vyhodnotiť degradácie statickej tuhosti vieme na základe zaznamenatej zmeny polohy voči systému zaťaženého statickou silou a systému bez zaťaženia, a z krútiaceho momentu servomotora prevedeného na axiálnu silu vieme dopočítať stratu tuhosti a určiť po akej dobe došlo k dosiahnutí nedovolenej hodnoty. Netreba zabudnúť na elasticitu materiálov hriadeľa, guľčiky a matice, ktoré treba zahrnúť do analýzy. Kritériom vypovedania životnosti je prekročenie hodnoty 0,023 mm, ktorá je normou ISO 3408 stanovená pre danú triedu presnosti [38].

---

## ZÁVER

Práca bola zameraná na spracovanie návrhu testovacieho zariadenia k skúmaniu životnosti guľôčkových skrutiek. Testovanie životnosti je u mechanizmu s takou vysokou účinnosťou ako majú guľôčkové skrutky časovo náročné. Preto navrhnuté testovacie zariadenie vystavuje mechanizmus vyššiemu zaťaženiu aké býva v bežnej praxi. Vstupné parametre boli zvolené na základe predpokladanej teoretickej doby životnosti, ktorá je pre testovanú skrutku 540 h, podľa vzťahov udávaných v norme ISO 3408. Zaťažovacia axiálna sila pôsobiaca na testovanú skrutku je zvolená 4 kN, pri otáčkach  $1300 \text{ min}^{-1}$ . Zaťaženie je dosiahnuté vďaka dvom pohybovým systémom. Prvý sa skladá z dvoch guľôčkových skrutiek s jednodielnou maticou pripojených k servomotoru vytvárajúci krútiaci moment 5 Nm a druhý pohybový systém sa skladá z testovanej guľôčkovej skrutky s dvojdielnou predpätou maticou pripojenej k druhému servomotoru, ktorý vytvára krútiaci moment 3 Nm, čo má spôsobuje brzdenie systému a vznik axiálnej sily. Návrh bol postavený na rešeršnej časti spracovanej v prvých kapitolách práce, ktoré rozoberajú základné informácie o guľôčkových skrutkách a metódy testovaní, ktorými bol mechanizmus už skúmaný. Mechanické diely testovacieho zariadenia boli teoreticky overené pre vhodnosť na použitie na základe výpočtov životnosti.

Predpokladanou časťou na testovanej guľôčkovej skrutke, ktorá bude vykazovať najkratšiu životnosť sú podľa literatúry guľôčky, ktoré sú v pohybe a neustálom kontakte s hriadeľom skrutky a maticou. Zároveň na nich pôsobí predpätie, ktoré spôsobuje elastickú deformáciu. Následne pri dlhodobom zaťažení prechádza v plastickú. A okrem predpätia ešte na guľôčky pôsobí zaťaženie vnesené do systému. Matica je v neustálom kontakte s guľôčkami, čiže sa predpokladá, že opotrebenie na matici bude výrazne väčšie ako na dráhe závitú na hriadeľi skrutky.

Z dát vibrácii nameraných pri overovaní funkčnosti testovaného zariadenia je vidieť, že dochádza k rýchlemu nárastu vibrácii v systéme. To naznačuje, že zvolené guľôčkové ložiská s kosouhlým stykom  $25^\circ$  nevyhovujú požadovanej funkcii a nezhodujú sa s teoretickými výpočtami. Pred spustením testov ich treba vymeniť za vhodnejší typ. Namerané hodnoty ukazujú, že došlo k až poškodeniu guľôčok ložiska. Namerané hodnoty sa priblížili k vypočítanej hodnote pre frekvencie naznačujúce poruchu u ložisiek v Tab. 9. Vysoké vibrácie sú namerané, ako na skrutkách tak aj na ložiskách. Potvrďuje to, že uloženie hriadeľa skrutky je veľmi dôležité pre správny chod celého systému.

Bezpečnosť je u testovacích zariadení dôležitým faktorom, testované diely sú vystavené výrazne vyšším zaťaženiam, ako za bežného chodu. Preto pri návrhu zariadenia sa prihliadalo aj na minimalizáciu nebezpečenstva pri pohybe v blízkosti zariadenia počas testov.

Navrhnuté kritéria k určeniu poškodenia a k vypovedaniu životnosti. Pri meraní statickej tuhosti je prahová hodnota 0,023 mm, ktorú udáva výrobca norma ISO 3408 pre danú triedu presnosti. Nárast teploty o  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  značí nesprávnu lubrikáciu systému a zvýšenie trenia. Dlhodobý nárast krútiaceho momentu vytváraného servomotorom k rozposhybovaniu systému o 0,2 Nm pre poruchu systému a o 0,6 Nm pre vypovedanie životnosti.

Pokiaľ nastane nárast vibrácii v prvej polovici doby životnosti testovanej skrutky tak z toho vyplýva, že poškodenie sa nachádza v uložení hriadeľa a je treba vykonať servisný zákrok výmeny ložisiek. Vibračnú analýzu k určeniu kritérií predikcie poruchy a konca životnosti následne vyhodnotiť z nameraných dát z budúcich testov.

Dané hodnoty sú navrhnuté pre daný typ testovacieho zariadenia a ich správnosť by mala byť overená nasledovnými testami, nemali by sa považovať za definitívne kritéria.

---

**ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV**

1. MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420 s.: il. ISBN 978-80-254-7980-3.
  2. *Produktový katalog KSK* [online]. [cit. 2022-04-12]. Dostupné z: [https://www.ksk-pm.cz/getmedia/c833e7f3-b2ac-49fb-a3ce-efbe437f0fa7/Katalog\\_KSK\\_CZ.pdf](https://www.ksk-pm.cz/getmedia/c833e7f3-b2ac-49fb-a3ce-efbe437f0fa7/Katalog_KSK_CZ.pdf)
  3. BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
  4. MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
  5. MAREK, Jiří. Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 2. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2015, 08.04.2015, 2015(4), 50 [cit. 2022-04-12]. ISSN 1212- 2572. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-2.html>
  6. Kuličkové šrouby od KSK Kuřim. *Technika a trh* [online]. 2012, 07.08.2012, 1 [cit. 2022-04-19]. Dostupné z: <https://www.technikaatrh.cz/komponenty/kulickove-srouby-od-ksk-kuřim>
  7. Tsai, P.C. & Cheng, Chih-Chun & Hwang, Y.C.. (2014). Ball screw preload loss detection using ball pass frequency. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 48. 10.1016/j.ymsp.2014.02.017.
  8. Kai, Chen & Zu, Li & Wang, Li. (2018). Prediction of preload attenuation of ball screw based on support vector machine. *Advances in Mechanical Engineering*. 10. 168781401879916. 10.1177/1687814018799161.
  9. Wei, Chin-Chung & Liou, Wei-Lun & Lai, Ruei-Syuan. (2012). Wear analysis of the offset type preloaded ball–screw operating at high speed. *Wear*. s 292–293. 111–123. 10.1016/j.wear.2012.05.024.
  10. Zhou, Huaxi & Zhou, Changguang & Ou, Yi & Chen, Zengtao. (2019). Recalculation of the basic static load of ball screws. *Advances in Mechanical Engineering*. 11. 168781401986269. 10.1177/1687814019862698.
  11. Xu, Mengtao & Zhang, Hongzhuang & Liu, Zhendong & Li, Changyou & Zhang, Yimin & Mu, Yingzi & Hou, Chunming. (2021). A time-dependent dynamic model for ball passage vibration analysis of recirculation ball screw mechanism. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 157. 107632. 10.1016/j.ymsp.2021.107632.
  12. Ro, Seung-Kook. (2019). Study of ball screw system preload monitoring during operation based on the motor current and screw-nut vibration. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 131. 10.1016/j.ymsp.2019.05.036.
  13. Zhou, Hua-Xi & Zhou, Changguang & Feng, Hu-Tian & Ou, Yi. (2020). Theoretical and experimental analysis of the preload degradation of double-nut ball screws. *Precision Engineering*. 65. 10.1016/j.precisioneng.2020.04.012.
  14. Li, Kai & Qiu, Chaochao & Li, Chunhui & He, Songping & Li, Bin & Luo, Bo & Liu, Hongqi. (2020). Vibration-based health monitoring of ball screw in changing operational conditions. *Journal of Manufacturing Processes*. 53. 55-68. 10.1016/j.jmapro.2020.02.008.
  15. Wen, Juan & Gao, Hong & Liu, Qi & Hong, Xin & Sun, Yi. (2018). A new method for identifying the ball screw degradation level based on the multiple classifier system. *Measurement*. 130. 10.1016/j.measurement.2018.08.005.
  16. BOHDAN BOLZANO. Bolzano [online]. © 2014 [vid. 2022-05-01]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/>
  17. DIN ISO 3408-3. *Abnahmebedingungen und Abnahmeprüfungen*. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung, 2011.
-

18. DIN ISO 3408-4. Statische axiale Steifigkeit. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung, 2011.
19. DIN ISO 3408-5. Statische und dynamische axiale Tragzahl und Lebensdauer. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung, 2011.
20. *Ball screw lubrication* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: [https://www.thomsonlinear.com/downloads/articles/Guide\\_to\\_Ball\\_Screw\\_Lubrication\\_tak.pdf](https://www.thomsonlinear.com/downloads/articles/Guide_to_Ball_Screw_Lubrication_tak.pdf)
21. *Suitable lubricants for ball screw* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/is-oil-suitable-for-ball-screw-lubrication/>
22. *Metric ball screws* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: [https://www.thomsonlinear.com/downloads/screws/Metric\\_Ball\\_Screws\\_bruk.pdf](https://www.thomsonlinear.com/downloads/screws/Metric_Ball_Screws_bruk.pdf)
23. *Ball screw development* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/applications-drive-ball-screw-developments/>
24. *Linear motion for infrastructure* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.nookindustries.com/resources/blog/archive/large-scale-linear-motion-for-infrastructure/>
25. *Konstrukce kuličkových ložisek* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: [http://mechanika.fs.cvut.cz/content/files/DPZ/DPZ\\_2015\\_Hru07\\_cv\\_loziska.pdf](http://mechanika.fs.cvut.cz/content/files/DPZ/DPZ_2015_Hru07_cv_loziska.pdf)
26. *Automatizace výroby* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.br-automation.com/cs/>
27. *Ball screw catalog* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.nskamericas.com/en/products/linear-components/ball-screws.html>
28. *Rolling bearings* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://power-mi.com/content/rolling-element-bearing-components-and-failing-frequencies>
29. *Lineární technika* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/>
30. *ZKL group* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/>
31. FERNANDEZ, Alfonso. Rolling element bearing components and failing frequencies. *Power-MI* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://power-mi.com/content/rolling-element-bearing-components-and-failing-frequencies>
32. ZUTH, Daniel a František VOLEČEK. Měření vibrací ve vibrodiagnostice. *Automa* [online]. 2010 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: [https://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf\\_articles/40375.pdf](https://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/40375.pdf)
33. Wen, Juan & Gao, Hongli. (2018). Degradation assessment for the ball screw with variational autoencoder and kernel density estimation. *Advances in Mechanical Engineering*. 10. 168781401879726. 10.1177/1687814018797261.
34. *PeakVue Technology Identifies early Bearing Defect on Critical Asset* [online]. RMS, 2021 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://rms-reliability.com/vibration/peakvue-finds-critical-bearings/>
35. *Ball Screw Selection and Calculations* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://my.mech.utah.edu/~me7960/lectures/Topic4-BallscrewCalculations.pdf>
36. *POCKET HANDBOOK: Sound and Vibration* [online]. Brüel & Kjaer [cit. 2022-05-23]. Dostupné z: <https://www.bksv.com/downloads/svpockethandbook/index.html>
37. Jin, Wenjing & Chen, Yan & Lee, Jay. (2013). Methodology for Ball Screw Component Health Assessment and Failure Analysis. 10.1115/MSEC2013-1252.
38. Zhang, Huiduan & Sun, Junling. (2011). The positioning precision analysis of the ball screw drive system. *Proceedings 2011 International Conference on Mechatronic Science, Electric Engineering and Computer, MEC 2011*. 531-534. 10.1109/MEC.2011.6025519.
39. Behzad, Mehdi & Feizhoseini, Sajjad & Arghand, Hesam Addin & Davoodabadi, Ali & Mba, David. (2020). Failure Threshold Determination of Rolling Element Bearings Using Vibration Fluctuation and Failure Modes. *Applied Sciences*. 11. 160. 10.3390/app11010160.

## ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK

### Symbols

Označenie	Legenda	Jednotka
A	ťažnosť	[%]
C <sub>a</sub>	dynamická únosnosť	[N]
D <sub>c</sub>	vonkajší priemer matice	[mm]
D <sub>c</sub>	vonkajší priemer matice	[mm]
D <sub>pw</sub>	priemer roztečenej kružnice guľôčky	[mm]
D <sub>w</sub>	priemer guľôčky	[mm]
D <sub>1</sub>	vnútorný priemer ložiska	[mm]
D <sub>2</sub>	vonkajší priemer ložiska	[mm]
F <sub>e</sub>	axiálna sila pôsobiaca na guľôčkovú skrutku	[N]
F <sub>v</sub>	zaťaženie od predpätia	[N]
F <sub>1,2</sub>	vonkajšie axiálne zaťaženie	[N]
F <sub>ma(1),(2)</sub>	stredné vnútorne zaťaženie	[N]
F <sub>a(1),(2)</sub>	vnútorné zaťaženie	[N]
HB	tvrdosť podľa Brinella	[-]
L <sub>h</sub>	životnosť v hodinách	[h]
L <sub>ha</sub>	životnosť s ohľadom na požadovanú spoľahlivosť	[h]
L <sub>1,2</sub>	životnosť v otáčkách	[min <sup>-1</sup> ]
R <sub>nu</sub>	statická axiálna tuhosť	[N]
R <sub>nu, ar</sub>	difikovaná axiálna tuhosť	[N]
R <sub>m</sub>	medza pevnosti	[MPa]
R <sub>p0,2</sub>	medza sklzu	[MPa]
Z	kontrakcia	[%]
c <sub>e</sub>	materiálová konštanta	[-]
c <sub>k</sub>	geometrický faktor	[-]
d <sub>c</sub>	priemer zaťaženia matice	[mm]
d <sub>bo</sub>	priemer diery	[mm]
fa <sub>1</sub>	koeficient spoľahlivosti	[-]
f <sub>m</sub>	koeficient vplyvu akosti a stavu materiálu podľa výrobcu	[-]
f <sub>rs</sub>	koeficient zhody guľôčkových skrutiek	[-]
nm	otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
q <sub>j</sub>	priemerná doba pôsobení zaťaženia	[min]
r <sub>b</sub>	polomer guľôčky	[mm]
r <sub>m</sub>	polomer roztečnej kružnice	[mm]
Z	počet guľôčok	[ks]
Z'	efektívny počet guľičiek	[ks]
α	kontaktní uhol	[°]
α <sub>0</sub>	kontaktní uhol matica a guľička	[°]
α <sub>1</sub>	kontaktní uhol skrutka a guľička	[°]
β	gyroskopický uhol	[°]
φ	stúpanie závitu	[mm]
ω	uhlová rýchlosť	[rad·s <sup>-1</sup> ]
ω	uhlová rýchlosť skrutky	[rad·s <sup>-1</sup> ]
ω	uhlová rýchlosť guľôčky	[rad·s <sup>-1</sup> ]

## Skratky

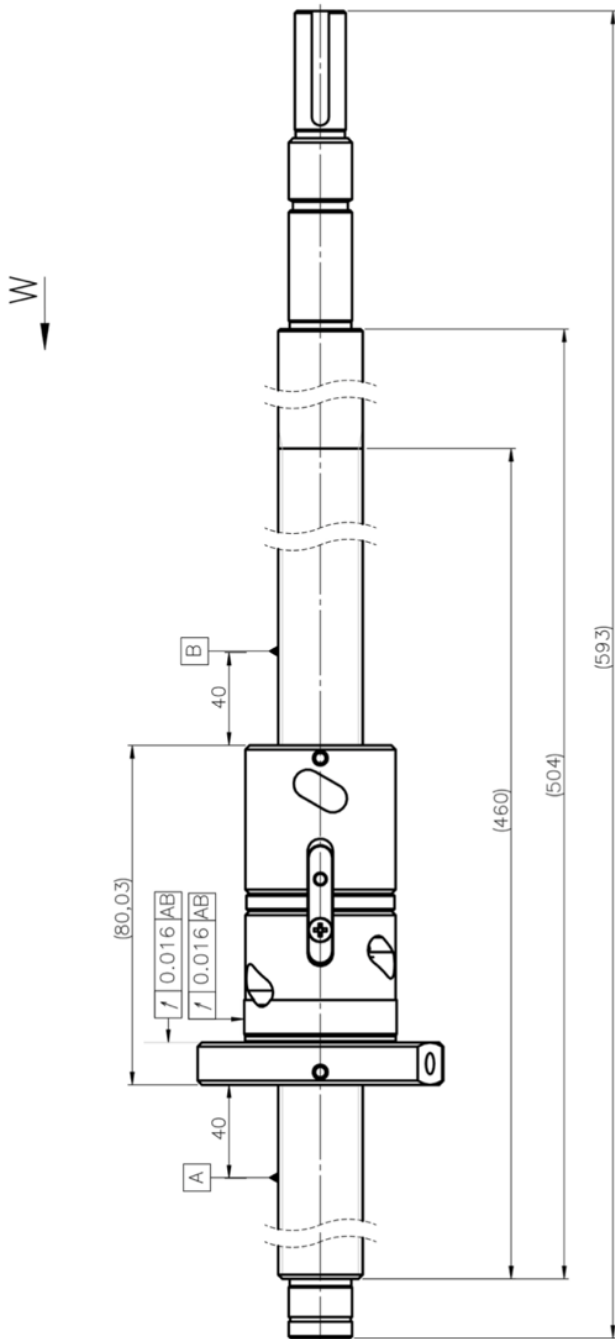
---

Označenie	Legenda
Akc.	akcelerometer
BPI	ball pass frequency inner - frekvencia zlyhania vnútorného
BPFO	ball pass frequency outer - frekvencia zlyhania vonkajšieho krúžku
BSF	ball spin frequency - frekvencia zlyhania valivých prvkov
C	uhlík
Cr	chróm
Cu	meď
FTF	fundamental train frequency - frekvencia zlyhania kletky
Mn	mangán
Mo	molybdén
P	fosfor
S	síra
Si	kremík

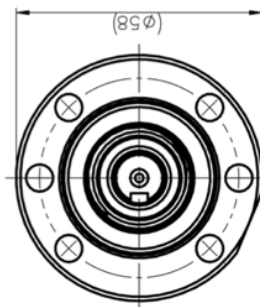
---

## **ZOZNAM PRÍLOH**

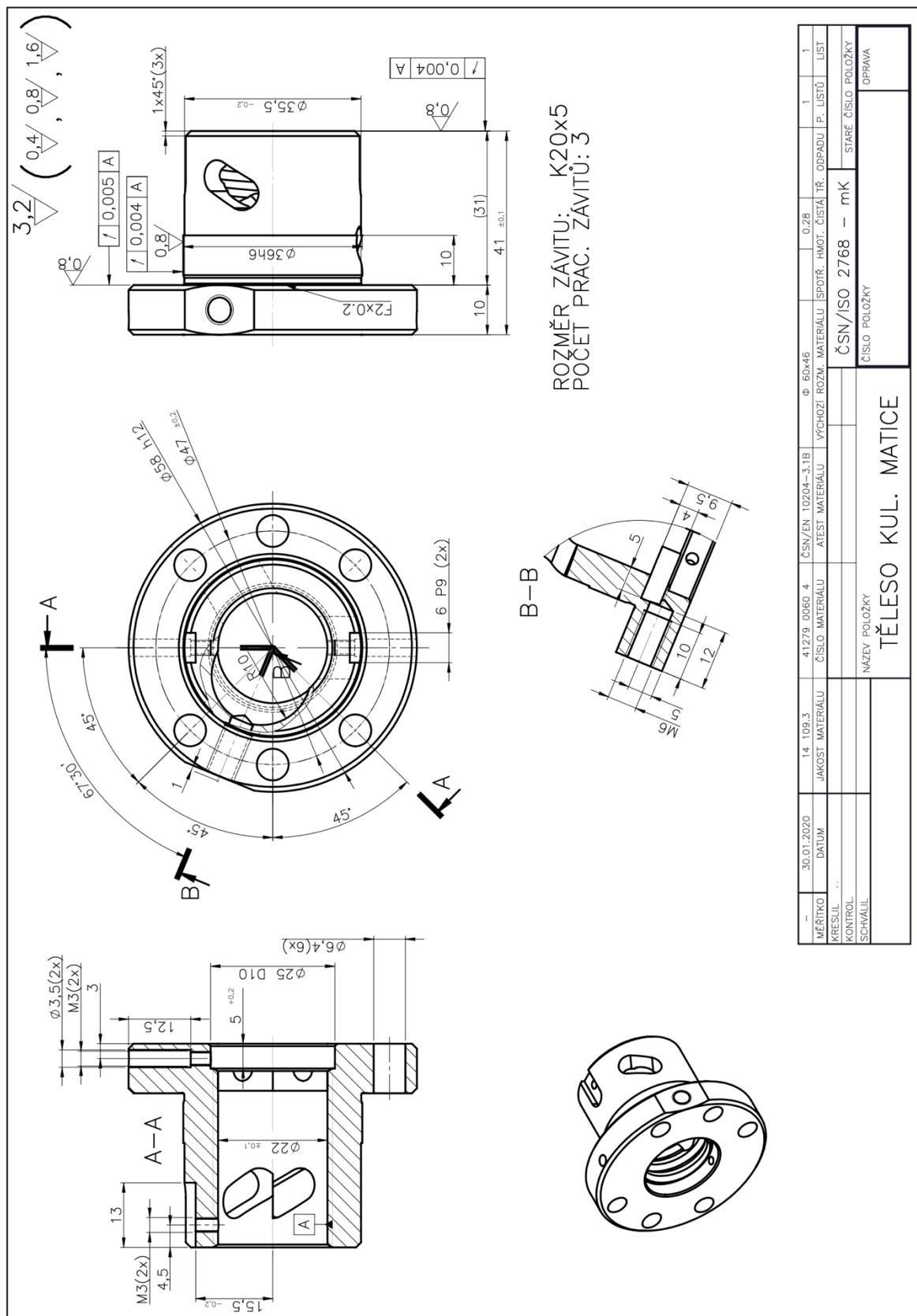
- Príloha 1 Výkresy testovanej skrutky od výrobcu.
- Príloha 2 Parametre lineárneho vedenia z katalógu Hiwin.
- Príloha 3 Parametre hnacích guľôčkových skrutiek

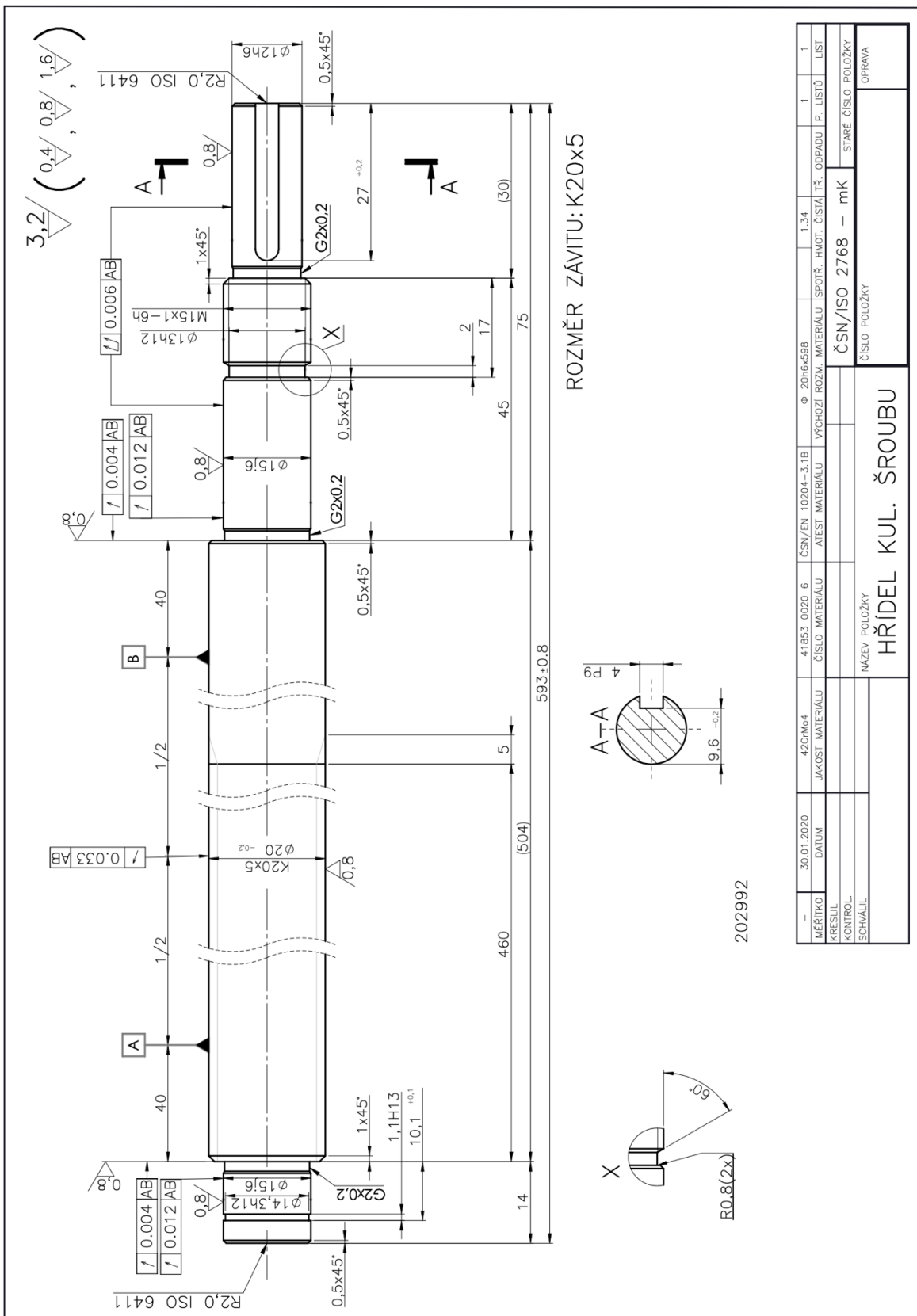


W

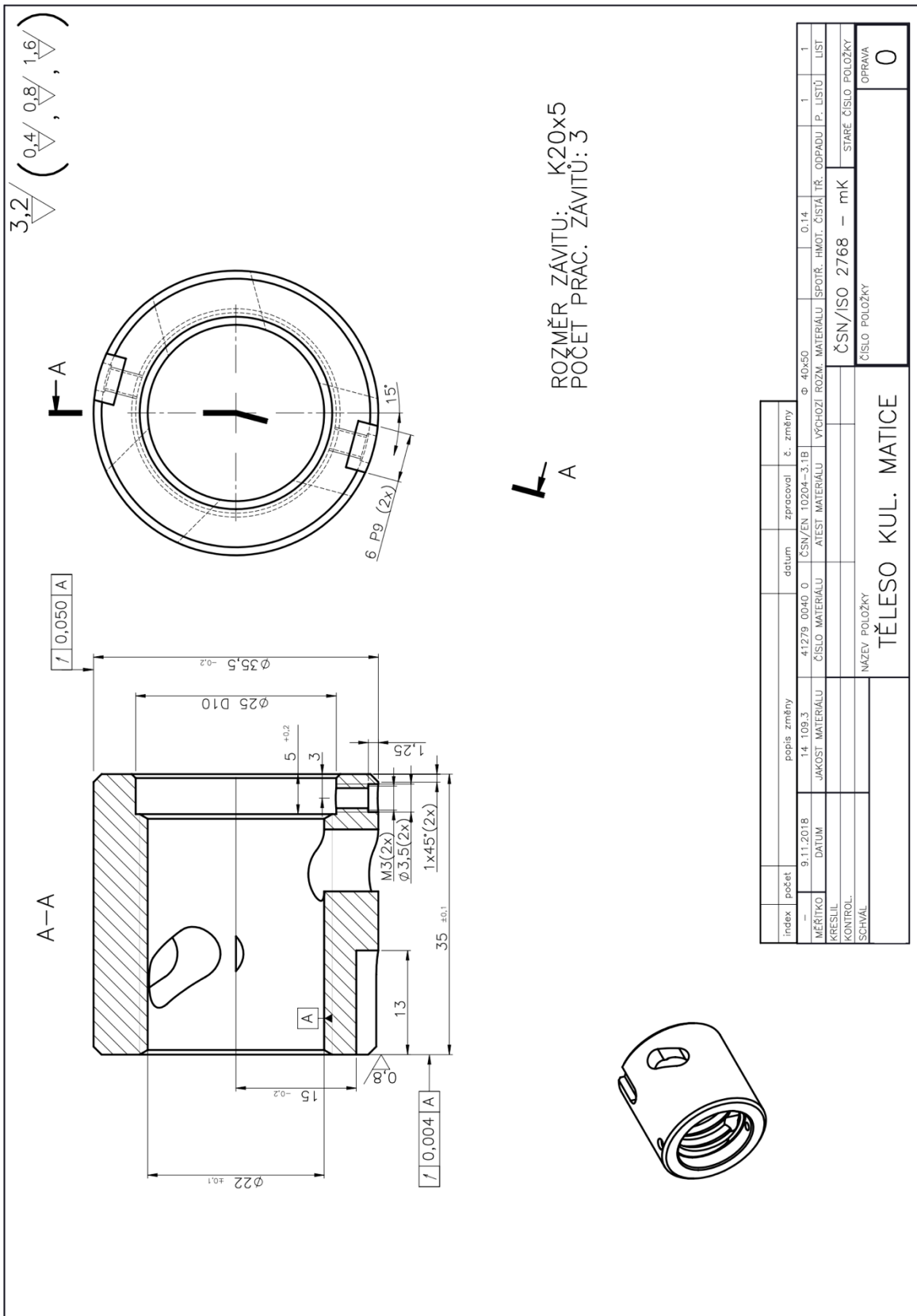


INDEX NO.	DESCRIPTION OF CHANGES	DATE	APPROVED	CHANGE NO.	Č. DILU	NÁZEV	KS
	STATUS					HŘÍDEL KUL. ŠROUBU	1
	MODIFIED DYNAMIC LOAD CAPACITY					TĚLESO KUL. MATICE	1
	MODIFIED STATIC LOAD CAPACITY					TĚLESO KUL. MATICE	1
	BACKLASH (SINGLE NUT)					KGT 20x5, AP+A	1
	METHOD OF PRELOADING					GENERAL TOLERANCES: ISO 2768 mK	HEIGHT: 1.78 93
	PRELOAD					FIRST ORDER:	
	DRAG TORQUE OF PRELOADING FOR 100mm <sup>1</sup>					CUSTOMER DRAWING NO.:	
	ROTATIONAL SPEED LIMIT					NAME	
	WIPERS					BALL SCREW	
	PERMANENT GREASE LUBRICATION					LOADING NO.:	
	TRAVEL VARIATION					STIFFNESS Re. [N/μm]	
	TOLERANCE OF SPECIFIED TRAVEL					REV. NO.:	
	TRAVEL VARIATION						





30.01.2020	42CrMo4	41853 0020 6	ČSN/EN 10204-3.1B	Ø 20h6x5h8	1.34	1	1
MĚŘÍTKO	JAKOST MATERIÁLU	ČÍSLO MATERIÁLU	ATEST MATERIÁLU	VÝCHOZÍ ROZM. MATERIÁLU	ISPOŤR. HMOT. ČISTÁ	TR. ODPADU	P. LISTŮ
DATEM							LIST
KRESLIL							
KONTROL.							
SCHVÁLIL							
NAZEV POLOŽKY		ČÍSLO POLOŽKY					
HŘÍDEL KUL. ŠROUBU		ČÍSLO POLOŽKY					
		OPRAVA					



Parametre lineárneho vedenia [29]

Označenie lineárneho vedenia - HGW 20CC

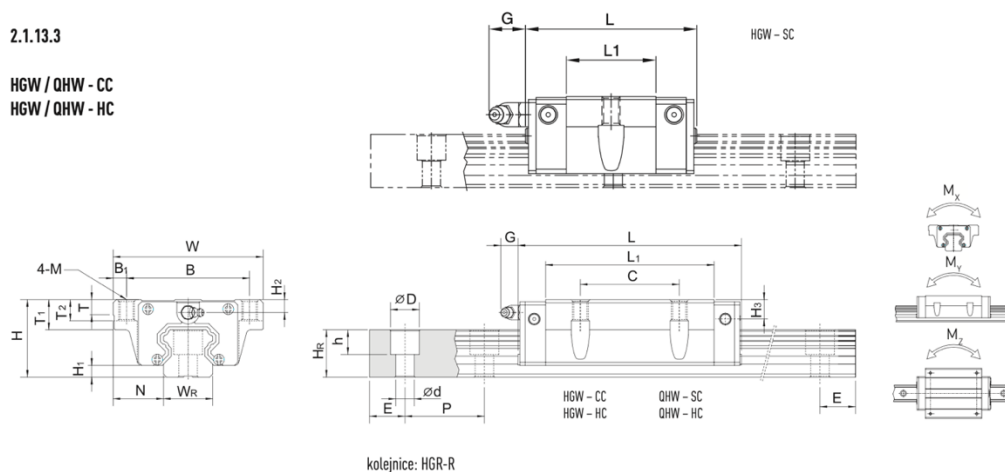
Označenie koľajnice – HGR25T

**Lineární vedení**

Typ HG/QH

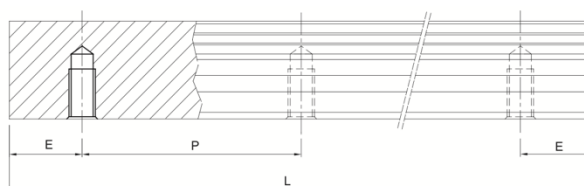
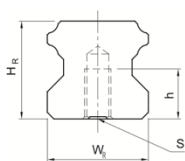
2.1.13.3

HGW / QHW - CC  
HGW / QHW - HC



kolejnice: HGR-R

Typ	Montážní rozměry [mm]		Rozměry vozíku [mm]														Rozměry kolejnic [mm]						Šrouby pro kolejnici [mm]	Dynamická únosnost $C_0$ [N]	Statická únosnost $C_1$ [N]	Statický moment			Hmotnost					
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	G	M	T	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	D	h	d	P				E	M <sub>x</sub> [Nm]	M <sub>y</sub> [Nm]	M <sub>z</sub> [Nm]	vozík [kg]	kolejnica [kg/m]			
HGW 15CC	24	4,3	16,0	47	38	4,5	30	39,4	61,4	5,3	M5	6,0	8,9	6,95	3,95	3,7	15	15,0	7,5	5,3	4,5	60	*	M4x16	11380	16970	120	100	100	0,17	1,45			
QHW 15CC		4,0						29,5	54,3							4,2																		
HGW 20CC								50,5	77,5																									
HGW 20HC								65,2	92,2	12,0	M6	8,0	10,0	9,50	6,0	6,0	20	17,5	9,5	8,5	6,0	60	*	M5x16	21180	35900	350	350	350	0,52	2,21			
HGW 20CC	30	4,6	21,5	63	53	5,0		50,5	76,7																									
QHW 20CC							40																											
QHW 20HC								65,2	91,4																									

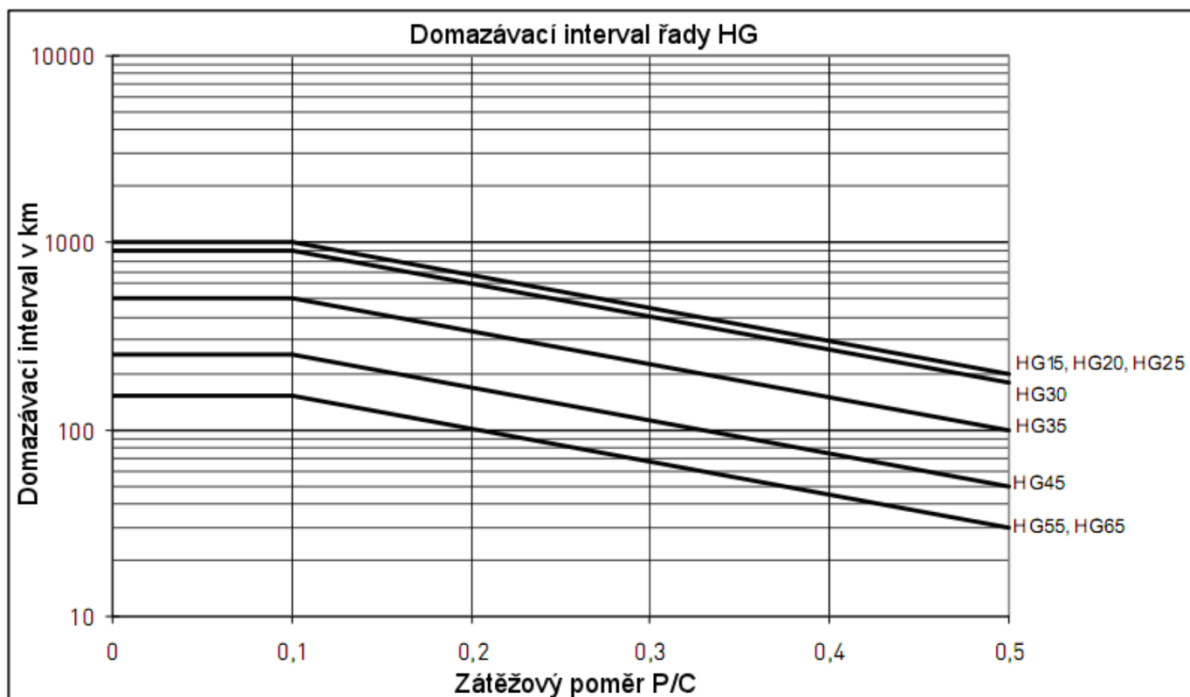


Typ	Rozměry kolejnice [mm]						Hmotnost [kg/m]
	W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	S	h	P	E	
HGR15T	15	15	M5	8	60	*	1,48
HGR20T	20	17,5	M6	10	60	*	2,29
HGR25T	23	22	M6	12	60	*	3,35
HGR30T	28	26	M8	15	80	*	4,67
HGR35T	34	29	M8	17	80	*	6,51
HGR45T	45	38	M12	24	105	*	10,87
HGR55T	53	44	M14	24	120	*	15,67
HGR65T	63	53	M20	30	150	*	21,73

\* Pokud zákazník neurčí jinak, oba konce E<sub>1</sub> a E<sub>2</sub> jsou symetrické v rozmezí E<sub>12</sub> min. a E<sub>12</sub> max. - viz tab. 2.19.

Parametre lineárneho vedenia [29]

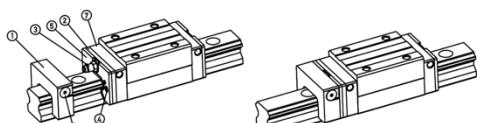
$$\text{Vzdálenosť impulzů mazání [km]} = \frac{\text{velikost pístového rozdělovače [cm³]} \cdot \text{množství domazání [cm³]}}{\text{interval domazání [km]}}$$



Všeobecné informace

Tabulka 1.5.: Množství maziva a doporučené ujetí dráhy pro doplnění zásobníku E2

Typ	Množství oleje [cm3]	Ujetá dráha [km]
HG15E2	1,6	2000
HG20E2	3,9	4000
HG25E2	5,1	6000
HG30E2	7,8	8000
HG35E2	9,8	10000
HG45E2	18,5	20000
HG55E2	25,9	30000
HG65E2	50,8	40000
EG15E2	1,7	2000
EG20E2	2,9	3000
EG25E2	4,8	5000
EG30E2	8,9	9000
RG25E2	5,0	6000
RG30E2	7,5	8000
RG35E2	10,7	10000
RG45E2	18,5	20000
RG55E2	26,5	30000
RG65E2	50,5	40000



1.5 Mazací lisý a maziva HIWIN

Tabulka 1.6.: Mazací lisý HIWIN

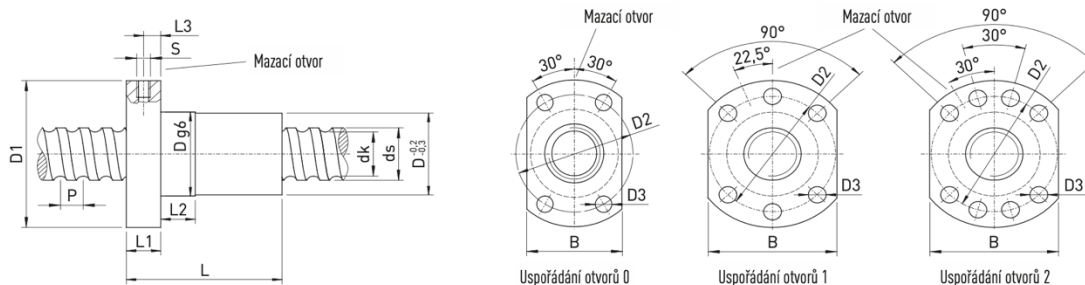
Typ	Popis
GR-0001	Mazací lis GR-0001 pro přímé plnění
GN-80M	Mazací lis GN-80M včetně sady nástavců a adaptérů pro přímé plnění nebo 70g kartuši
GN-400C	Mazací lis GN-400C včetně sady nástavců a adaptérů pro přímé plnění nebo 400g kartuši
5 - 12 - 0035	Sada nástavců a adaptérů



## Parametre hnacích guľôčkových skrutiek [29]

## Označenie matice – R25-05K4-FSCDIN

## Označenie skrutky - R2505-0615-0-T7



Označení matice	Velikost závitu	ds ±0.1	P	D g6	D1	D2	D3	Uspořádání otvorů	L	L1	L2	L3	S	B	dk	Dynamická únosnost [N]	Statická únosnost [N]	Max. axiální vůle [mm]	Hmotnost matice [kg]	Hmotnost závitu [kg/m]	Třída přesnosti TS
R12-05K4-FSCDIN	12x5	11.7	5	24	40	32	4.5	0	33	8	8	4	M3	26	9.9	5500	12000	0.02	0.11	0.80	●
R12-10K3-FSCDIN	12x10	11.8	10	24	40	32	4.5	0	43	8	8	4	M3	26	9.6	5100	10100	0.02	0.13	0.77	●
R15-05K4-FSCDIN	15x5	13.8	5	28	48	38	5.5	1	38	10	10	5	M6	40	11.8	12600	21000	0.04	0.17	1.07	●
R16-05T3-FSIDIN	16x5	15.5	5	28	48	38	5.5	1	40	10	10	5	M6	40	12.9	7320	12470	0.04	0.17	1.26	●
R16-10K3-FSCDIN	16x10	14.6	10	28	48	38	5.5	1	45	10	10	5	M6	40	12.5	9100	19300	0.04	0.19	1.17	●
R16-16K3-FSCDIN	16x16	14.4	16	28	48	38	5.5	1	61	12	20	6	M6	40	13.0	9100	19300	0.04	0.30	1.13	●
R16-20K2-FSCDIN	16x20	13.9	20	28	48	38	5.5	1	56	10	10	5	M6	40	11.8	5200	10400	0.04	0.25	1.13	●
R20-05K4-FSCDIN	20x5	19.5	5	36	58	47	6.6	1	40	10	10	5	M6	44	16.9	13400	32740	0.04	0.29	2.07	●
R20-10K3-FSCDIN	20x10	19.3	10	36	58	47	6.6	1	48	10	10	5	M6	44	16.6	10000	23500	0.04	0.32	2.07	●
R20-20K2-FSCDIN	20x20	19.5	20	36	58	47	6.6	1	57	10	10	5	M6	44	17.1	6800	15300	0.04	0.36	2.40	●
R20-20K4-DFSCDIN	20x20	19.5	20	36	58	47	6.6	1	57	10	10	5	M6	44	17.1	12300	30500	0.04	0.36	2.40	●
R25-05K4-FSCDIN	25x5	24.9	5	40	62	51	6.6	1	43	10	12	5	M6	48	22.3	14900	41500	0.04	0.31	3.42	●
R25-10K4-FSCDIN	25x10	24.4	10	40	62	51	6.6	1	61	10	16	5	M6	48	21.8	15900	40400	0.04	0.39	3.42	●
R25-25K2-FSCDIN	25x25	24.7	25	40	62	51	6.6	1	70	10	16	5	M6	48	22.1	7500	19300	0.04	0.43	3.42	●
R25-25K4-DFSCDIN	25x25	24.7	25	40	62	51	6.6	1	70	10	16	5	M6	48	22.1	13500	38200	0.04	0.43	3.42	●
R32-05K4-FSCDIN	32x5	31.7	5	50	80	65	9.0	1	48	12	12	6	M6	62	29.1	23900	81900	0.04	0.59	6.31	●
R32-10K5-FSCDIN	32x10	31.8	10	50	80	65	9.0	1	77	12	16	6	M6	62	28.6	31500	80100	0.04	1.02	6.31	●