



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

KONSTRUKCE KULIČKOVÉHO ŠROUBU PRO VESMÍRNÉ APLIKACE

DESIGN OF A BALL SCREW FOR SPACE APPLICATIONS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tadeáš Volf

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Košťál, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Tadeáš Volf**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Košťál, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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 bakalářské práce:

Konstrukce kuličkového šroubu pro vesmírné aplikace

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Běžné pohybové šrouby ve vesmírných aplikacích mají značný problém s třením a disipací tepla třením vzniklým. Ideální se proto jeví využití kuličkových či válečkových šroubů, které smykové tření nahradí valivým a výrazně jej sníží. Tyto komponenty jsou bohužel složitější a stále sebou nesou požadavek kvalitního mazání.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Konstrukční návrh kuličkového pohybového šroubu pro konkrétní vakuovou aplikaci.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- přehled používaných řešení pro pohybové šrouby v kosmickém prostředí,
- koncepční návrhy možných řešení šroubů,
- volba konkrétního řešení a tvorba výkresové dokumentace pro výrobu.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<https://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

ZARETSKY, E. V. Liquid lubrication in space. Tribology International [online]. 1990, 75-93.

JONES, W. R. a M. J. JANSEN. Tribology for space applications. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2008, 222(8), 997-1004. ISSN 1350-6501. Dostupné z: doi:10.1243/13506501JET305.

ROBERTS, Emyr, W. (ed.). Space tribology handbook. Online. 5th. Warrington, UK: ESTL, 2013. ISBN N/A. Dostupné z: <http://www.esa.int/esapub/bulletin/bullet94/ROB.pdf>. [cit. 2019-07-01].

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá konstrukcí kuličkového šroubu pracujícího jako součást mechanismu posuvu stolu v rámci vakuového tribometru typu „pin on plate“. Pracovní prostředí uvnitř tribometru simuluje reálné podmínky vesmírného prostředí, jako je vakuum a vysoké teplotní rozdíly. Konstrukce kuličkového šroubu tedy musí respektovat především parametry provozního prostředí a dále rozměrovou kompatibilitu se sestavou tribometru. Výsledná konstrukce tohoto mechanismu bude tudíž provedena na základě kritické rešerše již existujících řešení a postupů, koncepčních návrhů konkrétních řešení a dále výpočtů a volby normalizovaných konstrukčních parametrů a parametrů ovlivňujících dopady provozního prostředí. Na základě těchto výpočtů byly zjištěny výsledné kontaktní tlaky a deformace mezi valivými elementy a jejich drahami, způsobené teplotní roztažností. Tyto výpočty vychází především z Hertzovy teorie kontaktních tlaků. Následně byla provedena jejich kontrola vůči jejich dovoleným hodnotám. Výstupem této práce je vyhovující konstrukční řešení kuličkového šroubu a příslušná výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

kuličkový šroub, vesmírné aplikace, Hertzův kontakt, teplotní rozdíly

ABSTRACT

This work deals with the construction of a ball screw acting as part of the table feed mechanism within a vacuum tribometer of the "pin on plate" type. The working environment inside the tribometer simulates real conditions of the space environment such as vacuum and high temperature differences. Therefore, the construction of the ball screw must primarily respect the parameters of the operating environment and further dimensional compatibility with the tribometer assembly. The resulting construction of this mechanism will be based on critical research of existing solutions and procedures, conceptual designs of specific solutions, as well as calculations and selection of standardized construction parameters and parameters affecting the impacts of the operating environment. Based on these calculations, resulting contact pressures and deformations between rolling elements and their tracks caused by thermal expansion were determined. These calculations are primarily based on Hertz's theory of contact pressures. Subsequently, their verification against their permissible values was carried out. The output of this work is a satisfactory design solution of the ball screw and corresponding drawing documentation.

KEYWORDS

ball screw, space applications, Hertz contact, temperature differences

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VOLF, Tadeáš. *Konstrukce kuličkového šroubu pro vesmírné aplikace* [online]. Brno, 2024 [cit. 2023-12-12]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157399>.
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ing. David Košťál Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval především vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Davidovi Košťálovi, Ph.D., který mi byl oporou a poskytl mi cenné rady, kvalitní zpětnou vazbu a prokázal vysokou míru trpělivost ohledně mých otázek. Poděkování patří také mé rodině, jejíž podpora během mého studia sehrála význačnou roli.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. David Košťál, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	16
2.1	Pohybové šrouby ve vesmíru	16
2.1.1	Mechanismus pro zaostření optického snímače	16
2.1.2	Dokovací mechanismus pro Mezinárodní vesmírnou stanici	17
2.2	Specifika vesmírného prostředí	18
2.2.1	Stav beztláče	18
2.2.2	Vypařování	18
2.2.3	Kondenzace	18
2.2.4	Nedostatek reaktantů	19
2.2.5	Teplotní extrém	19
2.2.6	Problematika teplotní roztažnosti	20
2.2.7	Tepelná vodivost	21
2.2.8	Radiace	21
2.2.9	Viskozita	21
2.3	Druhy pohybových šroubů ve vesmíru	22
2.3.1	Konvenční pohybové šrouby	22
2.3.2	Kuličkové šrouby	23
2.3.3	Válečkové šrouby	23
2.4	Recirkulační kuličkové šrouby pro vesmírné aplikace	24
2.4.1	Kinematický princip	24
2.4.2	Základní konstrukční parametry kuličkového šroubu	25
2.4.3	Geometrie závitu	27
2.4.4	Druhy recirkulace	28
2.4.5	Předepnutí matic kuličkových šroubů	30
2.4.6	Uložení kuličkových šroubů	32
2.4.7	Materiály kuličkových šroubů pro vesmírné aplikace	33
2.4.8	Mazání kuličkových šroubů pro vesmírné aplikace	34
2.4.9	Mazací systémy ve vesmírných aplikacích	36
2.5	Konkrétní vakuová aplikace	37
2.5.1	Tribologie a tribometry	37
2.5.2	Vakuový tribometr typu „pin on plate“	37
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	40
3.1	Analýza problému	40

3.2	Cíl práce	40
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	41
4.1	Mazací systémy pro konkrétní aplikaci	41
4.1.1	Koncept mazacího systému 1	41
4.1.2	Koncept mazacího systému 2	41
4.1.3	Koncept mazacího systému 3	42
4.1.4	Koncept mazacího systému 4	42
4.2	Konstrukční koncepty pro danou aplikaci	42
4.2.1	Koncept konstrukčního řešení 1	43
4.2.2	Koncept konstrukčního řešení 2	44
4.2.3	Koncept konstrukčního řešení 3	45
4.3	Zhodnocení koncepčních řešení	46
4.3.1	Koncepty mazacích systémů	46
4.3.2	Koncepty konstrukčního řešení	47
4.4	Výběr konstrukčního řešení	47
4.4.1	Vícekritériální analýza	48
4.4.2	Výsledné konstrukční řešení	50
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	51
5.1	Vstupní parametry kuličkového šroubu	51
5.1.1	Provozní parametry	51
5.1.2	Rozměrové parametry	52
5.1.3	Materiálové parametry	53
5.1.4	Parametry provozního prostředí	53
5.2	Výpočty kuličkového šroubu	54
5.3	Výpočty konstrukčních parametrů kuličkového šroubu	55
5.3.1	Základní parametry	55
5.3.2	Kontrola uložení a kritických otáček	61
5.3.3	Axiální únosnost kuličkového šroubu	62
5.3.4	Životnost kuličkového šroubu	64
5.3.5	Tuhost kuličkového šroubu	65
5.3.6	Pevnostní kontrola kuličkového šroubu	69
5.4	Výpočty zahrnující vliv provozního prostředí	72
5.4.1	Teplotní rozdíly	72
5.4.2	Kontrolované kritické stavy kuličkového šroubu	73
5.4.3	Výpočet kontaktních deformací	74
5.4.4	Výpočet kontaktních tlaků	79

5.5	Sestava kuličkového šroubu	83
5.5.1	Hřídel kuličkového šroubu	84
5.5.2	Matice kuličkového šroubu	85
5.5.3	Valivé elementy	85
5.5.4	Recirkulační systém	86
5.5.5	Umístění kuličkového šroubu v rámci sestavy posuvu stolu	88
6	DISKUZE	89
7	ZÁVĚR	90
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	91
9	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ, ZKRATEK A VELIČIN	98
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	103
11	SEZNAM TABULEK	106
12	SEZNAM PŘÍLOH	107

1 ÚVOD

Pohybové mechanismy pracující ve vesmírných aplikacích hrají zásadní roli v konstrukci kosmických těles. Téměř všechny vesmírné přístroje obsahují mechanismy, které se v rámci své činnosti pohybují (posuv, rotace, valení nebo jejich složení). Tyto mechanismy představují velmi specifickou skupinu zařízení. Při své funkci totiž musejí splňovat extrémní požadavky vesmírného prostředí. Na jejich úspěšném provozu přitom závisí úspěch kosmických misí, a proto je vyžadována jejich přesná konstrukce a následná kvalifikace prostřednictvím testování.

Mezi tyto mechanismy patří také pohybové šrouby, které umožňují převod rotačního pohybu na pohyb posuvný. Pohybové šrouby pro vesmírné aplikace jsou podobné pohybovým šroubům využívaným na Zemi, avšak mají své specifické parametry. Jsou navrženy tak, aby byly schopny plnit bezporuchový provoz v extrémních podmínkách, jako je například vakuum, velké teplotní extrémy nebo radiace.

Charakter vesmírného prostředí s sebou přináší mnoho komplikací při konstrukci jakéhokoliv mechanismu. V rámci konstrukce pohybových šroubů pracujících v tomto prostředí se tyto komplikace projeví především ve výběru vhodných materiálů, které budou schopny udržet si své vlastnosti i při působení vysokých a nízkých teplot. Dále také ve výběru vhodného mazacího systému, který bude odolávat kosmickým vlivům. Jedná se především o velmi nízké provozní teploty, intenzivní vypařování, kondenzaci nebo změnu viskozity použitého maziva.

Cílem této bakalářské práce je návrh kuličkového šroubu pracujícího jako součást vakuového tribometru. Prostředí uvnitř tribometru, respektive pracovní prostředí kuličkového šroubu simuluje reálné vesmírné podmínky. Konstrukce tohoto mechanismu bude tedy provedena na základě kritické rešerše již existujících řešení a postupů, koncepčních návrhů konkrétních řešení a dále výpočtů konstrukčních parametrů a parametrů provozního prostředí. Dále bude zpracována výkresová dokumentace vyhovujícího řešení.

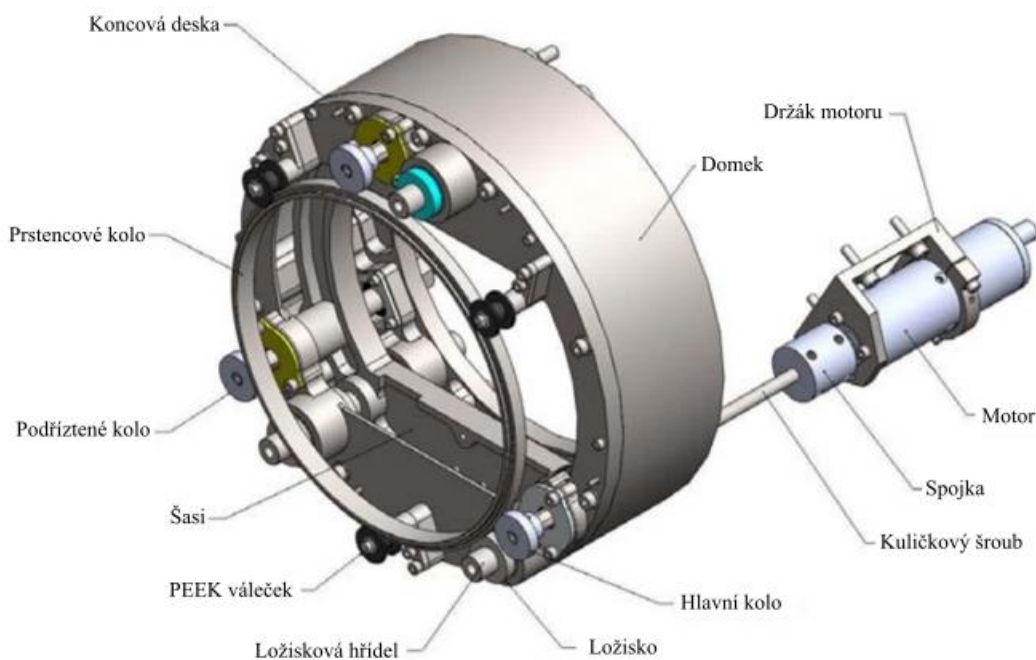
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Pohybové šrouby ve vesmíru

Nejčastěji se pohybové šrouby ve vesmírných aplikacích používají pro přeměnu rotačního pohybu v pohyb posuvný nebo naopak, což vyplývá z jejich kinematického principu. V mnoha aplikacích mohou pohybové šrouby nahradit hydraulické lineární pohony, a to díky jejich příbuzným celkovým rozměrům, absenci hydraulického pohonu, vysokému výkonu a přesnosti. Příklady použití pohybových šroubů ve vesmírných aplikacích se nachází níže. [1]

2.1.1 Mechanismus pro zaostření optického snímače

Tento mechanismus je součástí satelitu optického snímače SSTL300-S1 od společnosti *Surrey Satellite Technology Ltd.* Základním účelem mechanismu je umístit zaostřovací čočku podél optické osy tak, aby byl výsledný obraz Země zaostřen s danou hloubkou ostrosti. Kvůli faktorům ovlivňujícím ohniskovou vzdálenost snímače musí být mechanismus schopen čočku umístit na vzdálenost 10 mm. V důsledku požadavku na vysoce přesné umístění čočky na relativně velkou vzdálenost, nízké tření a vysokou tuhost je pohyb zprostředkován pomocí pohybového kuličkového šroubu. [2] Obrázek 1 představuje konstrukci mechanismu.

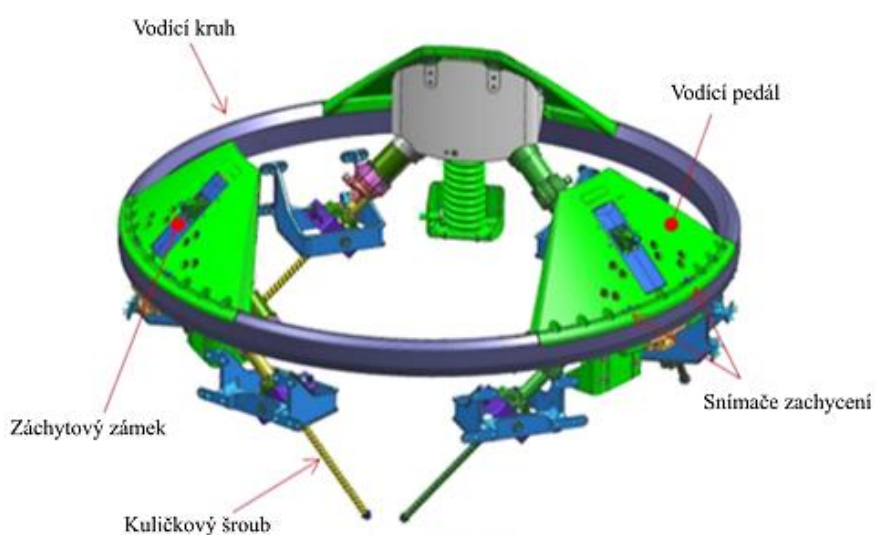


Obrázek 1 - Zaostřovací mechanismus SSTL300-S1 [2]

2.1.2 Dokovací mechanismus pro Mezinárodní vesmírnou stanici

NASA¹ dokovací mechanismus (NDS) byl vyvinut pro spojování kosmických lodí na oběžné dráze kolem Země. Mechanismus je klasifikován jako mechanismus spojovací, díky jeho schopnosti vytvořit tlakové a strukturální spojení mezi dvěma kosmickými loděmi bez použití robotické paže. [3]

Hlavním podsystémem v rámci NDS je lineární pohonný systém, jehož součástí je šest kuličkových šroubů. Šrouby jsou uspořádány do tří párů a spojují základní kruh a vodící kruh, které umožňují pevné spojení mezi Mezinárodní vesmírnou stanicí (ISS) a kosmickou lodí. Konstrukce jednotlivých částí lze vidět na obrázku 2. Vodící kruh je přitahován nebo vysouván od základního kruhu pomocí kuličkových šroubů, které jsou poháněny elektrickými motory. Cílem mechanismu je tedy pokud možno paralelní uspořádání obou kruhů (základního a vodícího) tak, aby mohla proběhnout dokovací sekvence. [4]



Obrázek 2 - Vodící kruh s lineárním pohonným systémem [4]

¹ Národní úřad pro letectví a kosmonautiku (NASA) je agentura vlády USA, provádějící civilní vesmírný program a vesmírný výzkum.

2.2 Specifika vesmírného prostředí

Při konstrukci mechanismů či jejich součástí pro vesmírné aplikace hrají zásadní roli extrémní podmínky vesmírného prostředí. U pohybových šroubů pracujících ve vesmíru tomu není jinak. Omezení, která toto prostředí přináší, se v rámci konstrukce pohybových šroubů odráží také na druhu a způsobu mazání. [5]

2.2.1 Stav beztlíže

Absence gravitačního zrychlení může být pro mechanismy ve vesmíru přínosem. Díky eliminaci tíhové síly působící na valivá tělíska pohybových šroubů je jejich opotřebenění v tomto směru minimalizováno. Na druhou stranu stav beztlíže znemožňuje transport maziva pomocí gravitačních sil. K ovládní kapalných maziv je proto často využíváno povrchového napětí. [6]

2.2.2 Vypařování

Vypařování je skupenskou přeměnou, při které se kapalná látka mění v plynnou. Jednou z prvních úvah při výběru vakuového maziva je jeho tlak páry a s tím spojená schopnost se vypařovat. Látky se mohou vypařovat za jakékoliv teploty a tlaku, avšak velmi nízký tlak panující ve vesmírném prostoru vypařování výrazně urychluje. [6]

Ve většině nynějších satelitních systémů nebylo odpařování významným problémem. V dnešní době je totiž k dispozici mnoho maziv s relativně nízkými tlaky par. Navíc lze k eliminaci vypařování použít mnoho jednoduchých těsnících metod, jako jsou labyrintová těsnění, stírače nebo hřídelová těsnění. [6]

2.2.3 Kondenzace

Při odpařování maziva se výpary nerozptylují ve vesmíru. Naopak mají tendenci se shlukovat a tvořit oblaky par. V mnoha případech kondenzují jako tenký film na chladných površích satelitů. Citlivé části satelitu, jako jsou čočky, okna nebo zrcadla, mohou být těmito filmy znehodnoceny. Na druhou stranu pro elektrické kontakty nebo kluzná ložiska může být tento efekt prospěšný. Podobně jako u vypařování se lze těmto problémům vyhnout správnou volbou konkrétního maziva. Potenciální prospěch či škoda z kontaminace odpařeným mazivem musí být posouzeny pro každou konkrétní aplikaci. [6]

2.2.4 Nedostatek reaktantů

Nedostatek reagujících plynů, zejména molekulárního kyslíku, ve vesmírném prostředí je velmi důležitým hlediskem při mazání mechanických komponent. Třecí koeficienty mohou dosahovat v nepřítomnosti povrchových oxidických filmů extrémních hodnot. V některých případech může dojít až k úplnému svaření povrchů. Těmto nežádoucím situacím lze zabránit vhodnou volbou maziva a materiálů třecích ploch. [6]

2.2.5 Teplotní extrémy

Teploty ve vesmíru se mohou pohybovat od extrémně chladných, stovky stupňů Celsia pod nulou, až po mnoho stovek stupňů Celsia nad nulou. Teplotní extrémy, kterým je vesmírná technika vystavena, jsou kombinací umístění vzhledem ke slunci nebo stínu. Dalším faktorem je inženýrské prostředí, ve kterém se systém nachází (např. nádrže s kapalinou, termální radiátory, ohřívače apod.). Teplotní rozsah v nízké oběžné dráze (LEO) se pohybuje od $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+125\text{ }^{\circ}\text{C}$ s termálním cyklováním závislým na výšce oběžné dráhy. Tabulka 1 zobrazuje teplotní podmínky vzhledem k různým kategoriím misí. [7]

Teplota prostředí velice úzce souvisí s mazivou, která jsou v mechanismech použita. Ovlivňují především vypařování, kondenzaci a viskozitu použitých maziv [6]. Další teplotou ovlivněnou oblastí mechanismů jsou jednoznačně materiály mechanismů. Teplota může u kovových materiálů měnit jejich materiálové charakteristiky, jako je například mez kluzu (Re) [8]. S tímto je tedy třeba při výběru materiálů a maziv počítat a vybrat materiály schopné ve vesmírném prostředí pracovat.

Tabulka 1 - Teplotní podmínky vzhledem ke kategorii mise [7]

Typ mise	Podmínky [$^{\circ}\text{C}$]
LEO ²	- 65 až +125
GEO ³	-196 až +128
Transatmosferické vozidlo	-196 až +128
Měsíční povrch	-171 až +111
Povrch Marsu	-143 až +27

² Nízká oběžná dráha Země (LEO).

³ Geostacionární oběžná dráha Země (GEO).

2.2.6 Problematika teplotní roztažnosti

Jednou z významných problematik v rámci konstrukce a fungování pohybových šroubů ve vesmírném prostředí je bezpochyby tepelná roztažnost. Jedná se o tendenci materiálů měnit svůj objem v závislosti na změně teploty. Tato problematika pramení z extrémního rozsahu teplot, kterým jsou kuličkové šrouby ve vesmíru vystaveny. Konkrétní teploty jsou shrnuty v kapitole 2.2.5. Kromě toho, stejně jako všechny mechanismy využívající smykové nebo valivé tření, i pohybové šrouby generují své vnitřní teplo. Toto teplo a zejména změny teploty v průběhu funkce pohybového šroubu mohou mít škodlivý vliv na životnost, přesnost a další parametry mechanismu. [9]

Účinky tepla

Pro fungování pohybových šroubů je ideální konzistentní pracovní teplota, avšak kombinace externích teplot, jejich změn a teplot vzniklých třením může způsobit tepelnou expanzi těla kuličkového šroubu. Tato expanze je dostatečně velká, aby ovlivnila jeho přesnost a výkon. Obecně má teplotní roztažnost největší vliv na vedení šroubu. To způsobí snížení přesnosti a může ovlivnit správnou funkci a polohu mechanismu. Dále má velký vliv na uložení šroubu a s tím spojené zatížení ložisek. [7];[9]

Vliv materiálů

Při výběru materiálu pohybového šroubu s ohledem na tepelnou roztažnost je důležité zvolit materiál s nízkým koeficientem tepelné roztažnosti. Tento koeficient udává tendenci materiálu podléhat zvětšení objemu v závislosti na změně teploty. Pokud to aplikace dovoluje, je ideální použití jednoho materiálu pro konstrukci celého mechanismu. Toto způsobuje konzistenci v tepelné roztažnosti a zjednodušuje návrh a použití mechanismu. [10]

Prevence a zmírnění tepelné roztažnosti

Existuje několik opatření, která lze využít při kompenzaci vlivu tepelné roztažnosti. Mezi konzervativní opatření patří konstrukční úpravy v řešení pohybového šroubu. Tyto metody zahrnují například volbu co nejmenšího předpětí matic, díky čemuž se snižuje tření generující teplo. Dalším v praxi rozšířeným opatřením je uložení pohybového šroubu s předpětím, které minimalizuje nežádoucí expanzi těla šroubu. V některých speciálních aplikacích lze také využít metody interního chlazení skrze dutou hřídel pohybového šroubu. Tato metoda umožňuje stabilizovat pracovní teplotu a tím minimalizuje tepelnou expanzi. [9]

2.2.7 Tepelná vodivost

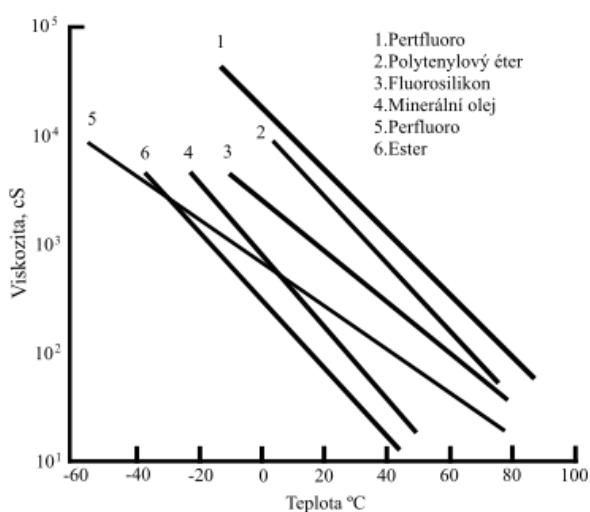
Ochlazování ve vesmírném prostředí nemůže probíhat v důsledku přirozené konvekce, a to díky absenci atmosféry. Ke tření mezi jednotlivými povrchy často dochází jen na velmi malých plochách. Díky tomu se generuje velké množství tepla, které nelze odvést, a dochází tak k ještě většímu nárůstu a následné degradaci maziva. Tento problém může být výraznější u pevných maziv než u kapalných, a to díky schopnosti kapalných maziv teplo odvádět. Toto ovšem platí jen při dostatku kapalného maziva a jeho správné cirkulaci. [6]

2.2.8 Radiace

Radiace ve vesmírném prostředí lze rozdělit na radiaci elektromagnetickou a částicovou. Elektromagnetická radiace zahrnuje viditelné světlo, infračervené, ultrafialové, rentgenové a gama záření. Ultrafialové a rentgenové paprsky mohou výrazně poškodit organické materiály a zvýšit tak jejich reaktivitu. Působením infračerveného záření mohou některá maziva tepelně degradovat. Ostatní účinky radiace jsou většinou redukovány díky těsnění pohybových šroubů. [6];[11]

2.2.9 Viskozita

Viskozita maziva hraje zásadní roli v řadě výkonnostních parametrů. Rychlost odpařování maziva klesá s rostoucí viskozitou. Důležitějším faktorem je však efekt viskozity na charakteristiku kroutícího momentu. Zvýšení viskozity jasně zvyšuje velikost kroutícího momentu, což může mít výrazné důsledky na výkonost a účinnost mechanismu. Další důležitý efekt spojený s viskozitou maziva je její závislost na teplotě. Se zvyšující se teplotou viskozita klesá. Obrázek 3 ukazuje závislost teploty na viskozitě. [6]



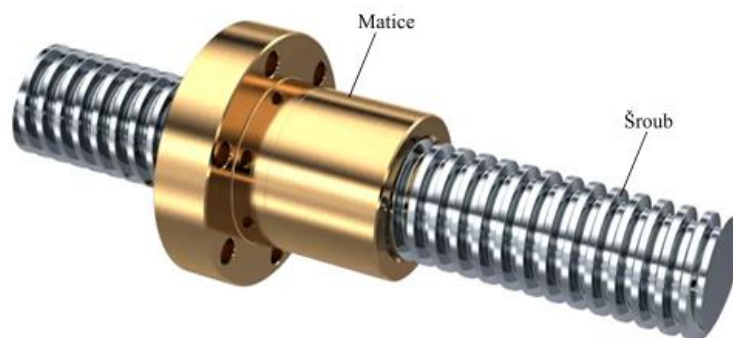
Obrázek 3 - Typické změny viskozity v závislosti na teplotě [6]

2.3 Druhy pohybových šroubů ve vesmíru

Pohybové šrouby využívané ve vesmírných aplikacích se výrazně liší od obyčejných pohybových šroubů používaných na Zemi. Musejí splňovat určité parametry týkající se vesmírného prostředí, tak aby mohly zajistit bezporuchový provoz [5]. Největší výzvou při konstrukci pohybového šroubu jsou komplikace spojené s teplotní roztažností, třením a disipací tepla třením vzniklým. S tímto dále souvisí požadavek kvalitního mazání, které je třeba do konstrukce zahrnout. Pohybové šrouby, které jsou schopny tyto parametry splnit a bezproblémově ve vesmíru fungovat, lze rozdělit do tří kategorií. Na základě jejich parametrů a konstrukce mohou tyto kategorie představovat různou škálu využití.

2.3.1 Konvenční pohybové šrouby

Použití konvenčního pohybového šroubu k vytvoření lineárního pohybu je běžnou praxí při použití na Zemi, která je velmi dobře analyzována. Hlavní části mechanismu jsou šroub a matice, které k pohybu využívají velkého stoupání a převodového poměru. Tato aplikace využívá dvou profilů závitů. Jedná se o závit trapézový a čtvercový. Čtvercový závit je efektivnější, avšak jeho výroba je složitá. Účinnost těchto závitů není vysoká (40 %) a ve většině případů nenabízejí reverzní pohyb. Nízká účinnost je odvozena od účinku smykového tření mezi šroubem a maticí. Obecně se konvenční pohybové šrouby využívají pro aplikace, které vyžadují pouze malé rychlosti a menší přesnost. Díky těmto vlastnostem je využití konvenčních pohybových šroubů ve vesmírném prostředí minimalizováno a jejich funkce je nahrazena mechanismy, které nahrazují smykové tření valivým odporem. [12];[13]



Obrázek 4 - Popis konvenčního šroubu s čtvercovým závitem [44]

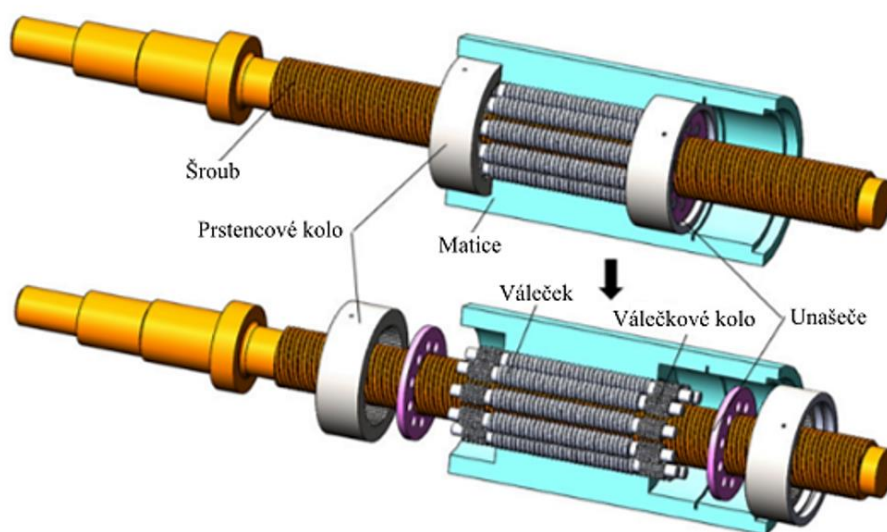
2.3.2 Kuličkové šrouby

Kuličkové šrouby, stejně jako šrouby konvenční, převádějí rotační pohyb na pohyb posuvný. Hlavním rozdílem je nahrazení smykového tření valivým odporem, což je realizováno využitím valivých elementů (kuliček). Díky své konstrukci představují tyto mechanismy ideální volbu pro funkci ve vesmírném prostředí. [14] Detailnější popis, konstrukční prvky, materiály nebo způsoby mazání jsou shrnuty v kapitole 2.4.

2.3.3 Válečkové šrouby

Planetové válečkové šrouby představují další způsob převodu rotačního pohybu na pohyb posuvný. Tyto pohybové šrouby nahrazují smykové tření valivým odporem, ale jejich konstrukce se výrazně liší od kuličkových šroubů. Mechanismus se skládá z pěti hlavních částí, jimiž jsou matice, šroub, válečky, unašeče a vodící kroužky. Popis jednotlivých částí zachycuje obrázek 5. Nejčastěji šest až osm válečků je instalováno v planetovém uspořádání kolem hlavního závitového šroubu. Tímto způsobem je přenášeno zatížení a realizován kinematický princip. [15]

Díky pokročilejším konstrukčním principům planetového válečkového šroubu je oproti kuličkovým šroubům výrazně zvýšena nosnost a tuhost systému. Tento mechanismus je tedy schopen pracovat v nejextrémnějších podmínkách s výdrží několik tisíc hodin. Účinnost je také velmi vysoká a dosahuje hodnot okolo 95 %. Proto jsou válečkové šrouby ideální pro aplikace s vysokými frekvencemi práce, vysokou nosností, přesností a rychlostí práce. Díky těmto kvalitám nacházejí uplatnění i v náročném vesmírném prostředí nejčastěji jako zaostřovací mechanismy nebo jako mechanismy pro posuv v přesných pracovních polohách. [15]



Obrázek 5 - Popis planetového válečkového šroubu [45]

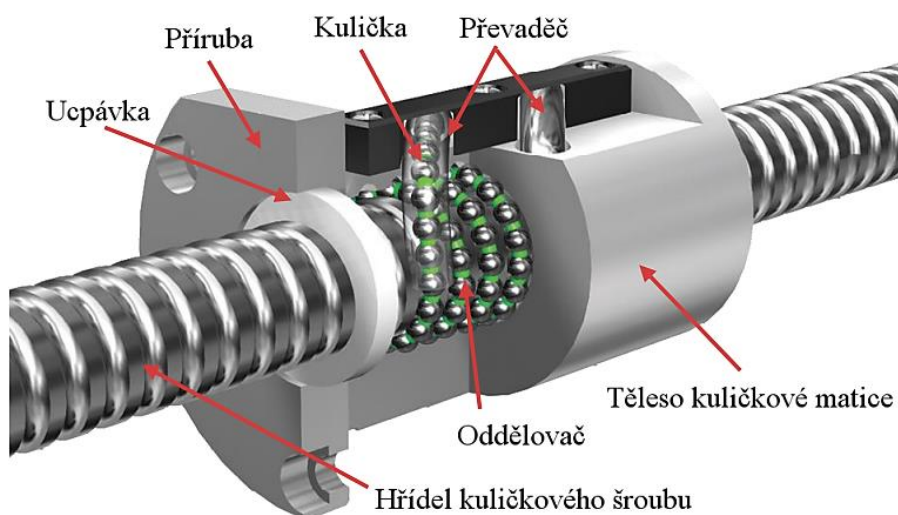
Tabulka 2 - Parametry pohybových šroubů[13]

Kategorie	Typ	Účinnost	Reverzní chod	Únosnost	Přesnost
Konvenční šroub	-	nízká (40 %)	záleží na stoupání závitu	vysoká	střední
Kuličkový šroub	recirkulační	vysoká (95 %)	ano	střední	vysoká
Válečkový šroub	planetový	vysoká (90 %)	ano	vysoká	vysoká

2.4 Recirkulační kuličkové šrouby pro vesmírné aplikace

2.4.1 Kinematický princip

Recirkulační kuličkové šrouby (RKŠ) jsou komponenty, které dokážou převádět rotační pohyb na posuvný (lineární) a naopak. Tím přenášejí energii. Hlavními prvky tohoto mechanismu jsou šroub, matice a valivá tělíska, tedy kuličky. Popis jednotlivých částí je prezentován obrázkem 6. Kontakt mezi šroubem a maticí je zprostředkován odvalováním kuliček ve vhodně tvarovaných drahách. Valivý odpor kuliček nahrazuje smykové tření u konvenčního trapézového šroubu a tím zlepšuje nejen výkon, ale také účinnost. Na konci dráhy jsou kuličky recirkulovány různými systémy, které je vracejí zpět na začátek pracovního cyklu. Specifickými vlastnostmi kuličkových šroubů jsou vysoká přesnost a výkon. Oproti trapézovým šroubům mají kuličkové šrouby také vysokou účinnost (90-95 %) [14].



Obrázek 6 - Popis částí recirkulačního kuličkového šroubu [19]

2.4.2 Základní konstrukční parametry kuličkového šroubu

Vlastnosti kuličkového šroubu jsou definovány několika konstrukčními parametry, které je potřeba zahrnout při návrhu. Tyto parametry jsou odvozeny z pracovních podmínek, ve kterých bude kuličkový šroub pracovat. Jedná se především o velikost a typ zatížení, přesnost, pracovní rychlost a účinnost. Správná volba níže zmíněných parametrů úzce souvisí s požadovanou funkcí kuličkového šroubu. [12];[16]

Jmenovitý průměr závitu

Jmenovitý průměr závitu d_0 spolu se stoupáním závitu je jeden z parametrů, který definuje velikost kuličkového šroubu. Dále také určuje vzpěrnou tuhost v závislosti na jeho délce a uložení. Jmenovitý průměr také určuje závislost maximálních otáček hřídele n_{max} na rychlosti oběhu valivých elementů [27]. Norma ISO 3408-2 obsahuje rozsah velikosti jmenovitého průměru od 4 mm do 160 mm [36]. Součin jmenovitého průměru a otáček pak tvoří charakteristickou hodnotu limitující funkci a použití kuličkového šroubu. K tomu se dále váže následující omezení zahrnující použitý typ recirkulace [12].

Při použití interní recirkulace pomocí převáděcího lůžka platí následující vztah. [12]

$$n_{max} = \frac{100\,000}{d_0} \quad (1)$$

Konstrukce využívající recirkulační systém matice s převáděcím kanálem je charakterizována tímto vztahem. [12]

$$n_{max} = \frac{70\,000}{d_0} \quad (2)$$

Pro použití recirkulace pomocí matice s převáděcím kanálem nebo pomocí axiálních segmentů platí vztah níže. [12]

$$n_{max} = \frac{125\,000}{d_0} \quad (3)$$

Stoupání závitu

Velikost stoupání závitu P určuje dynamické vlastnosti převodu. Provedení a třída přesnosti dále určují výslednou pracovní přesnost polohování [12]. Základní řada stoupání podle normy ISO 3408-2 obsahuje rozsah stoupání od 1 mm do 50 mm v závislosti na typu jmenovitého průměru [17]. Velikost stoupání v neposlední řadě určuje velikost použitých kuliček a jejich množství v pracovním závitu matice [12].

Třída přesnosti závitu

Třída přesnosti kuličkového šroubu vychází především z technologie výroby. Kuličkové šrouby jsou vyráběny v několika třídách přesnosti, které odpovídají normám ISO 3408-3 a DIN 69051 [12]. Konkrétně se jedná o třídy přesnosti IT1 až IT10 [18].

Únosnost a trvanlivost kuličkového šroubu

Dalším základním parametrem kuličkového šroubu je jeho únosnost. Únosnost je v tomto případě charakterizována, podobně jako u kuličkových ložisek, statickou únosností C_0 . Ta je definována jako zatížení vyvolávající trvalou deformaci funkční plochy závitu či povrchu kuličky o průměru D_w rovné $0,0001D_w$ a dynamickou únosnost C_a odpovídající zatížení, které musí RKŠ přenášet při splnění základní trvanlivosti $L_{10} = 1 \cdot 10^6$ otáček. [12]

Základní trvanlivost je tedy definována jako hodnota, která vyjadřuje počet vykonaných otáček hřídele vzhledem k matici s 90% spolehlivostí. Toto platí do vzniku prvního náznaku únavy materiálu nebo opotřebení funkčních částí kuličkového šroubu. Základní trvanlivost definuje následující vztah. [12]

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F}\right)^3 \cdot 10^6 \quad (4)$$

Tuhost kuličkového šroubu

Tuhost kuličkového šroubu R je další důležitou charakteristikou kuličkového šroubu.

Tuhost je definována jako poměr vnější zatěžující síly F_a a axiálního posunutí matice δ na hřídeli kuličkového šroubu. [12]

$$R = \frac{F_a}{\delta} \quad (5)$$

Síla předeprnutí

Předeprnutí matice kuličkového šroubu se provádí pro dosažení vysoké tuhosti a vymezení axiálních vůlí. Předeprnutí se volí tak, aby poměr zatěžující axiální síly F_a a síly předeprnutí F_v odpovídal následující podmínce. [12]

$$\frac{F_v}{F_a} = 2,83 \quad (6)$$

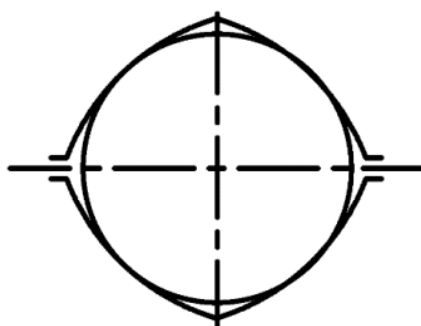
Přesný popis a druhy předeprnutí, stejně jako ostatní důležité konstrukční prvky, jsou diskutovány v následujících kapitolách.

2.4.3 Geometrie závitů

V běžné praxi je u RKŠ využíváno dvou profilů valivých drah. Jedná se o kruhový profil a gotický profil. Každý z těchto profilů má své specifické vlastnosti a využití.

Gotický profil

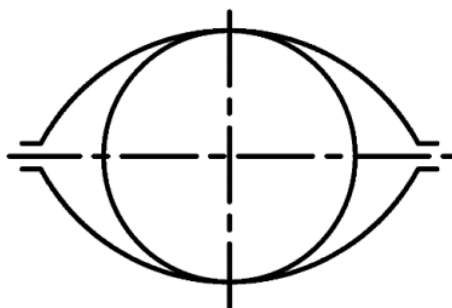
Gotický profil je tvořen dvěma totožnými rádiusy o poloměru nepatrně větším než kuličky. Detailnější představu ukazuje obrázek 7. Tento profil je složitější na výrobu, avšak má své výhody. Gotický profil nabízí čtyřbodový styk, lepší úhel do sedu, přesnější chod a možnost předepnutí. [12];[19]



Obrázek 7 - Gotický profil [14]

Kruhový profil

Kruhový profil je obecně jednodušší a jeho výroba je také méně nákladná. Profil je tvořen kružnicí o větším poloměru než poloměr kuličky. Díky menšímu dosedovému úhlu kuličky a pouze dvoubodovému styku dosahuje kuličkový šroub s tímto profilem menší účinnosti a používá se pro méně přesné aplikace. [12];[19]



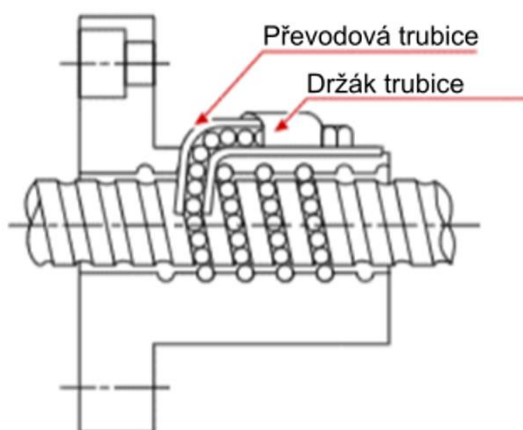
Obrázek 8 - Kruhový profil [14]

2.4.4 Druhy recirkulace

Kuličkový šroub dosahuje plynulého lineárního pohybu díky tomu, že kuličky recirkulují podél dráhy šroubu zpět na začátek svého pracovního cyklu. K tomuto účelu existuje několik běžně používaných recirkulačních systémů. [20]

Matice s externím převodem

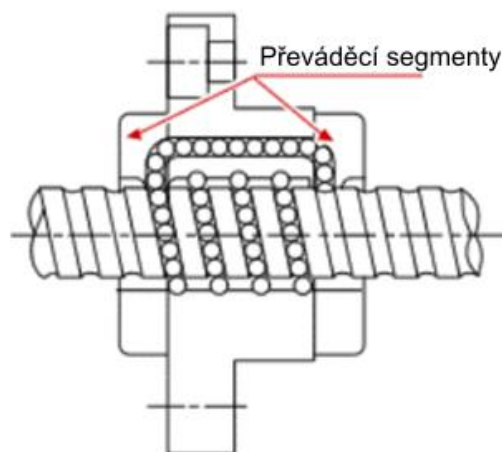
Matice s externím převodem recirkuluje kuličky pomocí vnější převodové trubice, která realizuje posuv kuliček o více závitů. Tato trubice se tedy nachází mimo matici. Díky jednoduché montáži je toto řešení vhodné pro sériovou výrobu [20]. Konstrukce tohoto řešení je zachycena na obrázku 9.



Obrázek 9 - Recirkulace pomocí externí převodové trubice [20]

Matice s převáděcím kanálem

Recirkulace pomocí matice s převáděcím kanálem je obdobná jako u matice s externím převodem. Na rozdíl od externího převodu je u tohoto typu recirkulace kulička převáděna vnitřní trubicí. Převod je uskutečněn pomocí segmentů umístěných na obou koncích matice, jak lze vidět na obrázku 10. Celý pracovní okruh kuličky je tedy realizován uvnitř matice. Toto řešení nachází nejlepší uplatnění pro vysokorychlostní operace [20].



Obrázek 10 - Recirkulace pomocí převáděcího kanálu [20]

Interní recirkulace převáděcím lůžkem

Dalším druhem recirkulace je převod kuliček pomocí deflektorů neboli interním převodem pomocí převáděcího lůžka. Kuličky zde obíhají pouze uvnitř jednoho závitu matice. Každý deflektor vyvádí kuličky z drážky závitu a převádí je po nefunkční části hřebenu závitu. Vnitřní recirkulace je zvláště kompaktní řešení a umožňuje minimalistické rozměry matice [20];[16].

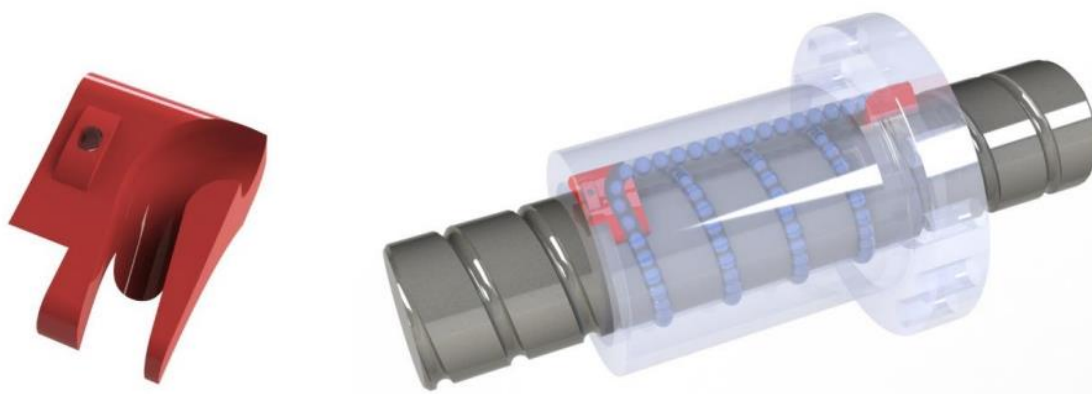


Obrázek 11 - Převáděcí lůžko (vlevo), vizualizace využití uvnitř matice (vpravo) [12]

Toto řešení je využíváno v rámci vesmírných aplikací. Recirkulaci interním převodem využívá u svých kuličkových šroubů například firma *Umbragroup S.p.A.* Výrobce a dodavatel kuličkových šroubů pro vesmírný sektor [21].

Recirkulace axiálními segmenty

V tomto případě probíhá recirkulace pomocí axiálních převáděcích segmentů. Tyto segmenty, které jsou vkládány do tělesa matice axiálně, převádějí kuličky přes více závitů najednou. Převod je realizován prostřednictvím kanálu uvnitř matice, podobně jako u matice s převáděcím kanálem [16]. Tento způsob zajišťuje velmi plynulý chod a lze jej aplikovat i na rychloběžné kuličkové šrouby. Detailnější představu ukazuje obrázek 12.



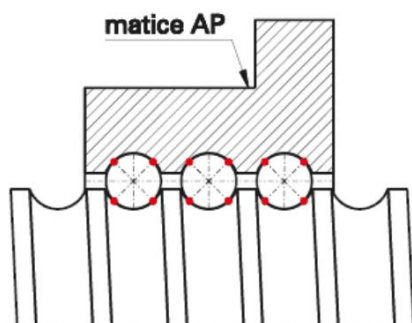
Obrázek 12 - Axiální segment (vlevo), vizualizace využití uvnitř matice (vpravo) [12]

2.4.5 Předepnutí matic kuličkových šroubů

Předepínání matic kuličkových šroubů se používá ke zvýšení přesnosti a tuhosti mechanismu. U mnoha kuličkových šroubů lze díky této modifikaci dosáhnout přesnosti až několika mikronů. Předepnutí zároveň vede k většímu opotřebení kuliček a závitových drah díky zvýšenému působení sil na valivé elementy. Proto je potřeba zvolit příslušnou variantu předepnutí pro konkrétní aplikaci. [19];[22] Jednotlivé druhy jsou diskutovány níže.

Výběrem valivých elementů

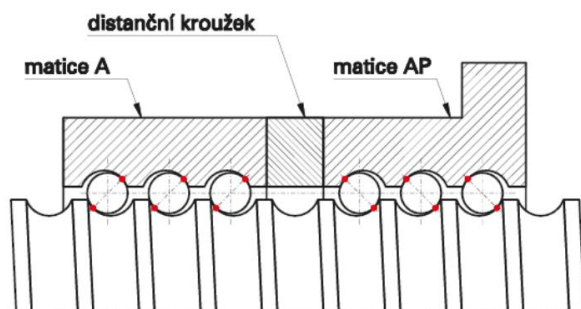
Předepnutí výběrem kuliček je realizováno pomocí volby nepatrně větších valivých elementů. Zvětšené kuličky a kuličky standardních rozměrů jsou tak střídavě umístěny mezi šroub a maticí. Tato skladba valivých elementů vymezí vůli a realizuje předepnutí. Tento typ předepnutí způsobuje čtyřbodový styk kuliček mezi šroubem a maticí. [16];[22]



Obrázek 13 - Předepnutí pomocí zvětšených valivých elementů [12]

Distančním kroužkem

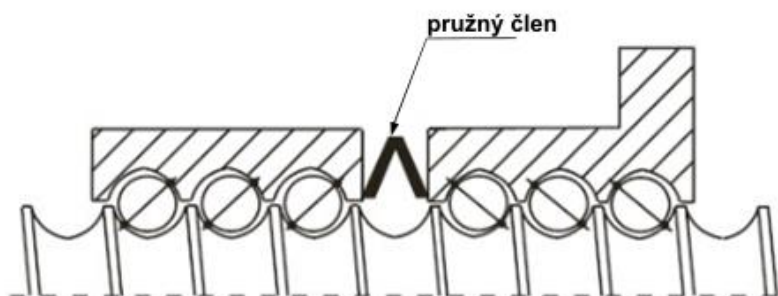
Využití distančního kroužku je jednou z dalších možností pro realizaci předepnutí u RKŠ. U tohoto řešení je nutností použití dvou matic. Distanční kroužek je poté vložen mezi tyto matice, čím od sebe oddálí závity matice o rozdíl ve stoupání. To způsobí napětí mezi maticemi a tím dojde k vymezení vůli. Jak plyne z obrázku 14, jedná se o dvoubodový styk, který je důsledkem větší tuhosti a účinnosti tohoto řešení. [19];[22]



Obrázek 14 - Předepnutí pomocí distančního kroužku [12]

Pružným členem

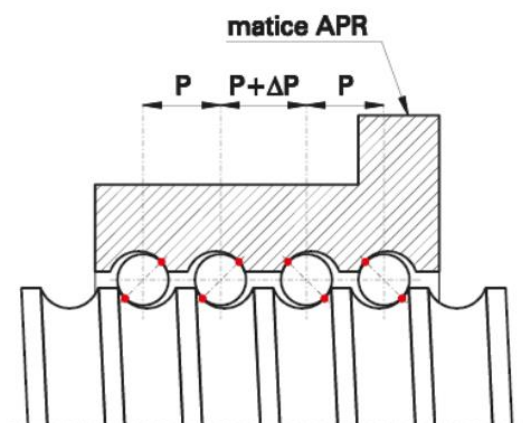
Další způsob předepnutí představuje využití tzv. pružného členu. Tento člen funguje podobně jako distanční kroužek s tím rozdílem, že vyvíjí konstantní sílu mezi maticemi. Tato síla vytváří předpětí a minimalizuje vůli. Toto řešení dokáže tlumit rázy a plní svoji funkci i při opotřebení valivých elementů. [19];[22]



Obrázek 15 - Předepnutí pomocí pružného členu [16]

Diferencí ve stoupání

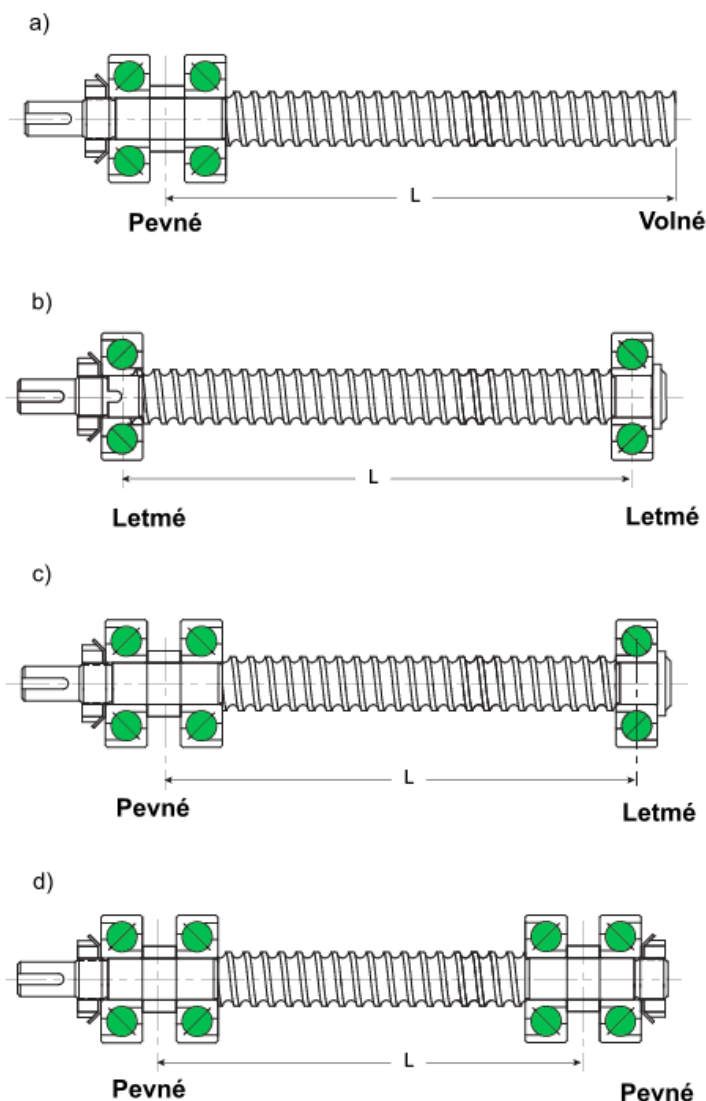
Diference ve stoupání představuje metodu předpětí realizovanou pomocí rozdílu stoupání ve středu matice. Tento způsob předepnutí je charakteristicky podobný metodě využívající distanční kroužek. Rozdílem jsou kompaktnější rozměry matice. Při tomto způsobu řešení však není možné měnit velikost předepnutí. [19];[22]



Obrázek 16 - Předepnutí pomocí diference ve stoupání [12]

2.4.6 Uložení kuličkových šroubů

Uložení kuličkového šroubu má zásadní vliv na funkci celého pohybového systému. V praxi se můžeme setkat s několika druhy uložení. Provedení jednotlivých způsobů uložení vyplývá z typu zatížení, které je u kuličkových šroubů zejména axiální. U jednostranného axiálního uložení (obrázek a) se tuhost během zdvihu snižuje. Lze také využít kombinaci axiálního a radiálního uložení (obrázky b) – d)), kde je celková tuhost uložení vyšší [23];[24].



Obrázek 17 - Druhy uložení kuličkového šroubu [46]

Každé z těchto uložení plní svoji funkci v závislosti na typu uplatnění. U většiny konfigurací kuličkových šroubů plní hlavní nosnou funkci kuličkový šroub, který koná rotační pohyb. Díky tomu se ve většině případů pro uložení volí valivá ložiska. Preferována jsou ložiska s přímkovým stykem. Nejčastěji využívána jsou tedy ložiska jehlová nebo válečková, která oproti kuličkovým ložiskům dokážou přenést větší zatížení. Volba ložisek ovšem závisí na konkrétní aplikaci [23];[24].

2.4.7 Materiály kuličkových šroubů pro vesmírné aplikace

Při výběru materiálů kuličkových šroubů pracujících ve vesmírném prostředí je důležitým faktorem vliv prostředí, kterému bude výrobek vystaven během svého provozního života. To zahrnuje skladování, startovní proces a konečně práci ve vesmírném prostoru. Dalším faktorem je kompatibilita materiálů s mazacími systémy, které vesmírné prostředí vyžaduje. V neposlední řadě je také kladen důraz na nízkou tepelnou roztažnost a dlouhou životnost. Požadavky na materiály jsou tedy vysoké, a proto je splňuje jen určitá škála materiálů. [5] Nejběžněji používané a testováním ověřené materiály jsou diskutovány níže.

AISI 440 C

Jedná se o martenzitickou nerezovou ocel, která vykazuje dobrou korozní odolnost. Tato ocel obsahuje vysoký podíl uhlíku a chromu a je běžně používána pro komponenty pracující ve vesmírném prostředí, jako jsou kuličkové šrouby, ložiska, části ventilů. AISI 440 C si udržuje své vlastnosti i při vysokých rozdílech teplot (-269 °C až +319 °C), čímž splňuje parametry pro funkci ve vesmíru. Tento materiál se běžně používá pro výrobu matice, šroubu i valivých elementů kuličkových šroubů. [25];[13]

Cronidur® 30

Tato legovaná martenzitická korozivzdorná ocel byla vyvinuta speciálně pro kuličková ložiska a šrouby pracující v extrémních podmínkách, jako je letectví a kosmonautika. Tato nová ocel prokázala stokrát zvýšenou korozní odolnost oproti oceli AISI 440 C. Tato ocel dostává své výjimečné vlastnosti díky použitým legurám. Chrom poskytuje odolnost proti korozi, zatímco uhlík a dusík ocel zpevňují [26]. Důkazem kvality tohoto materiálů je jeho využití firmou *Umbragroup S.p.A.* Výrobce a dodavatel kuličkových šroubů pro vesmírný sektor [21]. Materiál nachází použití především při výrobě matic a hřídel kuličkových šroubů.

Ti-6Al-4V

Titanová slitina Ti-6Al-4V je atraktivním lehkým materiálem pro kosmické konstrukce, protože poskytuje kombinaci vysoké pevnosti, nízké tepelné roztažnosti, vysokého modulu pružnosti a vysoké provozní teploty [27]. Tato slitina poskytuje obecně delší životnost než ocel AISI 440 C. Dále je také o 40 % lehčí než nerezové oceli použité pro výrobu kuličkových šroubů [28].

Si3N4

Jedná se o karbid křemíku, jehož použití je upřednostněno pro keramická ložiska a valivé elementy kuličkových šroubů. Na základě svých vlastností je tento keramický materiál velmi pevný, lehký a odolný proti opotřebení. Dále má nízkou pórovitost, tepelnou roztažnost a dokáže zvládnout velké teplotní extrémny. Tyto vlastnosti činí tento materiál ideálním pro vakuové použití. V rámci kuličkových šroubů se používá na výrobu valivých elementů, tedy kuliček. Keramické kuličky hrají svou roli v takzvaném alternativním designu (AD) kuličkového šroubu, který je diskutován níže [29];[30].

2.4.8 Mazání kuličkových šroubů pro vesmírné aplikace

Pro kuličkové šrouby ve vesmírných mechanismech platí, že budou dlouhodobě vystaveny vakuovému prostředí. Jednotlivé charakteristiky tohoto prostředí jsou zmíněny v kapitole 2.2. Mazivo se ve vakuu vypařuje a ztrácí svůj mazací účinek. Proto jsou kuličkové šrouby navrženy tak, aby mohly pracovat bez maziva nebo být mazány tuhými filmy. [5]

Tuhá maziva

V kosmických aplikacích jsou tuhá maziva preferovaným systémem. Mohou se vyskytovat jako povlaky (filmy), volný prášek nebo disperze v olejích a tucích. Oproti kapalným mazivům mají tuhá maziva mnoho výhod jako například absence vypařování, redukce váhy, schopnost pracovat ve vysokých i kryogenních teplotách a v neposlední řadě nižší cena. [28]

Nejběžněji používaným mazivem ve formě povlaku je disulfid molybdenu (MoS₂). Obecně se mohou používat i jiné materiály, jako je disulfid wolframu (WS₂), polytetrafluoretylen (PTFE), polyethylen a další. V některých případech se používá kombinace několika materiálů. Příkladem je povlak vyrobený z karbidu wolframu/uhlíku (WC/C). Přehled jednotlivých povlaků se nachází v tabulce 3 níže. [31]

Tabulka 3 - Typy povlaků a druh nanášení [31]

Značka	Název	Druh nanášení
MoS ₂	disulfid molybdenu	magnetronové naprašování
WS ₂	disulfid wolframu	chemická depozice z plynné fáze
PTFE	polytetrafluoretylen	chemická depozice z plynné fáze
PE	polyethylen	chemická depozice z plynné fáze
WC/C	karbid wolframu/uhlíku	fyzikální depozice z plynné fáze

Povlaky vytvořené na povrchu závitu šroubu mají většinou tloušťku jen několik mikrometrů, mají silnou přilnavost k podkladu, dlouhou životnost a během pohybu vytváří malá opotřebení. Existuje několik způsobů nanášení povlaků na povrch materiálu. Jednodušší metody zahrnují vtírání prášku přímo do povrchu materiálu. Moderní metody zahrnují techniky chemického odpařování (depozice), jako je sputtering⁴ nebo iontové pokovování. [31];[32]

Absence maziva

V určitých případech lze kuličkový šroub provozovat bez maziva (holý). Mechanismy bez maziva umožňují jednoduchý design a představují dobrý výběr pro vesmírné aplikace, které nelze kontrolovat v průběhu jejich činnosti. Ve skutečnosti, v případě kontrolovaného počtu cyklů je ideální řešení absence maziva a použití alternativního designu (AD). [5]

AD představuje konstrukci kuličkového šroubu využívající základního materiálu pro výrobu matice a šroubu. Na rozdíl od běžné konfigurace jsou zde použity dva materiály pro výrobu kuliček. Kuličky z nerezové oceli slouží jako oddělovače kuličkám vyrobeným z karbidu křemíku (Si₃N₄). Tato kombinace zabraňuje opotřebením vzniklým díky tření ocelových kuliček o sebe, které se projevuje u klasické konfigurace. Alternativní design také několikanásobně zvyšuje životnost kuličkového šroubu [33]. Tento design také hojně využívá u svých kuličkových šroubů společnost *Umbragroup S.p.A.* Výrobce a dodavatel kuličkových šroubů pro vesmírný sektor [21].



Obrázek 18 - Klasická konfigurace (vlevo) a alternativní design (vpravo) [33]

⁴ Nanášení vysoce výkonných povlaků metodou magnetronového naprašování.

2.4.9 Mazací systémy ve vesmírných aplikacích

Na základě způsobu mazání a volby materiálů kuličkových šroubů používaných ve vesmírných aplikacích bylo navrženo šest, testováním ověřených mazacích systémů. Každý z nich představuje určitou škálu využití a výhod. Tabulka 4 zobrazuje jednotlivé koncepty.

Tabulka 4 - Designové koncepty pro vesmírné prostředí [34];[5]

Koncept	malice	šroub	kuličky	mazivo	povlak
Koncept 1	AISI 440 C	AISI 440 C	Si3N4	–	MoS2
Koncept 2	Cronidur 30	Cronidur 30	AD	–	–
Koncept 3	AISI 440 C	AISI 440 C	AD	–	WC/C
Koncept 4	AISI 440 C	AISI 440 C	AD	–	–
Koncept 5	Ti-6Al-4V	Ti-6Al-4V	AD	–	WC/C
Koncept 6	Ti-6Al-4V	Ti-6Al-4V	AD	–	–

Tyto koncepty mohou být použity pro funkci ve vesmírném prostředí. Jejich funkce a použití závisí na mnoha parametrech zahrnujících především pracovní prostředí. Některé z těchto konceptů byly testovány v podmínkách reprezentujících nízkou oběžnou dráhu Země (LEO). Studie zabývající se tímto testováním odhalily změny v účinnosti a koeficientu tření u jednotlivých koncepčních řešení. Tyto změny jsou především způsobeny vakuovým prostředím, které zvyšuje koeficient tření a tím prokazatelně snižuje účinnost mechanismů [34]. Jejich přehled se nachází v tabulce 5.

Tabulka 5 - Parametry RKŠ v podmínkách LEO [34]

Koncept	Účinnost [%]	Účinnost (LEO) [%]	Koeficient tření [-]	Koeficient tření (LEO) [-]
Koncept 3	95.4	93.1	0.046	0.049
Koncept 4	98.4	94.5	0.016	0.055
Koncept 5	92.5	83.2	0.075	0.168
Koncept 6	97.6	91.3	0.024	0.087

2.5 Konkrétní vakuová aplikace

Jedná se o konkrétní problematiku, ke které bude směřováno řešení praktické části této bakalářské práce. Vymezení jednotlivých cílů a jejich popis se nachází v kapitole 3.

2.5.1 Tribologie a tribometry

Tribologie je vědní obor zabývající se třením, opotřebením a mazáním při relativním pohybu dvou povrchů vůči sobě. Tribologie hraje velkou roli při návrhu a konstrukci mnoha zařízení. Zejména tedy těch, u kterých dochází k relativnímu pohybu povrchů součástí. Opotřebením vzniklé třením jednotlivých povrchů má vliv především na životnost, bezpečnost a údržbu daného zařízení. [13];[32]

Analýzu tribologických procesů provádíme pomocí experimentálních zařízení obecně nazývaných tribometry. Prostřednictvím těchto zařízení získáváme praktická data o tření. Nejčastěji měříme hodnoty koeficientů tření, tloušťky mazacích filmů nebo míru opotřebením. Měření těchto dat vyžaduje jak třecí kontakt mezi povrchy, tak měření kontaktního zatížení. Třecí kontakt je běžně zprostředkován zatěžovacím tělískem a měřeným vzorkem. Dále vyžaduje také relativní pohyb povrchů a měření související tangenciální síly. Tribometry jsou klasifikovány především podle typu kontaktu a druhu pohybu. Pro kosmické aplikace je také důležité provozní prostředí, jako je atmosféra nebo teplota. [13]

2.5.2 Vakuový tribometr typu „pin on plate“

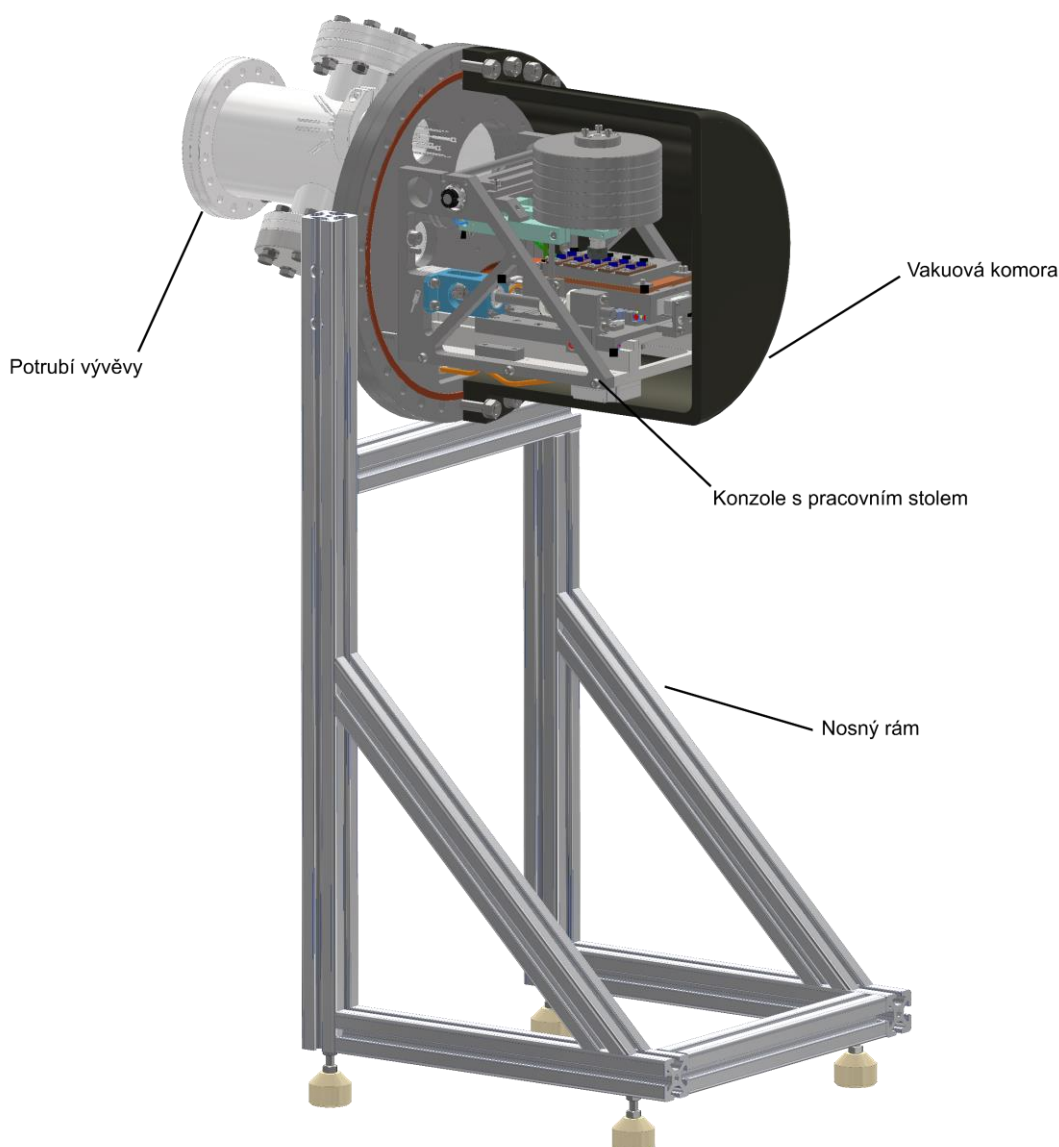
Konkrétním zařízením, kterým se zabývá tato práce, je vakuový tribometr. Tento tribometr je vyvíjen pracovníky z Ústavu konstruování Vysokého učení technického v Brně. Zařízení je navrženo pro měření tribologických vlastností materiálů v podmínkách, které simulují vesmírné prostředí. Pro účely měření je zařízení schopné vytvořit hluboké vakuum a rozsah teplot odpovídající podmínkám panujícím v kosmickém prostoru. Parametry tribometru zobrazuje tabulka 6.

Tabulka 6 - Parametry tribometru

Parametr		Hodnota
Normálová síla při měření	[N]	2 až 100
Rozsah měřeného součinitele tření	[-]	0,5 až 0,01
Teplotní rozsah testů	[°C]	-130 až 130
Tlak při testu	[MPa]	$< 1^{-5}$

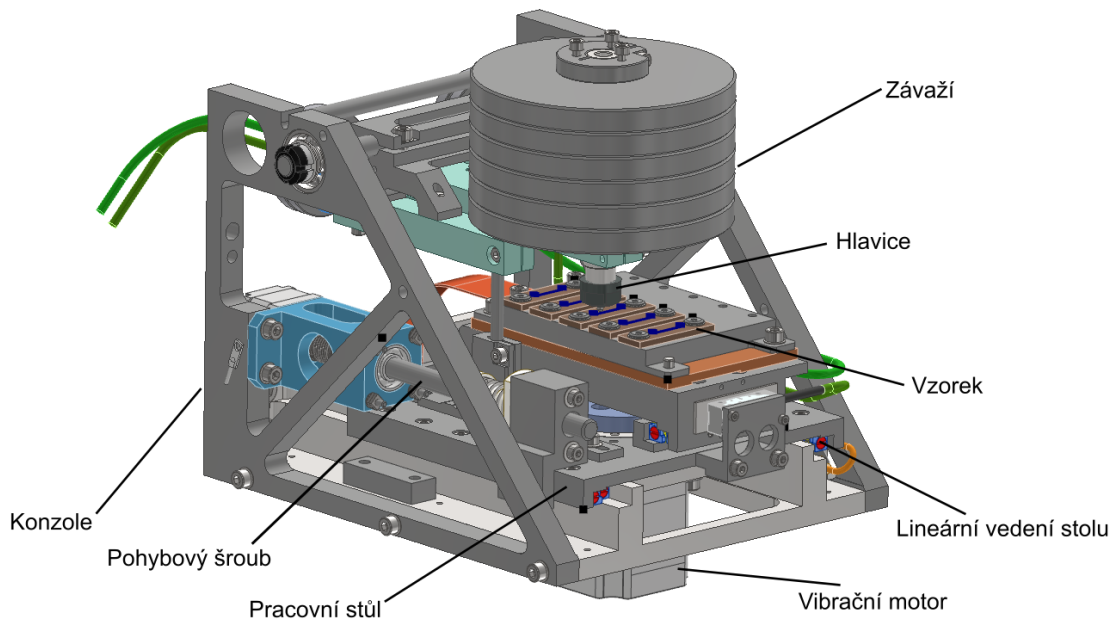
Hlavní části tribometru

Zařízení se skládá z několika částí. Hlavní částí je vakuová komora, uvnitř které se nachází konzole s pracovním stolem. Vakuová komora i konzole jsou upevněny k nosnému rámu pomocí příruby. Do příruby dále vstupuje potrubí, díky kterému je pomocí vývěvy upravován tlak uvnitř komory. Detailnější pohled zachycuje obrázek 19.



Obrázek 19 – Hlavní části tribometru

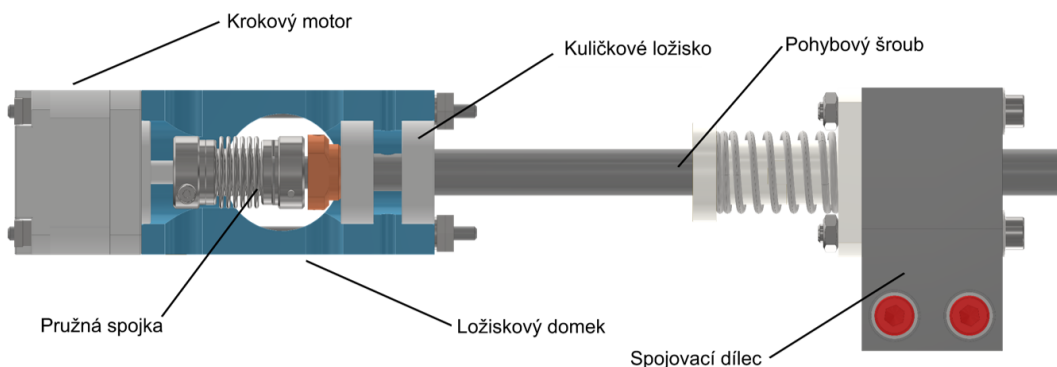
Uvnitř komory se tedy nachází pracovní stůl, který je ke konzoli upevněn pomocí lineárního vedení. Na tento pracovní stůl lze upnout až pět testovacích vzorků určených k měření. Třecí kontakt mezi povrchy je zprostředkován pomocí konfigurace „pin-on-plate“ neboli pomocí kuličkové hlavice klouzající po povrchu vzorků. Relativní pohyb mezi hlavicí a vzorky je zprostředkován vibračním motorem, který je umístěn na spodní části stolu. Sestavu pracovního stolu spolu s jednotlivými částmi lze vidět na obrázku 20.



Obrázek 20 – Sestava pracovního stolu

Mechanismus posuvu stolu

V průběhu měření je potřeba zajistit pohyb mezi jednotlivými experimentálními vzorky. K tomuto účelu slouží mechanismus posuvu stolu, který lze rozdělit do tří hlavních částí. Popis jednotlivých částí lze vidět na obrázku 21. Hlavní částí mechanismu, kterou se zabývá praktická část této práce, je pohybový šroub, který prostřednictvím přeměny rotačního pohybu v pohyb lineární zprostředkovává posuv stolu. Pohon tohoto šroubu zajišťuje krokový motor, který je upevněn prostřednictvím držáku ke konzoli. Přenos krouticího momentu od motoru zajišťuje pružná spojka. Uložení pohybového šroubu je zde na jedné straně řešeno pomocí ložiskového domku obsahujícího dvojici kuličkových ložisek. Na druhé straně je pohybový šroub upevněn pomocí dílce, který spojuje matici pohybového šroubu přímo s pracovním stolem. Jedná se tedy o typ uložení „pevné – volné“.



Obrázek 21 - Mechanismus posuvu stolu

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Tato práce byla vypsána za účelem návrhu kuličkového šroubu, který bude schopen pracovat v provozních podmínkách panujících ve vesmíru. Jako konkrétní aplikace bude sloužit vakuový tribometr simulující podmínky vesmírného prostředí. Konkrétní kuličkový šroub bude sloužit jako součást mechanismu posuvu stolu.

Prostředí simulované tribometrem, představující kosmické podmínky, výrazně komplikuje návrh, konstrukci a konečně funkci jakéhokoliv mechanismu. Pohybové šrouby využívané ve vesmírných aplikacích proto představují velmi specifický typ mechanismů, které se výrazně liší od běžně používaných pohybových šroubů. Musejí splňovat určitou škálu parametrů, tak aby mohly zajistit bezporuchový provoz.

Jedním z těchto parametrů je schopnost kuličkového šroubu plnit svoji funkci při působení teplotních extrémů, které se vyskytují při probíhajících testech uvnitř tribometru. Tyto velké teplotní rozdíly mají za následek změny objemu jednotlivých částí kuličkového šroubu způsobené teplotní roztažností. To může mít nepříznivý vliv nejen na přesnost kuličkového šroubu, ale také na zvýšení kontaktního tlaku působícího na valivé elementy. Důsledky těchto teplotních změn poté mohou vést ke snížení životnosti nebo plně znemožnit funkci celého mechanismu.

Další komplikací, která je spojená s provozním prostředím kuličkového šroubu, je správná volba materiálu a kompatibilního maziva. Nízké teploty a přítomnost vakua totiž zapříčiňují degradaci maziva a obecně zhoršují třecí vlastnosti jakéhokoliv mechanismu. Třecí vlastnosti dále také ovlivňuje volba vhodného materiálu pro výrobu valivých elementů. Materiály využití pro výrobu kuličkového šroubu musejí dále splňovat extrémní parametry provozního prostředí. Jejich správná volba je tedy zásadní.

Pro správnou funkci kuličkového šroubu hrají důležitou roli také základní konstrukční parametry, jako je vhodný recirkulační systém, druh a konstrukce matice a v neposlední řadě geometrie závitu.

3.2 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh kuličkového šroubu. Tento šroub bude sloužit jako součást mechanismu posuvu stolu v rámci mechanismu vakuového tribometru. Návrh a konstrukce budou splňovat funkční parametry tribometru a budou respektovat jeho funkci. Výstupem bude výkresová dokumentace vyhovujícího řešení.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

4.1 Mazací systémy pro konkrétní aplikaci

Koncept mazacího systému se skládá z kombinace vhodných materiálů pro výrobu jednotlivých částí kuličkového šroubu a kompatibilního maziva. Jejich výběr a vhodná kombinace jsou klíčové pro správnou funkci ve vakuových podmínkách tribometru. Hlavním kritériem výběru je schopnost materiálu a maziva plnit svoji funkci a minimalizovat dopady vesmírného prostředí. Toto zahrnuje především eliminaci tepelné roztažnosti a přítomnost správných třecích vlastností šroubu při působení velkého teplotního gradientu. Jednotlivé koncepty mazacích systémů jsou odvozeny z běžně používaných a studiem ověřených řešení, která jsou diskutována v kapitole 2.4.9.

4.1.1 Koncept mazacího systému 1

První koncept mazacího systému využívá takzvaný alternativní design, z čehož vyplývá, že je zde použita kombinace dvou materiálů. Martenzitická ocel AISI 440 C je využita pro výrobu hřídele, matice a části kuliček kuličkového šroubu. Karbid křemíku Si_3N_4 je využit pro výrobu druhé části valivých elementů. Z důvodu použití alternativního designu je při této konfiguraci možné provozovat šroub s tuhým mazivem i bez něj. Při využití tuhého maziva je ideálním řešením karbid wolframu/uhlíku (WC/C), který díky svým vlastnostem splňuje parametry provozního prostředí tribometru. Avšak statisticky toto řešení dosahuje nejvyšší účinnosti bez použití maziva [34]. Díky dostupnosti a ceně oceli AISI 440 C je toto řešení z ekonomického hlediska výhodné.

4.1.2 Koncept mazacího systému 2

Toto koncepční řešení také využívá kombinaci dvou materiálů, avšak není zde uplatněn alternativní design. Hřídel a matice kuličkového šroubu jsou vyrobeny z oceli AISI 440 C. Valivé elementy jsou v tomto případě vyrobeny z karbidu křemíku Si_3N_4 . Při použití této konfigurace je použito tuhé mazivo MoS_2 , tedy disulfid molybdenu. Stejně jako u předešlého konceptu je i zde výhodou ekonomická nenáročnost z důvodu dostupnosti maziva i konstrukčního materiálu. Tento koncept také přináší jednoduchost při řešení teplotní roztažnosti z důvodu využití stejného materiálu valivých elementů.

4.1.3 Koncept mazacího systému 3

Alternativního designu využívá i třetí koncepční řešení mazacího systému. V tomto případě je kombinace materiálů složena ze slitiny titanu s označením Ti-6Al-4V, karbidu křemíku Si₃N₄ a nerezové oceli AISI 440 C. Ti-6Al-4V je využita pro výrobu hřídele a matice kuličkového šroubu. Valivé elementy jsou částečně vyrobeny z nerezové oceli a částečně z karbidu křemíku. Tato konfigurace je díky slitině titanu oproti předešlým konceptům lehčí, tužší a má nižší tepelnou roztažnost [31]. Díky tomu lépe odolává teplotním extrémům. Oproti oceli AISI 440 C má slitina titanu vyšší životnost, avšak je dražší a méně dostupná. Podobně jako u prvního konceptu přináší alternativní design možnost mazání tuhým mazivem v podobě karbidu wolframu/uhlíku. Lze však tuto konfiguraci provozovat také jako holou, tedy bez maziva. V tomto případě představuje provoz bez maziva statisticky vyšší účinnost [34].

4.1.4 Koncept mazacího systému 4

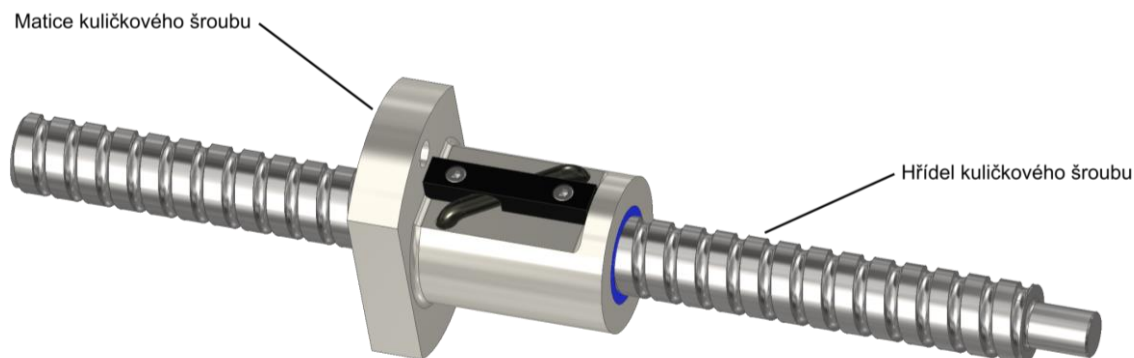
Tato konfigurace opět využívá alternativního designu. V tomto případě je pro výrobu matice, hřídele a části valivých elementů využit materiál Cronidur® 30. Druhá část kuliček je vyrobena, stejně jako u předchozích konceptů využívajících AD, z karbidu křemíku. Ocel Cronidur® 30 je materiál speciálně určený pro součásti pracující ve vesmírném prostředí. Stejně jako ocel AISI 440 C odolává velkým teplotním rozdílům, avšak má několikanásobně zvýšenou korozní odolnost [26]. Nevýhodou je nižší dostupnost a vyšší cena. V tomto případě se systém používá pouze jako holý, tedy bez využití maziva.

4.2 Konstrukční koncepty pro danou aplikaci

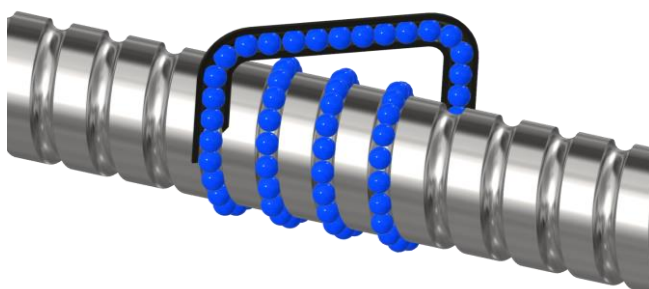
Koncepční řešení konstrukčních prvků kuličkového šroubu musí splňovat funkční a rozměrové požadavky tak, aby byly schopny plnit svou funkci uvnitř vakuového tribometru. Konstrukční řešení, stejně jako jednotlivé koncepty, je rozděleno do několika funkčních částí. Jednotlivé části vyplývají z obecné konstrukce kuličkových šroubů. Každý z konceptů tedy vychází z výběru vhodného typu geometrie závitů šroubu, která vyplývá především z požadované přesnosti a účinnosti. Další částí konstrukce je matice, u které se v rámci konstrukce řeší především druh a způsob recirkulace, předepnutí a její geometrická kompatibilita se zadáním. V neposlední řadě je vhodné diskutovat druh uložení kuličkového šroubu, který je v tomto případě také určen zadáním.

4.2.1 Koncept konstrukčního řešení 1

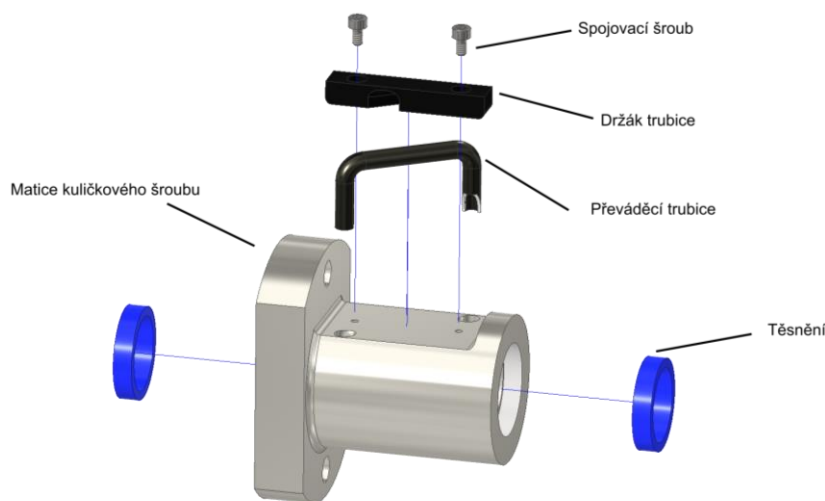
Toto koncepční řešení pracuje s maticí využívající recirkulaci valivých elementů pomocí trubice s externím převodem. Tato konfigurace se skládá z matice a recirkulačního elementu. Recirkulační element v podobě převáděcí trubice umožňuje převod kuliček přes několik závitů kuličkového šroubu. Matice je v tomto případě předepnutá pomocí difference ve stoupání z důvodu eliminace vlivů tepelné roztažnosti. Toto řešení je velmi univerzální a konstrukčně jednoduché. Díky nenáročné montáži je vhodné jak pro kusovou, tak i sériovou výrobu [20]. Dále nabízí ekonomickou nenáročnost díky technologické jednoduchosti.



Obrázek 22 - Sestava koncepčního řešení 1



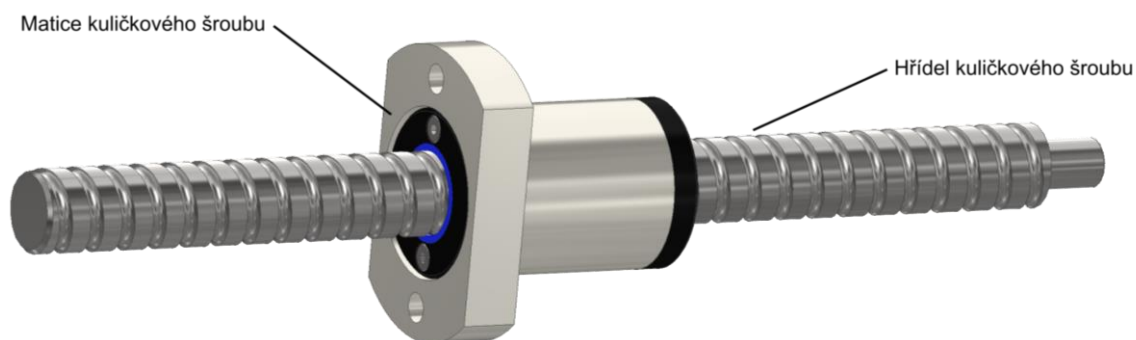
Obrázek 23 - Detail recirkulace kuliček



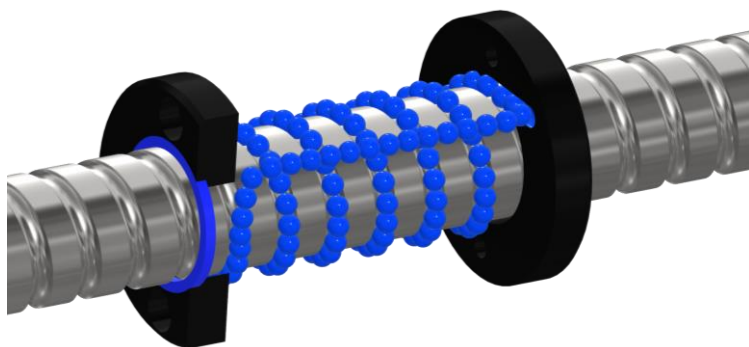
Obrázek 24 - Rozpad sestavy matice

4.2.2 Koncept konstrukčního řešení 2

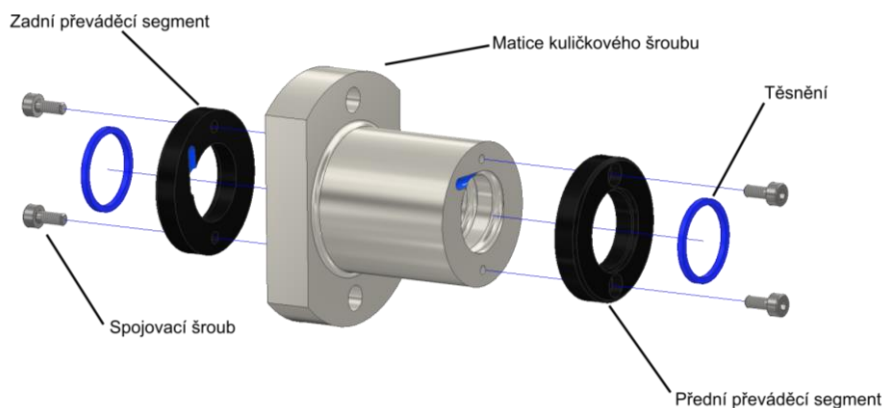
Jako recirkulační systém byla u tohoto koncepčního řešení zvolena recirkulace pomocí interního převáděcího kanálu. Konstrukce se skládá z těla matice, ve které je vnitřní převáděcí kanál. Převod kuliček na konci pracovního cyklu je zprostředkován pomocí koncových segmentů na každé straně matice. Toto řešení je také univerzální, avšak dosahuje nejlepšího uplatnění při vyšších pracovních rychlostech [16]. Konstrukčně je toto provedení složitější než při použití externí trubice jako u konceptu 1. Dále je technologicky náročnější na výrobu, a proto je také ekonomicky méně výhodné. Matice je opět předepnutá pomocí difference ve stoupání z důvodu snížení dopadů tepelné roztažnosti.



Obrázek 25 - Sestava koncepčního řešení 2



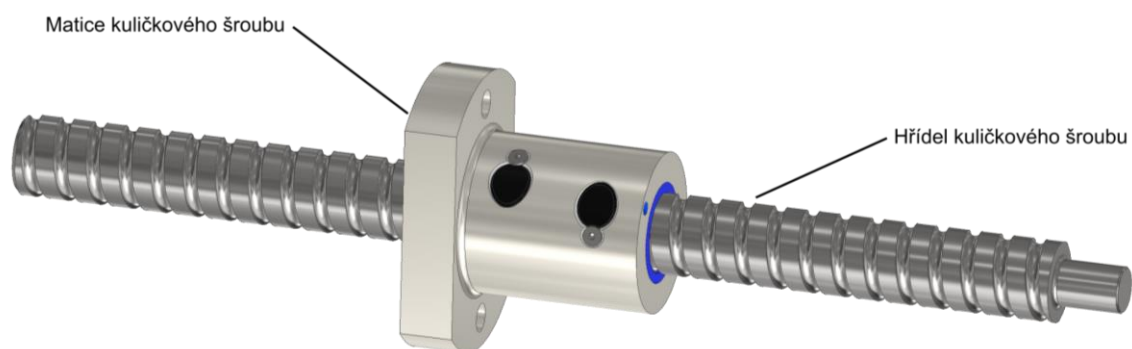
Obrázek 26 - Detail recirkulace kuliček



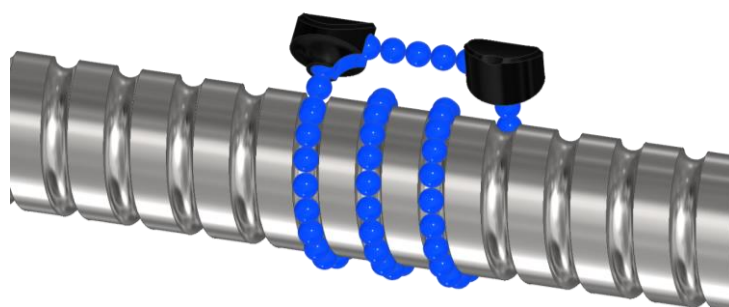
Obrázek 27 - Rozpad sestavy matice

4.2.3 Koncept konstrukčního řešení 3

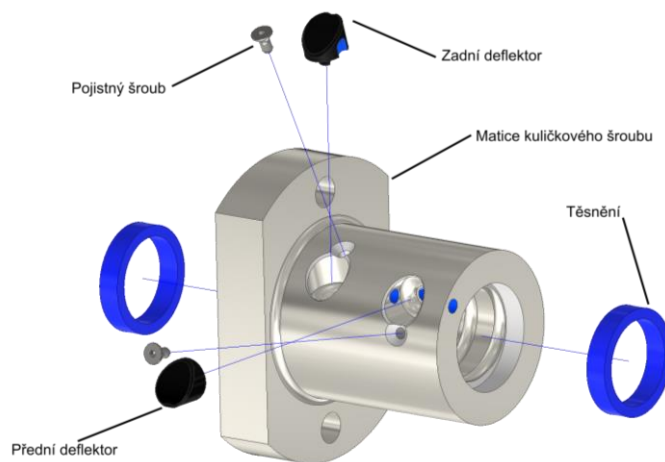
Konstrukční řešení u tohoto konceptu využívá interní recirkulaci pomocí převáděcích lůžek neboli deflektorů. Recirkulační systém zde tvoří vnitřní převáděcí lůžka společně s vnitřní převáděcí trubicí. Tímto způsobem se jedná o převod přes několik závitů kuličkového šroubu. Tento způsob je konstrukčně i technologicky nejsložitější, díky čemuž rostou náklady na výrobu. Otvory pro převáděcí lůžka v matici, stejně jako samotná převáděcí lůžka, totiž obsahují komplikované tvarové plochy. Matice je zde opět předepnutá pomocí difference ve stoupání, což eliminuje nežádoucí účinky tepelné roztažnosti. Navíc díky rozměrově nevýrazným deflektorům představuje tento koncept velmi kompaktní řešení.



Obrázek 28 – Sestava koncepčního řešení 3



Obrázek 29 - Detail recirkulace kuliček



Obrázek 30 - Rozpad sestavy matice

4.3 Zhodnocení koncepčních řešení

V rámci zhodnocení koncepčních řešení je zapotřebí porovnat a analyzovat jednotlivá kritéria ovlivňující výběr konkrétního konstrukčního řešení. Díky rozdělení koncepčních řešení do dvou skupin bude jejich zhodnocení probíhat také odděleně. Zhodnocení je založeno na syntéze informací obsažených v rešeršní části této práce. Výsledky zhodnocení budou následně sloužit pro výběr charakteristických parametrů, které budou hrát roli při výběru konkrétního řešení.

4.3.1 Koncepty mazacích systémů

U mazacích systémů budou hrát důležitou roli parametry určující vhodnost použití každého z nich. Parametry musejí splňovat požadavky týkající se správné funkce kuličkového šroubu. Nejdůležitější z nich zahrnují pracovní prostředí, které hraje v tomto případě nejdůležitější roli. Důležitými parametry, na kterých bude nejvíce záležet při výběru konkrétního mazacího systému, jsou především odolnost vůči teplotním změnám, teplotní roztažnost, dobré třecí vlastnosti a v neposlední řadě také dostupnost jednotlivých komponent mazacího systému a jejich cena.

Koncept mazacího systému 1 nabízí alternativní design valivých elementů a s tím spojenou jednoduchost při využití systému jako holý, tedy bez maziva. Tento design dále přináší velmi dobré třecí vlastnosti. Výhodou je zde také teplotní odolnost, dostupnost a nízká cena použitých materiálů. Avšak díky využití poloviny nerezových kuliček jako oddělovačů nese zatížení šroubu pouze druhá polovina kuliček z karbidu křemíku. Díky tomu se zvyšuje kontaktní tlak působící mezi kuličkou a její dráhou.

Tento problém řeší koncepční řešení 2. V tomto případě není využit alternativní design a zatížení přenáší všechny kuličky vyrobené z karbidu křemíku. Díky tomu tato konstrukce nabízí obecně menší kontaktní tlak než předchozí koncept. Stále také splňuje výše požadované parametry. Nevýhodou oproti ostatním konceptům, využívajícím alternativní design, jsou zhoršené třecí vlastnosti způsobené kontaktem valivých elementů mezi sebou. To je způsobeno využitím kuliček vyrobených ze stejného materiálu.

Třetí z konceptů nabízí koncepci alternativního designu, který opět přináší zjednodušení v podobě možnosti provozu bez maziva a velmi dobrých třecích vlastností. Titanová slitina zde navíc přináší vyšší tuhost a nižší teplotní roztažnost než předchozí řešení. Nevýhodou je nižší dostupnost a vyšší cena titanové slitiny.

Poslední z konceptů také využívá alternativní design. Toto řešení tedy zajišťuje provoz bez maziva, avšak způsobuje vyšší kontaktní tlaky díky polovině nosných kuliček. Díky použití materiálu Cronidur® 30 nabízí zvýšenou korozní a teplotní odolnost. Nevýhodou, stejně jako u předchozího konceptu, je vysoká cena a malá dostupnost základního materiálu.

4.3.2 Koncepty konstrukčního řešení

Výběr správného konstrukčního řešení se odvíjí především od volby správného recirkulačního systému, který z největší části definuje celou konstrukci. Parametry, které vyplývají z volby druhu recirkulace, jsou především přesnost, plynulost, rychlost nebo konstrukční a technologická náročnost.

Konstrukční koncept 1 využívá převáděcí trubici a díky tomu se jedná o konstrukčně nejjednodušší řešení. Z výrobního hlediska jde, v porovnání s ostatními koncepty, o nenáročné řešení. Koncept dále nabízí dobrou přesnost a jeho využití se nachází v oblasti středních pracovních rychlostí. Výhodou je také ekonomická nenáročnost z pohledu výroby.

Druhé koncepční řešení představuje konstrukčně náročnější řešení, a to díky využití interního převáděcího kanálu. Jeho výrobní náklady jsou tedy vyšší než u předchozího konceptu. Koncept dále nabízí nízké vibrace, velmi dobrou plynulost chodu a možnost vysoké provozní rychlosti.

Poslední konstrukční řešení využívá recirkulaci pomocí vnitřních převáděcích lůžek. Konstrukčně jde o nejsložitější řešení a díky tomu rostou náklady na výrobu. Koncept přináší dobrou přesnost a plynulost. Výhodou jsou kompaktní rozměry matice, nízká úroveň hluku a vibrace.

4.4 Výběr konstrukčního řešení

Pro výběr výsledného konstrukčního řešení je nutné definovat charakteristické parametry, na základě kterých bude probíhat výsledné zhodnocení. Jednotlivé koncepty jsou rozděleny do dvou skupin, které zahrnují mazací systémy a konstrukční řešení. Definice parametrů a zhodnocení konceptů bude tedy probíhat také odděleně. Výsledná řešení pak budou tvořit jeden konstrukční celek. Jednotlivé parametry a jejich hodnocení prezentují tabulky 7 a 8.

Tabulka 7 - Parametry konceptů mazacích systémů

Koncept	Teplotní odolnost	Teplotní roztažnost	Třecí vlastnosti	Dostupnost	Cena
Koncept mazacího systému 1	velmi dobrá	nízká	velmi dobré	velmi dobrá	střední
Koncept mazacího systému 2	velmi dobrá	nízká	dobré	velmi dobrá	střední
Koncept mazacího systému 3	dobrá	velmi nízká	velmi dobré	dobrá	vysoká
Koncept mazacího systému 4	velmi dobrá	nízká	velmi dobré	špatná	velmi vysoká

Tabulka 8 - Parametry konceptů konstrukčních řešení

Koncept	Konstrukční náročnost	Technologická náročnost	Plynulost chodu	Pracovní rychlost	Náklady na výrobu
Koncept konstrukčního řešení 1	nízká	nízká	dobrá	střední	nízké
Koncept konstrukčního řešení 2	vysoká	vysoká	dobrá	velmi vysoká	střední
Koncept konstrukčního řešení 3	vysoká	vysoká	dobrá	střední	vysoké

Pro účel dalšího hodnocení je nutné převést slovní hodnocení jednotlivých koncepčních řešení na hodnocení číselná, která budou mít stejnou vypovídající hodnotu. Tento převod vysvětluje tabulka níže.

Tabulka 9 - Převod slovního hodnocení na číselné

Slovní hodnocení	Číselné hodnocení
velmi nízká	1,25
nízká	1
střední	0,75
vysoká	0,5
velmi vysoká	0,25
velmi dobrá	1
dobrá	0,5
špatná	0,25

4.4.1 Vícekriteriální analýza

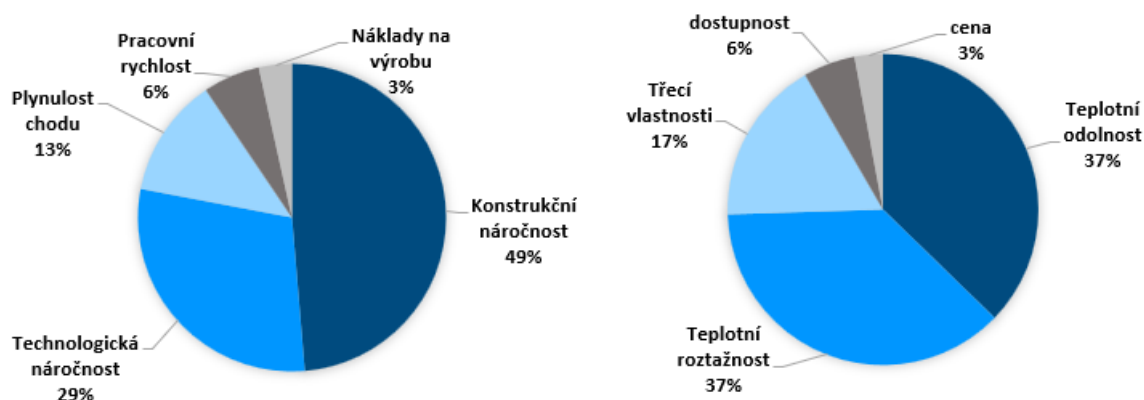
Výběr konečného konstrukčního řešení bude probíhat pomocí vícekriteriální analýzy. Pro tento případ byla zvolena Saatyho metoda párového porovnání. Tato metoda je založena na volbě kritérií a jejich hodnocení, dále na nastavení vah těchto kritérií a následného posouzení variant podle vybraných kritérií [35]. Řešení vícekriteriální analýzy bylo provedeno v programu Microsoft Excel a je přiloženo jako příloha k této práci.

Při realizaci Saatyho metody je hlavní částí tvorba Saatyho matice. V matici porovnáváme jednotlivé důležitosti parametrů mezi sebou pomocí doporučeného bodovacího systému [35]. Bodovací systém lze vidět na tabulce níže.

Tabulka 10 - Doporučený bodovací systém [35]

Počet bodů	popis
1	kritéria jsou stejně významná
3	první kritérium je slabě významnější než druhé
5	první kritérium je dosti významnější než druhé
7	první kritérium je prokazatelně významnější než druhé
9	první kritérium je absolutně významnější než druhé

Prostřednictvím Saatyho matice dále definujeme normované váhy jednotlivých parametrů, které budou vstupovat do výsledného vyhodnocení. Normované váhy koncepčních skupin lze vidět na obrázku 31. Tyto váhy určíme pomocí geometrických průměrů konkrétních řádků Saatyho matice.

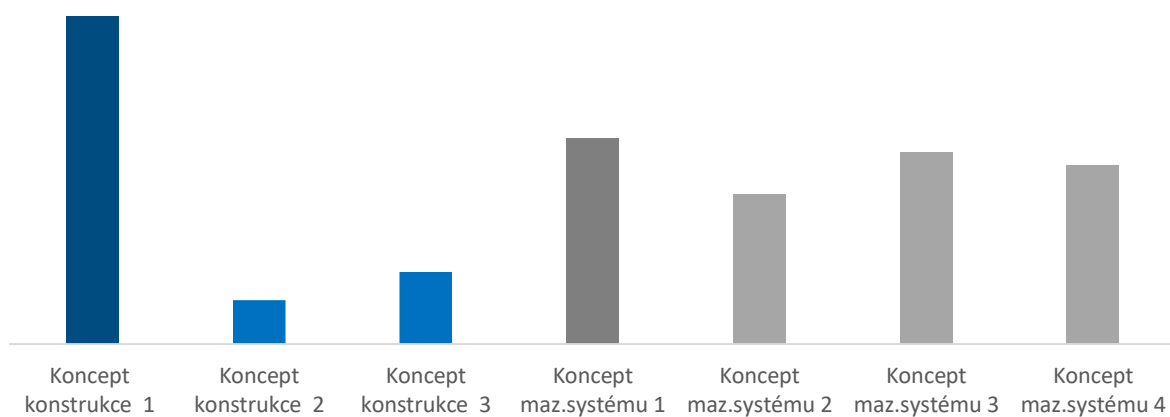


Obrázek 31 - Normované váhy konceptů konstrukčních řešení (vlevo), normované váhy konceptů mazacích systémů (vpravo)

Po vytvoření Saatyho matice a určení vah jednotlivých parametrů je dále vytvořena normalizovaná matice. Tato matice obsahuje číselné hodnocení jednotlivých variant mající hodnoty od 0 do 1. Výsledné hodnocení poté probíhá pomocí váženého průměru jednotlivých řádků matice. Koncept s nejvyšší hodnotou váženého průměru představuje nejlepší užitek pro danou aplikaci.

4.4.2 Výsledné konstrukční řešení

Pomocí vícekriteriální analýzy jsme dospěli k výsledným řešením jednotlivých koncepčních skupin. Z analýzy vyplývá, že na základě zvolených parametrů se jeví jako nejvýhodnější využít kombinaci konceptu mazacího systému 1 a konceptu konstrukčního řešení 1. Tato kombinace bude tvořit výsledné konstrukční řešení. Výsledky analýzy ukazuje obrázek 32.



Obrázek 32 - Výsledky vícekriteriální analýzy

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Výsledným konstrukčním řešením kuličkového šroubu bude tedy kombinace konceptu mazacího systému 1 a konceptu konstrukčního řešení 1. Hřídel kuličkového šroubu a matice budou vyrobeny z nerezové oceli AISI 440 C. Díky použitému alternativnímu designu budou valivé elementy vyrobeny z karbidu křemíku a budou doplněny kuličkami z oceli AISI 440 C, které budou sloužit jako oddělovače. Systém bude dále provozován bez maziva, tedy jako holý. Matice kuličkového šroubu bude využívat systém recirkulace pomocí trubice s externím převodem a bude provozována s předepnutím pomocí diference ve stoupání.

5.1 Vstupní parametry kuličkového šroubu

Parametry vstupující do konstrukce můžeme rozdělit na parametry konstrukční, rozměrové, materiálové a parametry týkající se provozního prostředí. Tyto parametry vycházejí z konstrukce tribometru a je zapotřebí je při konstrukci dodržet.

5.1.1 Provozní parametry

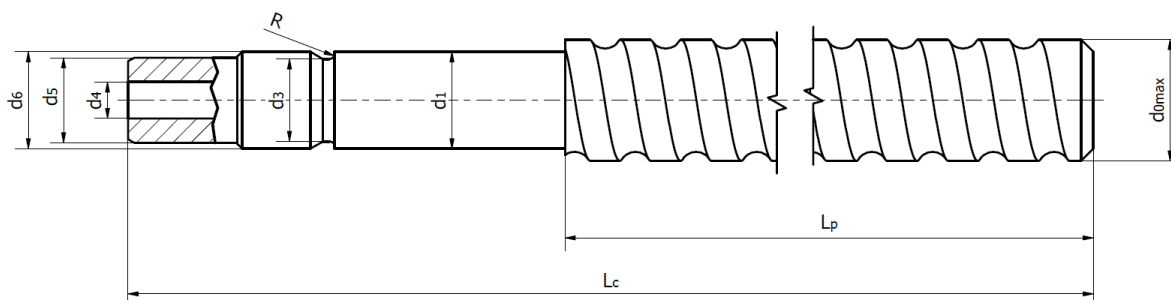
Provozní parametry prezentované v tabulce níže vyplývají z dynamických a kinematických parametrů kuličkového šroubu. Tyto parametry představují požadavky na konstrukci, ale také vycházejí z parametrů mechanismu posuvu stolu.

Tabulka 11 - Konstrukční parametry

Parametr		Hodnota
Normálová síla při měření	$F_n [N]$	2 až 100
Rozsah měřeného součinitele tření	$\Delta f [-]$	0,5 až 0,01
Maximální rychlost posuvu	$v_{max} [mm/s]$	200
Maximální kroutící moment motoru	$M_k [Nm]$	0,7
Rozsah otáček motoru	$n_m [min^{-1}]$	3 až 2100
Minimální živostnost šroubu	$L_{10} [h]$	50

5.1.2 Rozměrové parametry

Z uložení mechanismu posuvu stolu, jehož součástí je hřídel kuličkového šroubu, vyplývají dále některé rozměrové parametry hřídele. Tyto parametry jsou definovány konstrukcí tribometru, a je tedy zapotřebí tyto rozměry dodržet. Jednotlivé rozměry jsou prezentovány na obrázku 33 a v tabulce 12.



Obrázek 33 - Rozměrové parametry hřídele kuličkového šroubu

Tabulka 12 - Rozměrové parametry hřídele kuličkového šroubu

Parametr		Hodnota
Nepodepřená délka hřídele šroubu	L_p [mm]	134
Celková délka hřídele šroubu	L_c [mm]	170
Maximální průměr hřídele šroubu	d_{0max} [mm]	12
Průměr hřídele pod ložisky	d_1 [mm]	200
Vnitřní průměr zápichu	d_3 [mm]	6,8
Průměr díry uvnitř hřídele	d_4 [mm]	3
Vstupní průměr hřídele	d_5 [mm]	7
Průměr závitu hřídele	d_6 [mm]	8
Poloměr zápichu	R [mm]	0,4

5.1.3 Materiálové parametry

Jedná se o parametry týkající se materiálů použitých v konstrukci kuličkového šroubu. Jednotlivé parametry byly převzaty z materiálových listů každého z použitých materiálů. Pro výpis parametrů byly tedy použity zejména materiálové listy Azo materials [36]; [37], Atlas steel [38] .

Tabulka 13 - Materiálové parametry

Parametr		AISI 440 C	Si3N4
Yangův modul pružnosti	E [Gpa]	200	295
Poissonův poměr	μ [-]	0,29	0,26
Mez pružnosti	R_e [MPa]	758 až 2030	9000
Mez pevnosti v tahu	R_m [MPa]	448 až 1900	–
Mez pevnosti v tlaku	R_m [MPa]	–	5000
Koeficient teplené roztažnosti	α [$10^6 K^{-1}$]	10,1	1,4

Některé materiálové parametry u oceli AISI 440 C, jako je mez pružnosti, mez pevnosti v tahu nebo tvrdost, přímo závisí na teplotě temperování. Pro konstrukci kuličkového šroubu volíme temperační teplotu s ohledem na co nejlepší výsledné vlastnosti materiálu. V tomto konkrétním případě jde o co nejvyšší mez pružnosti a pevnosti v tahu.

5.1.4 Parametry provozního prostředí

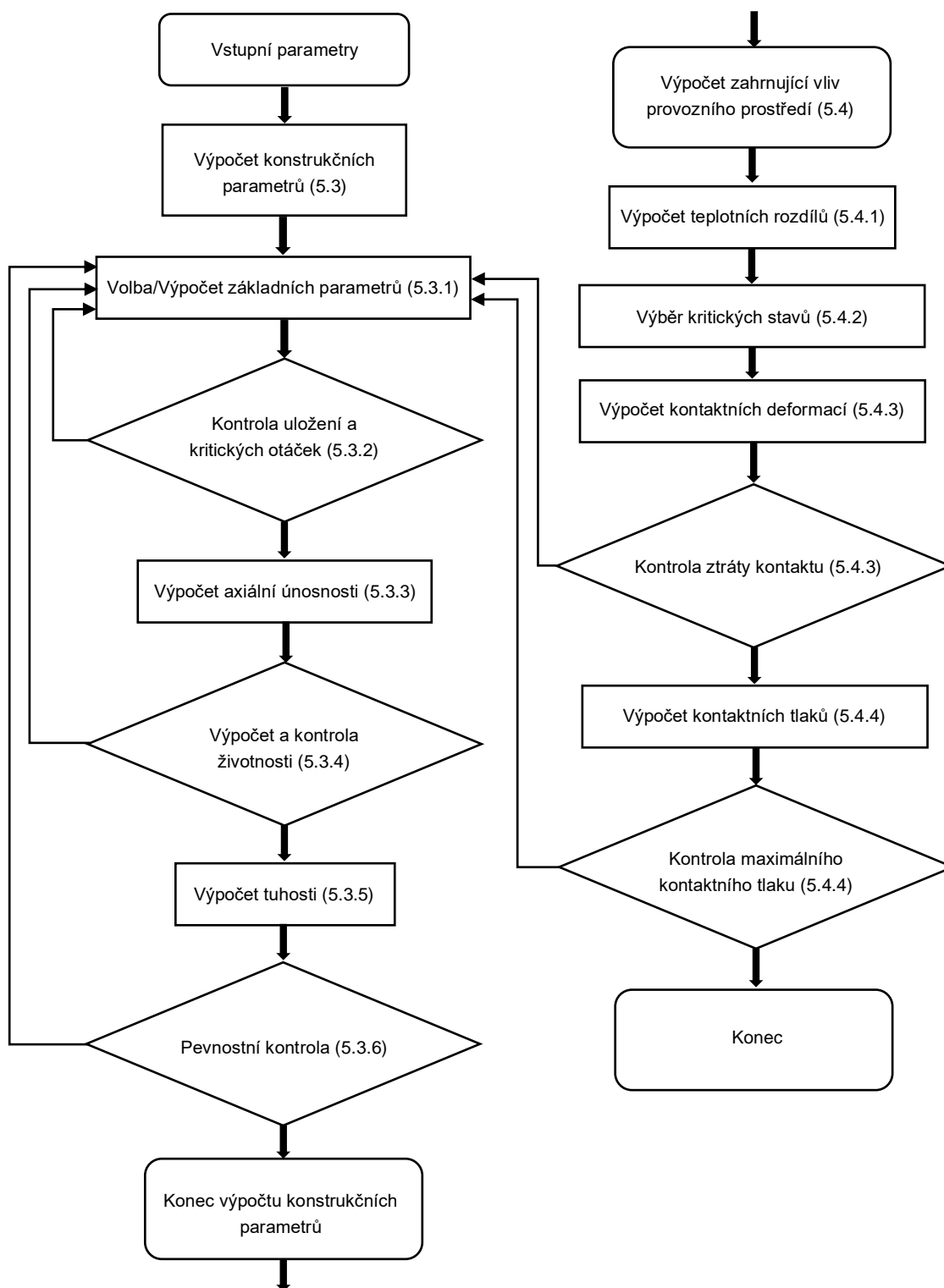
Parametry provozního prostředí kuličkového šroubu vyplývají z prostředí uvnitř tribometru při probíhajících testech.

Tabulka 14 - Parametry provozního prostředí

Parametr		Hodnota
Teplotní rozsah testů	Δt [°C]	-130 až 130
Podtlak při testech	p_{pv} [MPa]	1^{-5}

5.2 Výpočty kuličkového šroubu

Následující část této práce je věnována výpočtům kuličkového šroubu. Jedná se o výpočty konstrukčních parametrů kuličkového šroubu a výpočty zahrnující vliv provozního prostředí. Schéma níže prezentuje iterační postup výpočtu pro lepší přehlednost.



Obrázek 34 - Schéma postupu výpočtů

5.3 Výpočty konstrukčních parametrů kuličkového šroubu

Tento výpočetní segment se bude zabývat výpočtem charakteristických konstrukčních parametrů kuličkového šroubu a jejich kontrolou na základě vstupních konstrukčních, rozměrových a materiálových parametrů. Výstupem těchto výpočtů bude konkrétní vyhovující řešení splňující konstrukční požadavky z hlediska pevnosti a životnosti. Výpočet bude dále představovat vstup pro výpočet zahrnující vliv provozního prostředí.

Výpočet základních parametrů je proveden dle normy ISO 3408 a katalogů výrobců KSK [12] a Steinmayer [16].

5.3.1 Základní parametry

Stoupání závitu

Stoupání závitu P_h je, spolu s jmenovitým průměrem hřídele d_0 , základním rozměrovým parametrem definujícím kuličkový šroub. Jeho hodnota se určí pomocí maximální dovolené polohovací rychlosti v_{max} a maximálních otáček kuličkového šroubu n_{max} . Maximální otáčky budeme pro tento případ uvažovat stejné jako maximální provozní otáčky motoru n_{mmax} .

$$P_h = \frac{v_{max}}{n_{max}} = \frac{200 \cdot 60}{2100} = 5,71 \text{ mm} \quad (7)$$

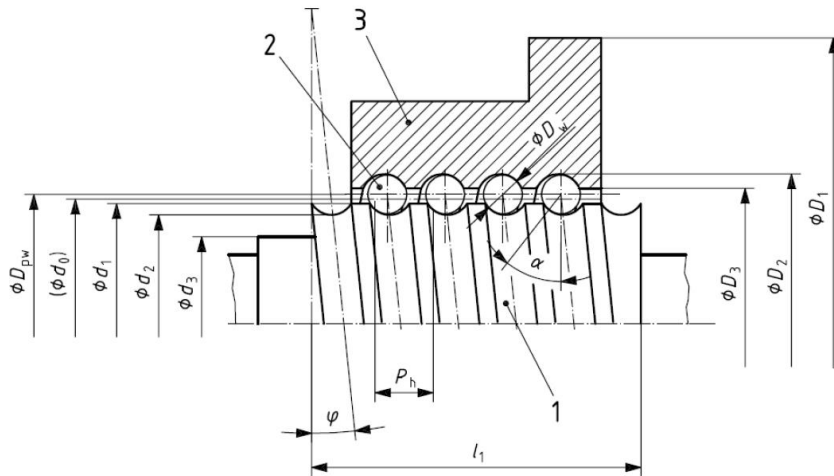
Podle normalizované řady stoupání dle ISO 3408-2 je zvoleno stoupání hřídele kuličkového šroubu $P_{hs} = 5 \text{ mm}$. Dále je určena skutečná polohovací rychlost.

$$v = P_h \cdot n_{max} = 175 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8)$$

Stoupání matice kuličkového šroubu P_{hn} je odvozeno z druhu předeprnutí, které je realizováno diferencí ve stoupání. Stoupání matice kuličkového šroubu je zvoleno jako $P_{hn} = 5,03 \text{ mm}$.

Výpočtový návrh kuličkového šroubu

Pro další výpočty je potřeba zvolit konkrétní parametry a konkrétní velikost kuličkového šroubu. Důležité parametry budou dále podléhat kontrolním výpočtům, ze kterých ověříme, zda konkrétní kuličkový šroub splňuje požadované parametry. Důležitými parametry pro kontrolu vyhovujícího řešení bude tedy životnost a především schopnost kuličkového šroubu pracovat v podmínkách tribometru. Výpočtový výběr kuličkového šroubu tedy provedeme na základě znalosti stoupání P_h a jeho geometrické kompatibility s uložením v sestavě posuvu stolu. Jednotlivé parametry kuličkového šroubu lze vidět na obrázku 35.



Obrázek 35 - Parametry kuličkového šroubu. 1- hřídele kuličkového šroubu, 2- kulička, 3- matice kuličkového šroubu [47]

Podle normalizované řady stoupání a jmenovitého průměru podle ISO 3408-2 [17] můžeme uvažovat jmenovité průměry od 8 mm do 63 mm. Avšak z hlediska kompatibility uložení kuličkového šroubu daného zadanými rozměrovými požadavky přichází v úvahu pouze jmenovité průměry od 8 mm do 12 mm. Jmenovitý průměr tedy volíme:

$$d_0 = 12 \text{ mm} \quad (9)$$

Pomocí katalogu výrobce Steinmayer [16] volíme průměr dna hřídele kuličkového šroubu d_2 , průměr roztečné kružnice D_{pw} a počet zatížených závitů kuličkového šroubu i .

$$d_2 = 10,48 \text{ mm} \quad (10)$$

$$D_{pw} = 12,48 \text{ mm} \quad (11)$$

$$i = 2 \quad (12)$$

Dále zvolíme průměr nosných kuliček D_w . Jelikož nejsou průměry kuliček normalizovány, volíme průměr podle katalogu výrobce Redhill [39]. Průměr kuličky tedy volíme:

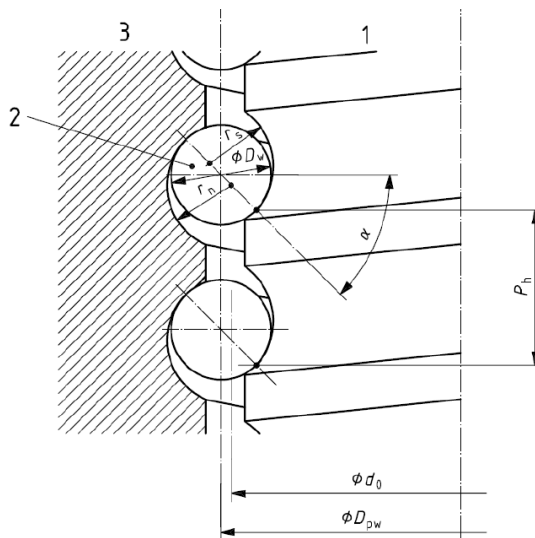
$$D_w = 2 \text{ mm} \quad (13)$$

Parametry valivých elementů a dráhy závitů volíme podle normy ISO 3408-2 [17]. Jedná se o kontaktní úhel α a konformity valivých drah hřídele f_{rs} a matice f_{rn} .

$$f_{rs} = f_{rn} = 0,515[-] \quad (14)$$

$$\alpha = 45 \quad (15)$$

Jednotlivé parametry kuličky a valivých drah lze vidět na obrázku 36.



Obrázek 36 - Parametry valivých elementů a valivých drah [47]

Dále je zvolen vnější průměr matice kuličkového šroubu. Matice využívá recirkulaci externím převodem. Z toho vyplývá volba tohoto parametru podle ISO 3408–3.

$$D_1 = 24 \text{ mm} \quad (16)$$

Ostatní parametry vstupující do konstrukce kuličkového šroubu volíme podle normy ISO 3408, výrobce KSK [12], Steinmayer [16] a Redhill [39].

Třída přesnosti

Dále zvolíme třídu přesnosti, pro kterou bude konstrukce kuličkového šroubu charakterizována. Volba třídy přesnosti bude podléhat normě ISO 3408–3. Charakteristické parametry ovlivněné třídou přesnosti jsou úchylka ve stoupání na délce závitu 300 mm v_{300p} a úchylka posuvu v_{up} . Jejich hodnoty pro třídy přesnosti lze vidět na obrázku níže.

Standartní toleranční třída					
0	1	3	5	7	10
v_{300p} μm					
3,5	6	12	23	52 ^a	210 ^a
a Pouze pro transportní šrouby					

Obrázek 37 - Úchylka posuvu v závislosti na třídě přesnosti [18]

Volba třídy přesnosti je závislá na typu kuličkového šroubu. Díky tomu, že posuvová přesnost kuličkového šroubu je v tomto případě kontrolována externě, jedná se tedy podle normy ISO 3408-3 [18], o šroub transportní (typ P). Třídy přesnosti pro transportní kuličkové šrouby jsou podle normy omezeny na IT5 a IT7. Pro naši aplikaci, která navíc nevyžaduje vysokou přesnost, byla zvolena třída přesnosti IT5.

Výrobní tolerance charakteristických rozměrů

Na základě volby třídy přesnosti kuličkového šroubu nyní zvolíme výrobní tolerance jednotlivých charakteristických rozměrů. Jako charakteristické uvažujeme rozměry vstupující do výpočtů kontaktních tlaků, kterými se zabývá kapitola 5.4.4. Jedná se o výrobní toleranci průměru kuličky T_{Dw} , stoupání hřídele T_{Phs} a stoupání matice T_{Phn} .

Výrobní tolerance kuličky T_{Dw} je zvolena podle výrobce Redhill, který využívá tolerance podle normy ISO 3290. Tato norma udává výrobní tolerance v jedenácti tolerančních třídách. Pro výrobní toleranci kuličky volíme třídu odpovídající třídě přesnosti IT 5. Jedná se tedy o třídu G20, které odpovídá následující výrobní tolerance.

$$T_{Dw} = \pm 0,0005 \text{ mm} \quad (17)$$

Dále zvolíme výrobní tolerance stoupání matice a hřídele kuličkového šroubu. Tyto tolerance budou odpovídat normě ČSN EN ISO 286-1 a toleranční třídě IT5.

$$T_{Phs} = \pm 0,005 \text{ mm} \quad (18)$$

$$T_{Phn} = \pm 0,005 \text{ mm} \quad (19)$$

Ekvivalentní zatížení

Výpočet ekvivalentního zatížení F_m bude probíhat pomocí vztahů dle normy ISO 3408-5 [40]. V prvním kroku je potřeba vypočítat největší statické zatížení šroubu při jeho funkci. Zatížení šroubu je odvozeno od jeho funkce při měření testovaných vzorků. Při polohování šroub překonává třecí sílu mezi vzorkem a hlavicí, která představuje externí axiální zatížení. Dále budeme uvažovat axiální zatížení způsobené předpětím matice kuličkového šroubu. Další vlivy, jako je odpor lineárního vedení, výpočetně zanedbáme a jeho vliv zahrneme pomocí návrhového součinitele.

Nejprve je zvolen adekvátní návrhový součinitel podle knihy Safety of structures [41]. Součinitel je zde odvozen pomocí faktoru ovlivňujícího pravděpodobnost havárie k_{nx} , respektive závažnosti následků havárie k_{ny} .

$$k_n = k_{nx} \cdot k_{ny} = 2,1 \cdot 1 = 2,1[-] \quad (20)$$

Dále je vypočítána statická axiální síla F_a odpovídající třecí síle F_t mezi vzorkem a hlavicí. Do výpočtu vstupuje normálová síla od hlavice F_N , maximální součinitel tření vzorku f_{max} a návrhový součinitel k_n .

$$F_a = F_N \cdot f \cdot k_n = 50 \cdot 0,5 \cdot 2,1 = 105 \text{ N} \quad (21)$$

Do výpočtu ekvivalentního zatížení dále vstupuje axiální síla F_p způsobená předpětím matice kuličkového šroubu. Tato síla bude vypočítána pomocí Hertzovy teorie kontaktních tlaků. Díky tomu, že se jedná o poměrně rozsáhlý výpočet, bude dále uveden pouze princip a výsledky. Výpočet v plném rozsahu je přiložen jako příloha v programu S-math.

Pro výpočet axiální síly nejprve stanovíme kontaktní deformaci působící pod kontaktním úhlem α . Výpočet bude vyplývat ze znalosti velikosti předpětí, respektive rozdílu ve stoupání závitu a matice kuličkového šroubu.

$$\Delta P_{hn} = P_{hn} - P_{hs} = 5,03 - 5 = 0,03 \text{ mm} \quad (22)$$

Dále vypočteme kontaktní deformaci δP_{hn} působící pod kontaktním úhlem α způsobenou předpětím.

$$\delta P_{hn} = \frac{\Delta P_{hn}}{\cos \alpha} = \frac{0,03}{\cos 45^\circ} = 0,0424 \text{ mm} \quad (23)$$

Pomocí této kontaktní deformace dále vypočítáme sílu $F_{p\alpha}$ působící pod kontaktním úhlem α .

$$F_{p\alpha} = \sqrt{\left(\frac{\frac{\delta P_{hn}}{2}}{0,52 \cdot k_{bn}}\right)^3 \cdot E_{bn}^2 \cdot R_{x_{bn}}} = 623,84 \text{ N} \quad (24)$$

Kde P_{hn} je kontaktní deformace působící pod kontaktním úhlem α , E_{bn} je ekvivalentní modul pružnosti pro materiál matice a hřídele, k_{bn} je kontaktní součinitel a $R_{x_{bn}}$ je ekvivalentní průměr ve směru valení pro kontakt mezi kuličkou a maticí kuličkového šroubu.

Výsledná axiální síla způsobená předpětím matice kuličkového šroubu se určí dle vztahu níže.

$$F_p = \frac{F_{p\alpha}}{\cos \alpha} = \frac{582,06}{\cos 45^\circ} = 882,24 \text{ N} \quad (25)$$

Pro výpočet ekvivalentního zatížení budeme uvažovat jednotlivá zatížení jako statická, díky časovému charakteru zatěžování kuličkového šroubu. Z této úvahy dále vyplývá, že budeme považovat působení axiální síly F_a a F_p po celou dobu provozu kuličkového šroubu jako konstantní a jejich nepatrné změny zanedbáme. Ekvivalentní zatížení je tedy rovno součtu axiálních sil od třecí síly a od předepnutí matice.

$$F_m = F_a + F_p = 987,24 \text{ N} \quad (26)$$

Ekvivalentní otáčky

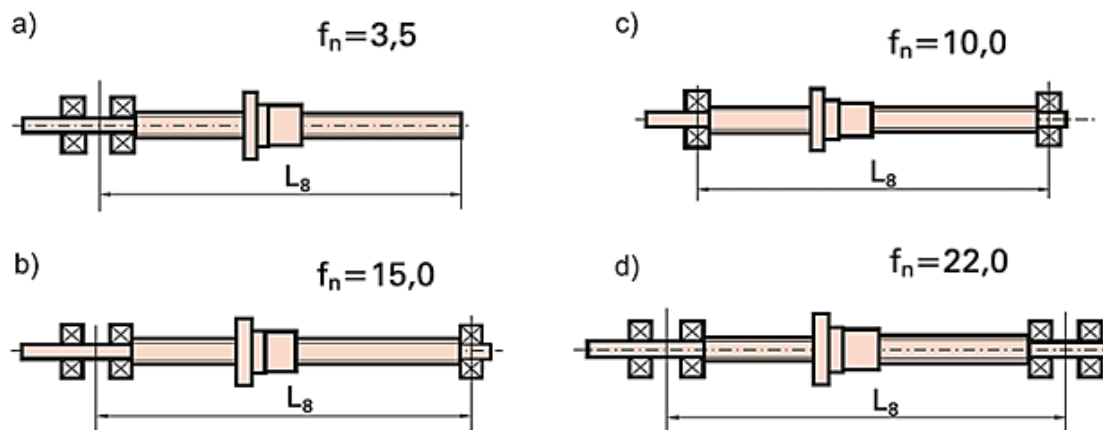
Podoba výpočtu ekvivalentních otáček n_m je obdobná jako u ekvivalentního zatížení. Otáčky v průběhu pracovního cyklu budeme považovat za konstantní, jelikož jejich změny nejsou signifikantní. Ekvivalentní otáčky budeme tedy uvažovat jako maximální otáčky kuličkového šroubu, respektive maximální otáčky krokového motoru n_{mmax} .

$$n_m = n_{mmax} = 2100 \text{ min}^{-1} \quad (27)$$

5.3.2 Kontrola uložení a kritických otáček

Kritické otáčky

Kritické otáčky závisí na velikosti kuličkového šroubu a na jeho uložení. Hodnota maximálních dovolených otáček je podle firmy KSK definována jako 80 % kritických otáček, při kterých dojde k rezonanci a nebezpečnému rozkmitání hřídele kuličkového šroubu. Obrázek níže zobrazuje koeficient podle druhu uložení f_n .



Obrázek 38 - Koeficient podle druhu uložení f_n [12]

Uložení kuličkového šroubu budeme uvažovat jako pevné – volné (a). Toto uložení přesně neodpovídá konkrétní aplikaci, avšak je mu nejbližší. Koeficient podle druhu uložení tedy volíme:

$$f_n = 3,5[-] \quad (28)$$

Nyní je provedena kontrola maximálních otáček, které musejí být menší než otáčky kritické.

$$n_{kr} = \frac{10^7 \cdot f_n \cdot d_0}{L_p^2} \cdot 0,8 = \frac{10^7 \cdot 3,5 \cdot 12}{160^2} = 13125 \text{ min}^{-1} > n_{max} \quad (29)$$

Z předchozího výpočtu vyplývá, že maximální otáčky kuličkového šroubu jsou menší než otáčky kritické → uložení tedy vyhovuje.

Otáčkové číslo

Otáčkové číslo D_{next} je zvoleno pomocí katalogu výrobce KSK [12] a jeho hodnota vyplývá z typu recirkulačního systému. Konkrétní aplikace využívá externí recirkulaci, pro kterou je otáčkové číslo následující:

$$D_{next} = 70\,000 [-] \quad (30)$$

$$D_n = d_0 \cdot n_{max} = 12 \cdot 2100 = 25\,200 [-] < D_{next} \quad (31)$$

Otáčkové číslo vypočtené pomocí jmenovitého průměru d_0 a maximálních otáček n_{max} je menší než otáčkové číslo pro externí druh recirkulace. Maximální otáčky n_{max} tedy vyhovují pro použití externího typu recirkulace.

5.3.3 Axiální únosnost kuličkového šroubu

Výpočet axiální únosnosti je opět proveden dle normy ISO 3408-5 [40]. Do výpočtu vstupují pouze nominální únosnosti, jelikož nejsou zahrnuty korekční faktory přesnosti výroby, procesu výroby a tvrdosti materiálů.

Základní statická axiální únosnost

V prvním korku je vypočten úhel stoupání závitu φ .

$$\varphi = \frac{P_h}{\pi \cdot D_{pw}} = \frac{5}{\pi \cdot 12,48} = 7,31^\circ \quad (32)$$

Dále vypočteme počet kuliček v jednom chodu z_1 . Zde je potřeba zahrnout fakt, že využíváme alternativní design a díky tomu pouze polovina těchto kuliček bude nosných. Toto je zapotřebí uvažovat při dalším výpočtu. Do výpočtu vstupuje také počet nezatížených kuliček z_2 . V tomto případě volíme dle ISO 3408-5 $z_2 = 0$ díky tomu, že je použit externí recirkulační systém.

$$z_1 = \frac{D_{pw} \cdot \pi}{D_w \cdot \cos \varphi} - z_2 = \frac{12,48 \cdot \pi}{2 \cdot \cos 7,31} - 0 = 19,76 [-] \rightarrow z_1 = 20 [-] \quad (33)$$

Počet zatížených kuliček v jednom chodu z_3 je tedy díky využití alternativního designu pouze polovina. Z této úvahy tedy vyplývá.

$$z_3 = 10 [-] \quad (34)$$

Nyní je vypočtena charakteristická hodnota pro výpočet statické únosnosti k_0 .

$$k_0 = \frac{27,24}{D_w \cdot \left(\frac{2}{D_w} + \frac{-1}{f_{rs} \cdot D_w} \right) \cdot \left(\frac{2}{D_w} + \frac{2 \cdot \cos \alpha}{D_{pw} - \cos \alpha \cdot D_w} \right)} = \quad (35)$$

$$= \frac{27,24}{2 \cdot \left(\frac{2}{2} + \frac{-1}{0,515 \cdot 2} \right) \cdot \left(\frac{2}{2} + \frac{2 \cdot \cos 45^\circ}{12,48 - \cos 45^\circ \cdot 2} \right)} = 75,15 [-]$$

Dále přistoupíme k výpočtu statické axiální únosnosti C_{a0} .

$$C_{a0} = k_0 \cdot z_3 \cdot i \cdot \sin \alpha \cdot D_w^2 \cdot \cos \varphi = \quad (36)$$

$$= 75,15 \cdot 10 \cdot 2 \cdot \sin 45^\circ \cdot 2^2 \cdot \cos 7,31^\circ = 4216,5 N$$

Základní dynamická axiální únosnost

Základní dynamická axiální únosnost je dalším základním parametrem, který bude následně využit pro výpočet životnosti kuličkového šroubu. Pro jeho výpočet je nejprve zapotřebí určit následující parametry.

Součinitel ovlivňující geometrii kuličky γ .

$$\gamma = \frac{D_w}{D_{pw}} \cdot \cos \alpha = \frac{2}{12,48} \cdot \cos 45^\circ = 0,113 [-] \quad (37)$$

Korekční faktor pro vliv geometrie profilu f_c .

$$f_c = 93,2 \cdot \left(\frac{3 - \sin \alpha}{3} \right) \cdot \left(\frac{\gamma^{0,3} \cdot (1 - \gamma)^{1,39}}{(1 + \gamma)^{\frac{1}{3}}} \right) \cdot \left(\frac{1}{1 - \frac{1}{2 \cdot f_{rs}}} \right)^{0,41} = \quad (38)$$

$$= 93,2 \cdot \left(\frac{3 - \sin 45^\circ}{3} \right) \cdot \left(\frac{0,113^{0,3} \cdot (1 - 0,113)^{1,39}}{(1 + 0,113)^{\frac{1}{3}}} \right) \cdot \left(\frac{1}{1 - \frac{1}{2 \cdot 0,515}} \right)^{0,41} = 128,96 [-]$$

Dynamické axiální zatížení hřídele kuličkového šroubu na jedno zatížené otočení C_s .

$$C_s = f_c \cdot z_3^{\frac{2}{3}} \cdot (\cos \alpha)^{0,86} \cdot D_w^{1,8} \cdot \tan \alpha \cdot (\cos \varphi)^{1,3} = \quad (39)$$

$$= 128,96 \cdot 10^{\frac{2}{3}} \cdot (\cos 45^\circ)^{0,86} \cdot 2^{1,8} \cdot \tan 45^\circ \cdot (\cos 7,31^\circ)^{1,3} = 1530,89 N$$

Dynamické axiální zatížení kuličkového šroubu na jedno zatížené otočení C_i .

$$C_i = C_s \cdot \left| 1 + \left[\left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{1,723} \cdot \left(\frac{2 - \frac{1}{f_{rs}}}{2 + \frac{1}{f_{rn}}} \right)^{0,41} \right]^{\frac{10}{3}} \right|^{-0,3} = \quad (40)$$

$$= 1530,89 \cdot \left| 1 + \left[\left(\frac{1-0,113}{1+0,133} \right)^{1,723} \cdot \left(\frac{2 - \frac{1}{0,515}}{2 + \frac{1}{0,515}} \right)^{0,41} \right]^{\frac{10}{3}} \right|^{-0,3} = 1424,77 \text{ N}$$

Nyní již můžeme přistoupit k výpočtu základní dynamické únosnosti kuličkového šroubu C_a .

$$C_a = C_i \cdot i^{0,86} = 1424,77 \cdot 2^{0,86} = 2586,015 \text{ N} \quad (41)$$

5.3.4 Životnost kuličkového šroubu

Výpočet životnosti bude probíhat podle normy ISO 3408-5. Díky tomu, že ekvivalentní zatížení kuličkového šroubu není vysoké, lze předpokládat, že životnost bude splňovat požadovanou hodnotu. Následující výpočet je tedy uveden pro úplnost a kontrolu.

Nejprve vypočítáme základní životnost kuličkového šroubu pro 90% spolehlivost v otáčkách $L_{1,2}$.

$$L_{1,2} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{2586,015}{987,24} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,79 \cdot 10^7 \text{ ot} \quad (42)$$

Díky tomu, že šroub reverzuje a tím pádem je zatěžován z obou stran, je potřeba provést výpočet životnosti pro oboustranné zatížení v otáčkách L_m .

$$L_v = \left(L_{1,2}^{\frac{-10}{9}} + L_{1,2}^{\frac{-10}{9}} \right)^{\frac{-9}{10}} = \left((1,79 \cdot 10^7)^{\frac{-10}{9}} + (1,79 \cdot 10^7)^{\frac{-10}{9}} \right)^{\frac{-9}{10}} = 9,63 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (43)$$

Dále vypočítáme výslednou základní životnost pro oboustranné zatížení v hodinách L_{mh} .

$$L_{vh} = \frac{L_v}{n_m \cdot 60} \approx 86,44 \text{ h} > 50 \text{ h} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (44)$$

Díky tomu, že je výsledná základní životnost vyšší než požadovaná životnost, můžeme pro úplnost vypočítat modifikovanou životnost s vyšší spolehlivostí v hodinách L_{mh} . Pro tento výpočet je nutné určit faktor spolehlivosti f_{ar} , jehož hodnoty v závislosti na spolehlivosti zobrazuje obrázek 39.

Spolehlivost %	f_{ar}
90	1
95	0,62
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

Obrázek 39 - Faktor spolehlivosti f_{ar} [36]

Díky velikosti výsledné základní životnosti volím spolehlivost 95 %. Faktor spolehlivosti je tedy:

$$f_{ar} = 0,62 \quad (45)$$

Dále vypočteme výslednou modifikovanou životnost kuličkového šroubu s 95% spolehlivostí v hodinách L_{mh} .

$$L_{mh} = L_{vh} \cdot f_{ar} = 86,44 \cdot 0,62 \approx 53,59 \text{ h} > 50 \text{ h} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (46)$$

5.3.5 Tuhost kuličkového šroubu

Tento výpočet je proveden pomocí normy ISO 3408-4 [42]. Tuhost kuličkového šroubu se skládá z tuhosti hřídele a matice kuličkového šroubu a ovlivňuje kvalitu a přesnost polohování. Konkrétní aplikace ale nevyžaduje vysokou přesnost. Výpočet je zde tedy uveden spíše pro úplnost. Dále z něj bude vyplývat kontrola a volba výsledného řešení.

Statická axiální tuhost hřídele

Tuhost hřídele je vypočítána pro uložení pevné – volné. Jak už bylo zmíněno, tento druh uložení se přesně neshoduje s konkrétní aplikací, avšak je mu nejbližší.

Nejprve je zapotřebí určit průměr působení zatížení na hřídeli kuličkového šroubu d_c .

$$d_c = D_{pw} - D_w \cdot \cos \alpha = 12,48 \cdot 2 \cdot \cos 45^\circ = 11,07 \text{ mm} \quad (47)$$

Dále vypočteme výslednou statickou axiální tuhost hřídele kuličkového šroubu R_{s1} .

$$R_{s1} = \frac{\pi \cdot d_c^2 \cdot E_s}{4 \cdot L_p \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 11,07 \cdot 200\,000}{4 \cdot 160 \cdot 10^3} = 120,22 \frac{N}{\mu m} \quad (48)$$

Statická axiální tuhost matice s axiální vůlí bez předepnutí

Další hodnotou vstupující do výpočtu výsledné tuhosti kuličkového šroubu je statická axiální tuhost matice R_{nu1} . Tento výpočet se skládá z následujících parametrů.

Průměr působení zatížení na matici kuličkového šroubu D_c .

$$D_c = D_{pw} + D_w \cdot \cos \alpha = 13,89 \text{ mm} \quad (49)$$

Statická axiální tuhost tělesa matice a hřídele kuličkového šroubu R_{ns} .

$$R_{n/s} = \frac{2 \cdot \pi \cdot i \cdot P_h \cdot E \cdot (\tan \alpha)^2}{\left(\frac{D_1^2 + D_c^2}{D_1^2 - D_c^2} + \frac{d_c^2}{d_c^2} \right)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 5 \cdot 200\,000 \cdot (\tan 45^\circ)^2}{\left(\frac{30^2 + 13,9^2}{30^2 - 13,9^2} + \frac{11,07^2}{11,07^2} \right)} = 4177,35 \frac{N}{\mu m} \quad (50)$$

Poloměr vzájemného zakřivení kuličky a dráhy hřídele ρ_s .

$$\begin{aligned} \rho_s &= \left(\frac{4}{D_w} - \frac{1}{f_{rs} \cdot D_w} + \frac{2 \cdot \cos \alpha}{D_{pw} - D_w \cdot \cos \alpha} \right) \\ &= \left(\frac{4}{2} - \frac{1}{0,515 \cdot 2} + \frac{2 \cdot \cos 45^\circ}{12,48 - 2 \cdot \cos 45^\circ} \right) = 1,57 \text{ mm}^{-1} \end{aligned} \quad (51)$$

Poloměr vzájemného zakřivení kuličky a dráhy matice ρ_n .

$$\begin{aligned} \rho_n &= \left(\frac{4}{D_w} - \frac{1}{f_{rn} \cdot D_w} - \frac{2 \cdot \cos \alpha}{D_{pw} + D_w \cdot \cos \alpha} \right) \\ &= \left(\frac{4}{2} - \frac{1}{0,515 \cdot 2} - \frac{2 \cdot \cos 45^\circ}{12,48 + 2 \cdot \cos 45^\circ} \right) = 0,93 \text{ mm}^{-1} \end{aligned} \quad (52)$$

Cosinus poměru částečně hlavní k částečně vedlejší ose kontaktní elipsy hřídele $K\check{S}$ $\cos \tau_s$.

$$\begin{aligned} \cos \tau_s &= \left| \left(\frac{-\frac{1}{f_{rs} \cdot D_w} - \frac{2 \cdot \cos \alpha}{D_{pw} - D_w \cdot \cos \alpha}}{\rho_s} \right) \right| = \left| \left(\frac{-\frac{1}{0,515 \cdot 2} - \frac{2 \cdot \cos 45^\circ}{12,48 - 2 \cdot \cos 45^\circ}}{1,22} \right) \right| \\ \cos \tau_s &= 0,95 [-] \end{aligned} \quad (53)$$

Cosinus poměru částečně hlavní k částečně vedlejší ose kontaktní elipsy matice KŠ $\cos \tau_n$.

$$\cos \tau_n = \left| \left(\frac{-\frac{1}{f_{rn} \cdot D_w} + \frac{2 \cdot \cos \alpha}{D_{pw} + D_w \cdot \cos \alpha}}{\rho_n} \right) \right| = \left| \left(\frac{-\frac{1}{0,515 \cdot 2} + \frac{2 \cdot \cos 45^\circ}{12,48 + 2 \cdot \cos 45^\circ}}{0,98} \right) \right|$$

$$\cos \tau_n = 0,94 [-] \quad (54)$$

Sinus poměru částečně hlavní k částečně vedlejší ose kontaktní elipsy matice KŠ $\sin \tau_s$.

$$\sin \tau_s = \sqrt{1 - (\cos \tau_s)^2} = \sqrt{1 - (0,85)^2} = 0,31 [-] \quad (55)$$

Sinus poměru částečně hlavní k částečně vedlejší ose kontaktní elipsy matice KŠ $\sin \tau_n$.

$$\sin \tau_n = \sqrt{1 - (\cos \tau_n)^2} = \sqrt{1 - (0,82)^2} = 0,35 [-] \quad (56)$$

Pomocná hodnota podle Hertzovy teorie pro popis integrálů prvního a druhého druhu Y_s .

$$Y_s = 1,282 \cdot (-0,154) \cdot (\sin \tau_s)^{\frac{1}{4}} + 1,348 \cdot (\sin \tau_s)^{\frac{1}{2}} - 0,194 \cdot \sin \tau_s = \quad (57)$$

$$= 1,282 \cdot (-0,154) \cdot (0,53)^{\frac{1}{4}} + 1,348 \cdot (0,53)^{\frac{1}{2}} - 0,194 \cdot 0,53 = 0,74 [-]$$

Pomocná hodnota podle Hertzovy teorie pro popis integrálů prvního a druhého druhu Y_n .

$$Y_n = 1,282 \cdot (-0,154) \cdot (\sin \tau_n)^{\frac{1}{4}} + 1,348 \cdot (\sin \tau_n)^{\frac{1}{2}} - 0,194 \cdot \sin \tau_n = \quad (58)$$

$$= 1,282 \cdot (-0,154) \cdot (0,58)^{\frac{1}{4}} + 1,348 \cdot (0,58)^{\frac{1}{2}} - 0,194 \cdot 0,58 = 0,78 [-]$$

Faktor geometrie c_k .

$$c_k = (Y_s \cdot \sqrt[3]{\rho_s} + Y_n \cdot \sqrt[3]{\rho_n}) = (0,95 \cdot \sqrt[3]{1,22} + 0,99 \cdot \sqrt[3]{0,98}) = 1,54 N^{-\frac{2}{3}} \cdot \mu m \quad (59)$$

Materiálová konstanta c_{ve} . Do výpočtu vstupují moduly pružnosti materiálu kuličky E_b a hřídele E_s kuličkového šroubu.

$$c_{ve} = \sqrt[3]{11\,550 \cdot \frac{E_s + E_b}{E_s \cdot E_b}} = \sqrt[3]{11\,550 \cdot \frac{200\,000 + 295\,000}{200\,000 \cdot 295\,000}} = 0,46 [-] \quad (60)$$

Tuhostní charakteristika k .

$$k = \frac{z_3 \cdot (\sin \alpha)^{\frac{5}{2}} \cdot (\cos \varphi)^{\frac{5}{2}}}{c_{ve}^3 \cdot c_k^{\frac{3}{2}}} = \frac{19 \cdot (\sin 45^\circ)^{\frac{5}{2}} \cdot (7,31^\circ)^{\frac{5}{2}}}{0,46^3 \cdot 1,54^{\frac{3}{2}}} = 22,22 \frac{N}{\mu m^{\frac{3}{2}}} \quad (61)$$

Statická axiální tuhost oblasti kulička – dráha kuličky $R_{b/t}$.

$$R_{b/t} = \frac{3}{2} \cdot \sqrt[3]{F_m \cdot (i \cdot k)^2} = \frac{3}{2} \cdot \sqrt[3]{105 \cdot (2 \cdot 22,22)^2} = 88,77 \frac{N}{\mu m} \quad (62)$$

Nyní můžeme přistoupit k výpočtu statické axiální tuhosti kuličkové matice s axiální vůlí R_{nu1} .

$$R_{nu1} = \frac{R_{b/t} \cdot R_{n/s}}{R_{b/t} + R_{n/s}} = \frac{88,77 \cdot 4177,35}{88,77 + 4177,35} = 86,92 \frac{N}{\mu m} \quad (63)$$

Dále je potřeba zahrnout korekční faktor podle zvolené třídy přesnosti f_{ar} . Jeho hodnoty v závislosti na třídě přesnosti lze vidět na obrázku.

Standartní toleranční třída	0,1	3	5
Faktor f_{ar}	0,6	0,55	0,5

Obrázek 40 - Korekční faktor f_{ar} v závislosti na třídách přesnosti [42]

Modifikovaná statická axiální tuhost kuličkové matice s axiální vůlí $R_{nu,ar}$ pro zvolenou třídu přesnosti IT5 je vypočítána podle vztahu níže.

$$R_{nu,ar} = R_{nu1} \cdot f_{ar} = 86,92 \cdot 0,5 = 43,46 \frac{N}{\mu m} \quad (64)$$

Celková statická axiální tuhost kuličkového šroubu

Výpočet této celkové statické axiální tuhosti R_{bs} se tedy skládá z modifikované axiální tuhosti kuličkové matice s axiální vůlí $R_{nu,ar}$ a statické axiální tuhosti hřídele kuličkového šroubu R_{s1} .

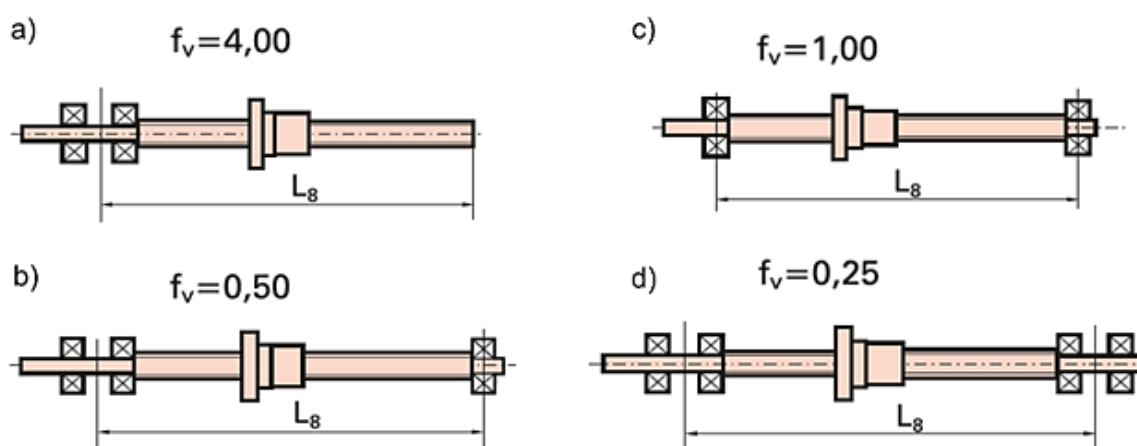
$$R_{bs} = \frac{R_{s1} \cdot R_{nu,ar}}{R_{s1} + R_{nu,ar}} = \frac{120,22 \cdot 43,46}{120,22 + 43,46} = 31,92 \frac{N}{\mu m} \quad (65)$$

5.3.6 Pevnostní kontrola kuličkového šroubu

Pevnostní kontrola se bude skládat z kontroly maximálního axiálního zatížení F_{amax} vzhledem ke vzpěrné stabilitě kuličkového šroubu. Tento výpočet bude probíhat podle katalogu firmy KSK [12]. Dále bude provedena kontrola kritického místa hřídele kuličkového šroubu.

Maximální axiální zatížení kuličkového šroubu

Díky tomu, že budeme považovat zatížení kuličkového šroubu za konstantní, budeme maximální dovolenou axiální sílu F_{amax} porovnávat se statickou axiální silou působící na šroub F_a . Dále je pro výpočet zapotřebí zvolit součinitel dle typu uložení f_v . Jeho závislost na typu uložení lze vidět na obrázku níže.



Obrázek 41 - Součinitel podle typu uložení [12]

Uložení kuličkového šroubu budeme uvažovat jako pevné – volné (a). Toto uložení přesně neodpovídá konkrétní aplikaci, avšak je mu nejbližší. Koeficient podle druhu uložení tedy volíme:

$$f_v = 4 [-] \quad (66)$$

Nyní je provedena kontrola ekvivalentního zatížení F_m , které musí být menší než maximální dovolená axiální síla F_{amax} .

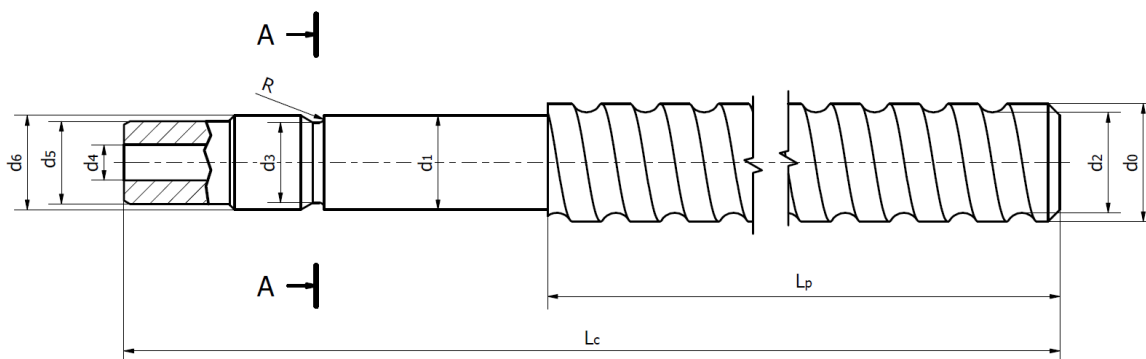
$$F_{amax} = 0,33 \cdot \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_0^4}{f_v \cdot L_s^2} = 0,33 \cdot \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 12^4}{4 \cdot 160^2} = 1035,99 \text{ N} > 987,24 \text{ N} \quad (67)$$

Z předchozího výpočtu vyplývá, že statická axiální síla vyhovuje vzhledem ke vzpěrné stabilitě kuličkového šroubu.

Kontrola kritického místa hřídele kuličkového šroubu

Tento kontrolní výpočet se bude skládat z výběru kritického místa hřídele kuličkového šroubu vzhledem k typu namáhání. Hřídel kuličkového šroubu s jednotlivými rozměrovými parametry je ukázána na obrázku 40. Dále bude proveden výpočet nominálních a extrémních hodnot jednotlivých napětí. Výsledné redukované napětí σ_{red} dále porovnáme s mezí kluzu materiálu hřídele R_e a vyhodnotíme koeficient bezpečnosti k .

Hřídel kuličkového šroubu je při své funkci zatěžována axiální ekvivalentní silou F_m , která namáhá hřídel kuličkového šroubu na tah, respektive tlak. Dále je hřídel namáhána kroutícím momentem M_k , který způsobuje namáhání na krut. Napětí od jednotlivých druhů namáhání τ a σ budou vypočtena pro kritické místo na hřídeli šroubu, které znázorňuje řez A-A.



Obrázek 42 - Hřídel kuličkového šroubu

Pro výpočet extrémních hodnot napětí v tomto místě je potřeba zvolit součinitele tvaru pro jednotlivý druh zatížení. Pomocí nomogramů byl zvolen součinitel tvaru pro smykové napětí $\alpha_\tau = 1,5 [-]$ a pro normálové napětí $\alpha_\sigma = 1,9 [-]$.

Nominální napětí σ a extrémní napětí σ_{ext} od namáhání na tah.

$$\sigma = \frac{F_m}{S} = \frac{F_m}{\frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_4^2)}{4}} = \frac{987,24}{\frac{\pi \cdot (6,8^2 - 3^2)}{4}} = 33,75 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$\sigma_{ext} = \sigma \cdot \alpha_\sigma = 33,75 \cdot 1,9 = 50,63 \text{ MPa} \quad (69)$$

Nominální napětí τ a extrémní napětí τ_{ext} od namáhání na krut.

$$\tau = \frac{M_k}{J_P} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot (d_3^4 - d_4^4)}{32}} \cdot \frac{d_3}{2} = \frac{0,7}{\frac{\pi \cdot (6,8^4 - 3^4)}{32}} \cdot \frac{6,8}{2} = 1,18 \text{ MPa} \quad (70)$$

$$\tau_{ext} = \tau \cdot \alpha_\tau = 1,18 \cdot 1,5 = 2,24 \text{ MPa} \quad (71)$$

Dále vypočítáme redukované napětí σ_{red} .

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{ext}^2 + 4 \cdot \tau_{ext}^2} = \sqrt{50,63^2 + 4 \cdot 2,24^2} = 50,83 \text{ MPa} \quad (72)$$

Bezpečnost vzhledem k mezi kluzu materiálů hřídele kuličkového šroubu R_{es} .

$$k_p = \frac{R_{es}}{\sigma_{red}} = \frac{758}{50,83} = 14,9 [-] \quad (73)$$

Jak lze vidět z výpočtu bezpečnosti k , která vyšla poměrně vysoká, je hřídel pohybového šroubu z pevnostního hlediska předimenzována. Toto vyplývá z poměrně malého zatížení kuličkového šroubu. Výsledek tohoto výpočtu lze na základě zatížení předpokládat. Díky tomu je tento výpočet uveden spíše pro úplnost a případnou kontrolu.

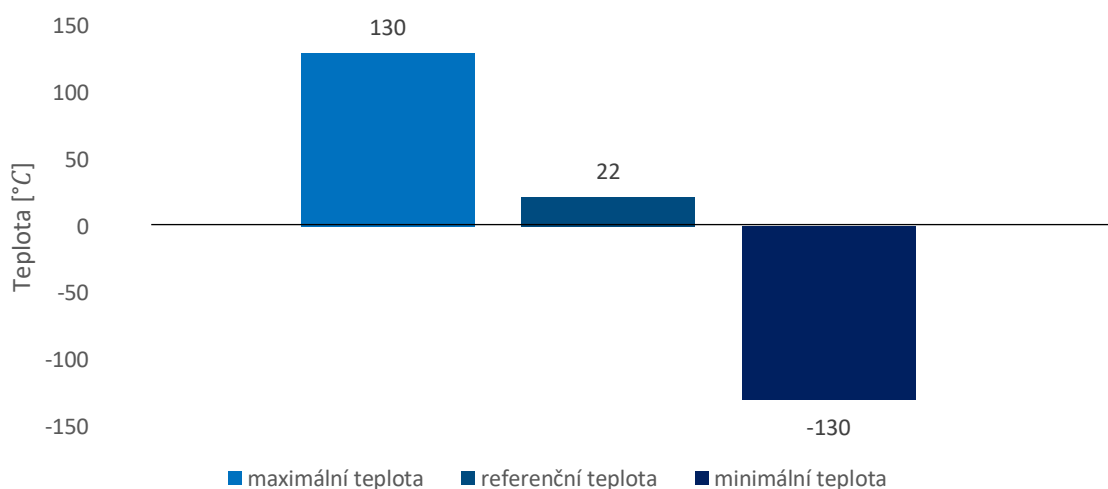
5.4 Výpočty zahrnující vliv provozního prostředí

V rámci následujících výpočtů se budeme zabývat kontrolou a analýzou provozuschopnosti kuličkového šroubu při působení provozního prostředí uvnitř tribometru. Jak již bylo zmíněno v rešeršní části této práce, jedná se především o velké teplotní rozdíly, které způsobují nežádoucí změny objemů jednotlivých součástí způsobené teplotní roztažností.

Místy kriticky ovlivněnými teplotní roztažností jsou především jednotlivé kontakty kuličky mezi maticí a hřídelí kuličkového šroubu. Při změnách objemu totiž může docházet ke kontaktním deformacím vedoucím k nadkritickému zvýšení kontaktních tlaků, což může znemožnit správný chod nebo v kritických případech způsobit nevratnou deformaci jednotlivých částí kuličkového šroubu. Teplotní roztažnost může mít dále za následek i úplnou ztrátu kontaktu valivých elementů a valivých drah, která může vést k velkému snížení přesnosti polohování.

5.4.1 Teplotní rozdíly

V první řadě je zapotřebí definovat jednotlivé teplotní rozdíly, které mohou na kuličkový šroub uvnitř tribometru působit. Obrázek 43 zobrazuje rozsah jednotlivých teplot uvnitř tribometru.



Obrázek 43 - Rozsah teplot uvnitř tribometru

Při výpočtu teplotních rozdílů je potřeba uvažovat referenční teplotu t_{ref} , pro kterou platí základní rozměry kuličkového šroubu. Oteplení, respektive ochlazení kuličkového šroubu bude tedy uvažováno od této teploty. Z předchozího obrázku dále vyplývají jednotlivé teploty, které budou následně vstupovat do výpočtů.

Maximální teplota t_{max} .

$$t_{max} = 130 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (74)$$

Minimální teplota t_{min} .

$$t_{min} = -130 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (75)$$

Referenční teplota t_{ref} .

$$t_{ref} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (76)$$

Dále určíme teplotní rozdíly při zvýšení provozní teploty Δt_1 a při snížení provozní teploty Δt_2 .

$$\Delta t_1 = t_{max} - t_{ref} = 130 - 22 = 108 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (77)$$

$$\Delta t_2 = t_{min} - t_{ref} = -130 - 22 = -152 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (78)$$

5.4.2 Kontrolované kritické stavy kuličkového šroubu

Pro kontrolní výpočty je nejprve nutné definovat jednotlivé kritické stavy, kterým bude působením teplotní roztažnosti kuličkový šroub vystaven. Díky tomu, že přenos tepelných účinků uvnitř vakuové komory neprobíhá pomocí přirozené konvekce, ale především vedením prostřednictvím jednotlivých dílů tribometru, je velmi obtížné určit konkrétní tepelné účinky na jednotlivé části kuličkového šroubu. V rámci jednotlivých výpočtů budeme tedy u těchto stavů uvažovat přímo působení konkrétních teplotních rozdílů Δt_1 a Δt_2 .

Stav 1 – Ohřátí kuličkového šroubu

U tohoto stavu budeme u výpočtů uvažovat zvýšení provozní teploty, respektive ohřátí kuličkového šroubu jako celku. Výpočet jednotlivých kontaktních tlaků, stejně jako výpočet konkrétních deformací bude probíhat za působení teplotního rozdílu Δt_1 .

Stav 2 – Ochlazení kuličkového šroubu

Tento kritický stav je charakteristicky shodný s předchozím stavem. Při výpočtu kontaktních tlaků budeme uvažovat snížení provozní teploty, respektive ochlazení kuličkového šroubu opět jako celku. V tomto případě budeme tedy uvažovat působení teplotního rozdílu Δt_2 .

Stav 3 – Ohřátí matice kuličkového šroubu

Dále bude kritický stav představovat ochlazení pouze matice kuličkového šroubu. V rámci výpočtů kontaktních tlaků budeme tedy uvažovat působení teplotního rozdílu Δt_1 . Teplotní účinky při změně provozní teploty se totiž díky přenosu tepla prostřednictvím vedení projeví především změnou teploty matice kuličkového šroubu.

Stav 4 – Ochlazení matice kuličkového šroubu

Tento kritický stav je opět charakteristicky podobný stavu předchozímu a vychází ze stejné úvahy. Při realizaci výpočtů kontaktních tlaků budeme v tomto případě uvažovat ochlazení matice kuličkového šroubu, respektive působení teplotního rozdílu Δt_2 .

Shrnutí jednotlivých kritických kontrolovaných stavů v závislosti na působení teplotních rozdílů na jednotlivé části kuličkového šroubu zobrazuje tabulka 15.

Tabulka 15 - Kontrolované kritické stavy

Stav	Hřídel	Matice	Kuličky
Stav 1	Δt_1	Δt_1	Δt_1
Stav 2	Δt_2	Δt_2	Δt_2
Stav 3	t_{ref}	Δt_1	t_{ref}
Stav 4	t_{ref}	Δt_2	t_{ref}

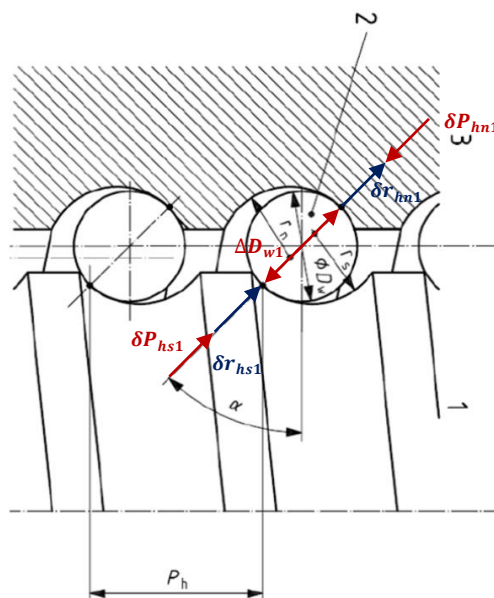
5.4.3 Výpočet kontaktních deformací

Tento výpočet se zabývá určením kontaktních deformací mezi kuličkou a valivou dráhou matice a hřídele kuličkového šroubu. Jako kontaktní deformace je uvažována složka deformace působící pod kontaktním úhlem α způsobená působením teplotní roztažnosti. Dále je v rámci určení těchto deformací nutné uvažovat kontaktní deformaci způsobenou předpětím matice a maximální a minimální hodnoty výrobních tolerancí, které vstupují do konstrukce. Tyto deformace budou vypočteny pro každý kritický kontrolní stav kuličkového šroubu zvlášť a bude provedena kontrola kontaktu mezi kuličkou a valivými drahami matice a hřídele kuličkového šroubu.

Díky velkému rozsahu výpočtů bude dále prezentován pouze princip a výsledky těchto výpočtů. Výpočet kontaktních deformací v plném rozsahu je přiložen jako příloha v programu S-math.

Kontaktní deformace Stav 1 – ohřátí kuličkového šroubu

Výpočet kontaktní deformace δ_{stav1} působící pod kontaktním úhlem α je odvozen ze změn jednotlivých rozměrů matice, kuliček a hřídele způsobených teplotní roztažností při působení teplotního rozdílu Δt_1 . Obrázek níže zobrazuje jednotlivé směry změn rozměrů a jejich průmět ve směru kontaktního úhlu α . Jedná se o změnu stoupání hřídele δP_{hs1} , změnu stoupání matice δP_{hn1} , rozdíl v kontaktním poloměru hřídele δr_{ks1} a matice δr_{kn1} a také o změnu průměru kuličky δD_{w1} . Dále při výpočtu kontaktní deformace uvažujeme deformaci způsobenou předpětím matice δP_{hn} a maximální a minimální hodnotu výrobní tolerance průměru kuličky $\pm \delta T_{Dw}$, stoupání hřídele $\pm \delta T_{Phs}$ a matice $\pm \delta T_{Phn}$.



Obrázek 44 - Schéma změn rozměrů ve směru kontaktního úhlu (1 – hřídel, 2 – kulička, 3 – matice) [47]
(upraveno)

Díky tomu, že při výpočtu kontaktní deformace uvažujeme maximální a minimální hodnoty výrobních tolerancí jednotlivých rozměrů, dostaneme pomocí vztahu uvedeného níže pro každou kombinaci těchto hodnot jiný výsledek. Jednotlivé výsledky prezentuje tabulka 16.

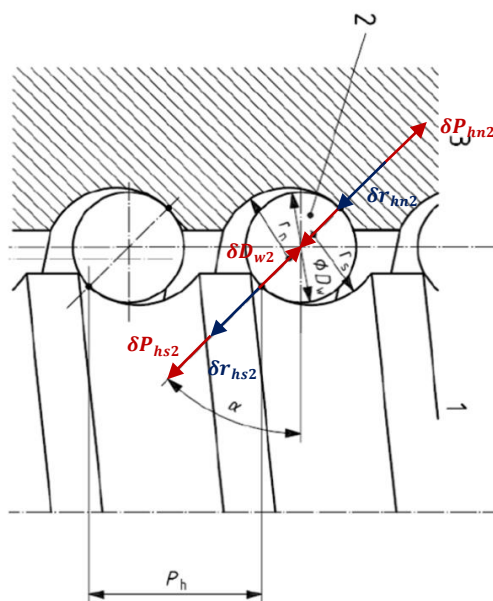
$$\delta_{stav1} = \delta P_{hs1} + \delta P_{hn1} + \delta r_{ks1} - \delta r_{kn1} + \delta D_{w1} + \delta T_{Dw} + \delta T_{Phs} + \delta T_{Phn} + \delta P_{hn} \quad (79)$$

Tabulka 16 - Kontaktní deformace v závislosti na kombinaci maximálních a minimálních výrobních tolerancí

Kritická kombinace	δ_{stav1}
1	0,0707 mm
2	0,0414 mm
3	0,0697 mm
4	0,0424 mm

Kontaktní deformace Stav 2 – ochlazení kuličkového šroubu

Charakteristika výpočtu kontaktní deformace δ_{stav2} pro kritický stav 2 je stejná jako u výpočtu předchozího. Do výpočtu opět vstupují změny jednotlivých rozměrů matice, kuliček a hřídele způsobené teplotní roztažností tentokrát při působení teplotního rozdílu Δt_2 . Obrázek níže zobrazuje jednotlivé směry změn rozměrů a jejich průmět ve směru kontaktního úhlu α . Jedná se o změnu stoupání hřídele δP_{hs2} , změnu stoupání matice δP_{hn2} , rozdíl v kontaktním poloměru hřídele δr_{ks2} a matice δr_{kn2} a také o změnu průměru kuličky δD_{w2} . Dále při výpočtu kontaktní deformace opět uvažujeme deformaci způsobenou předpětím matice δP_{hn} a maximální a minimální hodnotu výrobní tolerance průměru kuličky $\pm \delta T_{Dw}$, stoupání hřídele $\pm \delta T_{Phs}$ a matice $\pm \delta T_{Phn}$.



Obrázek 45 - Schéma změn rozměrů ve směru kontaktního úhlu (1 – hřídel, 2 – kulička, 3 – matice) [47] (upraveno)

Ve výpočtu opět uvažujeme jednotlivé hodnoty výrobních tolerancí, z čehož plyne, že dostaneme opět několik výsledků, které lze vidět v tabulce 17. Vztah pro výpočet těchto hodnot lze vidět níže.

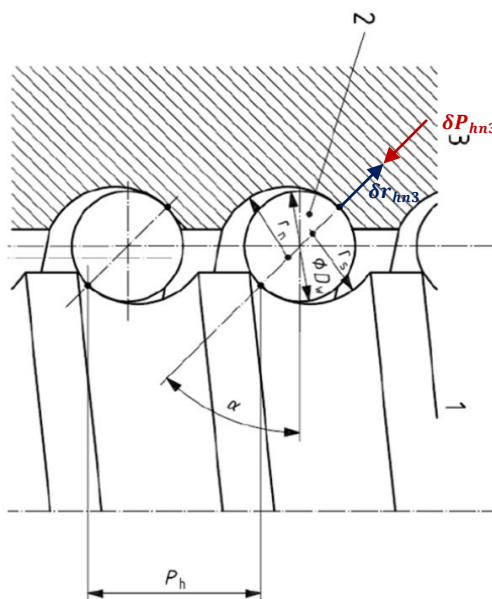
$$\delta_{stav2} = \delta P_{hs2} + \delta P_{hn2} + \delta r_{ks2} - \delta r_{kn2} + \delta r_{w2} + \delta T_{Dw} + \delta T_{Phs} + \delta T_{Phn} + \delta P_{hn} \quad (80)$$

Tabulka 17 - Kontaktní deformace v závislosti na kombinaci maximálních a minimálních výrobních tolerancí

Kombinace tolerancí	δ_{stav2}
1	0,038 mm
2	0,0087 mm
3	0,037 mm
4	0,0097 mm

Kontaktní deformace Stav 3 – ohřátí matice kuličkového šroubu

I u tohoto výpočtu budeme při určení kontaktní deformace δ_{stav3} uvažovat jednotlivé změny rozměrů způsobených teplotní roztažností při působení teplotního rozdílu Δt_1 . Do výpočtů budou tentokrát vstupovat pouze změny rozměrů matice. Jednotlivé směry změn těchto rozměrů a jejich průmět ve směru kontaktního úhlu α ukazuje obrázek níže. Jedná se o změnu stoupání matice δP_{hn3} a rozdíl v kontaktním poloměru matice δr_{kn3} . Dále při výpočtu uvažujeme deformaci způsobenou předpětím matice δP_{hn} a maximální a minimální hodnotu výrobní tolerance stoupání matice $\pm \delta T_{Phn}$ a tolerance průměru kuličky $\pm \delta T_{Dw}$.



Obrázek 46 - Schéma změn rozměrů ve směru kontaktního úhlu (1 – hřídel, 2 – kulička, 3 – matice) [47] (upraveno)

Výstupem výpočtu bude opět několik hodnot, díky tomu že uvažujeme kombinace maximálních a minimálních výrobních tolerancí rozměrů matice. Vztah pro výpočet a jednotlivé výsledky lze vidět níže.

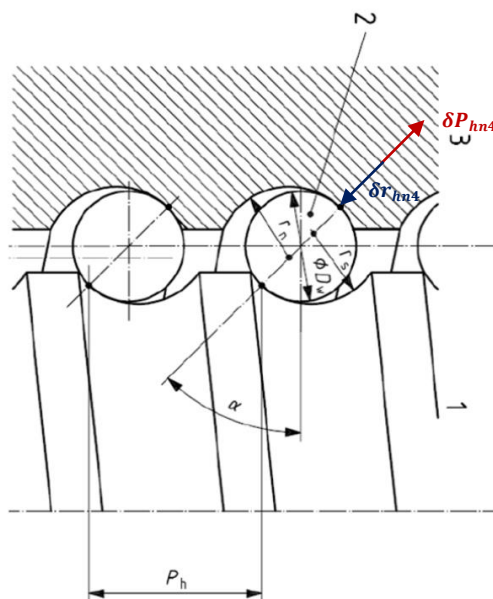
$$\delta_{stav3} = \delta P_{hn3} - \delta r_{kn3} + \delta T_{Phn} + \delta T_{Dw} + \delta P_{hn} \quad (81)$$

Tabulka 18 - Kontaktní deformace v závislosti na kombinaci maximálních a minimálních výrobních tolerancí

Kombinace tolerancí	δ_{stav3}
1	0,047 mm
2	0,0319 mm
3	0,0329 mm
4	0,046 mm

Kontaktní deformace Stav 4 – ohřátí matice kuličkového šroubu

V tomto případě bude výpočet kontaktní deformace δ_{stav4} charakteristicky stejný jako u předchozího případu, avšak budeme uvažovat teplotní rozdíl Δt_2 . Do výpočtů budou opět vstupovat pouze změny rozměrů matice. Jednotlivé směry změn těchto rozměrů a jejich průmět ve směru kontaktního úhlu α zachycuje obrázek níže. Jedná se o změnu stoupání matice δP_{hn4} a rozdíl v kontaktním poloměru matice δr_{kn4} . Dále při výpočtu opět uvažujeme deformaci způsobenou předpětím matice δP_{hn} a maximální a minimální hodnotu výrobní tolerance stoupání matice $\pm \delta T_{Phn}$ a tolerance průměru kuličky $\pm \delta T_{Dw}$.



Obrázek 47 - Schéma změn rozměrů ve směru kontaktního úhlu (1 – hřídel, 2 – kulička, 3 – matice) [47] (upraveno)

Stejně jako v předchozích případech bude výstupem výpočtů několik výsledků prezentovaných v tabulce 19 díky tomu, že uvažujeme jednotlivé hodnoty výrobních tolerancí. Vztah k určení jednotlivých hodnot lze vidět níže.

$$\delta_{stav4} = \delta P_{hn4} - \delta r_{kn4} + \delta T_{Phn} + \delta T_{Dw} + \delta P_{hn} \quad (82)$$

Tabulka 19 - Kontaktní deformace v závislosti na kombinaci maximálních a minimálních výrobních tolerancí

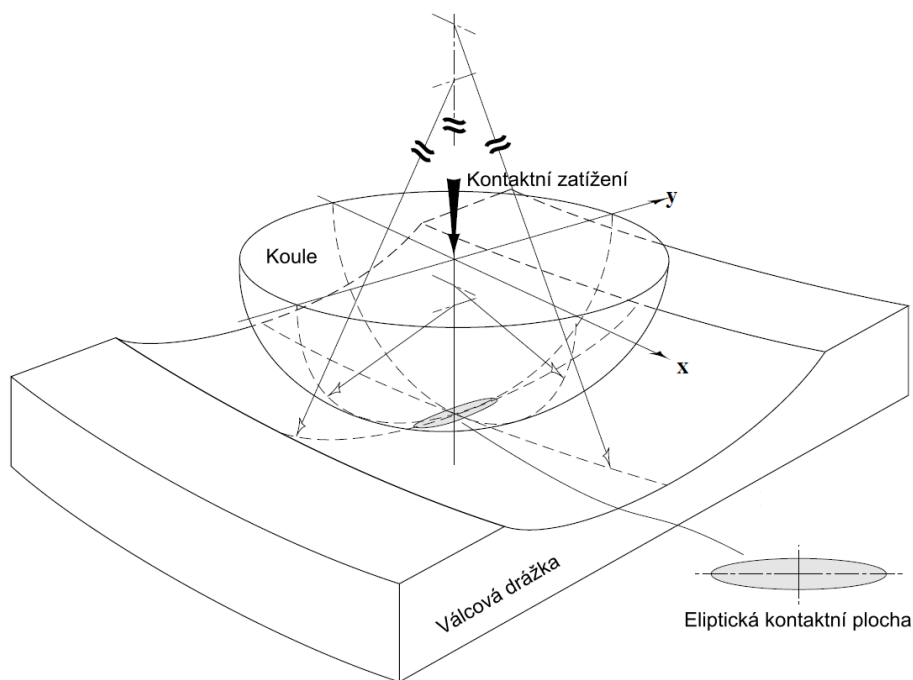
Kombinace tolerancí	δ_{stav2}
1	0,0542 mm
2	0,039 mm
3	0,04 mm
4	0,0532 mm

Kontrola ztráty kontaktu

Tato kontrola bude vycházet z charakteru výpočtů kontaktních tlaků pro jednotlivé kritické stavy. Výpočet je koncipován tak, že záporné hodnoty kontaktních deformací signalizují ztrátu kontaktu mezi kuličkou a valivou dráhou matice nebo hřídele kuličkového šroubu. Vzhledem k tomu, že jednotlivé hodnoty kontaktních deformací prezentované v předchozích výpočtech jsou kladné, ke ztrátě kontaktu tedy nedochází. Z tohoto hlediska tedy kuličkový šroub vyhovuje.

5.4.4 Výpočet kontaktních tlaků

Jak již bylo zmíněno, vliv provozního prostředí tribometru ovlivňuje především velikost kontaktních tlaků mezi valivými elementy a maticí nebo hřídelí kuličkového šroubu. Výpočet kontaktních tlaků bude vyplývat z Hertzovy teorie kontaktních tlaků. Kontakt mezi valivými elementy a valivými drahami lze podle této teorie aproximovat pomocí kontaktu mezi koulí a válcovou drážkou. Kontaktní tlak je dále vypočten díky znalosti kontaktního zatížení a kontaktní plochy, která je v tomto případě tvaru elipsy, jak lze vidět na obrázku 48.

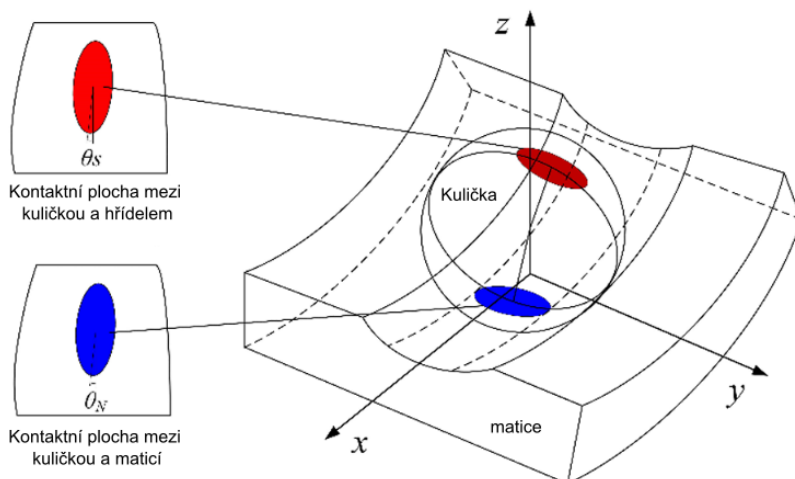


Obrázek 48 - Hertzův kontakt mezi koulí a válcovou drážkou [8] (upraveno)

Výpočet jednotlivých výsledných kontaktních tlaků bude dále proveden pro jednotlivé kritické stavy zvlášť. Stejně jako u výpočtu kontaktních deformací je i tento výpočet velmi komplexní a rozsáhlý. Díky tomu zde bude uveden pouze princip a výsledky. Výpočet v plném rozsahu je přiložen jako příloha v programu S-math. Výpočet je proveden pomocí knihy Engineering tribology [8] a studie D. Olarua [43].

Definice kontaktů

Pro výpočet kontaktních tlaků je nejprve potřeba definovat jednotlivé kontakty, které se vyskytují mezi valivými elementy a ostatními částmi kuličkového šroubu. Pro účely výpočtu je situace izolována na případ kontaktu jedné kuličky. V rámci kuličkového šroubu má valivý element dva kontakty. Jedná se o kontakt mezi kuličkou a maticí a kuličkou a hřídelem kuličkového šroubu. Tyto kontakty, respektive eliptické kontaktní plochy lze vidět na obrázku 49.



Obrázek 49 - Kontakty mezi kuličkou a maticí a kuličkou a hřídelem [48]

Jednotlivé další parametry výpočtu, stejně jako výsledné kontaktní tlaky budou vypočteny pro jednotlivé kontakty zvlášť, jelikož se díky geometrii závitu šroubu a matice nepatrně liší.[43]

Výpočet kontaktního zatížení

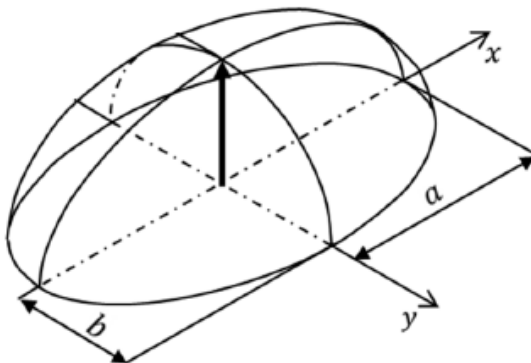
Pro výpočet kontaktního tlaku je zapotřebí určit celkové zatížení působící v jednotlivých kontaktech. Toto zatížení se skládá z kontaktního zatížení od axiální síly F_N a kontaktního zatížení $F_{Nstavax}$ způsobeného kontaktní deformací. Výpočet tohoto zatížení je proveden dle následujícího vztahu.

$$F_{Nstavax} = \sqrt{\left(\frac{\delta_{stavax}}{2}\right)^3 \cdot E_x^2 \cdot R_x + F_n} \quad (83)$$

Kde δ_{stavax} je kontaktní deformace konkrétního kritického stavu, E_x je ekvivalentní modul pružnosti, k_x je kontaktní součinitel a R_x je ekvivalentní průměr ve směru valení.

Výpočet rozměrových parametrů kontaktní plochy

Dále je pro výpočet kontaktních tlaků potřeba určit rozměrové parametry kontaktní plochy mezi kuličkou a valivou drahou. Díky tomu, že tato plocha je ve tvaru elipsy, jedná se o hlavní poloosu a a vedlejší osu b , jak lze vidět na obrázku 50.



Obrázek 50 - Rozměrové parametry kontaktní elipsy [49]

Výpočet těchto parametrů je proveden podle vztahů níže, kde R_x je ekvivalentní průměr ve směru valení, k je poměr ekvivalentních průměrů, F_{nstavx} je kontaktní zatížení a E_x je ekvivalentní modul pružnosti.

$$a = 1,1552 \cdot R_x \cdot k^{0,4676} \cdot \left(\frac{F_{nstavx}}{E_x \cdot R_x^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (84)$$

$$b = 1,1502 \cdot R_x \cdot k^{-0,1876} \cdot \left(\frac{F_{nstavx}}{E_x \cdot R_x^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (85)$$

Výpočet maximálního kontaktního tlaku

Po provedení předchozích výpočtů nyní přistoupíme k výpočtu maximálního kontaktního tlaku P_{max} mezi kuličkou a valivou dráhou. Do výpočtu vstupuje kontaktní zatížení F_{nstavx} a jednotlivé rozměrové parametry kontaktní plochy a a b . Kontaktní tlak je tedy vypočten podle následujícího vztahu.

$$P_{max} = \frac{3 \cdot F_{nstavx}}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \quad (86)$$

Jak již bylo zmíněno, výpočet maximálních kontaktních tlaků bude proveden pro jednotlivé kontaktní plochy zvlášť, tedy pro kontakt mezi kuličkou a maticí P_{bnmax} a kuličkou a hřídelí P_{bsmax} . Dále bude výpočet proveden pro jednotlivé kritické stavy. Výpočet závisí na kontaktních deformacích jednotlivých kritických stavů. Díky tomu nakonec dostaneme 32 výsledných kontaktních tlaků. Pro přehlednost budou dále prezentovány pouze maximální kontaktní tlaky pro jednotlivé kritické stavy.

Pro kritický stav 1, tedy pro ohřev kuličkového šroubu jako celku, odpovídá maximální kontaktní tlak P_{max1} kontaktnímu tlaku P_{bsmax1} mezi kuličkou a hřídelí kuličkového šroubu.

$$P_{max1} = P_{bsmax1} = 3,62GPa \quad (87)$$

V případě kritického stavu 2 odpovídá maximálnímu kontaktnímu tlaku P_{max2} maximální kontaktní tlak tentokrát mezi kuličkou a maticí P_{bsmax2} .

$$P_{max2} = P_{bsmax2} = 2,66GPa \quad (88)$$

Maximálnímu kontaktnímu tlaku P_{max3} pro kritický stav 3 odpovídá opět maximální kontaktní tlak mezi kuličkou a maticí P_{bsmax3} .

$$P_{max3} = P_{bsmax3} = 2,96GPa \quad (89)$$

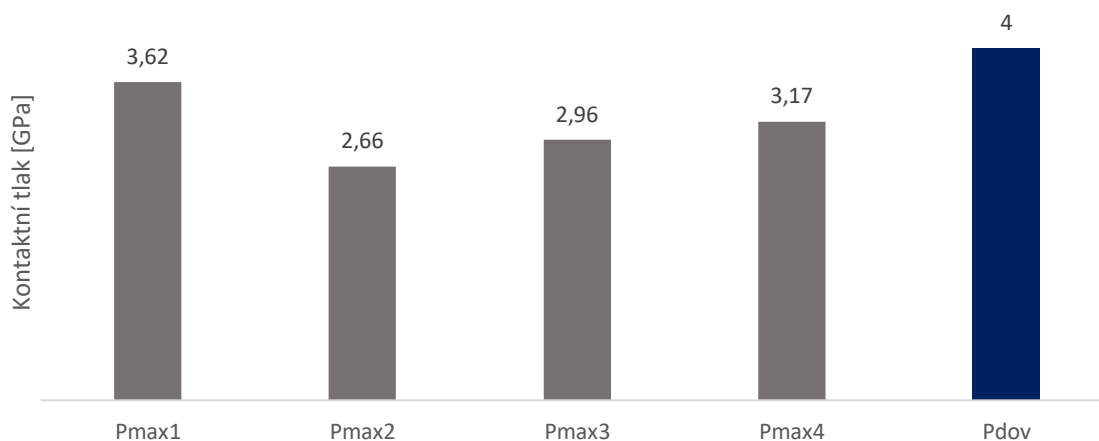
Pro kritický stav 4 odpovídá maximálnímu kontaktnímu tlaku P_{max4} maximální kontaktní tlak opět mezi kuličkou a maticí.

$$P_{max4} = P_{bsmax4} = 3,17GPa \quad (90)$$

Kontrola maximálních kontaktních tlaků

Nyní je zapotřebí provést kontrolu jednotlivých maximálních kontaktních tlaků vůči jejich dovolené hodnotě. Jednotlivé maximální kontaktní tlaky v porovnání s dovolenou hodnotou lze vidět na obrázku 51. Hodnota maximálního dovoleného kontaktního tlaku P_{dov} pro daný materiál byla převzata z knihy Space tribology handbook [13] a její hodnota je tedy následující.

$$P_{dov} = 4GPa \quad (91)$$



Obrázek 51 - Maximální kontaktní tlaky v porovnání s maximálním dovoleným napětím

Jak lze vidět na obrázku 51, tak jednotlivé maximální tlaky nepřesahují dovolenou hodnotu. Na základě této kontroly lze říct, že kuličkový šroub tedy vyhovuje a je schopný plnit svoji funkci v rámci provozního prostředí tribometru.

5.5 Sestava kuličkového šroubu

Následující kapitola se bude zabývat popisem výsledného konstrukčního řešení sestavy kuličkového šroubu a jejích jednotlivých součástí. Jednotlivé konstrukční parametry vyplývají z předchozí výpočtové části a jsou navrženy tak, aby kuličkový šroub pracoval bezporuchově v prostředí tribometru daného zadáním. Dále bude diskutována funkční a rozměrová kompatibilita kuličkového šroubu v rámci sestavy tribometru.

Sestava kuličkového šroubu se skládá z několika hlavních částí. Jedná se o hřídel, matici a valivé elementy. Uvnitř matice se dále nachází recirkulační systém, který převádí kuličky pomocí trubice s externím převodem. Kuličkový šroub je konstruován na základě alternativního designu, z čehož vyplývá, že základní materiál je použit na výrobu hřídele, matice a polovinu kuliček sloužících jako oddělovače. Druhá polovina kuliček, které jsou využity jako nosné, je vyrobena z keramického materiálu. Celý systém je dále provozován jako holý, tedy bez využití maziva. Sestavu kuličkového šroubu, obsahující jednotlivé části zmíněné výše, lze vidět na obrázku 52.

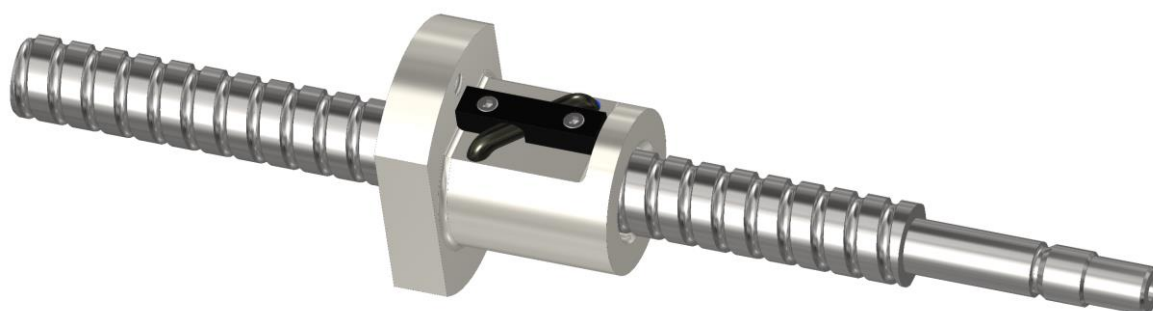
Jednotlivé charakteristické rozměry, respektive základní rozměry hřídele a matice podléhají normě ISO 3408 a díky tomu nese tento šroub své následující normalizované označení:

ISO 3408-012-005-134-P05R 2

Jednotlivé charakteristické parametry zobrazuje tabulka 20.

Tabulka 20 - Charakteristické parametry kuličkového šroubu

Parametr		Hodnota
Jmenovitý průměr hřídele	d_0 [mm]	12
Stoupání závitu	P_h [mm]	5
Délka závitu	L [mm]	134
Typ kuličkového šroubu	[-]	P
Toleranční třída	[-]	IT 5
Typ závitu	[-]	R
Počet nosných závitů	[-]	2



Obrázek 52 - Sestava kuličkového šroubu

5.5.1 Hřídel kuličkového šroubu

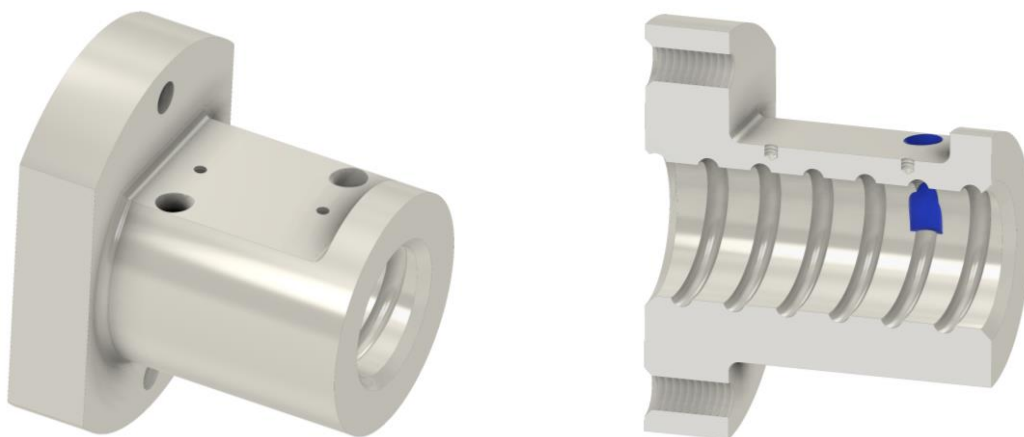
Konstrukci hřídele kuličkového šroubu je možné rozdělit na dvě hlavní části, jak lze vidět na obrázku 53. Jedná se o funkční závitovou část, na které se nachází závit kruhového profilu. Kruhový profil závitu je v tomto případě zvolen z důvodu snížení kontaktních tlaků mezi kuličkou a valivou dráhou. Dále je tento profil výrobně nenáročný a díky nízkému axiálnímu zatížení vyhovuje i z hlediska opotřebení. Druhá část hřídele slouží k uložení pomocí dvojice valivých ložisek a dále k přenosu kroutícího momentu prostřednictvím pružné spojky. Pro výrobu hřídele je použita martenzitická korozivzdorná ocel AISI 440 C, polotovarem je válcovaná kruhová tyč.



Obrázek 53 - Hřídel kuličkového šroubu

5.5.2 Matice kuličkového šroubu

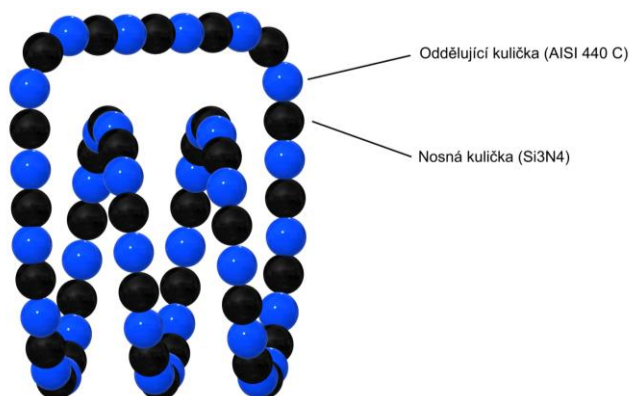
Konstrukci matice kuličkového šroubu je možno také rozdělit na dvě části, které lze ve dvou pohledech vidět na obrázku 54. Jedná se o hlavní tělo matice, uvnitř kterého se nachází vnitřní závit kruhového profilu a k němu tečně umístěný vstup recirkulačního systému. Tento vstup lze vidět v řezu matice na obrázku 54. Rovinná plocha na tělu matice slouží dále k upnutí recirkulační trubice. Matice je v tomto případě provozována s předepnutím pomocí difference ve stoupání závitu. Druhá, upínací část obsahuje přírubu, která slouží k upnutí matice pomocí dvojice šroubů. Matice je stejně jako hřídel vyrobena z korozi-vzdorné oceli AISI 440 C a polotovarem je opět válcovaná kruhová tyč.



Obrázek 54 – Matice kuličkového šroubu (vlevo), řez maticí (vpravo)

5.5.3 Valivé elementy

Další hlavní částí sestavy kuličkového šroubu jsou valivé elementy, v tomto případě tedy kuličky. Výsledná konstrukce sestavy kuličkového šroubu využívá alternativní design. Kuličky jsou tedy vyrobeny ze dvou materiálů. Polovina kuliček je vyrobena z karbidu křemíku Si₃N₄ a slouží jako hlavní, nosné kuličky. Tyto kuličky jsou dále doplněny druhou polovinou valivých elementů vyrobených z oceli AISI 440 C, které slouží jako oddělovače.

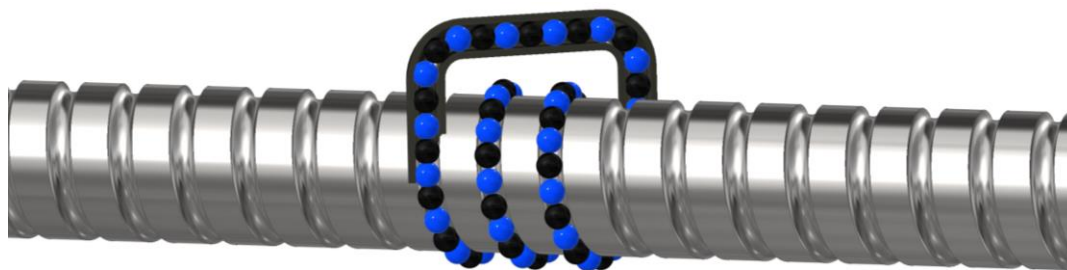


Obrázek 55 - Pracovní cyklus kuliček

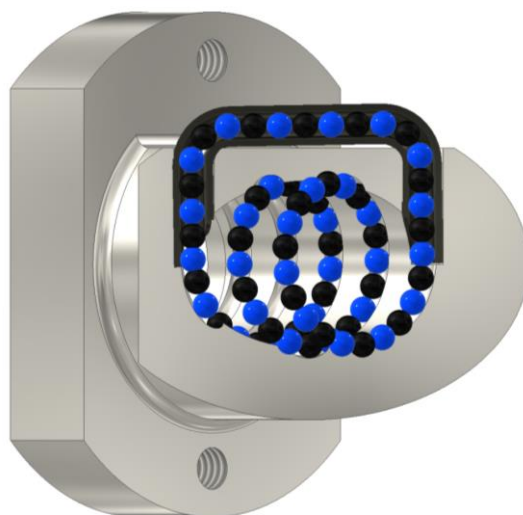
Pro konstrukci kuličkového šroubu byly vybrány nosné i oddělující valivé elementy od výrobce Redhill. Rozměry kuliček tedy vyplývají z výrobního katalogu a jejich hodnoty jsou následující. Průměr nosných kuliček je $D_w = 2 \text{ mm}$. Průměr oddělujících kuliček byl zvolen jako $D_{w2} = 1,984 \text{ mm}$.

5.5.4 Recirkulační systém

Recirkulační systém je zde řešen pomocí trubice s externím převodem. Tento systém se skládá z převáděcí trubice umístěné uvnitř matice kuličkového šroubu a držáku, který zajišťuje polohu této trubice. Pracovní dráha kuličky je tedy definována valivými drahami uvnitř matice a hřídele. Převáděcí trubice je poté prostřednictvím otvorů v matici tečně připojena k valivým drahám a převádí kuličky zpět na začátek jejich pracovního cyklu. Pracovní cyklus kuliček ve vztahu k hřídeli a matici kuličkového šroubu lze vidět na obrázcích 56 a 57.



Obrázek 56 - Recirkulační systém – hřídel



Obrázek 57 - Recirkulační systém – matice

Převáděcí trubice

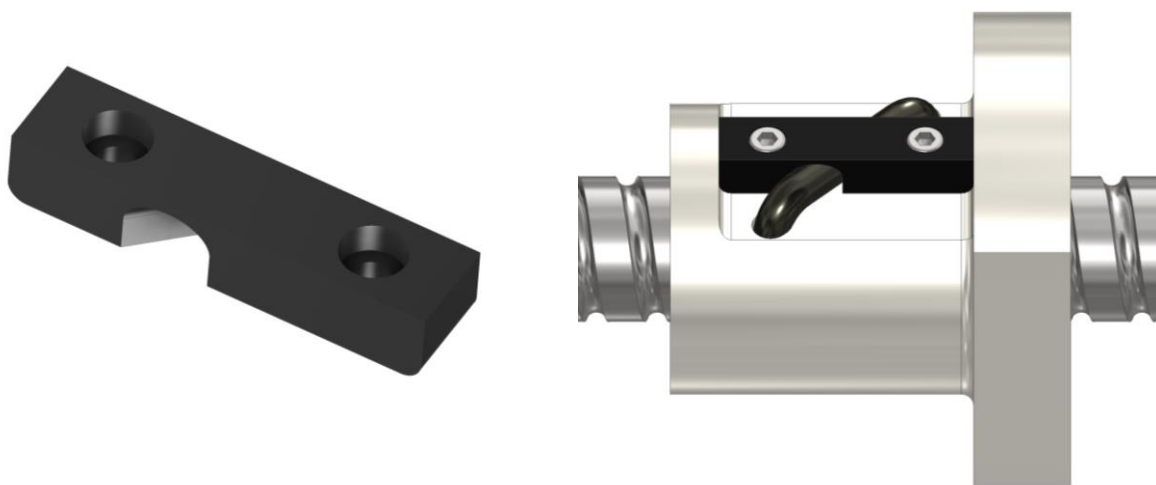
Převáděcí trubice je hlavní částí recirkulačního systému. Jedná se o tenkostěnnou tvarovou trubičku o šířce stěny 0,5 mm. Na obou koncích trubičky se nachází vyváděcí zoubek, který vyvádí kuličky z valivých drah matice a hřídele. Vyváděcí zoubek lze vidět na obrázku 57. Trubička je vyrobena pomocí metody SLM, tedy pomocí metody 3D tisku kovových prášků spěkaných laserem. Pro výrobu je použita slitina titanu Ti6-Al-4V.



Obrázek 58 - Převáděcí trubice

Držák převáděcí trubice

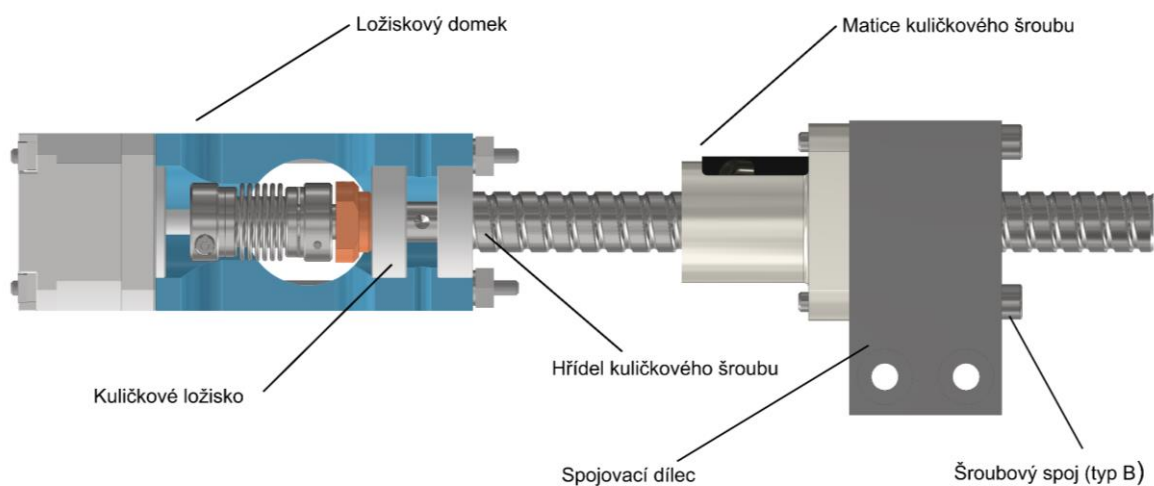
Držák převáděcí trubice slouží k uchycení trubice k tělu matice kuličkového šroubu. Držák je uchycen k rovinné ploše těla matice pomocí dvou šroubů se zápusťnou hlavou a vnitřním šestihranem. Pro výrobu držáku je opět použita korozi-vzdorná ocel AISI 440 C, polotovarem je válcovaná plochá tyč s obdélníkovým průřezem.



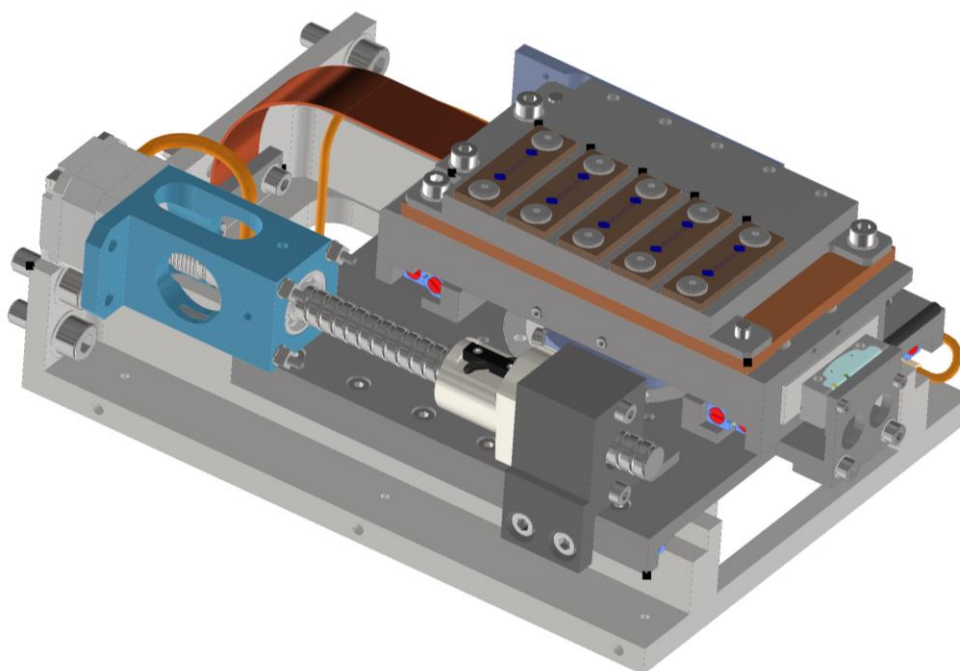
Obrázek 59 - Držák převáděcí trubice (vlevo), uchycení držáku k tělu matice (vpravo)

5.5.5 Umístění kuličkového šroubu v rámci sestavy posuvu stolu

Důležitou roli v rámci konstrukce kuličkového šroubu hraje také kompatibilita výsledného řešení se sestavou posuvu stolu uvnitř tribometru. Kuličkový šroub je v rámci této sestavy uchycen ve dvou bodech. Hřídel kuličkového šroubu je uložena pomocí dvojice kuličkových ložisek a prostřednictvím ložiskového domku dále uchycena ke konzoli tribometru. Dále je matice kuličkového šroubu upevněna k pracovnímu stolu tribometru pomocí spojovacího dílce, jak lze vidět na obrázku 61. Toto upevnění je realizováno pomocí šroubových spojů typu B prostřednictvím dvou šroubů se zápustnou hlavou a vnitřním šestihranem, což je vidět na obrázku 60.



Obrázek 60 - Umístění kuličkového šroubu v rámci sestavy posuvu stolu tribometru



Obrázek 61 - Umístění kuličkového šroubu v sestavě pracovního stolu tribometru

6 DISKUZE

V rámci této bakalářské práce byl proveden konstrukční návrh kuličkového šroubu, který pracuje jako součást vakuového tribometru typu „pin on plate“, simulujícího vesmírné prostředí. Toto simulované prostředí zahrnuje vysoké vakuum a teploty odpovídající teplotám ve vesmírném prostoru. Konstrukční řešení kuličkového šroubu tedy vyplývá především z požadavků na provozní prostředí tribometru a dále také z požadované rozměrové kompatibility se sestavou tribometru.

Jednotlivé části konstrukce vyplývají z již existujících řešení, která odpovídají řešené problematice. Materiály a mazací systém kuličkového šroubu jsou inspirovány běžně používanými a studii testovanými řešeními, která byla použita pro funkci ve vesmírném prostředí. Na základě jednotlivých studií byla dále navržena čtyři koncepční řešení mazacích systémů, která zahrnují materiály pro výrobu jednotlivých částí kuličkového šroubu a také kompatibilní maziva. Dále byly navrženy koncepty konstrukčních řešení, které zahrnují konstrukční možnosti jednotlivých komponent, a především druh a způsob recirkulace valivých elementů. Výběr jednotlivých vítězných konceptů byl proveden pomocí vícekritériální analýzy, která na základě zvolených parametrů vyhodnotila jako nejvhodnější koncept mazacího systému 1 a koncept konstrukčního řešení 1. Tyto koncepty vynikají svou konstrukční jednoduchostí, z čehož následně vyplývají nízké výrobní náklady.

Konkrétní konstrukční parametry byly navrženy na základě normy ISO 3408 a výrobních katalogů výrobců kuličkových šroubů. Následně byly provedeny kontrolní výpočty těchto parametrů.

Při konstrukci kuličkového šroubu se největším problémem jevila volba parametrů kuličkového šroubu, tak aby byla zajištěna schopnost pracovat v rámci pracovních podmínek simulujícího vesmírné prostředí. Díky velkým teplotním rozdílům uvnitř tribometru dochází ke změně objemů jednotlivých součástí a to se projeví především velkými kontaktními deformacemi a tlaky mezi valivými elementy a jejich drahami. Díky tomu byl proveden výpočet a kontrola těchto deformací a tlaků. Při prvních iteracích tento výpočet odhalil ztrátu kontaktu mezi kuličkou a valivou drahou v matici a také nárůst kontaktního tlaku nad dovolenou hodnotu. Řešením těchto komplikací byla iterační volba a výpočet parametrů závitu kuličkového šroubu, tak aby výsledné řešení zajišťovalo bezporuchový provoz. Jednalo se především o vhodnou volbu konformity valivých drah a druhu předepnutí matice.

Výsledné konstrukční řešení představuje prvotní návrh kuličkového šroubu pracujícího v podmínkách tribometru. Pro nasazení konečného řešení do provozu je nutné podrobit kuličkový šroub testování a případně upravit konstrukci nebo zvolit odlišný způsob kontrolních výpočtů.

7 ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se věnuje konstrukci kuličkového šroubu, který pracuje jako součást mechanismu posuvu stolu uvnitř tribometru simulujícího vesmírné prostředí. Toto pracovní prostředí představuje vysoké vakuum a extrémní teplotní rozdíly, což výrazně komplikuje provoz kuličkového šroubu.

Rešeršní část této práce se věnuje vesmírným aplikacím, ve kterých jsou kuličkové šrouby uplatněny, a konkrétním specifikům vesmírného prostředí. Dále jsou rozebrány jednotlivé konstrukční parametry kuličkových šroubů a také konkrétní parametry tribometru typu „pin on plate“. Na základě rešeršní části byla navržena konkrétní koncepční řešení a byla provedena jejich kvalifikace prostřednictvím vícekritériální analýzy.

Pro zvolené konstrukční řešení byly dále navrženy konstrukční a rozměrové parametry na základě kontrolních normalizovaných výpočtů a výpočtů, zahrnující vliv provozního prostředí. Tyto výpočty se zabývaly analýzou teplotních účinků a jejich vlivů na funkci kuličkového šroubu uvnitř tribometru. Kontrola kuličkového šroubu z pohledu provozního prostředí byla realizována pomocí kontroly kontaktních tlaků mezi valivými elementy a drahami uvnitř matice a hřídele. Kontaktní tlaky byly vypočteny pomocí Hertzovy teorie kontaktních tlaků a její modifikací na případ kuličkového šroubu. Hodnoty jednotlivých tlaků byly poté srovnány s dovolenými hodnotami kontaktních tlaků pro materiály matice a hřídele kuličkového šroubu. Pro splnění těchto dovolených hodnot byl proveden iterační výpočet a volba parametrů závitu kuličkového šroubu. V konečné fázi byly výstupem tohoto výpočtu vyhovující konstrukční parametry, ze kterých dále plynou i vyhovující kontaktní tlaky odpovídající maximální hodnotě 3,63 *GPa*.

Výsledkem této práce je tedy konstrukční řešení kuličkového šroubu respektující provozní podmínky uvnitř tribometru. Kuličkový šroub je tedy schopen pracovat v podmínkách vysokého vakua (1^{-5}MPa) a také při působení velkých teplotních rozdílů ($-130 \text{ }^{\circ}\text{C} + 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$). Dále je kuličkový šroub navržen tak, aby respektoval uložení uvnitř sestavy posuvu stolu. V neposlední řadě byla vypracována příslušná výkresová dokumentace pro výrobu výsledného řešení. V rámci této práce bylo tedy dosaženo všech požadovaných cílů spolu se všemi výstupy.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] GARINEI, A. a R. MARSILI. *A new diagnostic technique for ball screw actuators* [online]. (45), 819-828 [cit. 2024-03-24]. ISSN 0263-2241. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263224112001029>
- [2] KRALIZ, Ryan. *Multi-screw focusing mechanism for DMC3 sub-1M imager* [online]. In: SURREY SATELLITE TECHNOLOGY LTD.,. 15th European Space Mechanisms and Tribology Symposium, the Netherlands, 2013, s. 1-8 [cit. 2024-03-24]. ISBN #978-92-9221-282-7. Dostupné z: <https://esmat.surrey.ac.uk/esmatpapers/completelist.php?whichYear=2013>
- [3] MCFATTER, Justin, Karl KEISER a Timothy RUPP. *NASA Docking System Block 1: NASA's New Direct Electric Docking System Supporting ISS and Future Human Space Exploration* [online]. In: . Proceedings of the 44th Aerospace Mechanisms Symposium, NASA Glenn Research Center, May 2018 [cit. 2024-03-28]. Dostupné z: <https://docplayer.net/225116489-Nasa-docking-system-block-1-nasa-s-new-direct-electric-docking-system-supporting-iss-and-future-human-space-exploration.html>
- [4] DICK, Brandon N., Christopher OESCH a Timothy W. RUPP. *Linear actuator for the NASA docking system* [online]. In: . European Space Mechanisms and Tribology Symposium, United Kingdom, 2017, s. 1-8 [cit. 2024-03-24]. 20170005413. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20170005413>
- [5] ZHANG, Wenming, Yun ZHANG, Ming CHEN, Lei ZENG a Sheng GAO. *Long-life design and experimental verification of ball screw for spacecraft mechanism* [online]. In: . Seventh International Conference on Electromechanical Control Technology and Transportation (ICECTT 2022): SPIE, 2022, s. 1-10 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: doi:10.1117/12.2645301
- [6] FUSARO, Robert a Michael KHONSARI. *Liquid Lubrication for Space Applications* [online]. In: . Cleveland: National Aeronautics and Space Administration, 1992, s. 3-6 [cit. 2024-03-24]. 19920022596. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/23921304_Liquid_lubrication_for_space_applications

- [7] PLANTE, Jeannette a Brandon LEE. *Environmental Conditions for Space Flight Hardware: A Survey* [online]. In: NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION [NASA]. 2005, s. 6 [cit. 2024-03-24]. 20060013394. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20060013394>
- [8] STACHOWIAK, Gwidon W. a Andrew W. BATCHELOR. *Engineering tribology*. 3th edition. Amsterdam: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005, 801 s. ISBN 978-0-0805-3103-8.
- [9] COLLINS, Danielle. How does temperature affect ball screw assemblies? In: *Linear motion tips* [online]. [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/how-does-temperature-affect-ball-screw-assemblies/>
- [10] SHI, Hu, Chi MA, Jun YANG, Liang ZHAO a Guofang GONG. Investigation into effect of thermal expansion on thermally induced error of ball screw feed drive system of precision machine tools. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [online]. 2015, (97), 60-71 [cit. 2024-03-24]. ISSN 0890-6955. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2015.07.003>
- [11] FINCKENOR, Miria M., Kim K. DE GROH a Cory DUKE, DANSBERRY, Bryan a Carrie GILDER, ed. *Space Environmental Effects: A Researcher's Guide to: International Space Station* [online]. In: NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION [NASA]. 2015, 2020, s. 3-40 [cit. 2024-03-24]. NP-2020-09-018-JSC. Dostupné z: <https://www.nasa.gov/science-research/for-researchers/a-researchers-guide-to-space-environmental-effects/>
- [12] *Produktový katalog KSK Kuřim* [online]. In: . s. 2-48 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://www.mpdims.cz/contents/editor/ke-stazeni/kulickove-srouby/KSK%20srouby.pdf>
- [13] ROBERTS, Emyr W. EUROPEAN SPACE AGENCY [ESA],. *Space tribology handbook*. 5th edition. Warrington, UK: European Space Tribology Laboratory, 2013, 529 s. 2. 852833696. Prepared by ESR Technology under ESA contract 19959/06/NL/IA & 4000103622/11/NL/RA.

- [14] CHOMITZ, R., S. CORRADI, J. LEOFANTI, M. MARCHETTI, D. PALMIERI, I. CARAVELLO, F. PERNI a L. PIZZONI. *ACTUATORS: A recirculating ball screw mechanism for a telescopic space appendage* [online]. In: . 1999, s. 1-3 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/234262508_ACTUATORS_A_recirculating_ball_screw_mechanism_for_a_telescopic_space_appendage
- [15] ZU, Li, Zhou ZHANG a Lian GAO. Design and bearing characteristics of planetary roller screws based on aerospace high-load conditions. *Advances in Mechanical Engineering* [online]. 2018, (10) [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: doi:10.1177/1687814018811197
- [16] *Produktový katalog Steinmeyer* [online]. In: . s. 75-80 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: https://www.steinmeyer.com/kataloge/steinmeyer_ball_screws2019/148/#zoom=z
- [17] ČSN ISO 3408-2, *Kuličkové šrouby - Část 2: Jmenovité průměry, stoupání, rozměry matic a montážních šroubů - Metrická řada*. Svaz strojírenské technologie, 2021, 28 s. ICS 25.060.99. Třídící znak 20 5710.
- [18] ČSN ISO 3408-3, *Kuličkové šrouby - Část 3: Podmínky přejímky a přejímací zkoušky*. Svaz strojírenské technologie, 2021. Třídící znak 20 5710.
- [19] DOČEKAL, Václav. *Chlazení a mazání rotujících kuličkových matic* [online]. Brno, 2018 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/83074>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Marek.
- [20] LAYOSA, Carlicia. Mastering Ball Screws Pt. 1: Steel Ball Recirculation System and Characteristics. In: *MISUMI mech lab* [online]. 28 Sep 2016n. 1. [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://us.misumi-ec.com/blog/ball-screw-steel-ball-recirculation/>
- [21] UMBRAGROUP S.P.A. Umbragroup. : *BALL SCREWS FOR THE SPACE SECTOR* [online]. [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://www.umbragroup.com/>
- [22] LAYOSA, Carlicia. Mastering Ball Screws Pt. 2: Ball Screw Preloads. In: *MISUMI mech lab* [online]. 2016, 4 Oct 2016 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://us.misumi-ec.com/blog/ball-screw-preloads/>

- [23] SLADKÝ, Adam. *Analýza kinematiky kuličkového šroubu* [online]. Brno, 2023 [cit. 2024-03-28]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/213479>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Dominik Hermanský.
- [24] KUKLIŠ, Richard. *Testování kuličkových šroubů* [online]. Brno, 2022 [cit. 2024-03-28]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/140035>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta Strojního inženýrství, Ústav strojnírenské technologie. Vedoucí práce Zdeněk Fiala.
- [25] IDAYAN, A., A. GNANAVELBABU a K. RAJKUMAR. *Influence of Deep Cryogenic Treatment on the Mechanical Properties of AISI 440C Bearing Steel* [online]. 2014, (97), 1683-1691 [cit. 2024-03-24]. ISSN 1877-7058. Dostupné z: [doi:10.1016/j.proeng.2014.12.319](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.319)
- [26] MOZDZEN, G., Michael SCHEERER, Andreasn MERSTALLINGER, Zoltan SIMON a A. TESCH. *BEHAVIOUR OF CRONIDUR30 AND 440C STEELS UNDER DIFFERENT SCC CONDITIONS* [online]. In: . 13th European Conf. on Spacecraft Structures, Materials & Environmental Testing, Braunschweig, Germany, March 2016 [cit. 2024-03-25]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/298213577_BEHAVIOUR_OF_CRONIDUR30_AND_440C_STEELS_UNDER_DIFFERENT_SCC_CONDITIONS
- [27] RAWAL, Suraj, James BRANTLEY a Nafiz KARABUDAK. *Additive manufacturing of Ti-6Al-4V alloy components for spacecraft applications* [online]. In: . Conference: Recent Advances in Space Technologies (RAST), 6th International Conference, Jun 2013, s. 1-7 [cit. 2024-03-24]. ISSN 978-1-4673-6395-2. Dostupné z: [doi:10.1109/RAST.2013.6581260](https://doi.org/10.1109/RAST.2013.6581260)
- [28] MASATOSHI, Chiba, Gyongi TORU, Nishimura MAKOTO a Seki KATSUMI. *Development of solid-lubricated ball-screws for use in space* [online]. In: . JPL, The 25th Aerospace Mechanisms Symposium, 1 May 1991n. 1., s. 1-10 [cit. 2024-03-24]. 19910015303. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19910015303>
- [29] COLLINS, Daniel. When to use linear bearings and ball nuts with ceramic balls. In: *Linear motion tips* [online]. [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/when-to-use-linear-bearings-and-ball-nuts-with-ceramic-balls/>

- [30] Celokeramická kuličková ložiska Si₃N₄ - 23800-04. In: NORELEM. *Norelem* [online]. [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://www.norelem.com>
- [31] CORRADI, Sandro, M. MARCHETTI a Fabio MAZZA. *Related Behaviour of Coated Titanium Ball Screw Mechanisms under Thermal-Vacuum Conditions* [online]. In: . School of Aerospace Engineering Aerospace and Astronautical Engineering Department University La Sapienza Via Eudossiana 16, 00184 Rome ITALY, 1Jun 2004n. 1., s. 3-13 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/235190602_Tribology-Related_Behaviour_of_Coated_Titanium_Ball_Screw_Mechanisms_under_Thermal-Vacuum_Conditions
- [32] FUSARO, Robert L. *Lubrication of space systems* [online]. In: NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION [NASA]. Lewis Research Center Cleveland, Ohio, May 1994 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19940024896/downloads/19940024896.pdf>
- [33] BOEING 737 Classic: The Green Trailing Edge Flap Ballscrews. In: UMBRAGROUP S.P.A. *STUDYLIB* [online]. [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://studylib.net/doc/18464373/boeing-737-classic>
- [34] CORRADI, Sandro a M. MARCHETTI. Structural behaviour of aeronautical tungsten carbide/carbon-coated titanium ball screws under space thermal-vacuum conditions. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* [online]. 2005, (28), 309-319 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: doi:10.1111/j.1460-2695.2005.00859.x
- [35] BOROVCOVÁ, Martina. *Metody vícekritériálního hodnocení variant a jejich využití při výběru produktu finanční instituce* [online]. In: . Ostrava, 2010 [cit. 2024-03-28]. Dostupné z: https://www.ekf.vsb.cz/export/sites/ekf/rmfr/.content/galerie-dokumentu/2024/plne-zneni-prispevku/Borovcova.Martina_1.pdf
- [36] AZO MATERIALS. *Silicon Nitride (Si₃N₄) Properties and Applications* [online]In:. 2001 [cit. 2024-03-25]. Dostupné z: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=53>
- [37] AZO MATERIALS. *Stainless Steel - Grade 440 (UNS S44000)* [online]. In: . 2001 [cit. 2024-03-25]. Dostupné z: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=1024>
- [38] ATLAS STEEL. ATLAS STEEL. *Grade data sheet AISI 440 C*. 2008, 2 s.

- [39] REDHILL. Produktová nabídka - Kuličky z Nitridu Křemíku Si₃N₄. In: *Redhill balls* [online]. [cit. 2024-03-25]. Dostupné z: <https://www.redhillballs.com/cs/produkty/keramicke-kulicky/kulicky-z-nitridu-kremiku-si3n4/>
- [40] ČSN ISO 3408-5, *Kuličkové šrouby - Část 5: Statické a dynamické hodnoty axiálního zatížení a provozní životnost*. Svaz strojírenské technologie, 2021. Třídící znak 20 5710.
- [41] PUGSLEY, Alfred, Sir. *The safety of structures*. London: Edward Arnold, 1966.
- [42] ČSN ISO 3408-4, *Kuličkové šrouby - Část 4: Statická axiální tuhost*. Svaz strojírenské technologie, 2021. Třídící znak 20 5710.
- [43] OLARU, D., G. C. PUIU, L. C. BALAN a V. PUIU. A New Model to Estimate Friction Torque in a Ball Screw System. *Product Engineering* [online]. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2005, 333-346 [cit. 2024-03-29]. ISBN 1-4020-2932-2. Dostupné z: doi:10.1007/1-4020-2933-0_20
- [44] Trapézové šrouby. In: MNSYSTEMS S.R.O. *MNsystems* [online]. [cit. 2024-03-28]. Dostupné z: <https://mnsystems.cz/pohybove-srouby/trapezove-srouby>
- [45] WU, Linping, Shangjun MA, Xiaojun FU, Jianxin ZHANG a Geng LIU. A review of planetary roller screw mechanism for development and new trends. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* [online]. 2022, (236), 10822-10840 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: doi:10.1177/09544062221106287
- [46] Ball screw design equations and selection criteria. In: *Engineerings edge* [online]. [cit. 2024-03-25]. Dostupné z: https://www.engineersedge.com/mechanics_machines/ball_screw_design_equations_15235.htm
- [47] ČSN ISO 3408-1, *Kuličkové šrouby - Část 1: Slovník a označení*. Svaz strojírenské technologie, 2022, 20 s. Třídící znak 20 5710.
- [48] SUN, Tiewei, Min WANG, Xiangsheng GAO a Yingjie ZHAO. Non-Hertzian Elastohydrodynamic Contact Stress Calculation of High-Speed Ball Screws. *Applied Sciences* [online]. 2021, **11**(24) [cit. 2024-03-29]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app112412081

- [49] SHIN, Geon-Ho a Jang-Wook HUR. A New Finite Element Analysis Model to Estimate Contact Stress in Ball Screw. *Applied Sciences* [online]. 2022, **12**(9) [cit. 2024-03-29]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app12094713

9 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ, ZKRATEK A VELIČIN

<i>GEO</i>		geostacionární oběžná dráha Země
<i>ISS</i>		Mezinárodní vesmírná stanice
<i>KŠ</i>		kuličkový šroub
<i>LEO</i>		nízká oběžná dráha Země
<i>NASA</i>		Národní úřad pro letectví a kosmonautiku
<i>NDS</i>		NASA dokovací systém
<i>RKŠ</i>		recirkulační kuličkový šroub
<i>SLM</i>		selektivní tavení laserem
ΔP_{hn}	[<i>mm</i>]	rozdíl ve stoupání závitu a matice
Δt_1	[$^{\circ}C$]	teplotní rozdíl při zvýšení provozní teploty
Δt_2	[$^{\circ}C$]	teplotní rozdíl při snížení provozní teploty
C_a	[<i>N</i>]	základní dynamická únosnost
C_{a0}	[<i>N</i>]	statická axiální únosnost
C_i	[<i>N</i>]	zatížení kuličkového šroubu na jedno zatížené otočení
C_s	[<i>N</i>]	zatížení kuličkového šroubu na jedno zatížené otočení
D_1	[<i>mm</i>]	vnější průměr matice
D_c	[<i>mm</i>]	průměr působení zatížení na matici kuličkového šroubu
D_n	[–]	otáčkové číslo
D_{next}	[–]	otáčkové číslo pro externí recirkulaci
D_{pw}	[<i>mm</i>]	roztečný průměr kuličkového šroubu
D_w	[<i>mm</i>]	průměr kuličky
E_{bn}	[<i>MPa</i>]	ekvivalentní modul pružnosti pro materiál matice a hřídele
E_x	[<i>MPa</i>]	ekvivalentní modul pružnosti

F_N	[N]	normálová síla od hlavice
F_{Nk}	[N]	kontaktní zatížení od statické axiální síly
F_{Nstavx}	[N]	kontaktní zatížení kuličkového šroubu
F_a	[N]	statické axiální zatížení
F_{amax}	[N]	maximální axiální zatížení
F_m	[N]	ekvivalentní zatížení
F_p	[N]	axiální síla způsobená předpětím matice
$F_{p\alpha}$	[N]	kontaktní síla způsobená předpětím matice
$L_{1,2}$	[ot]	základní životnost v otáčkách
L_{mh}	[h]	modifikovaná životnost v hodinách
L_v	[ot]	životnost pro oboustranné zatížení v otáčkách
L_{vh}	[h]	základní životnost pro oboustranné zatížení v hodinách
P_h	[mm]	stoupání závitu kuličkového šroubu
P_{hn}	[mm]	stoupání závitu matice kuličkového šroubu
P_{hs}	[mm]	stoupání závitu hřídele kuličkového šroubu
P_{bnmax2}	[GPa]	kontaktní tlak mezi kuličkou a maticí pro stav 1
P_{bnmax3}	[GPa]	kontaktní tlak mezi kuličkou a maticí pro stav 2
P_{bnmax4}	[GPa]	kontaktní tlak mezi kuličkou a maticí pro stav 3
P_{bsmax1}	[GPa]	kontaktní tlak mezi kuličkou a hřídelí pro stav 4
P_{dov}	[GPa]	dovolený kontaktní tlak
P_{max}	[GPa]	maximální kontaktní tlak
P_{max1}	[GPa]	maximální kontaktní tlak pro stav 1
P_{max2}	[GPa]	maximální kontaktní tlak pro stav 2
P_{max3}	[GPa]	maximální kontaktní tlak pro stav 3
P_{max4}	[GPa]	maximální kontaktní tlak pro stav 4
$R_{b/t}$	$\left[\frac{N}{\mu m}\right]$	statická axiální tuhost oblasti kulička – dráha kuličky

$R_{n/s}$	$\left[\frac{N}{\mu m}\right]$	statická axiální tuhost tělesa matice a hřídele
R_{s1}	$\left[\frac{N}{\mu m}\right]$	statická axiální tuhost hřídele
R_x	$\left[\frac{N}{\mu m}\right]$	ekvivalentní průměr ve směru valení
R_{xbn}	$\left[\frac{N}{\mu m}\right]$	ekvivalentní průměr pro kontakt mezi kuličkou a maticí
T_{Dw}	$[mm]$	výrobní tolerance průměru kuličky
T_{Phn}	$[mm]$	výrobní tolerance stoupání matice
T_{Phs}	$[mm]$	výrobní tolerance stoupání hřídele
Y_n	$[-]$	pomocná hodnota podle Hertzovy teorie pro matici
Y_s	$[-]$	pomocná hodnota podle Hertzovy teorie pro hřídel
c_k	$[-]$	faktor geometrie
$\cos \tau_n$	$[-]$	cosinus poměru os kontaktní elipsy matice
$\cos \tau_s$	$[-]$	cosinus poměru os kontaktní elipsy hřídele
c_{ve}	$[-]$	materiálová konstanta
d_0	$[mm]$	jmenovitý průměr hřídele kuličkového šroubu
d_2	$[mm]$	průměr dna hřídele kuličkového šroubu
d_c	$[mm]$	průměr působení zatížení na hřídeli
f_{ar}	$[-]$	faktor spolehlivosti
f_c	$[-]$	korekční faktor pro vliv geometrie profilu
f_n	$[-]$	koeficient podle druhu uložení
f_v	$[-]$	koeficient podle druhu uložení
f_{rn}	$[-]$	konformita valivé dráhy matice
f_{rs}	$[-]$	konformita valivé dráhy hřídele
k_0	$[-]$	charakteristická hodnota pro výpočet statické únosnosti
k_{bn}	$[-]$	kontaktní součinitel pro kontakt mezi kuličkou a maticí
k_n	$[-]$	návrhový součinitel

k_{nx}	[–]	faktor ovlivňující pravděpodobnost havárie
k_{ny}	[–]	faktor závažnosti následků havárie
k_p	[–]	bezpečnost kuličkového šroubu z hlediska pevnosti
k_x	[–]	kontaktní součinitel
n_{kr}	[s ⁻¹]	kritické otáčky
n_m	[s ⁻¹]	ekvivalentní otáčky
n_{max}	[s ⁻¹]	maximální otáčky
n_{mmax}	[s ⁻¹]	maximální otáčky krokového motoru
$\sin \tau_n$	[–]	sinus poměru os kontaktní elipsy matice
$\sin \tau_s$	[–]	sinus poměru os kontaktní elipsy hřídele
t_{max}	[°C]	maximální teplota
t_{min}	[°C]	minimální teplota
t_{ref}	[°C]	referenční teplota
v_{max}	[m · s ⁻¹]	maximální dovolená polohovací rychlost
z_1	[–]	počet kuliček jednoho chodu
z_3	[–]	počet zatížených kuliček jednoho chodu
α_σ	[–]	součinitel tvaru pro normálové napětí
α_τ	[–]	součinitel tvaru pro smykové napětí
δD_{w1}	[mm]	změna průměru kuličky pro stav 1
δD_{w2}	[mm]	změna průměru kuličky pro stav 2
δP_{hn}	[mm]	deformace způsobená předpětím matice
δP_{hn1}	[mm]	změna stoupání matice pro stav 1
δP_{hn2}	[mm]	změna stoupání matice pro stav 2
δP_{hn3}	[mm]	změna stoupání matice pro stav 3
δP_{hn4}	[mm]	změna stoupání matice pro stav 4
δP_{hs1}	[mm]	změna stoupání hřídele pro stav 1
δP_{hs2}	[mm]	změna stoupání hřídele pro stav 2

δT_{Dw}	[mm]	kontaktní deformace od výrobní tolerance kuličky
δT_{Phn}	[mm]	kontaktní deformace od výrobní tolerance stoupání matice
δT_{Phs}	[mm]	kontaktní deformace od výrobní tolerance stoupání hřídele
δr_{kn1}	[mm]	změna kontaktního poloměru matice pro stav 1
δr_{kn2}	[mm]	změna kontaktního poloměru matice pro stav 2
δr_{kn3}	[mm]	změna kontaktního poloměru matice pro stav 3
δr_{kn4}	[mm]	změna kontaktního poloměru matice pro stav 4
δr_{ks1}	[mm]	změna kontaktního poloměru hřídele pro stav 1
δr_{ks2}	[mm]	změna kontaktního poloměru hřídele pro stav 2
ρ_n	[mm]	poloměr vzájemného zakřivení kuličky a dráhy matice
ρ_s	[mm]	poloměr vzájemného zakřivení kuličky a dráhy hřídele
σ_{ext}	[MPa]	extrémní normálové napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
τ_{ext}	[MPa]	extrémní smykové napětí
a	[mm]	hlavní poloosa kontaktní elipsy
b	[mm]	vedlejší poloosa kontaktní elipsy
i	[–]	počet zatížených závitů
k	$\left[\frac{N}{\mu m^{\frac{2}{3}}} \right]$	tuhostní charakteristika
v	[m · s ⁻¹]	skutečná polohovací rychlost
α	[°]	kontaktní úhel
γ	[–]	součinitel ovlivňující geometrii kuličky
σ	[MPa]	nominální normálové napětí
τ	[MPa]	nominální smykové napětí
φ	[°]	úhel stoupání závitu

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obrázek 1 - Zaostrovací mechanismus SSTL300-S1 [2].....	16
Obrázek 2 - Vodící kruh s lineárním pohonným systémem [4]	17
Obrázek 3 - Typické změny viskozity v závislosti na teplotě [5]	21
Obrázek 4 - Popis konvenčního šroubu s čtvercovým závitem [44]	22
Obrázek 5 - Popis planetového válečkového šroubu [45].....	23
Obrázek 6 - Popis částí RKŠ [19].....	24
Obrázek 7 - Gotický profil [14].....	27
Obrázek 8 - Kruhový profil [14].....	27
Obrázek 9 - Recirkulace pomocí externí převodové trubice [20].....	28
Obrázek 10 - Recirkulace pomocí převáděcího kanálu [20]	28
Obrázek 11 - Převáděcí lůžko (vlevo), vizualizace využití uvnitř matice (vpravo) [12].....	29
Obrázek 12 - Axiální segment (vlevo), vizualizace využití uvnitř matice (vpravo) [12]	29
Obrázek 13 - Předepnutí pomocí zvětšených valivých elementů [19]	30
Obrázek 14 - Předepnutí pomocí distančního kroužku [19]	30
Obrázek 15 - Předepnutí pomocí pružného členu [16]	31
Obrázek 16 - Předepnutí pomocí difference ve stoupání [19].....	31
Obrázek 17 - Druhy uložení kuličkového šroubu [46]	32
Obrázek 18 - Klasická konfigurace (vlevo) a alternativní design (vpravo) [33].....	35
Obrázek 19 – Hlavní části tribometru	38
Obrázek 20 – Sestava pracovního stolu	39
Obrázek 21 - Mechanismus posuvu stolu	39
Obrázek 22 - Sestava koncepčního řešení 1	43
Obrázek 23 - Detail recirkulace kuliček.....	43
Obrázek 24 - Rozpad sestavy matice	43
Obrázek 25 - Sestava koncepčního řešení 2	44
Obrázek 26 - Detail recirkulace kuliček.....	44
Obrázek 27 - Rozpad sestavy matice	44
Obrázek 28 – Sestava koncepčního řešení 3	45

Obrázek 29 - Detail recirkulace kuliček	45
Obrázek 30 - Rozpad sestavy matice.....	45
Obrázek 31 - Normované váhy konceptů konstrukčních řešení (vlevo), normované váhy konceptů mazacích systémů (vpravo).....	49
Obrázek 32 - Výsledky vícekriteriální analýzy.....	50
Obrázek 33 - Rozměrové parametry hřídele kuličkového šroubu	52
Obrázek 34 - Schéma postupu výpočtů	54
Obrázek 35 - Parametry kuličkového šroubu. 1- hřídel kuličkového šroubu, 2- kulička, 3- matice kuličkového šroubu [47].....	56
Obrázek 36 - Parametry valivých elementů a valivých drah [47].....	57
Obrázek 37 - Úchylka posuvu v závislosti na třídě přesnosti [18].....	57
Obrázek 38 - Koeficient podle druhu uložení fn [12]	61
Obrázek 39 - Faktor spolehlivosti far [36]	65
Obrázek 40 - Korekční faktor far v závislosti na třídách přesnosti [42].....	68
Obrázek 41 - Součinitel podle typu uložení [12]	69
Obrázek 42 - Hřídel kuličkového šroubu.....	70
Obrázek 43 - Rozsah teplot uvnitř tribometru	72
Obrázek 44 - Schéma změn rozměrů ve směru kontaktního úhlu (1 – hřídel, 2 – kulička, 3 – matice) [47] (upraveno)	75
Obrázek 45 - Schéma změn rozměrů ve směru kontaktního úhlu (1 – hřídel, 2 – kulička, 3 – matice) [47] (upraveno)	76
Obrázek 46 - Schéma změn rozměrů ve směru kontaktního úhlu (1 – hřídel, 2 – kulička, 3 – matice) [47] (upraveno)	77
Obrázek 47 - Schéma změn rozměrů ve směru kontaktního úhlu (1 – hřídel, 2 – kulička, 3 – matice) [47] (upraveno)	78
Obrázek 48 - Hertzův kontakt mezi koulí a válcovou drážkou [7] (upraveno)	79
Obrázek 49 - Kontakty mezi kuličkou a maticí a kuličkou a hřídelí [48]	80
Obrázek 50 - Rozměrové parametry kontaktní elipsy [49].....	81
Obrázek 51 - Maximální kontaktní tlaky v porovnání s maximálním dovoleným napětím	83
Obrázek 52 - Sestava kuličkového šroubu.....	84
Obrázek 53 - Hřídel kuličkového šroubu.....	84

Obrázek 54 – Matice kuličkového šroubu (vlevo), řez maticí (vpravo)	85
Obrázek 55 - Pracovní cyklus kuliček	85
Obrázek 56 - Recirkulační systém – hřídel	86
Obrázek 57 - Recirkulační systém – matice	86
Obrázek 58 - Převáděcí trubice	87
Obrázek 59 - Držák převáděcí trubice (vlevo), uchycení držáku k tělu matice (vpravo)	87
Obrázek 60 - Umístění kuličkového šroubu v rámci sestavy posuvu stolu tribometru	88
Obrázek 61 - Umístění kuličkového šroubu v sestavě pracovního stolu tribometru	88

11 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Teplotní podmínky vzhledem ke kategorii mise [6].....	19
Tabulka 2 - Parametry pohybových šroubů.....	24
Tabulka 3 - Typy povlaků a druh nanášení [31]	34
Tabulka 4 - Designové koncepty pro vesmírné prostředí.....	36
Tabulka 5 - Parametry RKŠ v podmínkách LEO [34]	36
Tabulka 6 - Parametry tribometru	37
Tabulka 7 - Parametry konceptů mazacích systémů	47
Tabulka 8 - Parametry konceptů konstrukčních řešení	48
Tabulka 9 - Převod slovního hodnocení na číselné.....	48
Tabulka 10 - Doporučený bodovací systém [35]	49
Tabulka 11 - Konstrukční parametry.....	51
Tabulka 12 - Rozměrové parametry hřídele kuličkového šroubu.....	52
Tabulka 13 - Materiálové parametry	53
Tabulka 14 - Parametry provozního prostředí	53
Tabulka 15 - Kontrolované kritické stavy	74
Tabulka 16 - Kontaktní deformace v závislosti na kombinaci maximálních a minimálních výrobních tolerancí.....	75
Tabulka 17 - Kontaktní deformace v závislosti na kombinaci maximálních a minimálních výrobních tolerancí.....	76
Tabulka 18 - Kontaktní deformace v závislosti na kombinaci maximálních a minimálních výrobních tolerancí.....	77
Tabulka 19 - Kontaktní deformace v závislosti na kombinaci maximálních a minimálních výrobních tolerancí.....	78
Tabulka 20 - Charakteristické parametry kuličkového šroubu	84

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Vícekriteriální analýza konceptů kuličkového šroubu

Příloha 2 – Doplnující výpočty kuličkového šroubu

Příloha 3 – Výkresová dokumentace kuličkového šroubu

Příloha 4 – 3D modely součástí kuličkového šroubu