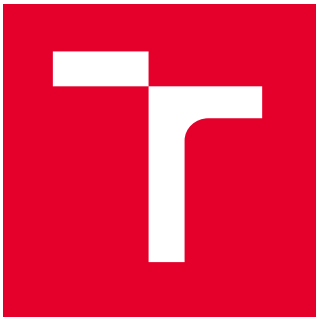


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

KONSTRUKCE TESTERU PŘEVODOVKY PRO KOSMICKÉ APLIKACE

GEARBOX TESTER DESIGN FOR SPACE APPLICATIONS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Jiří Melč**

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **Ing. David Košťál, Ph.D.**

SUPERVISOR

BRNO 2025

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	**Jiří Melč**
Studijní program:	Základy strojního inženýrství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. David Košťál, Ph.D.**
Akademický rok:	2024/25

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 testeru převodovky pro kosmické aplikace

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Každé navržené řešení geometrie, materiálu a maziva převodovek je nutné otestovat v relevantních podmínkách, tedy za širokého rozsahu teplot a hlubokého vakua. K tomu je potřeba mít k dispozici specializovaná zařízení. Na Ústavu konstruování existuje vakuový tester ložisek, který by bylo možné upravit tak, aby na něm bylo možné testovat i převodovky.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Cílem práce je konstrukční návrh modifikace testeru ložisek pro možnost testování konkrétní převodovky.
Dílčí cíle bakalářské práce:
– přehled problematiky převodů pro kosmické aplikace a jejich testování,
– koncepční návrhy testeru převodovky,
– volba jednoho z konceptů a rozvedení do podoby konstrukčního návrhu testeru.

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.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

V této práci je prozkoumána možnost adaptace vakuového testovacího zařízení pro testování cykloidní převodovky. Cílem je konstrukční návrh modifikací původního zařízení a vytvoření její dokumentace. K tomu byla provedena kritická rešerše, týkající se kosmických prostředí, jejich simulování a testování v nich. Požadovaná adaptace byla zpracována jako výkres sestavení a postup při konstrukci je blíže sepsán v této práci. Zařízení není v plánu převádět do reálné podoby, ale uzpůsobené k tomu je. Data o vhodnosti použití dílů pro vesmírné aplikace, i když k tomu nebyly původně zamýšlené je velmi cenné jak pro jejich výrobce, tak pro projekty, které hledají nová řešení.

KLÍČOVÁ SLOVA

cykloidní převod, vakuum, testovací zařízení

ABSTRACT

This thesis explores the possibility of modifying a vacuum testing rig for use in testing a cycloidal gearbox. The aim of this work is to propose the design of these modifications of the original rig and create its drawing documentation. To get there, critical research concerning space environments, simulating them and testing of components in them was done. The modifications are processed in the technical drawing of the assembly and a more in-depth view into the design is a part of this work. The rig isn’t meant to come to life, but if it were, it is suited for it. The generation of data of parts being suitable for space environments is valuable not only for their producers, but also for projects trying to look for new solutions.

KEYWORDS

cycloidal gearbox, vacuum, testing rig

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MELČ, Jiří. *Konstrukce testeru převodovky pro kosmické aplikace*. Online, bakalářská práce. David KOŠŤÁL (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2025. Dostupné z: https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/169623. [cit. 2025-05-23].

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto poděkovat panu Ing. Davidu Košťálovi Ph.D. za uvedení do problematiky testování v extrémních podmínkách vesmíru a cennou zpětnou vazbu při hotovení práce. Poděkování také patří mým přátelům za bezednou podporu.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Davida Košťála 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 14

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ 15

2.1 Převodovky v kosmu 15

2.1.1 Cykloidní převodovky 15

2.2 Charakteristiky prostředí nad povrchem 17

2.2.1 Stratosféra 17

2.2.2 Nízká oběžná dráha (LEO) 18

2.2.3 Geostacionární oběžná dráha (GEO) 18

2.3 Vlivy kosmického prostředí 19

2.3.1 Teplota 19

2.3.2 Tlak, odpařování a kondenzace 20

2.3.3 Plazma 21

2.3.4 Kosmické záření a Van Allenovy pásy 22

2.3.5 UV a rentgenové záření 23

2.3.6 Atomární kyslík (AO) 23

2.4 Testování pro kosmické aplikace 23

2.4.1 Tribometry 23

2.4.2 Testovací komory 25

2.4.3 Vakuové testovací komory 28

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE 29

3.1 Analýza problému 29

3.2 Cíl práce 29

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ 30

4.1 Metody zatěžování převodovky 30

4.1.1 Třecí mechanismus 30

4.1.2 Vířivé proudění (Eddy Current Brakes – ECB) 31

4.1.3 Magnetická hystereze 31

4.1.4 Pružina s konstantní silou 32

4.1.5 Setrvačník 33

4.2 Volba metody brždění 33

4.3 Metody měření rozběhového momentu 35
4.3.1 Komerční rotační snímač kroutícího momentu 36
4.3.2 Vlastní konstrukce optického rotačního snímače 36
4.3.3 Snímač zatížení na rameni 38
4.3.4 Analogové měření 39
4.3.5 Volba metody měření momentu 41
5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ 42
5.1 Analogový měřák momentu 42
5.2 Setrvačník 47
6 DISKUZE 56
7 ZÁVĚR 57
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 58
9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN 64
10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ 68
10.1 Seznam obrázků 68
10.2 Seznam grafů 69
11 SEZNAM TABULEK 70
12 SEZNAM PŘÍLOH 71

1 ÚVOD

Konstruování mechanismů pro kosmické aplikace přichází s unikátními problémy, oproti těm, které jsou používány zde na Zemi. Působí zde vlivy prostředí vesmíru, které nám komplikují návrhy skrze zúženou selekci materiálů, které jsou schopné v kosmickém prostředí dlouhodobě pracovat, mazání pohybových součástí a také v otázce tolerancí, které se mění se změnou teploty.

Převodovky se v kosmických aplikacích používají z mnoha důvodů, jako reduktory otáček, násobiče kroutícího momentu, nebo jako přesné polohovací zařízení. Používají se ve velké řadě mechanismů, od zaměřování komunikačních antén, zajišťují pohyb robotických ramen, výsuv a natáčení solárních panelů či ovládání přistávacího ústrojí. Nejčastějším typem převodovek používaných v dnešní době v případech, kde je za potřebí velkého převodového poměru a malých rozměrů jsou harmonické, ty navíc nabízejí nulovou vůli (backlash), komerčně dostupný je ale limitovaný výběr převodových poměrů a pokud je za potřebí přenos větších kroutících momentů, má výsledná převodovka relativně velkou hmotnost. Aktuálně se začíná prozkoumávat a využívat alternativa pro harmonické, a tou jsou cykloidní převodovky, které také nabízí velké převodové poměry, ale i vyšší přenesený kroutící moment při zachování stejné hmotnosti oproti harmonickým převodovkám při zachování minimálního backlashe.

Při návrhu komponent a zařízení pro kosmické aplikace je třeba se ujistit, že mechanismus zvládne pracovat při působení vlivů prostředí po potřebnou délku mise, jelikož opravy ve vesmíru jsou extrémně složité a nákladné, v mnoha případech až nemožné. Abychom se o tomto faktu ujistili, musíme jednotlivé komponenty důrazně testovat v podmínkách, simulující reálné prostředí a kontrolovat jejich funkčnost i po těchto testech.

Tato práce se zabývá zařízením, které má právě takové testování umožnit pro konkrétní cykloidní převodovku. Bude k tomu využito a upraveno testovací zařízení původně určené pro ložiska. Při konstrukci bude důležité vycházet z poznatků, které byly při práci s vakuovými a kosmickými systémy v minulosti získány.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Převodovky v kosmu

Převodovky jsou nezbytnou součástí prakticky každého motorizovaného aparátu, jelikož pouze ve výjimečných případech se stane, že je přímý pohon motorem dostačující. Zpomalení výstupních otáček bývá obecně žádaným efektem, u větších konstrukcí či u manipulačních zařízení bývá požadován i vyšší kroutící moment. Spojení elektromotoru a převodovky se často nazývá jako celek ‚pohon' (cykloidní či harmonický pohon).

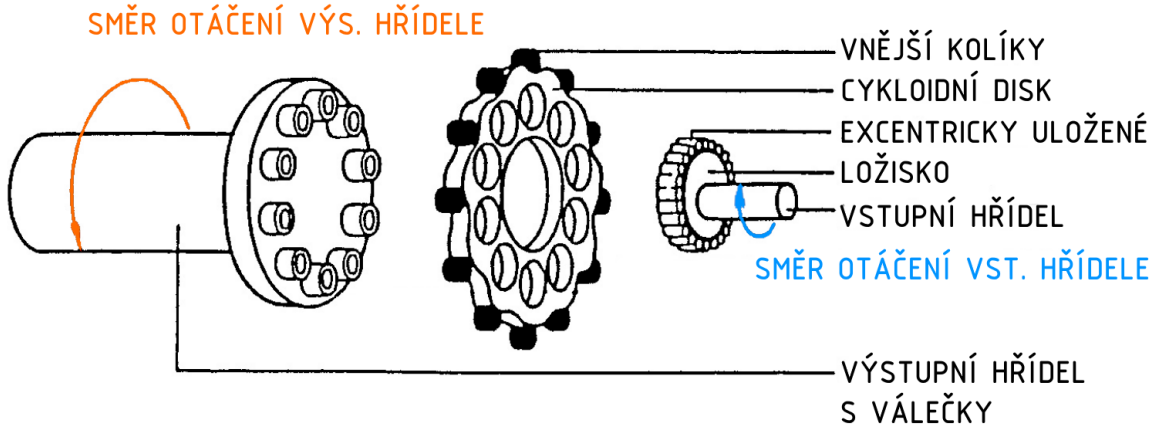
2.1.1 Cykloidní převodovky

Tyto převodovky disponují vlastnostmi, které z nich dělají velmi atraktivní možnost pro kosmický průmysl. Mezi ně patří například minimální backlash (běžně 3 arcmin) [1], její velmi kompaktní design při schopnosti převést vysoký nominální kroutící moment, vysoká výdrž přetížení a také nízká hladina vyprodukovaných vibrací a hluku. Také jsou velmi spolehlivé, díky své geometrii mají její funkční součásti minimum oblastí, ve kterých by se koncentrovalo napětí a také na jednotlivé „zuby" nepůsobí ohybové napětí v takové míře v porovnání s převodem s evolventním ozubením. Tím se eliminuje problém lámání zubů, který právě klasické převodovky s evolventním ozubením trápí. [2; 3]

Jejich využití se stále, díky jejich spíše netradiční funkci, nároku na přesnost výroby a tím i vyšší ceny oproti standardnímu evolventnímu ozubení, vyskytuje ve velmi specifických aplikacích. Mezi ně patří například zdravotnictví, kde je důležitá jejich spolehlivost, kompaktnost, nízká hlučnost a vibrace. Dále v kinematografii, kde se používají v roboticky ovládaných kamerových systémech, pro plynulost jejich chodu, nízké vibrace a vysoká přesnost. Vesmírné aplikace jsou další oblastí, kde se cykloidní převody mohou využít. Americký národní úřad pro letectví a vesmír (NASA) v roce 2014 v novém prototypu kolového modulu pro vozidlo pro pozemní mise mimo zemi použila svůj design cykloidního převodu pro natáčecí mechanismus.[3]

Cykloidní převodovka se skládá z 5 základních částí vyobrazených na Obrázek 2-1:

- vstupní hřídele,
- excentricky uloženého ložiska,
- cykloidního disku,
- vnějších kolíků,
- výstupní hřídele s válečky.

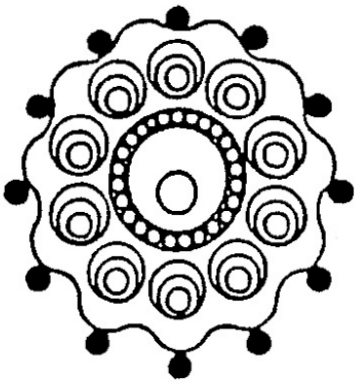


Obrázek 2-1 Rozstřel hlavních komponent cykloidní převodovky (upraveno z [1])

Ve většině případů se konstruuje převodovka s dvěma až třemi cykloidními disky, pro lepší vybalancování setrvačných sil a tím snížení vibrací. Pokud je použit pouze jeden cykloidní disk, je za potřebí dodatečného závaží.

Pohybu cykloidního disku je docíleno jeho natlačením na vnější kolíky, těch je v převodovce standardně o 1 více, než je výstupků a údolí na cykloidním disku, na Obrázek 2-2 je vidět, že díky tomu je každý kolík v o něco jiné pozici vůči výstupkům cykloidního disku. Při otáčení excentrické ložisko vtlačuje kolík do údolí disku, který se při tom pootočí. Takto se za jednu otočku hřídele disk pootočí k jednomu kolíku o jedno údolí. Pro dosažení jedné otáčky na výstupu je tedy za potřebí počtu otáček na vstupu, který se rovná počtu výstupků cykloidního disku (standardně o 1 méně než kolíků). Skrz disk jsou vedeny válečky výstupního hřídele a rotace disku se těmito válečky přenáší na rotaci výstupního hřídele.

Princip funkce cykloidní převodovky také udává to, že výstup se otáčí v opačném směru než vstup. Křivka tvořící obvod cykloidního disku je zkrácená epicykloida (také známé jako epitrochoid, když bod, který vykresluje křivku je uvnitř opisující kružnice), ta se oproti obyčejné cykloidě projevuje plynulejším chodem převodovky. [4]



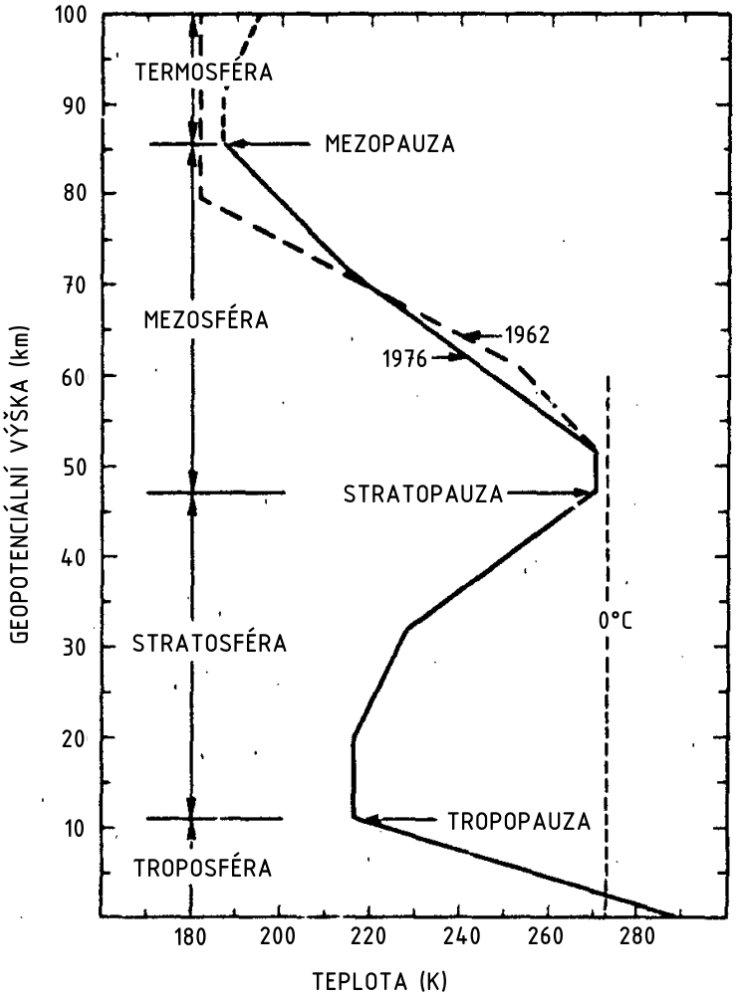
Obrázek 2-2 Čelní pohled na hlavní komponenty cykloidní převodovky (upraveno z [1])

2.2 Charakteristiky prostředí nad povrchem

Atmosféra naší planety sahá do výšky tisíců km od jejího povrchu. Když přijde na satelity a experimenty, často se pohybují v určitých oblastech, které se vyznačují hranicemi a charakteristikami těmi se budeme zabývat v této části.

2.2.1 Stratosféra

Stratosféra se nachází v rozmezí 10–50 km nad zemským povrchem. Mnoho výškových experimentů se do stratosféry vynáší pomocí stratosférických balónů, jejichž maximální výška se pohybuje zpravidla do 40 km [5]. V teploty se ve stratosféře pohybují od lehce pod nulou až do -60 °C a atmosférický tlak klesá až na hodnotu okolo 3 hPa [6] (pouhé 0,3 % atmosférického tlaku), přesné hodnoty závisí na konkrétní výšce, jejich průběh ukazuje Obrázek 2-3 a Obrázek 2-4. Vyskytují se zde vyšší dávky ultrafialového (UV) záření (UVA i UVB a nad ozonovou vrstvou, která začíná v cca 20 km, i UVC). [6; 5; 7; 8]



Obrázek 2-3 Teplotní profil stratosféry a okolních vrstev atmosféry (upraveno z [8])

2.2.2 Nízká oběžná dráha (LEO)

Nízká oběžná dráha (LEO), její hranice jsou různými zdroji definovány jinak, u některých je definována maximální dobou oběhu okolo země 128 minut ve snaze zahrnout i velmi eliptické dráhy. Jiné zdroje jí definují výškou nad povrchem Země a to mezi 200 a 2 000 km. Pohybem na oběžné dráze nastává stav mikrogravitace, jelikož tíhové zrychlení způsobené gravitací Země a odstředivé zrychlení jsou v rovnováze. Na satelity na LEO působí nejen extrémnějším tepelnými cykly (pohybující se v rozmezí -65 °C až +125 °C), ale i silnější vakuum (hodnota tlaku se pohybuje okolo $1x10^{-8}$ Pa). Ačkoli je zde aerodynamický odpor velmi malý, jeho hodnota se zvyšuje v dobách solárního maxima, kdy se atmosféra zahřívá a rozpíná. V atmosféře dominuje extrémně reaktivní atomární kyslík a chybí zde ostatní reaktanty. Ve výškách nad 1 000 km se také začínají v atmosféře objevovat koncentrované oblasti elektronů, protonů a iontů zvané Van Allenovy pásy. Energie UV a rentgenového záření jsou zde také vyšší. [9]

Obrázek 2-4 Závislost atmosférického tlaku na výšce nad povrchem Země (upraveno z [1])

2.2.3 Geostacionární oběžná dráha (GEO)

Geostacionární oběžná dráha (GEO) se nachází ve výšce 35 786 km nad povrchem Země (poloměr 42 156 km). Je charakteristická tím, že v této výšce je pro udržení kruhovité orbity za potřebí rychlosti, která v kombinaci s jejím poloměrem dává satelitu stejnou úhlovou rychlost, jakou má rotující Země a tím se relativně vůči zemi nepohybuje. Teplotní výkyvy se pohybují v rozmezí -196 °C a +128 °C [9], tlak klesá na hodnoty extrémně vysokého vakua, a to až na $1x10^{-10}$ Pa. [10; 1]

2.3 Vlivy kosmického prostředí

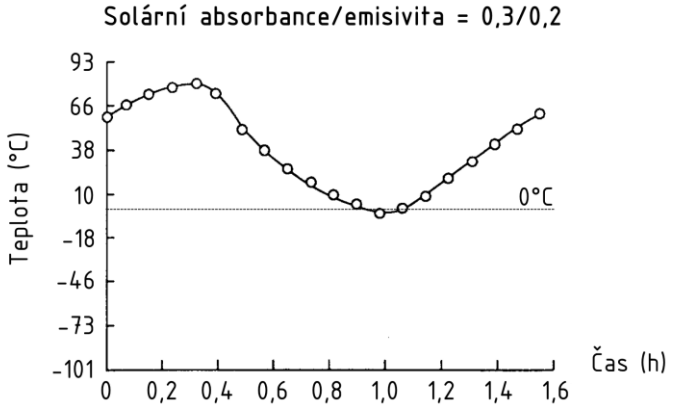
Ve vyšších vrstvách atmosféry a v kosmu se setkáváme s unikátními problémy, které se často dále mění v závislosti na vzdálenosti od povrchu. Dále je ovšem může ovlivňovat například solární cyklus anebo prostý západ slunce, když se satelit dostane na stinnou stranu Země.

2.3.1 Teplota

Nízká teplota se může zdát nebezpečná, ale sama o sobě nepředstavuje tak velký problém pro komponenty. Limituje materiály, které můžeme při konstrukci používat, například velká část plastových materiálů má teplotu skelného přechodu vyšší, než je teplota, se kterou se ve vesmíru či ve stratosféře setkáme a tím pádem by v těchto podmínkách měli velmi rozdílné mechanické vlastnosti, zpravidla by byly křehké, což je nežádoucí.

Složitějším problémem jsou u návrhů součástí efekty teplotních cyklů, kterým jsou satelity na oběžné dráze vystaveny, když přechází do a ze stínu Země. Simulovaný průběh teploty kompozitní tyče pohybující se na LEO je vidět na Obrázek 2-5. Na vědomí se musí brát fakt, že každý materiál mění svůj objem v důsledku měnící se teploty s jinou rychlostí. A při špatném návrhu se může stát, že dojde při překročení určité kritické teploty k poškození součástí v důsledku napětí způsobeného kontaktem dvou materiálů s různým koeficientem teplené roztažnosti. U kompozitních materiálů, které jsou ve vesmírných aplikacích hojně zastoupeny, může rozdílná tepelná roztažnost složek tvořících kompozit vést ke vznikání mikroskopických prasklin, které se mohou dále rozvíjet.[11]

Únava tenkých elektrických vedení či pájených spojů je také problém při velkých teplotních výkyvech, klade se tedy snaha teplotní výkyvy co nejvíce zmírnit. Další oblastí návrhu, kde je třeba s těmito efekty pečlivě počítat jsou tolerance a uložení, veškerá uložení, která by plnila účel na zemi jsou ve vesmíru prakticky nepoužitelná.[12; 9]



Obrázek 2-5 Simulovaná teplotní analýza kompozitní tyče na orbitě ve výšce 500 km nad povrchem s poměrem absorbance/emisivity = 0,3/0,2 – pomocí modelů TRASYS a SINDA (upraveno z [11])

2.3.2 Tlak, odpařování a kondenzace

Problematická mohou být veškerá maziva v podobě kapalin a plastických maziv a z řad pevných, materiály vzniklé polymerizací. Při běžném tlaku se odpařování nezdá být problémem, jelikož okolní tlak znamená konstantní srážky okolních molekul plynu s povrchem materiálu. Pokud se v tomto případě odpařuje molekula například mazacího oleje, je velmi vysoká pravděpodobnost, že se srazí s molekulou okolního plynu a odrazí se zpět na hladinu. Pokud ovšem tlak plynu odstraníme a nastane tato situace v prostředí vakua vesmíru, tak k takovému odrážení dochází pouze s minimální pravděpodobností, která je nepřímo úměrná síle vakua. Tlak syté páry je veličina, která charakterizuje hodnotu tlaku, při kterém je počet molekul opouštějících a vracejících se na povrch materiálu v rovnováze. [13]

Ačkoli jsou tedy i některé pevné materiály ovlivněny odpařováním, hlavní problém jsou tekutá maziva, která hrají kritickou roli v zajištění chodu mechanických prvků. Pří výběru maziv pro vesmírné aplikace se tedy klade důraz na to, aby měly co nejnižší tlaky sytých par. [13; 1]

Zatím ovšem neexistují maziva, vyjma některých pevných, která by se neodpařovala vůbec. Dá se ovšem rychlost tohoto procesu minimalizovat, a to kvalitním zatěsněním prostoru, ve kterém se mazivo nachází. Tím ztížíme odchod par z prostoru a dojde zde i k nepatrnému nárůstu tlaku a sníží se tak rychlost odpařování, dokud se nedosáhne rovnováhy mezi množstvím odpařovaných molekul a množstvím molekul unikající z utěsněné komory. Mezi metody zatěsňování prostoru patří labyrintové těsnění, malé tolerance u průchodu hřídelí či štíty kuličkových ložisek. [13]

Odpařené páry se shlukují a tvoří v okolí satelitu mračno. Následně páry kondenzují na chladných částech satelitu. To může představovat problém pro optické komponenty jako jsou čočky či zrcadla. Pro kluzné či valivé komponenty to ovšem může představovat výhodu.[13]

Norma ECSS-Q-ST-70-02 stanovená evropskou kooperací pro vesmírnou standardizaci (ECCS) definuje test celkového hmotnostního úbytku (TML) a nahromaděného zkondenzovaného materiálu (CVCM) pro materiály a maziva používaná ve vesmíru [14]. Doporučené maximální hodnoty jsou vypsány v Tabulka 2-1.

Tabulka 2-1 Doporučené maximální hodnoty TML a CVCM

Použití	**TML**	**CVCM**
veškeré materiály [14]	<1 %	<0,1 %
maziva pro běžné použití [15]	<0,1 %	<0,1 %
maziva optických zařízení [15]	-	<0,01 %

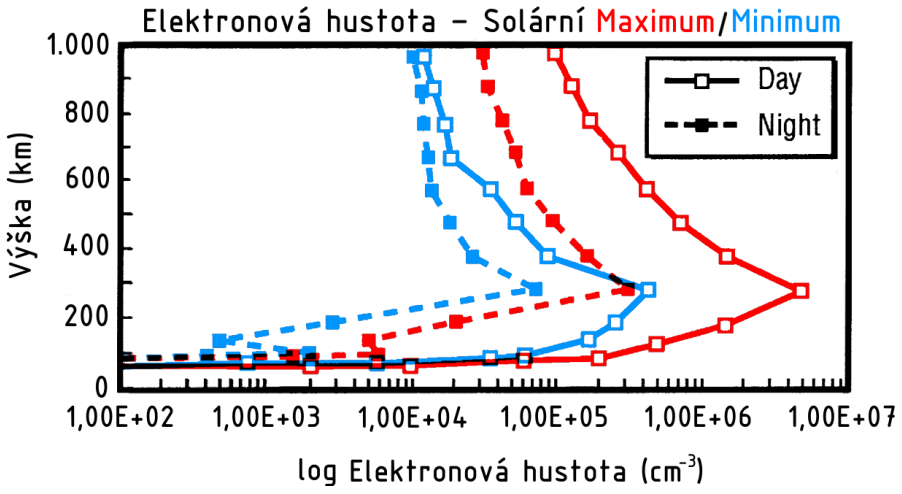
2.3.3 Plazma

Ve výšce zhruba 90 km nad povrchem se složení atmosféry začíná rapidně měnit a dochází zde k ionizaci plynů, primárně absorpcí UV a rentgenového záření. Proto se této oblasti říká ionosféra, ta zasahuje až do výšek LEO. [12; 16]

Ionosféra se dále dělí vrstvy D, E, F1 a F2. Tyto vrstvy jsou proměnné v závislosti na slunečním záření. Na stinné straně Země vrstva D a F1 zaniká. Ve vrstvě E a F dochází ke štěpení dvouatomového kyslíku O_2 na velmi reaktivní atomární kyslík (AO), který bude rozebrán později. [16]

Obecně se v těchto vrstvách nacházejí pozitivní ionty atomů plynů a jejich volné elektrony, k jejich oddělení dochází díky absorpci UV a rentgenovému záření tím je také dána proměnlivost hustoty iontů v závislosti na denním cyklu a také na solárním cyklu, naměřené hodnoty jsou vidět na Obrázek 2-6. Ve vyšších vrstvách je hlavním zdrojem extrémní ultrafialové záření (EUV, vlnová délka 10–100 nm), v nižších vrstvách je to hlavně rentgenové záření a Lyman-α UV (EUV je pohlceno dusíkem a kyslíkem ve vrstvě F a E). Množství kladných a záporných částic je všude zhruba stejné, jimi tvořený mrak je tedy kvazineutrální. [17]

Problém nastává při přechodu satelitů těmito oblaky, kde mohou být povrchy satelitů vystaveny nerovnoměrným nábojům. Plochy se zpravidla nabijí záporným nábojem, to z důvodu, že na nízké oběžné dráze mají satelity oběžnou rychlost dostatečně vysokou na to, aby se vyhnuly srážkám s kladně nabitými ionty, jejichž rychlost, způsobená tepelným pohybem, je nižší, než oběžná a dokážou se tedy usazovat pouze na površích, kterými do nich satelit čelně naráží. Naopak elektrony mají rychlost, způsobenou tepelným pohybem vyšší, než je oběžná rychlost satelitu, a tím se dokážou usazovat i na ostatních površích. Vyšší rychlost je způsobena mnohem menší hmotností elektronů, než i samotného protonu.[12]

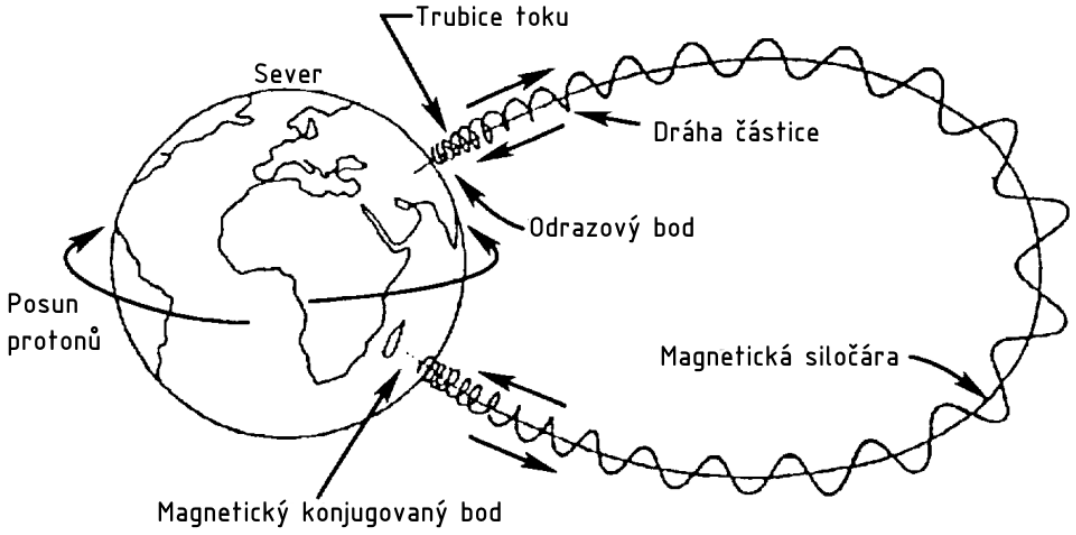


Obrázek 2-6 Hustota volných elektronů v atmosféře v závislosti na denním a solárním cyklu (upraveno z [12])

Celkově se tím pádem usazuje na površích větší počet elektronů, než kladně nabitých částic a kumuluje se záporný náboj. Ty mohou dosahovat na LEO tisíců voltů a mohou ovlivňovat elektronická zařízení či měřené hodnoty senzorů. Pokud hodnota napětí překročí kritickou hodnotu, dochází k obloukovému vybíjení, které může fyzicky narušovat povrchy a přispívat k znečištění povrchů, které může vést k předběžnému ukončení mise. Obecně se ovšem jedná hlavně o povrchové vlivy.[12]

2.3.4 Kosmické záření a Van Allenovy pásy

Oproti plazmě, nabité částice kosmického záření, které mají mnohem vyšší energii než částice plazmy, mohou procházet materiály a předávat svoji energii atomům v podobě excitování atomů na své dráze skrz materiál na vyšší energetickou hladinu, dislokace či ionizace částic uvnitř elektronických součástí. Snižují efektivitu solárních panelů, vnášejí šum do měření či narušují funkce citlivé elektroniky. Vliv mohou mít také na maziva reagováním s jejich strukturou, probíhá štěpení řetězců maziva, nebo polymerizace. Tyto částice buďto pocházejí ze záření okolního vesmíru, ze solárních bouří na Slunci, nebo jsou koncentrovány ve Van Allenových pásech okolo Země. Tyto pásy vznikají díky magnetickému poli země, které interaguje s nábojem částic. Mezi ně patří elektrony, protony a různá, těžší jádra (ionty). Van Allenovy pásy jsou charakterizovány pásmem protonů a vnitřním a vnějším pásmem elektronů. Částice v těchto pásech konají pohyb podél magnetických siločar a zároveň okolo nich rotují (viz Obrázek 2-7). [12; 13]



Obrázek 2-7 Pohyb částic vlivem magnetického pole Země (upraveno z [12])

2.3.5 UV a rentgenové záření

Absorpcí může UV a rentgenové záření excitovat elektrony materiálů na vysokou hladinu a tím zvýšit jejich reaktivitu, čímž v kombinaci s obsahem velmi reaktivního atomárního kyslíku v atmosféře nízké oběžné dráhy může zrychlit degradaci gumových těsnících prvků či jiných polymerů. Odolnější variantou vůči těmto efektům jsou těsnící prvky na bázi silikonů. Také může přerušit atomové vazby a v kombinaci s infračerveným zářením degraduje maziva. [18; 19]

2.3.6 Atomární kyslík (AO)

Ve výšce okolo 90 km nad povrchem se začíná dvouatomový kyslík (O_2) dělit na atomární kyslík (AO). Hlavním mechanismem jeho vzniku je fotolýza. Jeho koncentrace se mění v závislosti na solární aktivitě, ale běžně dosahuje svého maxima mezi 200–400 km nad povrchem země. Je velmi reaktivní, pokud dojde k přímému kontaktu s pevnými mazivy, dochází k oxidačnímu degradování, erozi a tím ztrátě schopnosti zabránit kontaktu kovů. Působení UV záření, kontaminace, nebo jiné narušení povrchů zvyšuje reaktivitu materiálů s atomárním kyslíkem a vede k vážnému narušení mechanických, optických či tepelným vlastnostem.[12; 1]

2.4 Testování pro kosmické aplikace

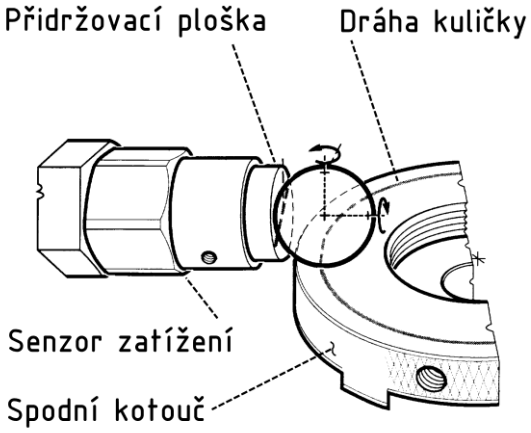
Každá změna, inovace v systémech a mechanismech pro kosmické aplikace, nebo návrh nového maziva se musí před schválením pro použití v reálném prostředí důrazně otestovat, aby se ověřila výdržnost těchto řešení v podmínkách dříve zmíněných. K tomu se využívá testovacích komor, testovacích zařízení pro konkrétní mechanismy a jednotlivé jejich komponenty a tribometrů pro validaci efektivity maziv.

2.4.1 Tribometry

Tribometry jsou zařízení, která zajišťují rychlý a levný způsob testování efektivity maziva při velkém počtu cyklů. Díky tomu umožňují zkoušet širokou škálu maziv, oproti testování s konkrétními mechanismy, pro které hledáme vhodný způsob mazání [20]. Z množství získaných dat se mohou jednotlivé oleje, plastická maziva, pevná maziva či jejich kombinace vůči sobě porovnávat a mohou se lépe vybírat kandidáti. Tribometr sám ovšem plně nereprezentuje pracovní prostředí ani reálný způsob zatížení [21], před schválením je tedy třeba provést další testy s konkrétními komponenty.

Tribometr „Ball-on-Plate“ (BoP)

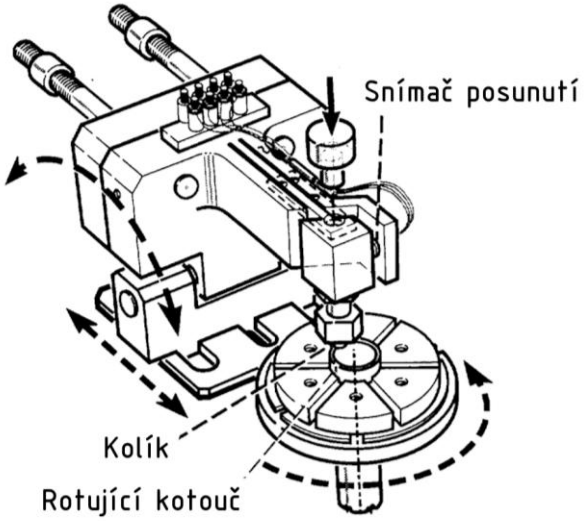
Vynalezen v Glennově výzkumném středisku NASA, tento tribometr se skládá z kuličky umístěné mezi dvěma kotouči. Spodní kotouč se nepohybuje, ale působí na kuličku silou, horní kotouč se otáčí a tím udává kuličku do pohybu. Při pohybu okolo středu spodního kotouče se od něj kulička vzdaluje, než se dostane k přidržovací plošce se senzorem (viz Obrázek 2-8), která jí vrací zpět na původní trajektorii. Ze síly naměřené senzorem se vypočítává součinitel tření.[20]



Obrázek 2-8 Schéma funkce "Ball-onPlate" tribometru (upraveno z [20])

Tribometr „Pin-on-Disk“

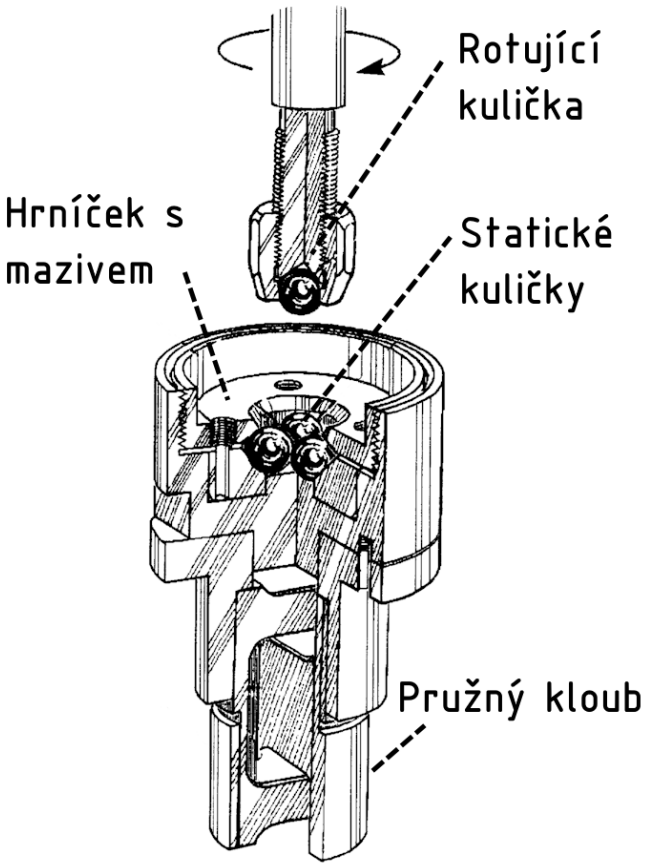
Užíván pro testování pevných maziv, tento tribometr se skládá z kolíku o známém průměru a rotujícího kotouče, na kterém je aplikované zkoušené mazivo. Kolík je uložen v rámu stroje, a tlačen na kotouč. Zaznamenává se jeho tečný posun a z něj je vypočítán součinitel tření. Stavba tribometru je vidět na Obrázek 2-9.



Obrázek 2-9 Schéma tribometru "Pin-on-Disk" (upraveno z [20])

Čtyř kuličkový Tribometr

Tento tribometr byl také vynalezen v Glennově výzkumném středisku NASA. Zde dochází ovšem pouze ke styku mezi kulovými plochami, na rozdíl od BoP tribometru, kde dochází ke styku kulová plocha–rovina. Tři kuličky uspořádané do trojúhelníku jsou upevněny ke spodní části tribometru. Kuličky jsou upevněny v „hrníčku“ (viz Obrázek 2-10), kam se umisťuje i testované mazivo. Ve středu, mezi statickými kuličkami je umístěna čtvrtá, rotující kulička. Hrníček se statickými kuličkami je natlačován na tu rotující. Třením zde vzniká kroutící moment působící na spodní část, která je upevněná na pružném kloubu, který umožňuje úhlové natočení. S větším třením dochází k většímu natočení, které je měřeno a pomocí něho je vypočítán součinitel tření. Na konci testu je měřený i úbytek objemu kuliček v důsledku opotřebení. [20]



Obrázek 2-10 Schéma funkce čtyř kuličkového tribometru (upraveno z [20])

2.4.2 Testovací komory

Komory, ve kterých se testy provádí mohou mít různé konfigurace, se kterými se mění, čím je vyplněn testovací prostor. Možné je také prostředí kosmu vůbec nesimulovat, nýbrž test provádět v reálném prostředí.

Testování na vzduchu

Velmi přímočarou metodou testování jsou testy podstoupené v okolní atmosféře, v určitých případech může i tento dostupný a jednoduchý způsob přinést užitečná data. Zřetel se musí dávat ovšem na vlhkost vzduchu během testování, ta může značně ovlivňovat efektivitu některých maziv, proto se stále musí testování provádět v kontrolovaném prostředí. Měla by také být vynaložena snaha minimalizovat kontaminaci prachem a dalšími částicemi či parami olejů z okolních zařízení. [1]

Přijatelné jsou testy s použitím PTFE maziv, jejich vlastnosti se při použití ve vakuu neliší tolik od použití v atmosféře. V případě polyimidu – Kapton-H®, běžně užívaného materiálu v tomto průmyslu pro jeho vlastnosti, se musí zachovat co nejnižší vlhkost vzduchu, jelikož ta zvyšuje jeho opotřebení a tření. U olejů záleží na obsahu příměsí, ty mohou vykazovat vyšší výdrž v prostředí vzduchu, a proto by jejich dlouhodobé testování nebylo ekvivalentní s funkcí ve vakuu a doporučuje se pouze pro krátké testování. Oleje bez aditiv mají podobný problém, jen v tomto případě může oxidačně degradovat olej samotný, a proto se nedoporučuje provádět testy na životnost, pouze na schopnost mazání. [1; 22]

Testování v termálním vakuu (TVT)

Hladký průběh při testování v atmosféře nemusí nutně zajistit dlouhodobou funkčnost na oběžné dráze. V ideálním případě testy simulují kompletní podmínky prostředí, ve kterém bude později zařízení pracovat, testy ve vakuových komorách jsou tedy směrodatnější variantou nežli ty provedené v atmosféře. Zařazení všech vlivů zmíněných v předešlé kapitole je ale velmi finančně nákladné na nejen samotnou konstrukci takové komory, ale i na provoz. [23; 1]

Při testování v extrémně silných vakuích se musí dbát na čistotu testovacího prostoru, pokud chceme dosáhnout nejlepších výsledků, je třeba komoru před započetím testu předehřát na 250 °C, tím se zbavíme velké části znečištění, které by se jinak mohlo odpařovat a znemožnit nám dosáhnout požadovaného vakua. Navíc mohou nechtěné výpary v komoře kondenzovat na testovaných součástech a dále s nimi reagovat a ovlivňovat měření, hlavně v případě pevných maziv.[1; 20]

Použití inertního plynu

V případě, že vakuová komora není dostupná, občas se využije inertních plynů, jako je argon, nebo suchý dusík k simulaci kosmického prostoru. Není ovšem dobře zdokumentováno, jestli má atmosféra inertního plynu na tribologii mechanismu stejné efekty, jako prostředí vakua.[1]

Naopak povlaky MoS_2 v atmosféře dusíku dosahují řádově delší životnosti a testy provedené právě s tímto materiálem a plynem přináší velmi zavádějící data o efektivitě tohoto povlaku. Naopak kompozit polymidu a MoS_2 vykazuje v atmosféře dusíku, nebo vzduchu mnohem vyšší hodnotu tření ($\mu \sim 0{,}8$), zatímco ve vakuu je $\mu < 0{,}1$.[1]

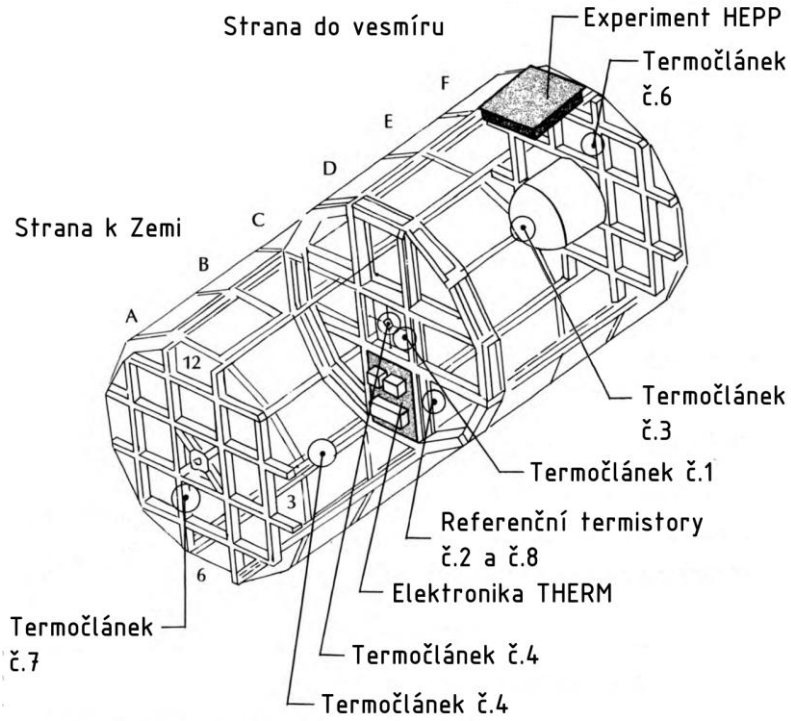
Při využití inertní atmosféry pro testování se musí zajistit kompletní výměna plynů v komoře před započetím testu. V ideálním případě mělo docházet ke konstantní výměně plynu během celé doby testování, aby se zamezilo kontaminaci prostředí například odpařováním olejů či plastických maziv použitých k mazání pohyblivých součástí uvnitř testovací komory.[1]

Testy v praxi

V roce 1990 NASA vyslala na nízkou oběžnou dráhu (LEO) raketoplán Columbia, aby vynesl satelit SYNCOM IV-F5 a zároveň z oběžné dráhy přivedl zpět na zem zařízení LDEF, kterým byla hliníková konstrukce s 86 komorami (viz. Obrázek 2-11), do kterých bylo umístěno 57 různých experimentů. LDEF a její experimenty byli na oběžné dráze 69 měsíců. [24; 25]

Zkoumány byly nejčastěji efekty vesmírného prostředí na materiály a mechanismy, velká část získaných dat pomohla při navrhování mezinárodní vesmírné stanice ISS. Experimenty pocházely z výzkumných center NASA, soukromých firem, či z univerzit. Některá měření probíhala až zpět na Zemi, některá data se snímala během expozice kosmickému prostředí, energetický rozpočet LDEF byl ale velmi omezený, jednalo se tedy jen o velmi jednoduché sběrnice dat. Data byla ukládána na magnetické pásky a ty umožňovaly ukládání až 14 Mb dat. [24]

Tato metoda testování má výhodu produkce nejrelevantnějších dat, ovšem s cenou jednoho vzletu raketoplánu okolo 1,5 miliardy dolarů je také velmi neekonomická. [26; 27]



Obrázek 2-11 Vizuál konstrukce LDEF a rozmístění systému tepelného managementu – THERM (upraveno z [27])

2.4.3 Vakuové testovací komory

Ve své základní podobě jsou vakuové komory jednoduchá zařízení. Z prozkoumaných zdrojů se standardně jedná se o válec uzavřený na obou koncích. Válec se využívá pro rovnoměrné rozložení napětí po obvodu jeho stěny. Víka na obou koncích by pro pokračování této myšlenky měly mít tvar polokoulí, pro levnější výrobu se ale mohou použít ploché konce, tloušťka stěny válce se počítá jako válcová skořepina. Nejčastěji se pro konstrukci takovýchto komor používá nerezové oceli 1.4301 (ekvivalentní AISI 304)[28].

Dále je potřeba správně dimenzovat odvod vzduchu, podle specifikovaného vakua, kterého se snažíme dosáhnout nemusí obyčejné membránové vývěvy postačit. Pokud chceme dosáhnout hodnot tlaku v setinách pascalů a nižších, budeme muset využít například turbomolekulárních vývěv. Problém u nich je fakt, že samotné nejsou schopné pracovat. Pokud je odsávaný plyn vypouštěn do atmosféry, atmosférický tlak prakticky přetlačí vývěvu a nevypustí odsávané molekuly. Musí být tedy použita v kombinaci s jinou vývěvou, která bude na výfuku té turbomolekulární udržovat střední vakuum. Tato pomocná vývěva má ovšem praktickou výhodu a to, že pomocí ní můžeme odsát velký objem vzduchu v krátkém čase a připravit tak komoru na finální odsávání až na požadovanou hodnotu tlaku turbomolekulární vývěvou.

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Z předchozích kapitol je zřejmé, že pokud chceme využít novou cykloidní převodovku v kosmických podmínkách, je třeba jí důkladně otestovat abychom zajistili její funkci po celou délku mise, jelikož by její selhání mohlo znamenat předčasný konec pro celou misi.

Testování prováděné na navrhovaném zařízení je součástí projektu, jehož cílem je tuto převodovku využít v praxi. Projektem jsou zadané určité specifikace. Účelem testování bude volba správného maziva, jeho stanovená životnost je 1 rok. Převodovka bude pracovat jako součást polohování kamerového systému, bude tedy uložena uvnitř další konstrukce a můžeme počítat s určitou mírou izolace, která zmírní teplotní výkyvy. Podle získaných informací operuje většina satelitů na LEO v teplotním rozmezí mezi 7 °C a 50 °C. V našem případě se dají ovšem očekávat o něco nižší teploty, jelikož bude převodovka v chodu pouze zřídka. Také je v rámci jistoty je dobré testování provádět v extrémních podmínkách a bude tedy probíhat v teplotním rozmezí od -40 °C do 90 °C. Úkolem maziva je docílit v těchto teplotách maximální hranice rozběhového momentu do 200 Nmm. Kontrola proběhne při nejnižší teplotě, kdy bude mít mazivo nejvyšší viskozitu a jedná se tedy o nejpravděpodobnější případ, kdy by se limitu dosáhlo. Dále bude následovat montáž setrvačníku a zkoušení životnosti maziva.

3.2 Cíl práce

Cílem této práce je upravit testovací zařízení na testování ložisek pro vesmírné aplikace pro použití pro testování konkrétní cykloidní převodovky. Při úpravě se pokusíme zachovat co největší část dílů pro ekonomičnost přestavby. Nutné je zajistit způsob vytváření zátěže převodovky, její upnutí a také měření jejího rozběhového momentu.

Navrhnuté zařízení bude zpracováno jako 3D model a k němu bude výkresová dokumentace sestavy.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Pří úpravě bude kladena snaha o to, zachovat co nejvíce stávajících řešení. Pohonná jednotka bude zachována stejná, jako pro testování ložisek a řešení vakuového prostoru také, měnit je třeba hlavně část s upevněním převodovky, vytvářením zátěže během pracovních cyklů a poté měření rozběhového momentu.

4.1 Metody zatěžování převodovky

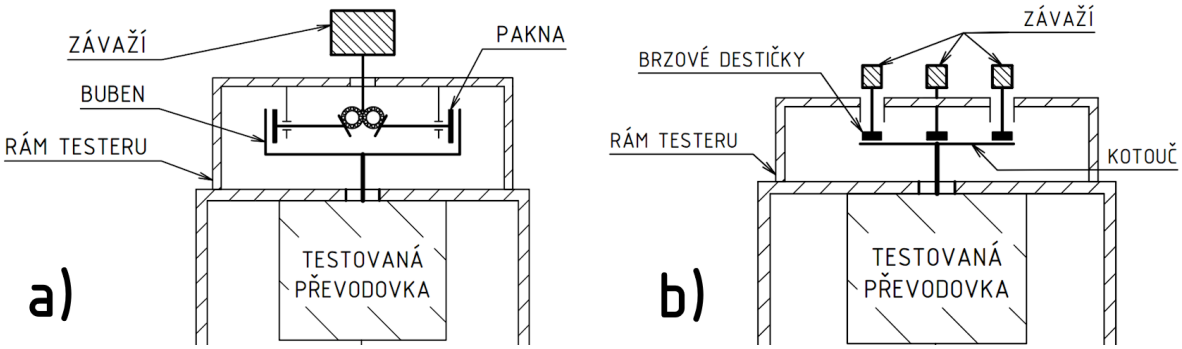
Koncepty musí zajistit vhodný způsob zatěžování převodovky pro test životnosti maziva a musí také umožnit odpojení zatížení. Po zhodnocení se jeden koncept přenese do konstrukce.

4.1.1 Třecí mechanismus

Velmi konvenční mechanismus, využívaný k brždění je prostá třecí brzda, ta může mít podobu bubnové brzdy. Ta se skládá ze dvou paken, obložených třecím materiálem, které jsou uložené těsně na vnitřní straně bubnu (viz Obrázek 4-1a). Uložené jsou způsobem, aby se mohly posouvat radiálně ven, do vnitřní stěny bubnu. K vytlačování by bylo využito závaží, které zajistí konstantní sílu, se kterou budou pakny tlačit na buben, nezávisle na teplotě či jiných faktorech pracovního prostředí.

Na Obrázek 4-1b je druhá běžná varianta třecích brzd a to kotoučová. Ta se skládá z dvou hlavních součástí, a to je rotující kotouč, spojený s výstupem z převodovky a brzdným elementem jsou zde destičky pokryté třecím materiálem. Ty by byly tlačené na kotouč opět závažími, o stejné hmotnosti, aby se zamezilo vzniku ohybového momentu na hřídel s kotoučem.

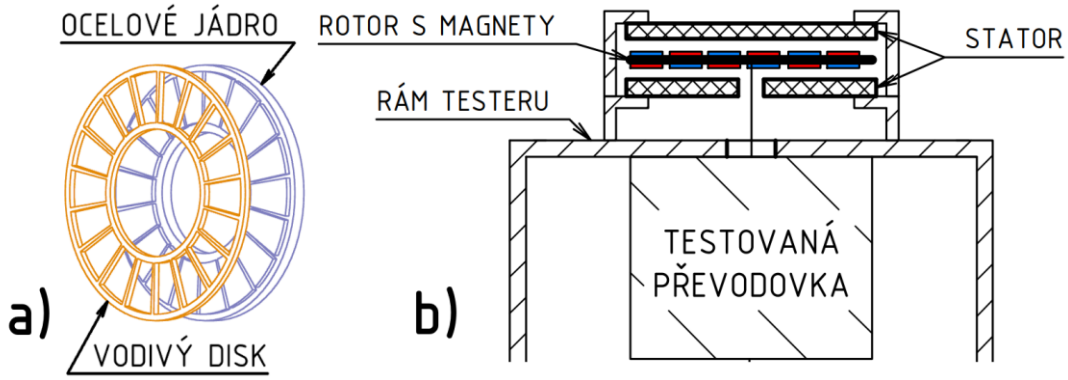
Výhodou bubnové brzdy je oproti kotoučové menší kontaminace prostředí částečkami, které vznikají během brždění.



Obrázek 4-1 Koncept třecího brždění převodovky; a) varianta bubnové brzdy; b) varianta kotoučové brzdy

4.1.2 Vířivé proudění (Eddy Current Brakes – ECB)

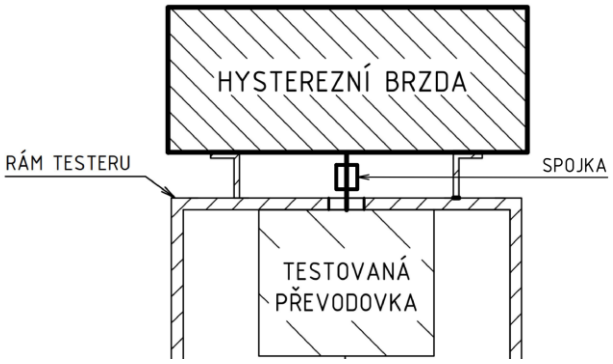
Tento typ brzdy se skládá ze statoru a rotoru. Stator je součástí rámu zařízení a rotor je připevněn k výstupu z převodovky. Rotorem je ocelový disk, který je rovnoměrně po celém vnějším obvodu z obou stran osázen neodymiovými permanentními magnety. Polarita magnetů se střídá (na Obrázek 4-2b vyobrazeny červeně a modře). Stator se skládá z vodivého disku, vyrobeného z nemagnetického materiálu, který má dobrou elektrickou vodivost, například měď či hliník. Je vložen do ocelového jádra s konturou, která kopíruje jeho tvar (viz Obrázek 4-2a). Při pohybu rotoru se v jednom bodu vodivého prstence rapidně střídá magnetické pole, které jim prochází, to v něm indukuje vířivé proudění, které dále vytváří magnetické pole, které působí proti vnějším změnám magnetického pole a tím rotor brzdí. Ocelové jádro umocňuje sílu vytvořeného magnetického pole.



Obrázek 4-2 Princip konstrukce ECB; a) stavba statoru; b) uložení rotoru mezi statory

4.1.3 Magnetická hystereze

U této varianty se jedná o použití komerčně dostupné magnetické hysterezní brzdy [29]. Brzda je připevněna k rámu testeru a výstupní hřídel převodovky je připevněna k hřídeli brzdy pomocí vlnovcové spojky (viz Obrázek 4-3). K brždění dochází vynaložením energie k přeorientování magnetických domén feromagnetického disku během jeho rotace střídavým magnetickým polem. Tato energie se ztrácí v podobě tepla.

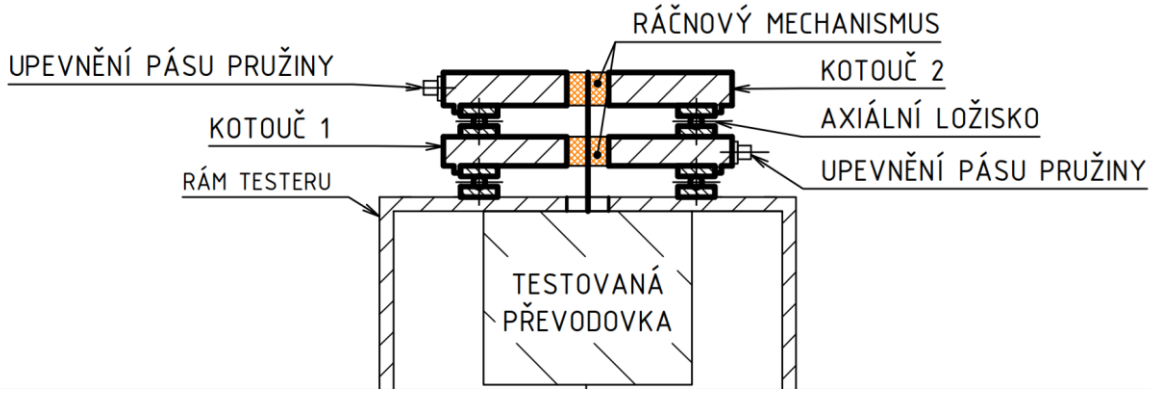


Obrázek 4-3 Přípevnění hysterezní brzdy k rámu

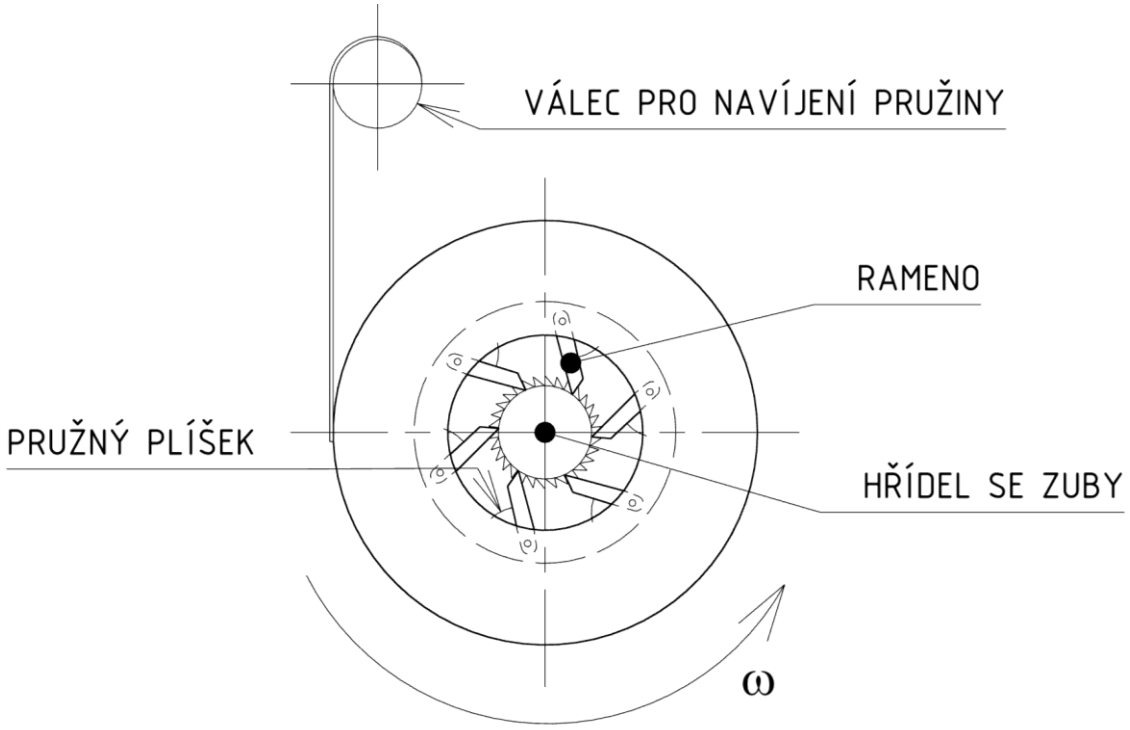
4.1.4 Pružina s konstantní silou

Pružiny s konstantní silou jsou navinuté pásy nerezové oceli, které při jejich odvíjení působí proti směru odvíjení konstantní silou. Tento pás je připevněn na kotouč, který se pohybuje s výstupní hřídelí a tím vytváří konstantní odporový moment. Pro dosažení tohoto efektu v obou směrech otáčení by se jednalo o dva kotouče nad sebou a dva svitky pružin s konstantní silou (viz Obrázek 4-4). V každém směru bude v záběru jeden kotouč, ten druhý se bude protáčet. Variantou dosažení této funkce je buďto implementace jednoduchého ráčnového mechanismu na oba disky, jehož přibližná konstrukce je vidět na

Obrázek 4-5, kde je vyznačený smysl otáčení hřídele, ve kterém bude v záběru, druhý kotouč by byl zkonstruován pro opačný smysl otáčení. Druhou variantou je použití volnoběžných ložisek.



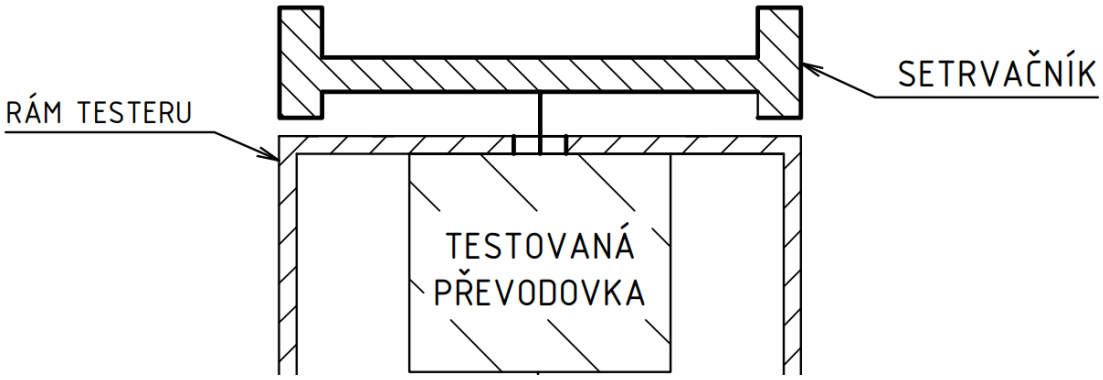
Obrázek 4-4 Konstrukce ráčnového mechanismu – řez



Obrázek 4-5 Konstrukce ráčnového mechanismu – pohled shora

4.1.5 Setrvačník

Setrvačník je disk o velké hmotnosti, vlivem setrvačnosti klade odpor proti výstupu z převodovky, který se ho snaží uvést do pohybu. Největší odpor setrvačník klade při rozběhu, postupně odporový moment klesá až na zanedbatelnou hodnotu. Dále klade odpor proti zastavení. Upevněn je buďto k výstupnímu hřídeli (viz Obrázek 4-6), nebo je přidělán přímo na převodovku.



Obrázek 4-6 Pruřez setrvačníkem

4.2 Volba metody brždění

Každá ze zvolených metod má určité výhody oproti ostatním a určité nevýhody.

Třecí brzda by byla ekonomicky dostupná a relativně věrně simulovala odpor setrvačnosti kamerového zařízení, pro které má být převodovka využitá, díky vyššímu tření ve statickém režimu a následném poklesu při přechodu do dynamického režimu tření. Problém ale nastává s prostředím vakua, ve kterém by se na kovových složkách třecího materiálu, či bubnu nebo kotouče nevytvářely oxidy, které by způsobily nepředvídatelné změny součinitele tření a mohlo by dojít až ke vzniku svarů. Je tedy nevhodnou variantu.

ECB brzda by vyžadovala zvýšení otáček, jelikož brzdy tohoto typu vykazují přímou úměru mezi brzdným momentem a otáčkami. Pro naše použití by tedy nebyly vhodné. Převod pro zvýšení otáček by vnášel komplexitu a náklady navíc. Dalším problémem tohoto řešení je tepelná bilance, jelikož tento typ brzd generuje velké množství tepla, kterého se v prostředí vakua složitě zbavuje a mohlo by ovlivňovat opotřebení převodovky, které se snažíme naměřit.

Hysterezní brzda je v porovnání s ECB brzdou lepší variantou z hlediska odporového momentu, který vytváří i při nízkých otáčkách. Tento odporový moment dále zůstává konstantní v širokém spektru otáček a produkuje jej s vysokou opakovatelností [30]. Není ovšem instantní, podle výrobce nastává požadovaný brzdný moment až po 25° pootočení [29]. Vyrábí se ve variantách ovládaných napětím, či s ručním ovládáním s permanentními magnety. Podle výrobce se dají uzpůsobit i aplikacím pro vysoká vakua[30]. Pro naší aplikaci, kde můžeme počítat s pootočením v jednom cyklu značně méně, než 25°, představuje absence instantní odezvy problém. Možností by bylo výstup z testované převodovky pomocí další převodovky opět zrychlit, to by ovšem přineslo další komplexitu do zařízení, kde není vítána. Dalším problémem by mohla být opět produkce tepla, jelikož i tento mechanismus brždění produkuje teplo, se kterým se ve vakuu špatně pracuje. Další nevýhodou je rozměrnost a váha tohoto řešení. Prozkoumaná, vyhovující brzda – Typ 300 nebo Typ 929 od firmy Mobac GmbH-Kiel mají vnější průměr válcové části d_{300} = 215 mm, d_{929} = 179 mm, m_{300} = 22,7 kg a m_{929} = 14,2 kg [29].

Metoda pružiny s konstantní silou by mohla zajistit konstantní odporový moment jako brzda hysterezní, ovšem již od nulového pootočení. Volnoběžný mechanismus by ovšem mohl vnést do tohoto mechanismu oblast pootočení, kdy by pružina nebyla v záběru a výhoda konstantního odporového momentu od počátku otáčení by tedy neplatila. Jelikož pokud by byl kotouč v pozici, kde by žádné z ráčnových ramen nebylo v ideálním kontaktu se zubem, mohlo by trvat až pár stupňů, než by začala hřídel otáčet tímto kotoučem. Stejný problém, ačkoli pravděpodobně v menším měřítku by platil u volnoběžných ložisek než by se váleček, který přenáší moment, zaklínil mezi vnitřní a vnější část ložiska, mohl by se hřídel již o kousek pootočit. Ráčnové řešení by bylo o něco náročnější na výrobu skrze zajištění funkce i při extrémních teplotních rozdílech. Zajištění správného pohybu a funkčnosti jednotlivých dílců, často o velmi malých rozměrech by mohlo představovat problém a potřebné tvarové prvky k upevnění všech součástí by pro ekonomičnost nebyly nejlepší. Tento mechanismus by neprodukoval významné množství tepla a vakuum by pro něj nepředstavovalo větší problém, až na volbu maziva.

Metoda se setrvačníkem je, co se týče konstrukce, variantou nejjednodušší. Zároveň na výrobu bude relativně nenáročná, jelikož se jedná pouze o jednu součást. Neprodukuje prakticky žádné teplo a reakce odporového momentu na pohyb hřídele je instantní. Další výhodou je vytvoření potenciálně náročnější průběh zatížení na převodovku, jelikož při zastavení se bude setrvačnost snažit otáčet s kotoučem dál a tím efektivně zatěžovat převodovku jako by byl její výstup poháněn, což žádná z předchozích variant nenapodobuje. Také se jedná o nejvěrnější napodobení plánované aplikace testované převodovky. Setrvačník se musí ovšem dimenzovat tak, aby jeho setrvačný moment napodoboval realistické kamerové zařízení. Jelikož se dá předpokládat značná váha setrvačníku, bude podpořen axiálním ložiskem, které bude přenášet tíhové zatížení do rámu, místo vytváření axiálního zatížení na převodovku, nad rámec specifikace výrobce.

Vlastnosti, relevantní pro náš případ, jednotlivých variant jsou vypsány do Tabulka 4-1 níže. Nákladnost metod je pouze relativní odhad v porovnání mezi jednotlivými variantami.

Tabulka 4-1 Porovnání vlastností jednotlivých konceptů

Varianta	Náklady na výrobu	Průběh brzdného momentu	Vhodnost ve vakuu
Třecí brzda	Nízké	Max. při přechodu ze st. na dyn., pak konst.	Nevhodné – možný vznik svarů
ECB Brzda	Střední	Přímo úměrný k otáčkám	Obtížné – velké množství tepla
Hysterezní brzda	Střední / Vysoké	Progresivní do určené hodnoty, pak konst.	Obtížné – produkuje teplo
Pružina s konst. silou	Nízké	Konstantní (možná vůle)	Dobrá
Setrvačník	Velmi nízké	Maximum při 0°, poté regresivní až na 0	Dobrá – nutná podpora ložiskem

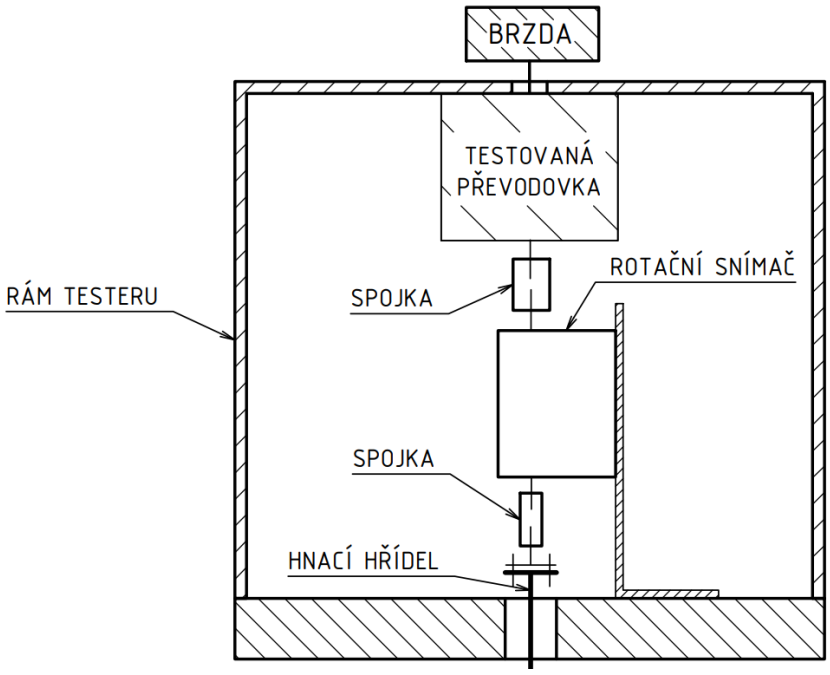
Metoda třecí je z výběru vyloučena, využití magnetických brzd je ve vakuu sice teoreticky proveditelné, ale pro naše potřeby při konstrukci testovacího zařízení velmi nepraktické. V ideálním případě bude jediné teplo generované, či jinak přivedené do vakuového prostoru, v testované převodovce. V praktickém výběru tedy zbývá varianta pružiny s konstantní silou a setrvačník. Nižší náklady na výrobu a přesnější simulace reálných podmínek ovšem znamenají, že volím variantu setrvačníku.

4.3 Metody měření rozběhového momentu

Pro validaci výkonu testovaného maziva je potřeba naměřit rozběhový moment převodovky po určeném počtu cyklů. V ideálním případě bychom byli schopni měřit průběh kroutícího momentu během celého průběhu testování. K tomuto problému se dá přistoupit pár způsoby, které zde budou porovnány. Na konci bude jedna z metod vybrána a použita pro konstrukci testeru.

4.3.1 Komerční rotační snímač kroutícího momentu

Tento typ snímače se upevňuje mezi dva hřídele. Umožňuje fixní upevnění samotného snímače, zatím co přenáší rotační pohyb z jednoho hřídele na druhý (viz Obrázek 4-7). Během rotace snímá kroutící moment, kterým vstupní hřídel působí na výstupní. Tímto umožňuje kontinuální měření i během cyklického zatěžování hřídele. Jedním z výrobců komerčně dostupných řešení v široké škále maximálních přenesených momenů a principů funkce je firma FUTEK [31]. Pro naše potřeby stačí měření do M_{alw} = 0,2 Nm, senzor ovšem musí být schopen přenést větší rozběhové momenty, kdy je připojen setrvačník, musíme tedy vybírat senzor s větší kapacitou.



Obrázek 4-7 Upevnění rotačního snímače v kleci

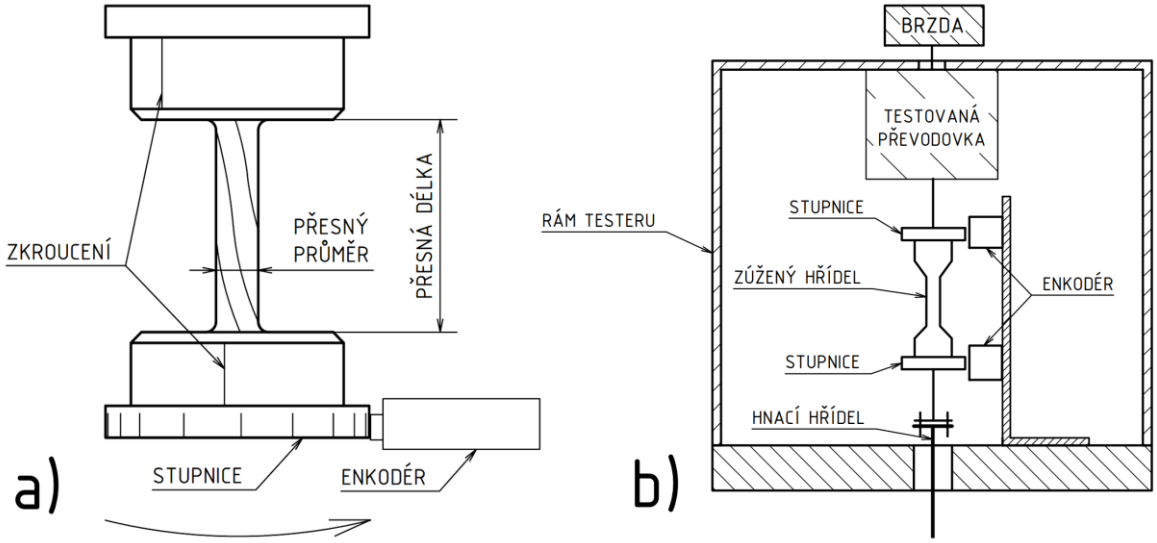
4.3.2 Vlastní konstrukce optického rotačního snímače

Koncepčně tato metoda spočívá v relativně jednoduchém principu. Potřeba je velmi přesně vyrobená hřídel (viz Obrázek 4-8a), na obou koncích má velký průměr, který bude sloužit k připojení mezi hnací hřídel a testovanou převodovku. Mezi těmito velkými průměry je přechod na malý, velmi přesně vysoustružený průměr se známou přesnou délkou.

Na velkých průměrech jsou dále upevněny komerčně dostupné prstence s drážkami na vnějším obvodu (stupnice viz Obrázek 4-8). Řešení od firmy Renishaw nabízí tyto prstence s roztečí drážek p_p = 30 μm [28]. Optický enkodér upevněný u stupnic dokáže drážkování snímat s velmi vysokou frekvencí, do obvodové rychlosti až 36 000 /min, s úhlovou přesností +/- 12,7 arc sekund [28]. Enkodér tím získává informace o poloze hřídele a při přenášení kroutícího momentu vzniká vlivem zkroucení tyče rozdíl v úhlové poloze obou stupnic. Ze zkrutu můžeme následně vypočítat kroutící moment pomocí vztahu pro deformaci.

Na tomto principu fungují i některá komerčně dostupná řešení, u těch ovšem nebývá zajištěna funkce ve vakuu a při takových teplotních rozdílech. Díky konstrukci vlastního snímače jsme schopni konstrukci přizpůsobit podmínkám. Senzory obalit izolací, případně vložit i malé topné tělísko. Čtečka Renishaw RESOLUTE UHV má nejnižší pracovní teplotu 0 °C, minimálně izolace by tedy byla nutná [28]. Důležitější je pro nás její schopnost pracovat ve velmi silném vakuu [32]. Další řešení stejného principu nabízí firma MicroE Systems se snímači řady Mercury II™ 6000V, ovšem s teplotní výdrží senzoru až do - 20 °C [33].

Ačkoli by tento koncept mohl dosahovat velmi dobrých výsledků, jeho konstrukce je finančně velmi náročná.



Obrázek 4-8 Konstrukce optického senzoru; a) princip zkrutu hřídele; b) uspořádání v kleci testeru

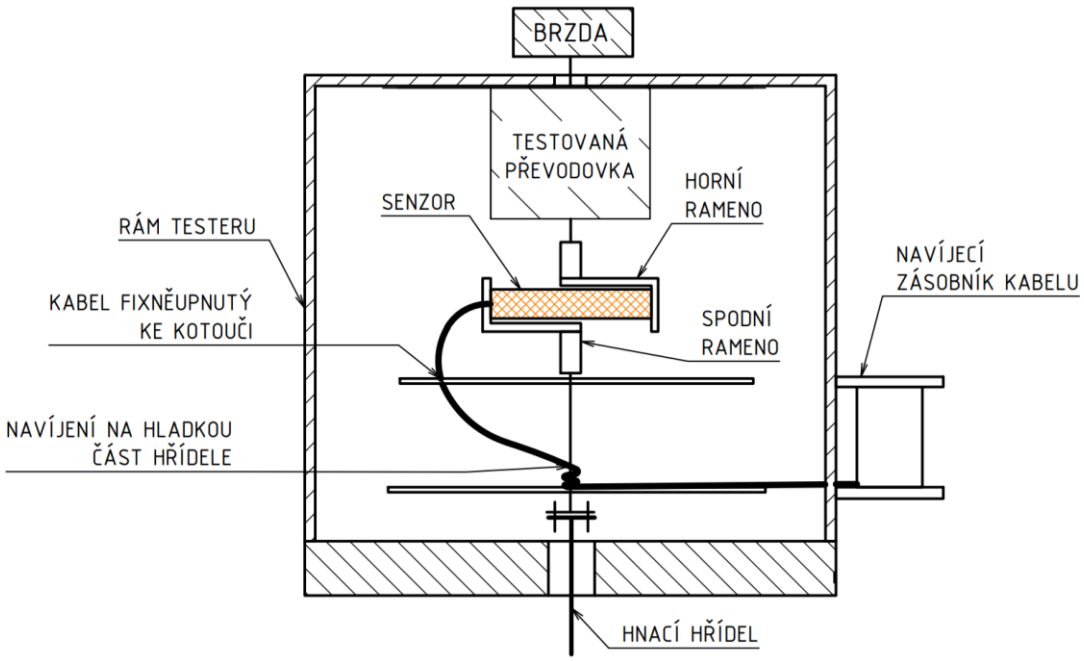
4.3.3 Snímač zatížení na rameni

Kroutící moment je síla působící na rameni, tento koncept se snaží právě toho využít a měřit moment jako součin konstantní délky ramene, známé z konstrukce (v potaz by se brala teplotní roztažnost) a síly působící na tomto rameni. Firma FUTEK nabízí snímače zatížení, které jsou schopné pracovat při teplotách až -50 °C [34], tím by opadla potřeba jakkoliv senzor izolovat. Výrobce také uvádí jejich kompatibilitu s vakuovým prostředím [34].

Na hnací hřídel je připevněno rameno, pro lepší vyvážení sahá na obě strany. Na hřídeli z převodovky je druhé. Na konci obou ramen jsou profily tvaru L a mezi jejich plochy směřující k sobě je přidělán senzor zatížení (viz Obrázek 4-9).

Přenášení momentu skrz snímač nesymetricky na jedné straně ramen bude vnášet na hřídele ohybový moment. Výrobce převodovky ovšem uvádí maximální ohybový moment 44 Nm [35], který zdaleka nepřekročíme. Výrobce hřídelové průchodky hodnotu přípustného ohybového momentu neudává, ale na obrázku průřezu průchodky na webové stránce je vidět uchycení uvnitř průchodky dvěma ložisky [36], každé na jednom konci. Předpokládám, že moment, který bude u tohoto konceptu přenášet, vydrží.

Limitující tento koncept je fakt, že měřící senzor je součástí rotující soustavy. Nastává zde tedy otázka kabelu. Možným řešením by bylo vytvoření zásobníku navinutého kabelu v prostoru vakuové komory a na straně senzoru kabel fixovat na hřídel, poté zajistit jednoduché bariéry pro navíjení kabelu ze zásobníku na hnací hřídel. Tento způsob by znamenal časté ohýbání vláken tohoto kabelu a mohlo by způsobit zrychlené opotřebení. Další otázka je maximální délka, která by se dala do zásobníku navinout a tím i maximální počet otáček hnacího hřídele, než by se musel změnit směr otáčení.

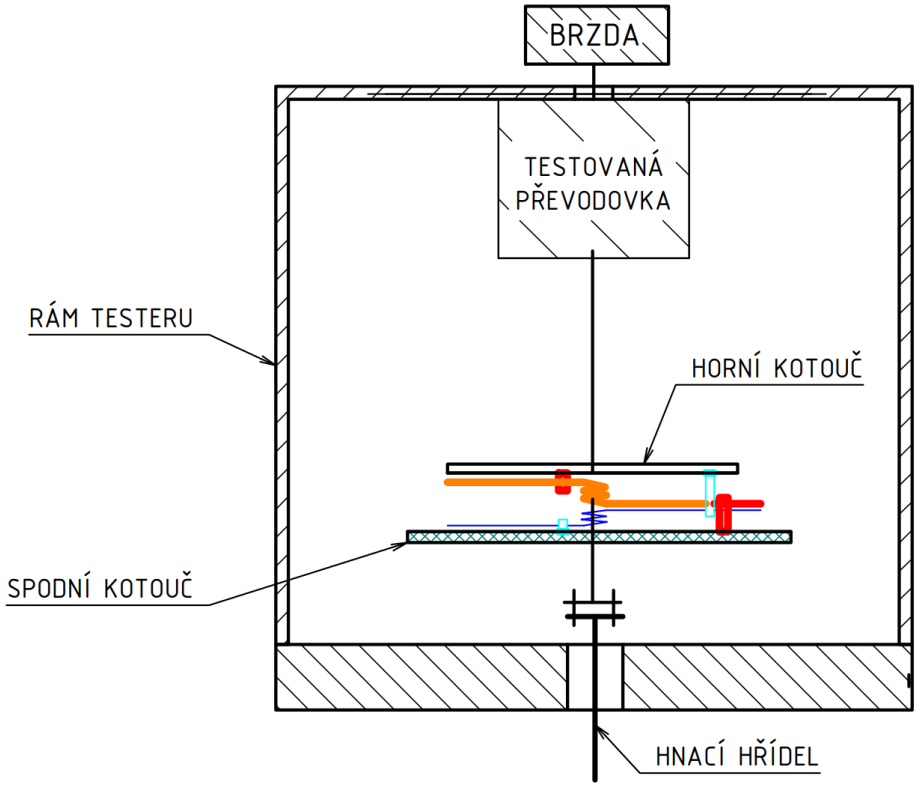


Obrázek 4-9 Měření síly na rameni, uspořádání komponent v kleci testeru

4.3.4 Analogové měření

Dosavadní koncepty využívali digitálního signálu, který musí být veden mimo vakuovou komoru průchodkou a dále zpracováván softwarem. Tento návrh využívá zkrutné pružiny a ručiček, které ukládají maximální hodnoty na stupnici. Pružiny jsou z nerezové oceli a odolávají tedy velkým teplotním extrémům, dle výrobce +/- 200 °C [37].

Na hnací hřídel a na hřídel na převodovce jsou přidělány kotouče, kotouče na hnacím hřídeli vystupuje trn, na kterém jsou dvě zkrutné pružiny, každá je v záběru v jednom ze směru otáčení, na Obrázek 4-10 jsou barevně vyznačené obě pružiny (oranžově a modře). Proti vysunutí z trnu jsou pružiny z horní strany zajištěny závlačkou, zároveň ale mají pružiny určitý prostor k volnému pohybu.

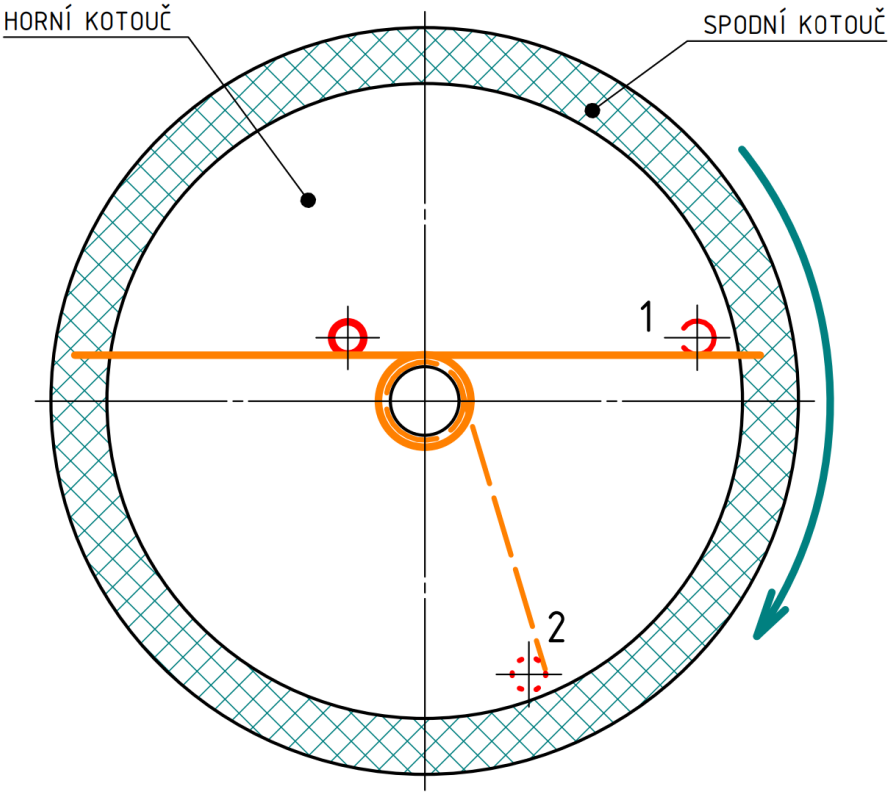


Obrázek 4-10 Koncepce analogového měřáku – boční pohled

Na Obrázek 4-11 je znázorněna situace, kdy se roztáčí motor směrem vyznačeným šipkou. Vyobrazuje pohled shora, vidět je horní kotouč a větší (šrafovaný) spodní kotouč pod ním. Dále je pro demonstraci skrz horní kotouč vidět jedna z pružin (oranžová) a pár zarážek, které zajišťují její zkroucení při otáčení spodního kotouče směrem naznačeným šipkou.

Pokud bychom hornímu kotouči zamezili rotaci a spodní kotouč by se snažil otáčet v naznačeném směru, tak se pružina začne zkrucovat a dostane se z pozice vyznačené číslicí 1 do pozice 2. Kroutící moment potřebný pro takové natočení se dá vypočítat ze vztahu pro zkrutnou pružinu.

Když bude horní kotouč připojen na převodovku a spodní na hnací hřídel, tak pro rozběh převodovky bude třeba přenést k tomu potřebný moment přes pružinu. Pokud bychom tedy byli schopni zaznamenat maximální vychýlení pružiny, budeme schopni vypočítat maximální přenesený moment pomocí tuhosti pružiny.



Obrázek 4-11 Koncepce analogového měřáku – pohled shora

Hnací kotouč se bude vždy pohybovat vůči hnanému, jelikož ten je připojen ke zdroji kroutícího momentu. K hnacímu kotouči je tedy připevněno rameno, které bude vychylovat ručičky připevněné k hnanému kotouči. Tím budeme zaznamenávat maximální naměřenou hodnotu.

4.3.5 Volba metody měření momentu

Využití komerčního **rotačního senzoru** momentu by byla nejjednodušší varianta. Výhodou by bylo možnost měřit přenášený moment i během zatěžovacích cyklů. Nepodařilo se ovšem najít dostupnou variantu takového senzoru, který by byl určen pro použití ve vakuu a teplotní rozmezí, ve kterém mohou pracovat také neodpovídalo našemu testovacímu rozmezí. Dalším faktorem je enormní cena takového senzoru.

Konstrukce **vlastního rotačního senzoru** by se postarala o problém s použitím v prostředí vakua, jelikož najít příslušné senzory klasifikovaných pro vakuové aplikace nebyl problém. Náročnost výroby tak přesného hřídele a kalibrace dvou takových senzorů stojí ovšem za zmínku. Další nepřehlédnutelná vlastnost takové metody by byla opět enormní cena těchto senzorů, obzvláště jelikož by bylo za potřebí dvou. Pokud by bylo potřeba enkodéry vyhřívat topným tělískem, bylo by za potřebí i termočlánku, který by zamezil přehřátí a vznikla by potřeba vedení šesti různých kabelů, tím vzniká náročnost na kabelovou průchodku. Cena a komplexita této metody je pro náš případ neodůvodnitelná.

Případ **snímače na rameni** řeší problémy s teplotními rozdíly, jelikož takový zátěžový senzor umí pracovat při extrémních teplotách. Jeho cena je sice stále velmi vysoká, ale lépe zvládnutelná nežli konstrukce vlastního rotačního snímače. Problémem je ale kabel, pokud by se použilo řešení, kde se kabel navíjí na hřídel, vznikalo by riziko jeho předběžného selhání, či vnesení šumu do měření.

Nevýhodou **analogového měření** je, že pro odečtení naměřené hodnoty je třeba vidět do komory. Naštěstí máme k dispozici okénko k náhledu do vakuové komory. Další nevýhodou je nutnost volby mezi relativně přesným měřením a schopností přenést velké momenty. Výhodou této varianty je ale dostupná cena.

Rychlé porovnání jednotlivých konceptů je v tabulce níže.

Tabulka 4-2 Shrnutí vlastností jednotlivých konceptů měření momentu

Varianta měřáku	Náklady	Přesnost měření	Výhody/Nevýhody
Rotační Snímač	Střední	Vysoká	Nevhodné do vakua
Vlastní optický	Vysoké	Vysoká	Velmi komplexní a drahé pro vlastní návrh
Snímač na rameni	Střední	Střední	Problematické uspořádání kabelu
Analogový	Nízké	Nízká	Měření pouze malého momentu

Pro nedostatky či obrovské cenové náročnosti ostatních volím metodu pružinového měřáku rozběhového momentu. Volím cestu přesnějšího měření, musí být ovšem zajištěn způsob fixace obou kotoučů, pro přenos větších momentů během testu životnosti maziva převodovky.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

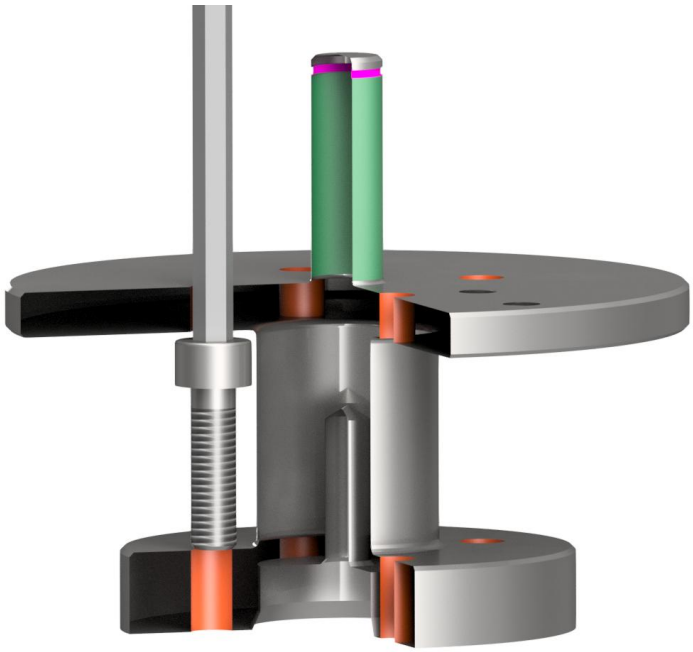
Pro tester bude tedy použito kombinace setrvačníku jako zátěže a analogového pružinového měřidla kroutícího momentu. K dispozici je původní model testeru ložisek a známe tedy připojovací rozměry, které potřebujeme dodržet. Rozměry pro spojení s původní hřídelí jsou vyobrazeny na Obrázek 5-2.

5.1 Analogový měřák momentu

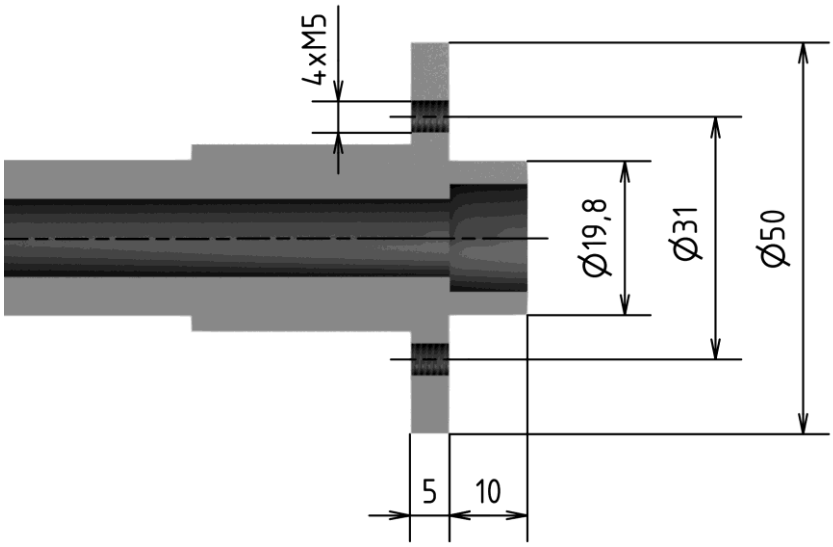
Jeho úkolem je kontrolovat rozběhový moment při kontrole, po cyklickém namáhání. Během cyklického namáhání by měl fungovat, jako pevná spojka dvou hřídelů. Zaznamenávat by měl maxima naměřených hodnot a jejich velikost. Měření by měl umožnit v obou směrech.

Hnací kotouč

Ke hnacímu hřídeli je připevněn pomocí příruby a vystředěn je na jeho válcovém konci, který z příruby vyčnívá (viz Obrázek 5-2). Tvar kotouče je vidět na Obrázek 5-1, na jeho válcovém konci (zeleně) jsou nasazeny obě zkrutné pružiny, společně s podložkami, které je oddělují od sebe a horní pružinu od pojistného kroužku, který je v růžově zvýrazněné drážce. V kotouči jsou vyvrtány otvory pro imbusový klíč. Tímto umožníme relativně nízký profil součásti a jednoduchou montáž i relativně dlouhých šroubů. Obecně je dobré zachovat výšku komponent co nejmenší, kvůli minimalizaci ohybového momentu působící na hnací hřídel, který bude vznikat za chodu. Vyroben je z nerezové oceli 304L.



Obrázek 5-1 Hnací kotouč



Obrázek 5-2 Připojovací rozměry hnacího hřídele

Výběr zkrutné pružiny

Pružina je hlavní element tohoto mechanismu. Jelikož potřebujeme měřit moment v obou směrech, budeme potřebovat dvě pružiny, každá pro jeden směr, jelikož jsou zkrutné pružiny koncipovány tak, že se stlačují pouze ve směru vinutí. Dále díky měření v obou směrech rozdělíme stupnici do dvou polovin, každou pro jeden směr. Jedním požadavkem je tedy pootočení pružiny minimálně 180 °. Dále potřebujeme kontrolovat, jestli záběrový moment přesahuje hodnotu 200 Nmm, tím tedy vzniká druhý požadavek. Musí také být schopná pracovat v teplotním rozmezí testů.

Splňující tyto požadavky je pružina T054-180-312L a T054-180-312R od firmy Sodemann. Vyrobeny jsou z nerezové oceli AISI 302. Specifikace pružin jsou shrnuty v Tabulka 5-1. [37]

Tabulka 5-1 Parametry pružiny Sodemann T054-180-312L a T054-180-312R

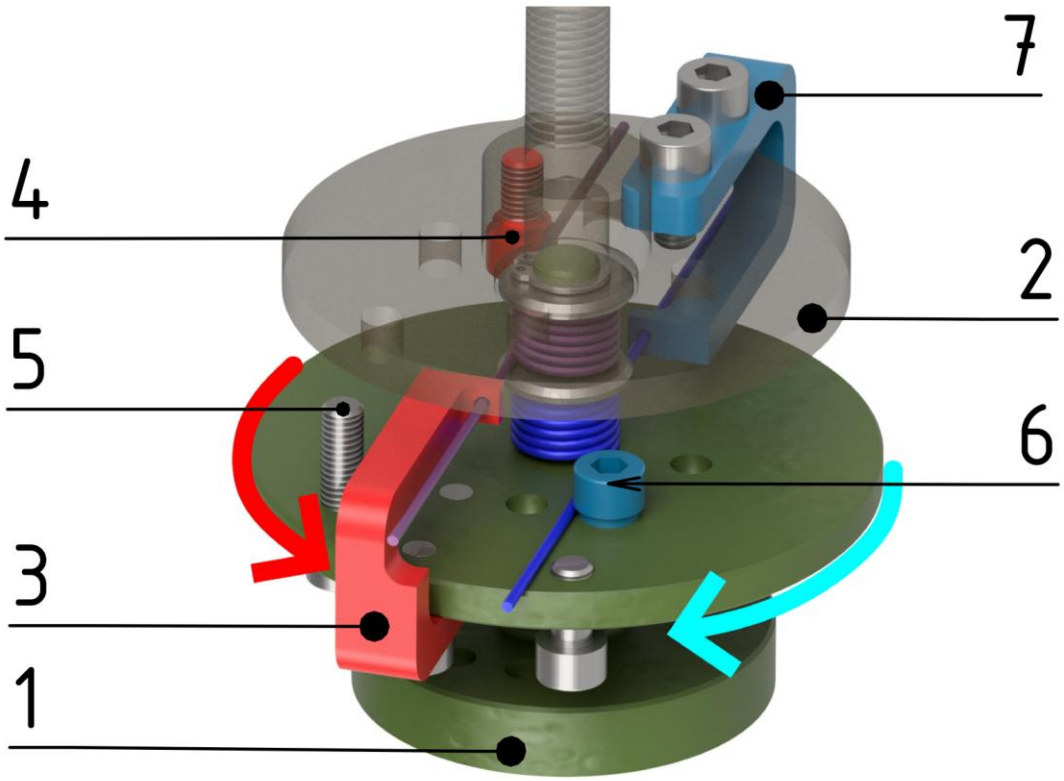
Parametr		**Hodnota**
Průměr drátu	d_{dp} [mm]	1,37
Vnější průměr pružiny	d_{ep} [mm]	12,93
Maximální průměr trnu	d_{dpmax} [mm]	7,92
Délka ramene pružiny	l_{rp} [mm]	50,80
Maximální natočení	α_p [°]	180,00
Maximální kroutící moment při max. natočení	M_{pmax} [Nmm]	370,00
Max./min. provozní teplota	t_{dp} [°C]	250 / -200

Uložení pružin na trnu

Nasazeny jsou na trnu, který vyčnívá z kotouče, mezi spodní a vrchní pružinou je podložka z nerezové oceli A2 (jiné značení pro AISI 304). Na vrchní pružině je nasazená další podložka a celý sloupec je vymezen proti axiálnímu posunu pojistným kroužkem, také z nerezové oceli (sloupec je vidět na Obrázek 5-3). Poloha pojistného kroužku zajišťuje volnou rotaci součástí.

Ukotvení rotace pružin

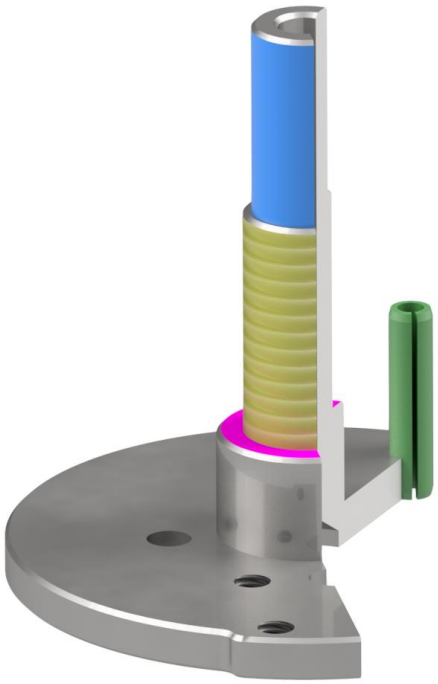
Pro dosažení přenosu momentu musí být jeden drát pružiny ukotveno na hnacím a druhý na hnaném kotouči. Ukotvení musí být provedeno tak, aby stlačovalo v každém směru jen jednu pružinu. Každá má svůj pár zarážek, které tuto funkci zajišťují (barevně odlišené na Obrázek 5-3 se směry otáčení hnacího kotouče, pro který jsou v záběru). Jedna zarážka je v podobě profilu ve tvaru U, které má na jednom konci díru, do které se vloží drát pružiny, tím vymezíme její pohyb. Druhá zarážka na druhém kotouči je prostý šroub M5x10 s podložkou z měděné trubky, měděná podložka vytváří pod hlavou šroubu schod, který pomůže udržet drát pružiny od případného pohybu nahoru. Jeden drát každé pružiny je zkrácené o 8,5 mm, aby se předešlo zaklínění mezi zarážkami. Stále je dostatečně dlouhý, aby nevypadl ze zarážky při plném zkroucení.



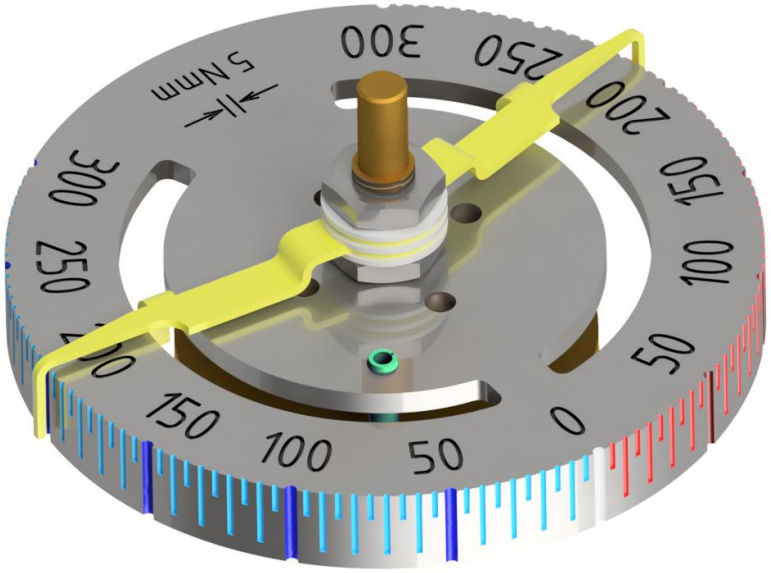
Obrázek 5-3 Sestavení mechanismu: 1 – Hnací kotouč (zelený); 2 – Hnaný kotouč (transparentní); 3 – Rameno hnací kotouč; 4 – Zarážka šroub červený; 5 – Doraz; 6 – Zarážka šroub modrý; 7 – Rameno hnaný kotouč

Hnaný kotouč

Na spodní části se nachází díra, do které přesahuje válcový konec hnacího kotouče s pojistným kroužkem a podložkou. Dále je provrtán skrz menším průměrem. Na Obrázek 5-4 je vidět válcový konec pro spojku (modře) na horní části kotouče. Žlutě je pod ním vyznačen závit, kterým se ke kotouči upíná stupnice a k ní ručičky, jedná se o závit M14 x 1,5. Růžovou je pak zvýrazněné osazení pro stupnici, ke kterému se maticí přitáhne, pro přesné natočení stupnice je v kotouči vyvrtána díra pro pružný kolík 5 x 22 z nerezové oceli A2 (zeleně).



Obrázek 5-4 Poloviční řez hnaným kotoučem



Obrázek 5-5 Stupnice upnutá ke hnanému kotouči se zaznamenanými hodnotami

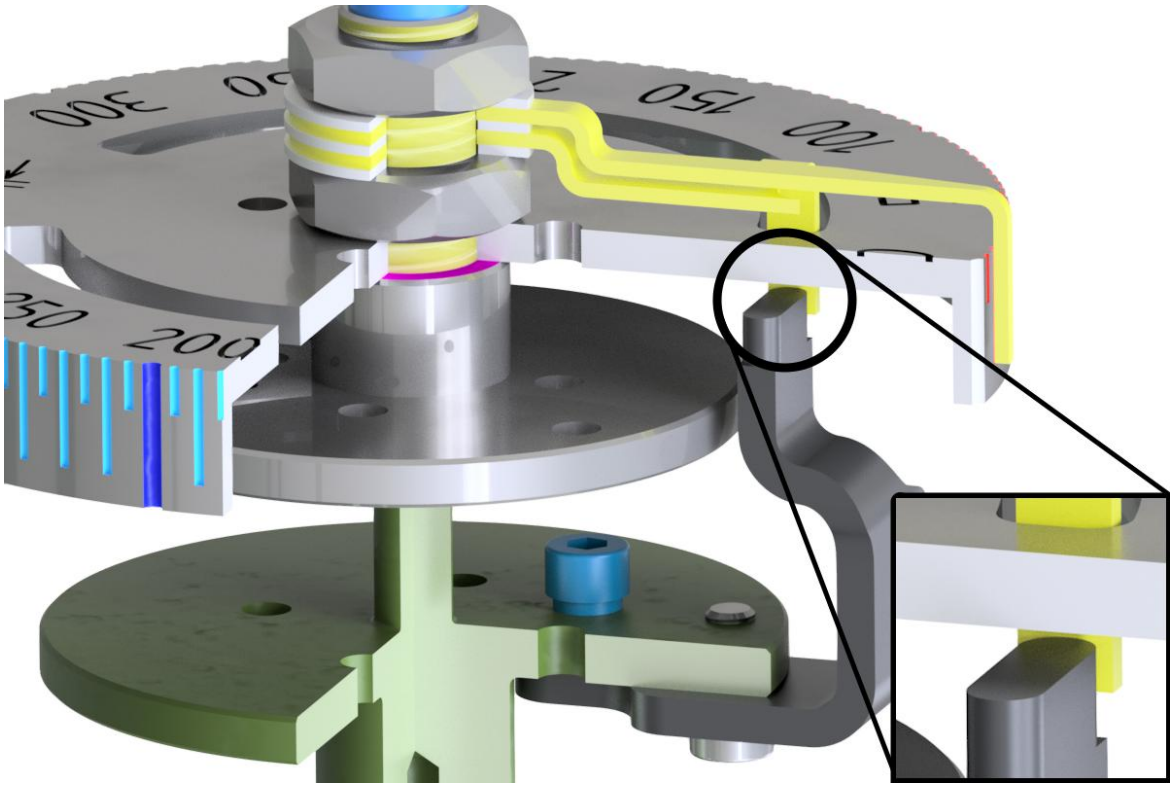
Stupnice s ručičkami

Na Obrázek 5-6 je kotouč se stupnicí je upevněný nízko profilovou maticí, na které jsou nasazené ručičky (žluté), které se mohou otáčet okolo závitu. Mezi ručičkami jsou PTFE podložky (bílé), které zajišťují jejich plynulý pohyb. Stoh podložek je připevněn druhou nízko profilovou maticí.

Při pokojové teplotě jsou přitaženy tak, aby se ručičky pohybovaly s lehkým odporem a matice je zabezpečena lepidlem na závity LOCTITE® 680™, který vykazuje přijatelné vlastnosti odpařování [38] a zároveň je schopný pracovat v teplotních extrémech [39]. Loctite zamezí povolení matice i bez jejího většího dotažení.

Na obvodu stupnice je drážkování vyznačující 0–300 Nmm v každém směru s jedním dílkem rovnajícím se 5 Nmm (viz Obrázek 5-5).

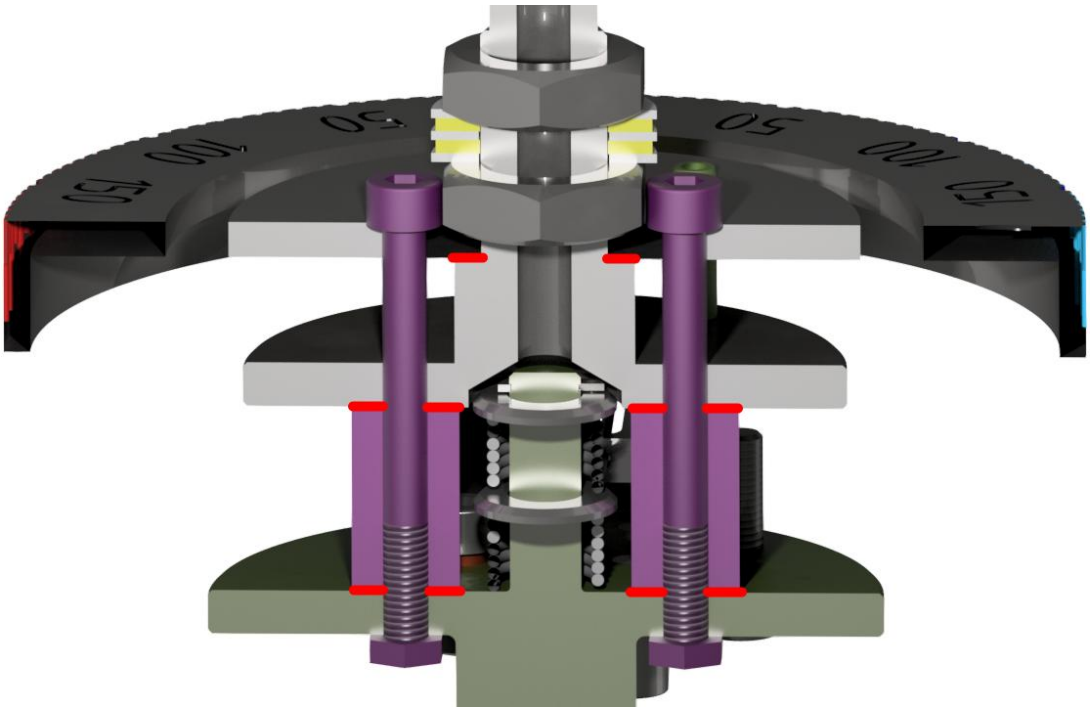
Dále je na Obrázek 5-6 vidět ploška zapuštěná do drážky ve stupnici, kterou mají obě ručičky. Hodnoty se zaznamenávají, když se vůči sobě pootočí hnací a hnaný kotouč tím že rameno (šedé) vychyluje ručičky z nulové polohy. Dotek je zvětšen v rohu obrázku a k doteku dochází již v nulové poloze.



Obrázek 5-6 Průřez stupnicí a zvětšený pohled na mechanismus zaznamenávání hodnot ručičkami

Fixace měřáku

Během chodu převodovky chceme, aby se měřák choval jako pevná spojka, dá se tedy sešroubovat k sobě. Na Obrázek 5-7 jsou fialově zvýrazněny fixační díly, jsou to dlouhé šrouby, které vedou skrz celou sestavu a společně s válečky ji upevňují a zamezují pootočení. Červeně jsou zvýrazněné stykové plochy přenášející axiální tlak.



Obrázek 5-7 Fixace měřáku

5.2 Setrvačník

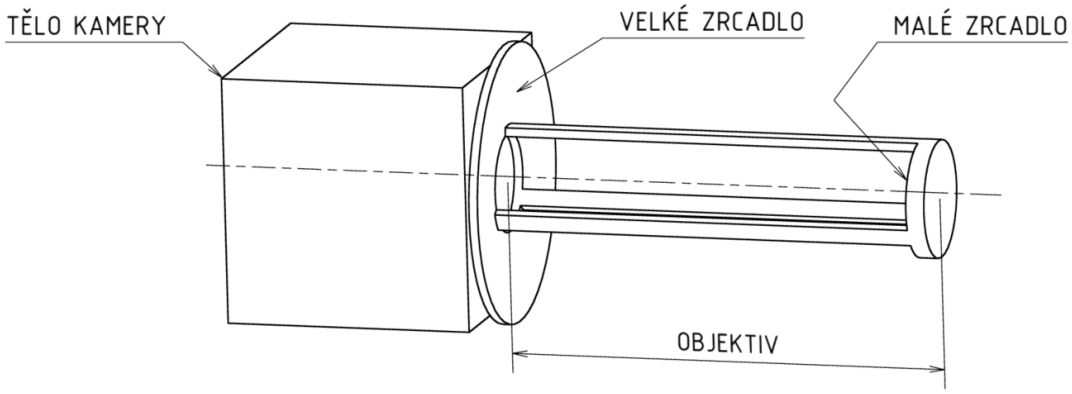
Ze vztahu pro setrvačný moment – rovnice (1), hmotného bodu je vidět, že největší vliv na něj má vzdálenost od osy rotace. Proto jeho konstrukce je kruhová a snažíme se největší část jeho hmoty přenést na co největší kružnici. Tímto se zajistí zachování co nejnižší celkové hmotnosti, ale zároveň maximalizujeme setrvačný moment,

$$J = m \cdot r^2 \tag{1}$$

kde J je setrvačný moment udávaný v kg · m^2, m je hmotnost hmotného bodu v kg a r je jeho vzdálenost od osy rotace v metrech.

Setrvačný moment

Pro věrné simulování zátěže kamerovým systémem je třeba určit přibližný setrvačný moment takového kamerového systému. Přesné hodnoty nejsou k dispozici, a proto se jeho hodnota musí stanovit podle dostupných informací o jiných kamerových systémech, které se již použily v praxi a je možné o nich dohledat informace, schéma takového systému je vidět na Obrázek 5-8, odhad byl proveden v příloze této práce (příloha 2).



Obrázek 5-8 Schéma typického kamerového systému pro vesmírné aplikace

Pomocí odhadnutého setrvačného momentu J_t můžeme stanovit základní rozměry setrvačníku. Podle vztahu pro kruhovou desku,

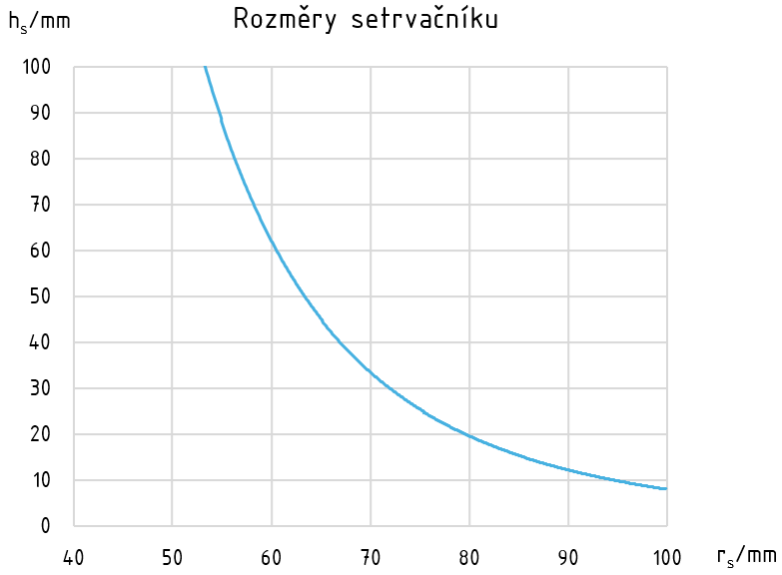
$$J_t = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot r_s^2 = 10\,000 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \tag{2}$$

kde m_s je hmotnost setrvačníku a r_s je jeho poloměr, můžeme hmotnost rozepsat jako funkci hustoty ρ_s udávanou v kg · mm^{-3} a objemu, který rozvedeme na rozměry disku.

$$J_t = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot h_s \cdot r_s^4 \cdot \rho_s \tag{3}$$

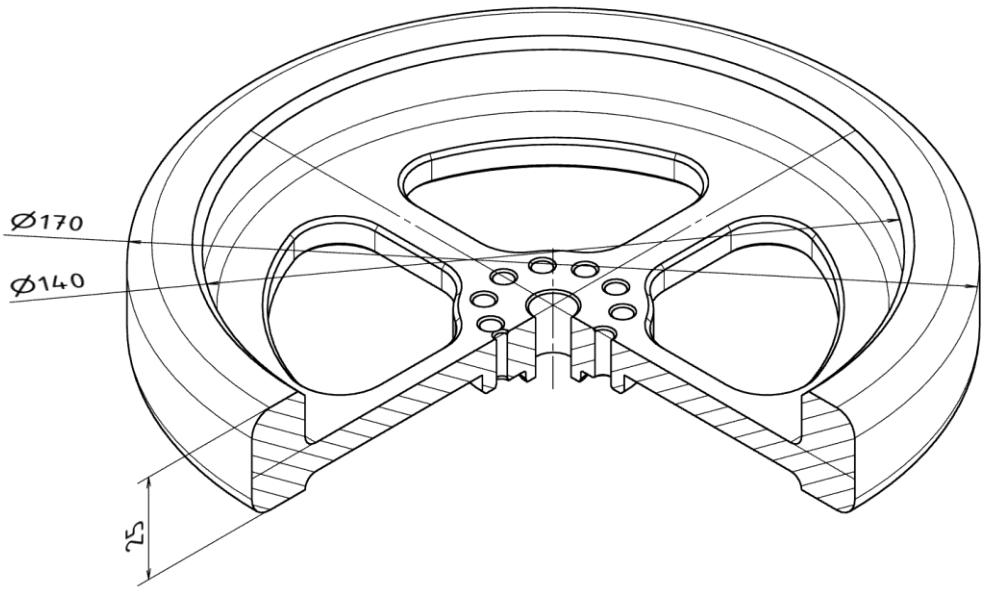
Pomocí odhadnutého setrvačného momentu a hustoty AISI 304L oceli [40], kterou použijeme pro výrobu setrvačníku, můžeme upravit vztah jako závislost poloměru a výšky setrvačníku, která byla graficky znázorněna na Graf 5-1.

$$h_s = \frac{20\,000}{\rho_s \cdot \pi \cdot r_s^4} \tag{4}$$



Graf 5-1 Závislost výšky a poloměru setrvačníku podle rovnice (4)

Pro zachování rozumné vzdálenosti setrvačníku od stěny vakuové komory volím poloměr $r'_s = 80$ mm a z Graf 5-1 k němu odpovídající $h'_s \cong 20$ mm. Takový disk má ovšem relativně vysokou hmotnost, jelikož jeho tvar není optimalizovaný, pomocí programu Autodesk Inventor tedy proběhla iterační změna geometrie, která zachovává moment setrvačnosti, ale snížila hmotnost kotouče z původní $m'_s = 3{,}217$ kg na $m_s = 1{,}927$ kg, výsledný tvar je vidět na Obrázek 5-9.

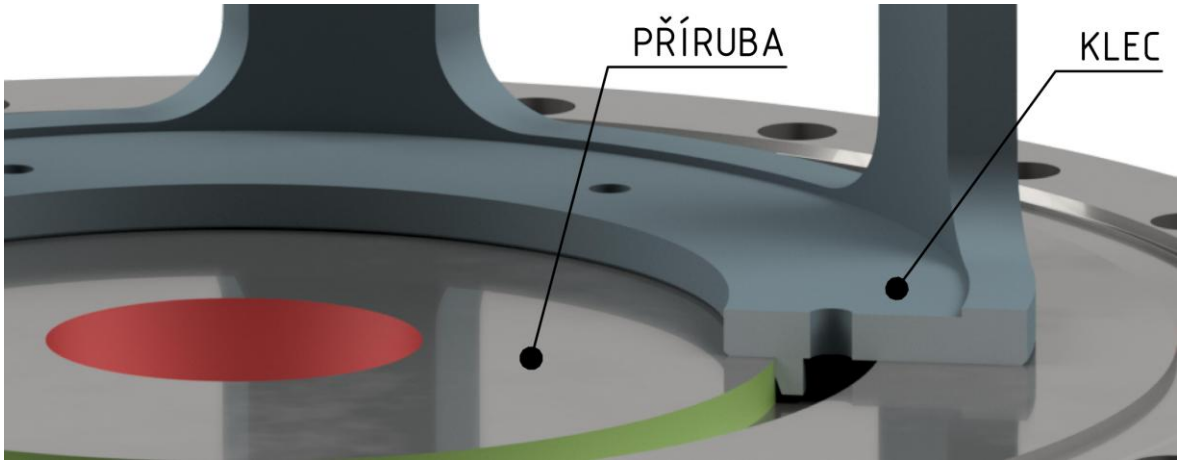


Obrázek 5-9 Výsledná geometrie setrvačníku

Setrvačník je k převodovce souose přišroubován skrz díry pro šrouby, které jsou vidět na Obrázek 5-9. Díry jsou vrtány podle výkresu převodovky výrobce [41], jedná se o 10 šroubů M4 a je zde také díra pro kolík, který vymezí úhlové natočení.

Klec

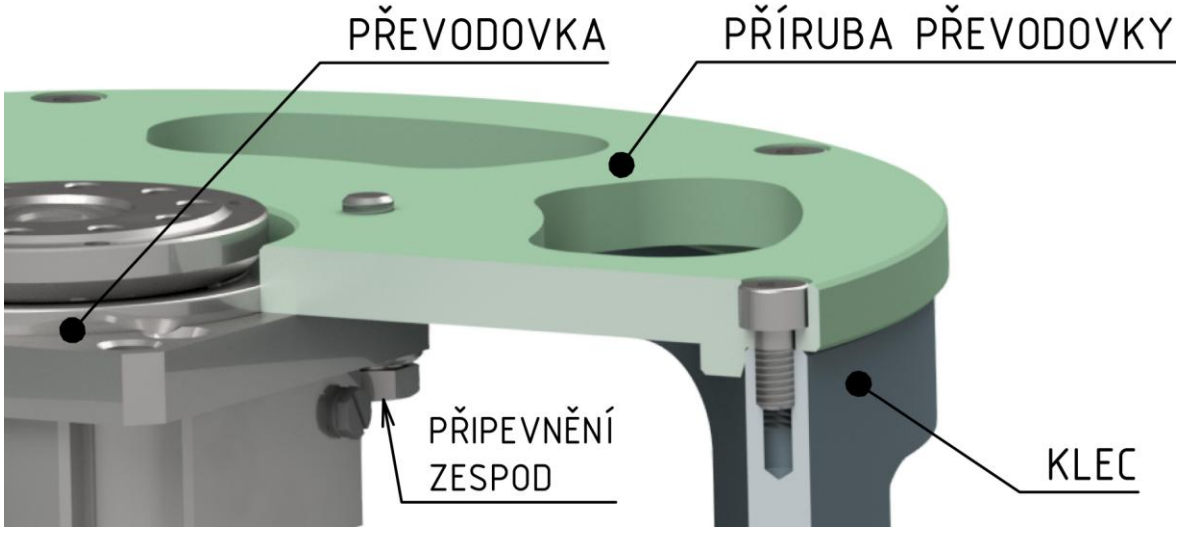
Na Obrázek 5-10 je vidět vystředění vůči přírubě, je zajištěno osazením, které zapadá do drážky (zeleně) v původní přírubě, která je soustředná s dírou pro průchodku a hřídel (červeně). Na horní části je po obvodu čela 6 děr se závitem M4 a uvnitř je zajištěná plocha pro obdobné osazení, jako na spodní části. Ve stěnách klece jsou výřezy, které umožní manipulaci a průhled na měřák. Vyrobená je z trubky z nerezové oceli 304L.



Obrázek 5-10 Připevnění klece k přírubě

Příruba převodovky

Zajišťuje upevnění převodovky zespod čtyřmi šrouby a sama je připevněna ke kleci 6 šrouby M4 (viz Obrázek 5-11). Na jejím čele jsou výřezky pro snížení váhy a případně lepší výhled shora. Je vyrobena z 10 mm plechu nerezové oceli 304L.

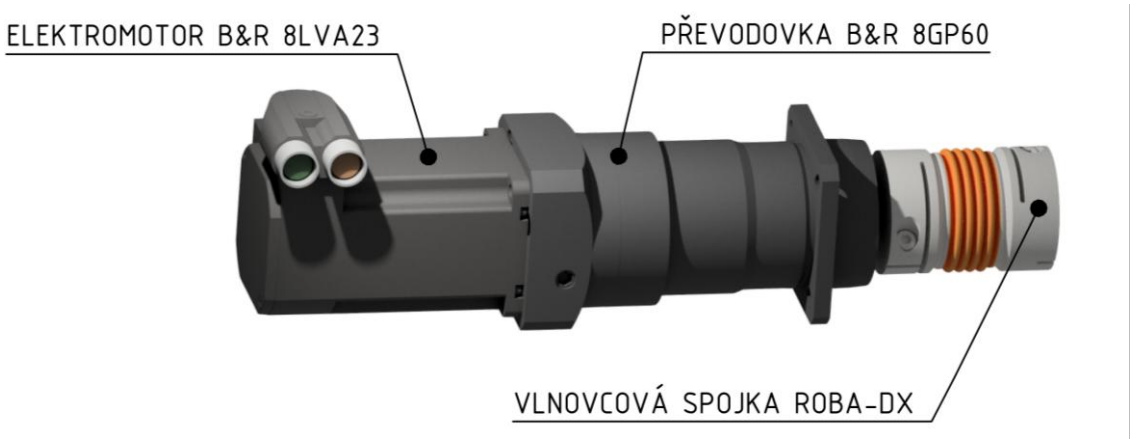


Obrázek 5-11 Připevnění převodovky a její příruby ke kleci

Přenos momentu

Mezi vstupním hřídelem převodovky a sestavou analogového měřáku je třeba zajistit spojení. Za chodu převodovky se bude měřák chovat jako pevná hřídel a může tedy dojít k přenosu relativně velkého kroutícího momentu.

Z výkresů převodovky [41] se dá vyčíst průměr vstupního hřídele u varianty s dutým hřídelem je d_p = 12 mm. Proto byl válcový konec hnaného kotouče měřáku zkonstruován s průměrem d_{hn} = 12 mm. Nabízí se použití vlnovcové spojky, jako je tomu u původního řešení pohonu (viz. Obrázek 5-12).



Obrázek 5-12 Konfigurace pohonu

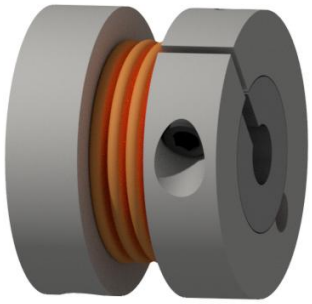
Spojka se ovšem musí dimenzovat na výše zmíněný relativně vysoký moment. V Tabulka 5-2 jsou shrnuty parametry pohonu.

Tabulka 5-2 Základní parametry pohonné jednotky

Elektromotor 8LVA23.B1030D0 [42]			**Převodovka 8GP60-070--100** [43]		
Parametr		**Hodnota**	**Parametr**		**Hodnota**
Jmenovité otáčky	n_{nm} [min^{-1}]	3 000,00	Převodový poměr	i_{p1} [-]	100,00
Max. moment	M_{maxm} [Nm]	4,00	Max. výst. moment	M_{maxp} [Nm]	43,00
Jmenovitý moment	M_{nm} [Nm]	1,30	Jmen. výst. moment	M_{np} [Nm]	27,00
Moment setrvačnosti	J_m [kg cm^2]	0,26	Moment setrvačnosti	J_p [kg cm^2]	0,25
Hmotnost	m_m [kg]	1,45	Hmotnost	m_{p1} [kg]	2,40

Z nich je zřejmé, že maximální možný moment přenášený vlnovcovou spojkou je 43 Nm, který je limitovaný převodovkou, a i tento limit je stanoven pouze pro nárazové zatížení, čímž ovšem rozběh může být. Přesto se při ovládání elektromotoru budeme snažit držet se lehce pod touto hranicí.

Vlnovcové spojky řady ROBA-DX se dnes již nedají koupit nové, nahradila je řada smartflex® a tu volím pro spojení převodovky s měřákem. Konkrétně jde o typ 932.433 a velikost „Size 1“, vidět je na Obrázek 5-13. Její jmenovitý kroutící moment je M_{nsf} = 40 Nm, umožňuje spojení dvou 12 mm hřídelů a má relativně malé rozměry, co se délky týče.



Obrázek 5-13 Vlnovcová spojka smartflex® pro spojení převodovky s měřákem

Pří ovládání elektromotoru se tedy budeme držet maximálního rozběhového momentu:

$$M_{rozm} = \frac{M_{nsf}}{i} = \frac{40\ \text{Nm}}{100} = 0{,}4\ \text{Nm} \tag{5}$$

Utahování matice nad ručičkami

Z maximálního rozběhového momentu můžeme zkontrolovat dotažení ručiček měřáku proti pootočení. Musíme ovšem zjistit ekvivalentní setrvačný moment působící na motor, jelikož převodovka mění vliv setrvačnosti. Základní vztah mezi setrvačností a zrychlením je:

$$M = J \cdot \alpha \tag{6}$$

kde M je kroutící moment a α je úhlové zrychlení. Tento vztah je pouhým rozšířením druhého Newtonova zákona o poloměr. Dále známe vztah mezi převodovým poměrem *i*, kroutícím momentem a úhlovým zrychlením:

$$i = \frac{M_{out}}{M_{in}} = \frac{\alpha_{in}}{\alpha_{out}} \tag{7}$$

kde M_{out} a α_{out} jsou kroutící moment a úhlové zrychlení za převodovkou a M_{in} a α_{in} jsou tyto veličiny před převodovkou. Zapíšeme nyní vztah (6) s veličinami za převodem

$$M_{out} = J_{out} \cdot \alpha_{out} \tag{8}$$

a z upraveného vztahu (7) dosadíme za kroutící moment a úhlové zrychlení

$$M_{in} \cdot i = J_{out} \cdot \frac{\alpha_{in}}{i} \tag{9}$$

$$M_{in} = \frac{J_{out}}{i^2} \cdot \alpha_{in} = J_{eq} \cdot \alpha_{in} \tag{10}$$

vztah (8) jsme upravili tak, aby vyjadřoval změnu momentu setrvačnosti na straně před převodovkou, ta se tedy mění s kvadrátem převodového čísla.

$$J_{eq} = \frac{J_{out}}{i^2} \tag{11}$$

Pomocí tohoto vztahu můžeme vypočítat ekvivalentní setrvačný moment za všechny komponenty v testeru a poté společně s momentem setrvačnosti převodovky a elektromotoru získáme celkový setrvačný moment. Hodnoty momentů setrvačnosti kupovaných součástí získáme od výrobců, pro navrhované součásti je získáme z aplikace Autodesk Inventor. Shrnuty jsou v Tabulka 5-3.

Tabulka 5-3 Hodnoty momentů setrvačnosti jednotlivých komponent

x	**Součást**	**Setrvačný moment J_x**
-		kg mm^2
1	Elektromotor [42]	26,00
2	Převodovka 1 [43]	25,00
3	Spojka DX [44]	130,00
4	Hnací hřídel	44,69
5	Šrouby na hnací hřídeli	4,81
6	Izolace hnacího hřídele	2,85
7	Sestava měřáku	1 318,53
8	Spojka smartflex [45]	97,00
9	Testovaná převodovka [35]	1,00
10	Setrvačník	9 972,11
11	Šrouby setrvačníku	5,29

Směrem od spod tabulky nahoru teď sečteme jednotlivé momenty. Převodový poměr testované převodovky známe od výrobce, i_{p2} = 63 [35].

$$J_{eq1} = \frac{J_{11} + J_{10}}{i_{p2}^2} = \frac{5{,}29 \cdot \mathrm{kg} \cdot \mathrm{mm}^2 + 9\,972{,}11 \cdot \mathrm{kg} \cdot \mathrm{mm}^2}{63^2} = 2{,}51 \cdot \mathrm{kg} \cdot \mathrm{mm}^2 \tag{12}$$

Tento ekvivalentní moment připočítáme k následujícím.

$$J_{eq2} = \frac{J_{eq1} + J_9 + J_8 + J_7 + J_6 + J_5 + J_4 + J_3}{i_{p1}^2} =$$

$$= \frac{2{,}51 + 1 + 97 + 1318 + 2{,}85 + 4{,}81 + 44{,}69 + 130}{100^2} = 0{,}16 \cdot \mathrm{kg} \cdot \mathrm{mm}^2 \tag{13}$$

Jak vidíme, komponenty za převodovkou nemají na motor tak velký vliv oproti vlastnímu momentu setrvačnosti motoru a převodovky.

$$J_{tot} = J_{eq2} + J_2 + J_1 = 0{,}16 + 25 + 26 = 51{,}16 \cdot \mathrm{kg} \cdot \mathrm{mm}^2$$
$$J_{tot} = 51{,}16 \cdot 10^{-6} \cdot \ \mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^2 \tag{14}$$

Ze získaného momentu setrvačnosti a známého maximálního rozběhového momentu můžeme postupně odhadnout dobu rozběhu motoru t_{roz}.

Nejdříve dosadíme do vztahu (6) a získáme úhlové zrychlení hřídele motoru v rad s^{-2}.

$$M_{rozm} = J_{tot} \cdot \alpha_m \tag{15}$$

$$\alpha_m = \frac{M_{rozm}}{J_{tot}} = \frac{0{,}4\ Nm}{51{,}16 \cdot 10^{-6}\ \mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^2} = 7\,818{,}58\ {}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2} \tag{16}$$

Dalším krokem je zjistit úhlovou rychlost z jmenovitých otáček motoru, na kterou se motor snaží roztočit a poté se získaným zrychlením čas rozběhu. Otáčky převedeme na s^{-1}.

$$\omega_{nm} = 2 \cdot \pi \cdot n_{nm} = 2 \cdot 3{,}14 \cdot \frac{3000}{60} \cdot \mathrm{s}^{-1} = 314{,}15\ {}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}} \tag{17}$$

$$\alpha \cdot t = \omega \tag{18}$$

$$t_{roz} = \frac{\omega_{nm}}{\alpha_m} = \frac{314{,}15\ \mathrm{rad} \cdot \mathrm{s}^2}{7\,818{,}58\ \mathrm{rad} \cdot \mathrm{s}} = 0{,}04\ \mathrm{s} \tag{19}$$

Vidíme, že čas rozběhu motoru bude v řádu desítek milisekund, zanedbali jsme tření v systému, které by ovšem mělo být relativně malé, hřídelová průchodka zajišťuje prakticky nulové tření a jediné významné tedy vzniká uvnitř převodovek. Zpětně teď můžeme určit jaké zrychlení bude působit na ručičky měřáku,

$$n_2 = \frac{n_{nm}}{i_{p1}} = \frac{3000 \cdot \mathrm{min}^{-1}}{100} = 30 \cdot \mathrm{min}^{-1} \tag{20}$$

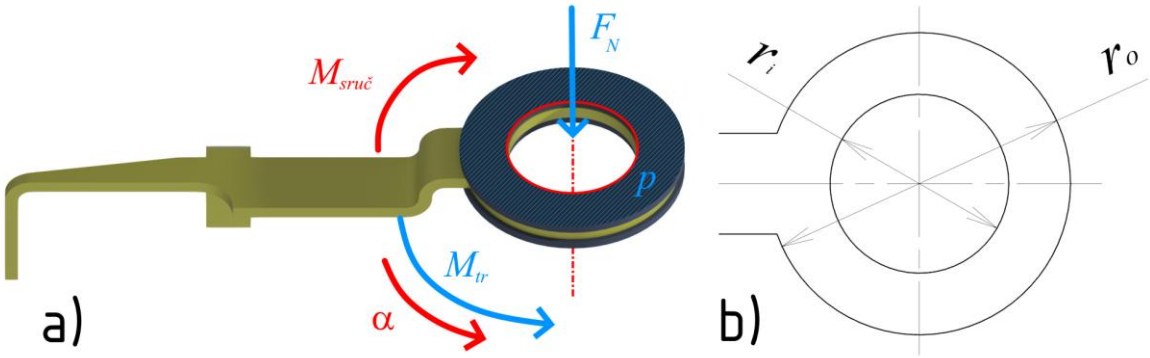
kde n_2 jsou otáčky komponent za první převodovkou, a i_{p1} je její převodový poměr. Upravíme (18) a dosadíme do vztahu (n_2 převedeme na s^{-1}).

$$\alpha_2 = \frac{\omega_2}{t_{roz}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{t_{roz}} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 30 \cdot \mathrm{s}^{-1}}{0{,}04 \cdot \mathrm{s} \cdot 60} = 78{,}53\ {}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}^2} \tag{21}$$

Dále opět využijeme rovnice (6) pro výpočet,

$$M_{sruč} = J_{ruč} \cdot \alpha_2 = 3{,}59 \cdot 10^{-6} \cdot \mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^2 \cdot 78{,}53 \cdot \mathrm{s}^{-2} = 2{,}82 \cdot 10^{-4}\ \cdot \mathrm{Nm} \tag{22}$$

kde $M_{sruč}$ je moment, který se snaží zachovat ručičku v klidu v Nm a $J_{ruč}$ je její moment setrvačnosti, který jsme získali z jejího modelu z programu Autodesk Inventor.



Obrázek 5-14 Ručičky stupnice; a) Síly a momenty působící na ručičku; b) rozměry ručičky

Odvodili jsme si vztah pro výpočet třecího momentu M_{tr} působícího na ručičky při normálové síle F_N, vyvolané přitažením horní maticí. Odvození proběhlo v příloze a je součástí této práce (příloha 2). Tento moment se musí rovnat, nebo být větší, než je $M_{sruč}$, abychom třením udrželi ručičku na stejném místě vůči stupnici, která se bude roztáčet. Pro přehlednost jsou momenty a síly se kterými počítáme vyobrazeny na Obrázek 5-14:

$$M_{tr} = \frac{4}{3} \cdot f \cdot F_N \cdot \frac{(r_o^3 - r_i^3)}{(r_o^2 - r_i^2)} \tag{23}$$

kde M_{tr} se udává v Nm, normálová síla F_n v N, f je součinitel tření mezi nerezovou ručičkou a PTFE podložkou a je bezrozměrný, a r_o a r_i jsou vnější a vnitřní průměr základny ručičky (viz Obrázek 5-14b) a udává se v metrech. Z tohoto výrazu vyjádříme a za M_{tr} dosadíme $M_{sruč}$ a získáme normálovou sílu.

$$F_N = \frac{3 \cdot M_{sruč} \cdot (r_o^2 - r_i^2)}{4 \cdot f \cdot (r_o^3 - r_i^3)} = \frac{3 \cdot 2{,}82 \cdot 10^{-4} \cdot \mathrm{Nm} \cdot (0{,}012^2 \cdot \mathrm{m} - 0{,}00071^2 \cdot \mathrm{m})}{4 \cdot 0{,}1 \cdot (0{,}012^3 \cdot \mathrm{m} - 0{,}00071^3 \cdot \mathrm{m})} =$$

$$= 0{,}14\ \mathrm{N} \tag{24}$$

S jistotou můžeme říct, že při ručním dotažení budeme působit na ručičky dostatečnou silou pro zamezení jejich protáčení při rozběhu či změně směru otáčení.

Tepelná roztažnost

Jelikož je naprostá většina komponent, navržených v tomto konstrukčním řešení, vyrobena z oceli 304L, nebo 302, jejichž hodnoty koeficientu tepelné roztažnosti (CTE) se významně neliší, obzvláště v rozměrech, ve kterých se konstruované součásti pohybují, můžeme předpokládat, že nebudou vznikat velká pnutí mezi komponenty. Jediný materiál s výrazně rozdílným CTE jsou PTFE podložky. Při jejich funkci a rozměrech tento rozdíl nebude problémem, pokud jejich vnitřní průměr bude o dvě desetiny mm větší, než je průměr závitu.

6 DISKUZE

V rámci této práce byl proveden návrh modifikace vakuového testeru ložisek. Úprava umožňuje na původní konstrukci upevnit konkrétní převodovku, kterou je třeba testovat pro použití v kosmu. Provedena byla rešerše využití tohoto typu převodovek, problematiky testování komponent určených pro tento průmysl, jaké efekty má prostředí kosmu a jak se simulují při testech. Informace získané během rešerše byly klíčové při koncepci požadovaných funkcí testeru.

Dále byly pro dva hlavní mechanismy testeru koncipovány varianty jejich řešení. Prvním mechanismem je kontrola rozběhového momentu převodovky za snížené teploty, která je požadovaným výstupem testování, které má tester umožnit. Druhým mechanismem je zajištění možnosti zrychleného testování životnosti maziva v převodovce cyklickým zatěžováním. Pro oba problémy bylo stanoveno několik konceptů, prozkoumány byly varianty komerčně dostupné, varianty, kde se dostupné produkty adaptovaly pro účely tohoto zařízení, i když nebyly pro tuto aplikaci zamýšleny, ale i kompletně vlastní konstrukční řešení. Zhodnoceny byly koncepty v rámci jejich vhodnosti pro pracovní prostředí vakua a teplotních extrémů, jejich ekonomičnosti, a u vlastních návrhů jejich komplexnosti a proveditelnosti.

Z vypsaných konceptů byly následně vybrány dva nejvhodnější, které byly převedeny do konstrukčního řešení. Oba zvolené koncepty zahrnovali vlastní konstrukci. Zřetel byl brán na proveditelnost v reálném světe a využívání standardizovaných součástí kde to bylo možné.

Nejsložitějším komponentem pro konstrukci bylo zařízení pro měření kroutícího momentu. Jeho nevýhodou oproti digitálním řešením stále zůstává absence možnosti měření kontinuálně během testování. Nutnost fixace při počátku testu životnosti a manuálního nulování naměřené hodnoty je také nevýhodou. Kde se ovšem tato varianta vyjímá je její dostupnost, bylo možné celý mechanismus sestrojit za použití minima součástí, které by byly potřeba vyrobit na míru a v případě že tomu tak bylo, byly navrženy tak, aby jejich výroba byla cenově dostupná. Valná většina komponent je vyrobena z nerezové oceli 304L, některé kupované součásti jsou z nerezové oceli 302, toto zajišťuje kompatibilitu součástí, co se týče tepelné roztažnosti. Pro zajištění korektní funkce bude muset proběhnout kalibrační měření použitých pružin a v ideálním případě tomu tak bude u většího počtu, ze kterého se vyberou dvě s nejpodobnější tuhostí, jelikož výrobce uvádí toleranci momentu síly +/-10 %.

Úprava zařízení pro převodovky je velmi přínosné díky stále většímu vyžití cykloidních převodovek ve vesmírných aplikacích a případné prokázání vhodnosti této převodovky by mohlo otevřít nové možnosti pro jejího výrobce, či pro jiné projekty.

7 ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se svým charakterem pohybuje ve velmi extrémním prostředí kosmických zařízení. Vysoké vakuum a extrémní teplotní výkyvy přítomné v tomto prostředí vytváří nutnost navrhnuté nové geometrie, komponenty a mechanismy otestovat, zda jsou schopné dlouhodobě fungovat v takových podmínkách.

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout konstrukční úpravu vakuového testeru ložisek pro testování konkrétní, cykloidní, převodovky. Ke splnění cíle byl proveden výzkum z pramenů relevantních v oblasti použití cykloidních převodovek, prozkoumáno bylo, jak probíhá testování pro kosmické aplikace a z nabytých informací byly následně představeny návrhy funkce testovacího zařízení.

Z návrhů byly vybrány varianty, jejichž konstrukce a funkce byla detailně popsána v konstrukčním návrhu, dále bylo zajištěno propojení jednotlivých komponent a vytvořen byl 3D model celého zařízení a všech jeho komponent, požadovaný výkres sestavení je součástí této práce.

Při realizaci modifikace by bylo třeba provést kontrolu původního zařízení, aby se ověřila identita reálných součástí a původního 3D modelu, ze kterého vycházela tvorba nového. V další práci by také bylo značným zlepšením prozkoumání varianty vlastního optického snímače kroutícího momentu, jelikož se jedná ovšem o mnohem komplexnější, citlivější a dražší zařízení, pro tuto práci byla zvolena analogová varianta, která je relativně nenáchylná na vnější vlivy.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] *Space Tribology Handbook*. 5th edition (v2). European Space Agency. 2013.

[2] MAKČIĆ, Tihomir; MARJANOVIĆ, Nenad; TICA, Milan; TROHA, Sanjin; MULTINOVIĆ, Miroslav et al. Analysis of Power Losses in Constrained Cycloid Drive. *DOAJ*. 2023, roč. 30, č. 4, s. 1104-1111. ISSN 13303651. Dostupné také z: https://doaj.org/article/04562911e7df4838855ff5ddf5c859a9.

[3] FARRELL, Logan C.; HOLLEY, James; BLUETHMANN, William a O'MALLEY, Marcia K. Cycloidal Geartrain In-Use Efficiency Study. In: *Proceedings of the ASME 2018 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Quebec City: American Society of Mechanical Engineers, 2018, -. ISBN 978-0-7918-5181-4. Dostupné z: https://doi.org/10.1115/DETC2018-85275.

[4] MALHOTRA, S.K a PARAMESWARAN, M.A. Analysis of a cycloid speed reducer. Online. *Mechanism and Machine Theory*. 1983, roč. 18, č. 6, s. 491-499. ISSN 0094114X. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/0094-114X(83)90066-6. [cit. 2025-05-03].

[5] FRIEDL-VALLON, F.; DANNENBERG, K.; RAIZONVILLE, P.; VARGAS, A.; KARAFOLAS, Nikos et al. Stratospheric balloons: low-cost platforms for science and technology development. Online. In: *International Conference on Space Optics — ICSO 2018*. SPIE, 2019, s. 2714-2721. ISBN 9781510630772. Dostupné z: https://doi.org/10.1117/12.2536190. [cit. 2025-05-06].

[6] ZAUNER-WIECZOREK, Marcel; CURTIUS, Joachim a KÜRTEN, Andreas. The ion–ion recombination coefficient α: comparison of temperature- and pressure-dependent parameterisations for the troposphere and stratosphere. Online. *Atmospheric Chemistry and Physics*. 2022, roč. 22, č. 18, s. 12443-12465. ISSN 1680-7324. Dostupné z: https://doi.org/10.5194/acp-22-12443-2022. [cit. 2025-05-06].

[7] LABITZKE, Karin G. a VAN LOON, Harry. *The Stratosphere*. Online. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1999. ISBN 978-3-642-63637-0. Dostupné z: https://doi.org/10.1007/978-3-642-58541-8. [cit. 2025-05-04].

[8] CHAMPION, K.S.W.; COLE, A.E.; KANTOR, A.J. a JURSA, Adolph S. Standard and Reference Atmospheres. Online. In: *Handbook of geophysics and the space environment*. 4th edition. 1985, s. 493-535. Dostupné z: https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/ADA167000.pdf. [cit. 2025-05-18].

[9] PLANTE, Jeannette a LEE, Brandon. *Environmental Conditions for Space Flight Hardware: A Survey*. Online. 2005. Dostupné z: https://ntrs.nasa.gov/citations/20060013394. [cit. 2025-05-06].

[10] YATES, J.M.; SPANBAUER, B.W. a BLACK, J.T. Geostationary orbit development and evaluation for space situational awareness. Online. *Acta Astronautica*. 2012, roč. 81, č. 1, s. 256-272. ISSN 00945765. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.actaastro.2012.05.011. [cit. 2025-05-08].

[11] TOMPKINS, Stephen S. Effects of thermal cycling on composite materials for space structures. Online. NASA. 1989, article 19890014181. Dostupné z: NASA Technical Reports Server (NTRS), https://ntrs.nasa.gov/citations/19890014181. [cit. 2025-05-09].

[12] JAMES, Bonnie F.; NORTON, O. W. a ALEXANDER, Margaret B. *The natural space environment: Effects on spacecraft*. Online. 1994. Dostupné z: https://ntrs.nasa.gov/citations/19950019455. [cit. 2025-05-05].

[13] FUSARO, Robert L. a KHONSARI, Michael M. Liquid lubrication for space applications. Online. NASA. 1992, article 1992022596. Dostupné z: NASA Technical Reports Server (NTRS), https://ntrs.nasa.gov/citations/19920022596. [cit. 2025-05-03].

[14] EUROPEAN COOPERATION FOR SPACE STANDARDIZATION. ECSS-Q-ST-70-02C, *Space product assurance: Thermal vacuum outgassing test for the screening of space materials*. Online. Noordwijk: ESA Requirements and Standards Division, 2008. Dostupné z: https://ecss.nl/wp-content/uploads/standards/ecss-q/ECSS-Q-ST-70-02C15November2008.pdf. [cit. 2025-05-18].

[15] EUROPEAN COOPERATION FOR SPACE STANDARDIZATION. ECSS-E-ST-33-01C, *Space engineering: Mechanisms*. Online. Rev.2. Noordwijk: ESA Requirements and Standards Division, 2019. Dostupné z: https://ecss.nl/wp-content/uploads/2019/05/ECSS-E-ST-33-01C-Rev.2(1March2019).pdf. [cit. 2025-05-18].

[16] RICH, F.J.; BASU, Su. a JURSA, Adolph S. Ionospheris Physics. Online. In: AIR FORCE GEOPHYSICS LAB HANSCOM AFB MA. *Handbook of geophysics and the space environment*. 4th edition. 1985, s. 296-309. Dostupné z: https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/ADA167000.pdf. [cit. 2025-05-13].

[17] GOOD, R.E.; PHILBRICK, C.R.; SWIDER, W. a JURSA, Adolph S. Atmospheric Composition. Online. In: AIR FORCE GEOPHYSICS LAB HANSCOM AFB MA. *Handbook of geophysics and the space environment*. 4th edition. 1985, s. 836-902. Dostupné z: https://apps.dtic.mil/sti/citations/ADA167000. [cit. 2025-05-13].

[18] DE GROH, Henry C.; PULEO, Bernadette J.; WATERS, Deborah L. a MILLER, Sharon K. Antiadhesion elastomer seal coatings for UV and atomic oxygen protection. Online. *Journal of Applied Polymer Science*. 2015, roč. 132, č. 11. ISSN 0021-8995. Dostupné z: https://doi.org/10.1002/app.41662. [cit. 2025-05-06].

[19] DEGROH, Henry C., III; DANIELS, Christopher C.; DEVER, Joyce A.; MILLER, Sharon K.; WATERS, Deborah L. et al. *Space Environment Effects on Silicone Seal Materials*. Online. 2010. 2010. Dostupné z: https://ntrs.nasa.gov/citations/20100029591. [cit. 2025-05-06].

[20] JONES, William R., Jr. a JANSEN, Mark J. Space Tribology. Online. NASA. 2000, article 20000057374. Dostupné z: NASA Technical Reports Server (NTRS), https://ntrs.nasa.gov/citations/20000057374. [cit. 2025-05-09].

[21] JONES, W R a JANSEN, M J. Tribology for space applications. Online. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2008, roč. 222, č. 8, s. 997-1004. ISSN 1350-6501. Dostupné z: https://doi.org/10.1243/13506501JET305. [cit. 2025-05-12].

[22] PLIS, Elena A.; ENGELHART, Daniel P.; COOPER, Russell; JOHNSTON, W. Robert; FERGUSON, Dale et al. Review of Radiation-Induced Effects in Polyimide. Online. *Applied Sciences*. 2019, roč. 9, č. 10. ISSN 2076-3417. Dostupné z: https://doi.org/10.3390/app9101999. [cit. 2025-05-07].

[23] JOHNSON, Robert H.; MONTIERTH, Lisa D.; DENNISON, J. R.; DYER, James S. a LINDSTROM, Ethan R. Small-Scale Simulation Chamber for Space Environment Survivability Testing. Online. *IEEE Transactions on Plasma Science*. 2013, roč. 41, č. 12, s. 3453-3458. ISSN 0093-3813. Dostupné z: https://doi.org/10.1109/TPS.2013.2281399. [cit. 2025-05-09].

[24] LEVINE, Arlene S. LDEF: 69 Months in Space. First Post-Retrieval Symposium, part 1. Online. NASA. 1992. Dostupné z: NASA Technical Reports Server (NTRS), https://ntrs.nasa.gov/citations/19920014037. [cit. 2025-05-09].

[25] URI, John J. *35 Years Ago: STS-32 Returns the Long Duration Exposure Facility*. Online. NASA. 2025. Dostupné z: https://www.nasa.gov/centers-and-facilities/johnson/35-years-ago-sts-32-returns-the-long-duration-exposure-facility/. [cit. 2025-05-09].

[26] JONES, Harry W. The Recent Large Reduction in Space Launch Cost. Online. NASA. 2018. Dostupné z: NASA Technical Reports Server (NTRS), https://ntrs.nasa.gov/citations/20200001093. [cit. 2025-05-09].

[27] GREENE, Robert F., Jr. LDEF Thermal Measurements System (P0003). Online. NASA. *The Long Duration Exposure Facility (LDEF): Mission 1 Experiments*. 1984, s. 88-90. Dostupné z: https://babel.hathitrust.org/cgi/pt?id=uiug.30112104414005&seq=88&view=1up. [cit. 2025-05-19].

[28] JAYARAM, Sanjay a GONZALEZ, Eliu. Design and construction of a low-cost economical thermal vacuum chamber for spacecraft environmental testing. Online. *Journal of Engineering, Design and Technology*. 2011, roč. 9, č. 1, s. 47-62. ISSN 1726-0531. Dostupné z: https://doi.org/10.1108/17260531111121468. [cit. 2025-05-12].

[29] *Hysteresis Brakes and Couplings*. Online. MOBAC GMBH-KIEL. Mobac. Dostupné z: https://mobac.de/wp-content/uploads/2025/01/mobac-permanentbremsen.pdf. [cit. 2025-05-14].

[30] MOBAC GMBH-KIEL. *Permanently excited hysteresis brakes*. Online. MOBAC GMBH-KIEL. Mobac. Dostupné z: https://mobac.de/produkte/hysteresebremsen-und-hysteresekupplungen/permanenterregte-hysteresebremsen/. [cit. 2025-05-14].

[31] FUTEK ADVANCED SENSOR TECHNOLOGY, INC. *Torque Rotary Sensors*. Online. Shaft to Shaft Rotary Torque Torsion Sensor. Dostupné z: https://www.futek.com/store/torque-sensors/shaft-to-shaft-rotary-torque-sensors. [cit. 2025-05-18].

[32] RENISHAW. *RESOLUTE™ UHV absolute optical encoder system*. Online. 2024. Dostupné také z: https://www.renishaw.com/en/resolute-absolute-encoder-downloads--37856.

[33] MICROE SYSTEMS. *Mercury II™ 6000V Series: High Performance Encoders with Digital Output*. Online. 2014. Dostupné také z: https://go.celeramotion.com/l/475082/2019-08-13/733m1/475082/89950/Data_Sheet_Mercury_II_6000V.pdf?utm_source=Pardot&utm_medium=downloads_optical_encoders&utm_content=Mercury_Series_MII6000V_Datasheet&utm_campaign=Mercury_Encoder_Series.

[34] FUTEK ADVANCED SENSOR TECHNOLOGY, INC. *Miniature S-Beam Jr.® Load Cell 2.0*. Online. FUTEK. Dostupné z: https://www.futek.com/store/load-cells/s-beam-load-cells/miniature-s-beam-LSB201/QSH02168. [cit. 2025-05-15].

[35] SPINEA. *Size: TS-50-M*. Online. SPINEA. Spinea. Dostupné z: https://www.spineatools.com/Spinea/SpineaConfiguratorSP/GetSpineaInfo?Size=TS-50-M&ReductionRatio=63&Mode=Direct&ReducerType=M%20Series&MaxAccelerationDeclarationTorque=36. [cit. 2025-05-03].

[36] *Dimensional Drawings*. Online. In: KURT J. LESKER COMPANY. KJLC Standard, Solid Shaft Ferro-Magnetic Fluid Rotary Feedthroughs. Dostupné z: https://www.lesker.com/newweb/sample_manipulation/solid-shaft-ferro-magnetic-fluid-rotary-feedthroughs.cfm. [cit. 2025-05-15].

[37] SODEMANN-PRUŽINY.CZ. *T054-180-312L(R)*. Online. Dostupné z: https://www.sodemann-pruziny.cz/t054-180-312l. [cit. 2025-05-15].

[38] NASA. *Outgassing Data Introduction*. Online. NASA. Outgassing Data for Selecting Spacecraft Materials. Dostupné z: https://outgassing.nasa.gov/outgassing-data-table?. [cit. 2025-05-17].

[39] LOCTITE. *LOCTITE® 680™: Technical Data Sheet*. Online. 2016. Dostupné z: https://datasheets.tdx.henkel.com/LOCTITE-680-en_GL.pdf. [cit. 2025-05-17].

[40] AGST DRAHT & BIEGETECHNIK GMBH. *Data sheet DIN EN 10088-3: Grade AISI 304L / EN 1.4307*. Online. Dostupné z: https://agst-steel.de/AISI/AISI_304L_1.4307.pdf. [cit. 2025-05-21].

[41] SPINEA. *M Series*. Online. Dostupné z: https://www.spinea.com/en/products/twinspin/m-series. [cit. 2025-05-22].

[42] B&R. *8LVA23.B1030D000-0*. Online. Dostupné z: https://www.br-automation.com/cs/produkty/motion-control/8lva-synchronous-motors/standard-motors-available-at-short-notice/8lva23b1030d000-0/. [cit. 2025-05-21].

[43] B&R. *8GP60-070hh100klmm*. Online. Dostupné z: https://www.br-automation.com/cs/produkty/motion-control/8g-premium-planetary-gearboxes/planetary-gearboxes-with-output-shaft-8gp/8gp60-070hh100klmm/. [cit. 2025-05-21].

[44] MAYR GMBH. *Metal bellows coupling for Servo drives Machine tools Packaging machines Printing machines: ROBA®-DX*. Online. Mayr®. Dostupné z: https://groneman.nl/wp-content/uploads/2020/08/ROBA-DX-k_931_v06_gb_19_08_2005.pdf. [cit. 2025-05-21].

[45] MAYR GMBH. *Smartflex®: Reliable, flexible and permanently backlash-free metal bellows coupling*. Online. Mayr®. Dostupné z: https://www.mayr.com/en/products/shaft-couplings/smartflex~487. [cit. 2025-05-21].

[46] REES, Paul C. T; BAKER, Ian P; THOMSON, David A; CATTERALL, Dean; COLEMAN, *Martin et al. Development of a lightweight camera for high altitude platform systems.* Online. *Optical engineering*. 2020, vol. 59, no. 10, s. 105104-105104. ISSN 0091-3286. Dostupné z: https://doi.org/10.1117/1.OE.59.10.105104. [cit. 2025-05-22].

[47] KAIROSPACE.CO. *22mm Camera*. Online. *Satsearch*. Dostupné z: https://satsearch.co/products/kairospace-22mm-camera. [cit. 2025-05-22].

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

AO	atomární kyslík
CVCM	shromážděný zkondenzovaný těkavý materiál
ECB	vířivá brzda
ECSS	Evropská kooperace pro vesmírnou standardizaci
EUV	extrémní ultrafialové záření
GEO	geostacionární oběžná dráha Země
ISS	Mezinárodní vesmírná stanice
LEO	nízká oběžná dráha Země
MoS_2	sulfid molybdenčitý
NASA	Národní úřad pro letectví a kosmonautiku
O_2	molekulární kyslík
PTFE	polytetrafluoretylen
SINDA	systém pro pokročilou numerickou analýzu
TML	celková hmotnostní ztráta
TRASYS	systém analýzy teplotního záření
UV	ultrafialové

F_N	[N]	normálová síla na základnu ručičky
M_{alw}	[Nm]	dovolený rozběhový moment
M_{nm}	[Nm]	jmenovitý moment motoru
M_{maxm}	[Nm]	maximální moment motoru

M_{np}	[Nm]	jmenovitý moment převodovky
M_{maxp}	[Nm]	maximální moment převodovky
M_{nsf}	[Nm]	jmenovitý moment spojky smartflex
M_{rozm}	[Nm]	rozběhový moment motoru
$M_{sruč}$	[Nm]	setrvačný moment ručičky
M_{in}	[Nm]	vstupní moment před převodovkou
M_{pmax}	[Nm]	maximální moment převodovky
M_{out}	[Nm]	výstupní moment za převodovkou
M_{tr}	[Nm]	moment způsobený třením
J_m	[kg cm^2]	moment setrvačnosti motoru
J_p	[kg cm^2]	moment setrvačnosti převodovky
$J_{ruč}$	[kg mm^2]	moment setrvačnosti ručičky
J_{eq}	[kg mm^2]	ekvivalentní moment setrvačnosti
J_{eq1}	[kg cm^2]	ekvivalentní moment setrvačnosti před převodovkou motoru
J_{eq2}	[kg cm^2]	ekvivalentní moment setrvačnosti - testovaná převodovka
J_t	[kg mm^2]	cílený moment setrvačnosti
J_{tot}	[kg mm^2]	celkový moment setrvačnosti
J_1	[kg mm^2]	moment setrvačnosti motoru
J_2	[kg mm^2]	moment setrvačnosti převodovky
J_3	[kg mm^2]	moment setrvačnosti spojky DX
J_4	[kg mm^2]	moment setrvačnosti hnacího hřídele
J_5	[kg mm^2]	moment setrvačnosti šroubů na hnacím hřídeli
J_6	[kg mm^2]	moment setrvačnosti izolace hnacího hřídele

J_7	[kg mm^2]	moment setrvačnosti sestavy měřáku
J_8	[kg mm^2]	moment setrvačnosti spojky smartflex
J_9	[kg mm^2]	moment setrvačnosti testované převodovky
J_{10}	[kg mm^2]	moment setrvačnosti setrvačníku
$J11$	[kg mm^2]	moment setrvačnosti šroubů setrvačníku
d_{300}	[mm]	průměr hysterezní brzdy, typ 300
d_{929}	[mm]	průměr hysterezní brzdy, typ 929
d_p	[mm]	průměr hřídele testované převodovky
d_{dp}	[mm]	průměr drátu pružiny
d_{ep}	[mm]	vnější průměr pružiny
d_{hn}	[mm]	průměr válcového konce hnaného kotouče
d_{dpmax}	[mm]	maximální průměr trnu
f	[-]	součinitel tření nerezová ocel / PTFE
h'_s	[mm]	návrhová výška setrvačníku
i_{p1}	[-]	převodový poměr převodovky motoru
i_{p2}	[-]	převodový poměr testované převodovky
l_{rp}	[mm]	délka ramene pružiny
m_{300}	[kg]	hmotnost hysterezní brzdy, typ 300
m_{929}	[kg]	hmotnost hysterezní brzdy, typ 929
mm	[kg]	hmotnost motoru
m_{p1}	[kg]	hmotnost převodovky
m_s	[kg]	hmotnost setrvačníku
m'_s	[kg]	návrhová hmotnost setrvačníku

n_2	[min-1]	otáčky za převodovkou motoru
n_{nm}	[min-1]	jmenovité otáčky motoru
p_p	[μm]	rozteč drážek prstence Renishaw
r_i	[mm]	vnitřní poloměr základny ručičky
r_o	[mm]	vnější poloměr základny ručičky
r'_s	[mm]	návrhový poloměr setrvačníku
t_{dp}	[°C]	dovolená provozní teplota pružiny
t_{roz}	[s]	doba rozběhu motoru
α_2	[rad s^2]	úhlové zrychlení za převodovkou motoru
α_{in}	[rad s^2]	vstupní úhlové zrychlení
α_m	[rad s^2]	úhlové zrychlení motoru
α_{out}	[rad s^2]	výstupní úhlové zrychlení
α_p	[°]	maximální natočení pružiny
ρ_s	[kg m-3]	hustota materiálu setrvačníku
ω_2	[rad s-1]	úhlová rychlost za převodovkou motoru
ω_{nm}	[rad s-1]	jmenovitá úhlová rychlost motoru

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

10.1 Seznam obrázků

Obrázek 2-1 Rozstřel hlavních komponent cykloidní převodovky (upraveno z [1]) 16

Obrázek 2-2 Čelní pohled na hlavní komponenty cykloidní převodovky (upraveno z [1]) 16

Obrázek 2-3 Teplotní profil stratosféry a okolních vrstev atmosféry (upraveno z [8]) ... 17

Obrázek 2-4 Závislost atmosférického tlaku na výšce nad povrchem Země (upraveno z [1]) 18

Obrázek 2-5 Simulovaná teplotní analýza kompozitní tyče na orbitě ve výšce 500 km nad povrchem s poměrem absorbance/emisivity = 0,3/0,2 – pomocí modelů TRASYS a SINDA (upraveno z [11]) 19

Obrázek 2-6 Hustota volných elektronů v atmosféře v závislosti na denním a solárním cyklu (upraveno z [12]) 21

Obrázek 2-7 Pohyb částic vlivem magnetického pole Země (upraveno z [12]) 22

Obrázek 2-8 Schéma funkce "Ball-onPlate" tribometru (upraveno z [20])..... 24

Obrázek 2-9 Schéma tribometru "Pin-on-Disk" (upraveno z [20])..... 24

Obrázek 2-10 Schéma funkce čtyř kuličkového tribometru (upraveno z [20]) 25

Obrázek 2-11 Vizuál konstrukce LDEF a rozmístění systému tepelného managementu – THERM (upraveno z [27])..... 27

Obrázek 4-1 Koncept třecího brždění převodovky; a) varianta bubnové brzdy; b) varianta kotoučové brzdy..... 30

Obrázek 4-2 Princip konstrukce ECB; a) stavba statoru; b) uložení rotoru mezi statory. 31

Obrázek 4-3 Přípevnění hysterezní brzdy k rámu 31

Obrázek 4-4 Konstrukce ráčnového mechanismu – řez..... 32

Obrázek 4-5 Konstrukce ráčnového mechanismu – pohled shora..... 32

Obrázek 4-6 Pruřez setrvačníkem..... 33

Obrázek 4-7 Upevnění rotačního snímače v kleci..... 36

Obrázek 4-8 Konstrukce optického senzoru; a) princip zkrutu hřídele; b) uspořádání v kleci testeru..... 37

Obrázek 4-9 Měření síly na rameni, uspořádání komponent v kleci testeru 38

Obrázek 4-10 Koncepce analogového měřáku – boční pohled 39

Obrázek 4-11 Koncepce analogového měřáku – pohled shora 40

Obrázek 5-1 Hnací kotouč 42

Obrázek 5-2 Připojovací rozměry hnacího hřídele 43

Obrázek 5-3 Sestavení mechanismu: 1 – Hnací kotouč (zelený); 2 – Hnaný kotouč (transparentní); 3 – Rameno hnací kotouč; 4 – Zarážka šroub červený; 5 – Doraz; 6 – Zarážka šroub modrý; 7 – Rameno hnaný kotouč 44

Obrázek 5-4 Poloviční řez hnaným kotoučem 45

Obrázek 5-5 Stupnice upnutá ke hnanému kotouči se zaznamenanými hodnotami 45

Obrázek 5-6 Průřez stupnicí a zvětšený pohled na mechanismus zaznamenávání hodnot ručičkami 46

Obrázek 5-7 Fixace měřáku 47

Obrázek 5-8 Schéma typického kamerového systému pro vesmírné aplikace 48

Obrázek 5-9 Výsledná geometrie setrvačníku 49

Obrázek 5-10 Připevnění klece k přírubě 50

Obrázek 5-11 Připevnění převodovky a její příruby ke kleci 50

Obrázek 5-12 Konfigurace pohonu 51

Obrázek 5-13 Vlnovcová spojka smartflex® pro spojení převodovky s měřákem 52

Obrázek 5-14 Ručičky stupnice; a) Síly a momenty působící na ručičku; b) rozměry ručičky 55

10.2 Seznam grafů

Graf 5-1 Závislost výšky a poloměru setrvačníku podle rovnice (4) 49

11 SEZNAM TABULEK

Tabulka 2-1 Doporučené maximální hodnoty TML a CVCM 20
Tabulka 4-1 Porovnání vlastností jednotlivých konceptů 35
Tabulka 4-2 Shrnutí vlastností jednotlivých konceptů měření momentu 41
Tabulka 5-1 Parametry pružiny Sodemann T054-180-312L a T054-180-312R 43
Tabulka 5-2 Základní parametry pohonné jednotky 51
Tabulka 5-3 Hodnoty momentů setrvačnosti jednotlivých komponent 53

12 SEZNAM PŘÍLOH

ČÍSLO VÝKRESU	NÁZEV
1. 0-2025-BP-000	Tester převodovky
2. Dodatečné výpočty	