



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

EXPERIMENTÁLNÍ ZAŘÍZENÍ PRO TESTOVÁNÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ V KOSMICKÝCH APLIKACÍCH

EXPERIMENTAL APPARATUS FOR TESTING GEAR TRANSMISSIONS IN SPACE APPLICATIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tadeáš Volf

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Košťál, Ph.D.

BRNO 2026

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Tadeáš Volf**
Studijní program: Konstrukční inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. David Košťál, Ph.D.**
Akademický rok: 2025/26

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

Experimentální zařízení pro testování ozubených převodů v kosmických aplikacích

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Čelní ozubená kola na satelitech na oběžné dráze musí pracovat bezporuchově po dobu delší než 10 let v nepříznivém kosmickém prostředí. Životnost dnešních ozubených kol v kosmickém prostředí limituje životnost maziva. Na rozdíl od pozemních aplikací je selhání maziva velmi brzy doprovázeno nárůstem tření a zadřením ozubení. Správná volba materiálů kol a maziva tak může být klíčová pro správné fungování mechanismu. Všechny volby materiálů a maziv ozubených kol se musí před startem otestovat na zemi v relevantních podmínkách a ověřit, jestli je předpokládané chování pravdivé.

Typ práce: vývojová–konstrukční
Výstup práce: aplikovaný výsledek (Gfunk)
Projekt: TAČR

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je konstrukce experimentálního zařízení pro testování maziv a materiálů ozubených převodů v podmínkách simulujících vesmírné prostředí. Zařízení bude navrženo za účelem životnostního testování materiálů a maziv vůči určitému stavu porušení ozubených převodů v podmínkách odpovídajících reálným vesmírným aplikacím z pohledu teplot a tlaku.

Dílčí cíle diplomové práce:

- přehled materiálů a maziv pro danou aplikaci,
- přehled využívaných testovacích metod a zařízení,
- konstrukční návrh testovacího zařízení, které bude kompatibilní s pohonným systémem a vakuovou komorou stávajícího testeru ložisek,
- konstrukční návrh systému pro měření zatížení (zátěžného momentu),
- tvorba 3D modelu zařízení včetně výkresové dokumentace pro výrobu a montáž,
- realizace výroby a montáže zařízení a ověření jeho funkce.

Požadované výstupy: průvodní zpráva.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

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

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

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2025/26

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem, realizací a experimentálním ověřením zařízení určeného pro testování materiálů a maziv ozubených převodů v podmínkách simulujících kosmické prostředí. Zařízení bylo navrženo s cílem umožnit životnostní testování ozubených soukolí při definovaném provozním zatížení, působení vakua a řízených teplotních podmínkách.

Cílem práce bylo stanovit provozní parametry a na jejich základě navrhnout, realizovat a ověřit funkci experimentálního zařízení. Vstupní parametry návrhu byly určeny pomocí systematické rešerše zaměřené na ozubené převody v kosmických aplikacích, jejich poruchové mechanismy, používané materiály, maziva a současné metody testování. Na základě definovaných požadavků bylo následně vytvořeno několik koncepčních variant, z nichž bylo pro další rozpracování vybráno řešení založené na uzavřeném testovacím okruhu typu „back-to-back“.

Zvolené řešení bylo rozpracováno v rámci předběžného a detailního návrhu. V této části byl sestaven matematický model, který sloužil k návrhu provozních parametrů a dimenzování klíčových konstrukčních uzlů. Na jeho základě byl vytvořen 3D model zařízení a výkresová dokumentace pro výrobu nenormalizovaných součástí. Výsledné zařízení bylo následně vyrobeno, smontováno, integrováno do stávajícího testeru ložisek a ověřeno pomocí dílčích zkoušek, atmosférických experimentů a vakuových validačních experimentů.

Přínosem práce je vytvoření funkčního experimentálního zařízení, které umožňuje testování ozubených soukolí v podmínkách blízkých vybraným parametrům kosmického prostředí z hlediska tlaku a teploty. Z pohledu technologické připravenosti zařízení odpovídá funkčnímu vzorku ověřenému v relevantním laboratorním prostředí, tedy přibližně úrovni TRL 5. Navržené zařízení představuje univerzální platformu pro experimentální výzkum materiálů, maziv a geometrií ozubených převodů v oblasti vesmírné tribologie.

KLÍČOVÁ SLOVA

ozubené převody, experimentální zařízení, uzavřený testovací okruh, back-to-back, vesmírná tribologie, kosmické prostředí, vakuum, maziva, životnostní testování

ABSTRACT

This master's thesis deals with the design, realization and experimental validation of a device intended for testing materials and lubricants of gear transmissions under conditions simulating the space environment. The device was designed to enable lifetime testing of gear pairs under defined operating load, vacuum conditions and controlled thermal conditions.

The aim of the thesis was to define the operating parameters and based on them, to design, manufacture and verify the function of the experimental device. The input design parameters were determined through a systematic review focused on gear transmissions in space applications, their failure mechanisms, commonly used materials and lubricants, and current testing methods. Based on the defined requirements, several conceptual variants were developed and evaluated. For further development, a solution based on a closed-loop back-to-back test rig was selected.

The selected solution was further developed within the preliminary and detailed design stages. In this part, a mathematical model was created to support the design of operating parameters and the dimensioning of key structural components. Based on this model, a 3D model of the device and manufacturing drawings for non-standard components were created. The resulting device was subsequently manufactured, assembled, integrated into the existing bearing tester and validated through partial functional tests, atmospheric experiments and vacuum validation experiments.

The main contribution of this thesis is the development of a functional experimental device that enables testing of gear pairs under conditions close to selected parameters of the space environment in terms of pressure and temperature. From the perspective of technology readiness, the device corresponds to a functional prototype validated in a relevant laboratory environment, approximately at TRL 5. The proposed device represents a versatile platform for experimental research on materials, lubricants and gear geometries in the field of space tribology.

KEYWORDS

gear transmissions, experimental device, closed-loop test rig, back-to-back, space tribology, space environment, vacuum, lubricants, life testing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VOLF, Tadeáš. *Experimentální zařízení pro testování ozubených převodů v kosmických aplikacích*. Online, diplomová práce. David KOŠŤÁL (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2026. [cit. 2026-03-21].

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Davidu Košťálovi, Ph.D., za jeho odborné vedení, cenné rady a podnětné připomínky, stejně jako za jeho vstřícný přístup a podporu při řešení práce.

Poděkování patří také mé rodině a mým blízkým, jejichž podpora pro mě byla během celého studia velmi důležitá.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou 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.

Při zpracování textové části práce byly využity nástroje generativní umělé inteligence, konkrétně jazykový model *ChatGPT* založený na architektuře *GPT-5.5 Thinking*, a to výhradně za účelem jazykové korektury a stylistických úprav. Odborný obsah práce, konstrukční řešení, výpočty, výsledky a závěry byly vytvořeny autorem práce.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	14
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	15
2.1	Rešeršní metody	15
2.2	Ozubené převody v kosmických aplikacích	18
2.2.1	Druhy ozubených převodů ve vesmíru	18
2.2.2	Konkrétní aplikace ozubení v kosmu a jejich parametry	20
2.2.3	Poruchy ozubených převodů v kosmu	23
2.3	Vliv vesmírného prostředí na funkci materiálů a maziv ozubených převodů	24
2.4	Materiály ozubených převodů v kosmických aplikacích	27
2.4.1	Oceli	28
2.4.2	Slitiny hliníku	28
2.4.3	Slitiny titanu	28
2.4.4	Syntetické materiály	29
2.5	Mazání ozubených převodů v kosmických aplikacích	29
2.5.1	Kapalná maziva	29
2.5.2	Tuhá maziva	31
2.6	Testování maziv a materiálů ozubených převodů	34
2.6.1	Otevřené testovací okruhy	35
2.6.2	Uzavřené testovací okruhy	36
2.6.3	Uzavřený testovací okruh FZG	37
2.6.4	Testovací okruhy pro simulaci vesmírného prostředí	44
2.7	Shrnutí hlavních zjištění	51
2.7.1	Ozubené převody v kosmických aplikacích	51
2.7.2	Testování maziv a materiálů ozubených převodů	54
2.8	Identifikace novosti a příležitosti	58
3	CÍLE PRÁCE	59
3.1	Vymezení problému	59
3.2	Cíle vývoje	61
4	KONCEPČNÍ NÁVRH	62
4.1	Analýza cílů a specifikace omezení	62
4.1.1	Návrh parametrů testování	62
4.1.2	Konstrukce experimentálního zařízení	63

4.1.3	Realizace zařízení	65
4.1.4	Validace funkcí zařízení	66
4.1.5	Postup plnění cílů a z nich plynoucí omezení	66
4.2	Technická funkční analýza	67
4.3	Návrh alternativních řešení	68
4.3.1	Popis návrhu alternativních řešení	68
4.3.2	Postup hodnocení alternativních řešení	69
4.3.3	Koncepční řešení celkové architektury zařízení	71
4.3.4	Koncepční řešení uložení okruhu	73
4.3.5	Koncepční řešení zátěžného systému	77
4.3.6	Koncepty systému měření zátěžného momentu	80
4.3.7	Koncepční řešení systému změny velikosti testovaného soukolí	84
4.3.8	Výsledné řešení vyplývající z hodnocení alternativ	87
5	PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH	88
5.1	Určení tvaru, rozměrů a materiálů	88
5.1.1	Určení tvaru	88
5.1.2	Určení rozměrů	90
5.1.3	Volba materiálů	91
5.2	Matematický model	94
5.2.1	Vstupní parametry	94
5.2.2	Určení rozsahu vzorků ozubení	96
5.2.3	Určení maximálního zátěžného momentu	97
5.2.4	Výpočet únosnosti hřídelů a jejich součástí	107
5.2.5	Výpočet únosnosti ložisek a třecích ztrát v systému	116
5.2.6	Návrh parametrů zátěžného systému	121
5.2.7	Návrh parametrů systému měření zátěžného momentu	123
5.2.8	Analýza teplotních roztažností v systému	126
5.2.9	Analýza vlastních frekvencí	131
5.3	Odhad výrobních nákladů a objemu výroby	132
6	DETAILNÍ NÁVRH	133
6.1	Konstrukční návrh	133
6.1.1	Uložení okruhu	134
6.1.2	Hnaná větev	135
6.1.3	Systém pro měření zátěžného momentu	138
6.1.4	Hnací větev	143
6.1.5	Testované soukolí	145
6.1.6	Výroba a nákup komponent	146

6.1.7	Shrnutí výrobních nákladů a objemu výroby	146
6.2	Montáž	147
6.2.1	Montáž mechanických prvků systému	147
6.2.2	Montáž senzoriky a zapojení elektroinstalace	150
6.2.3	Úpravy pohonného systému a finální integrace	151
6.3	Validace zařízení	153
6.3.1	Testy dílčích funkcí systému	154
6.3.2	Validační experimenty	158
6.4	Hodnocení klíčových parametrů	169
6.4.1	Návrh parametrů testování	169
6.4.2	Konstrukce experimentálního zařízení	170
6.4.3	Realizace zařízení	173
6.4.4	Validace funkcí zařízení	174
7	ZÁVĚR	177
8	VÝSLEDEK VÝZKUMU PODLE RIV	179
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	180
10	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	188
10.1	Seznam použitých zkratek	188
10.2	Seznam použitých symbolů a veličin	189
11	SEZNAM OBRÁZKŮ	194
12	SEZNAM TABULEK	199
13	SEZNAM PŘÍLOH	202

1 ÚVOD

Pohybové a polohovací mechanismy hrají významnou roli při konstrukci satelitních systémů. Zajišťují orientaci solárních panelů, přesné polohování optických systémů nebo směřování antén. Zároveň představují velmi specifickou skupinu zařízení, která musí při své funkci splňovat náročné požadavky vesmírného prostředí, protože na jejich úspěšném provozu může záviset úspěch kosmických misí.

Základními součástmi většiny polohovacích a pohybových mechanismů jsou ozubené převody. Tyto převody slouží především ke zvýšení přesnosti polohování, snížení obvodové rychlosti a zvýšení točivého momentu v systémech přenosu mechanické energie.

Charakter vesmírného prostředí s sebou přináší mnohá omezení při konstrukci těchto systémů. Jedná se především o velké teplotní rozdíly, absenci atmosféry, intenzivní vypařování maziv nebo změny jejich viskozity. U ozubených převodů se tato omezení významně projeví při volbě vhodného materiálu a kompatibilního maziva, které budou schopny udržet si své vlastnosti i v podmínkách vesmírného prostředí. Jejich správná volba může být tedy klíčová pro výslednou životnost a funkci mechanismu. Vliv tohoto prostředí může totiž vést k významné degradaci maziv a následnému vzniku poruch ozubení.

Obecně nelze u vybraných maziv dostatečně ověřit jejich skutečné chování pouze pomocí znalosti fyzikálních a chemických vlastností. Z tohoto důvodu je před nasazením ozubených převodů do provozu satelitního zařízení vyžadována kvalifikace materiálů a kompatibilních maziv prostřednictvím testování. Pozemní testování je zapotřebí provést za odpovídajících podmínek, tedy v prostředí simulujícím reálné provozní podmínky, a ověřit správnou funkci a životnost mechanismu. K tomuto účelu je zapotřebí využití odpovídajícího experimentálního zařízení, jehož konstrukční specifika splňují požadavky konkrétní testované problematiky.

Tato diplomová práce se tedy zabývá vývojem a konstrukcí experimentálního zařízení určeného pro testování materiálů a maziv ozubených převodů v podmínkách simulujících kosmické prostředí. Navržené zařízení bude následně využito pro vývoj a výzkum v oblasti vesmírné tribologie, čímž může přispět k rozvoji ozubených převodů pro kosmické aplikace z pohledu nových maziv či materiálů.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Cílem následující kapitoly je vytvořit ucelený rešeršní podklad pro návrh experimentálního zařízení určeného k testování materiálů a maziv ozubených převodů v podmínkách simulujících kosmické prostředí. Rešerše je nejprve zaměřena na nejčastěji využívané druhy ozubených převodů v kosmických aplikacích a na jejich základní provozní parametry vyplývající z reálných mechanismů. Následně jsou popsány nejčastější poruchy ozubených převodů a mechanismy jejich vzniku, jejichž vliv je nutné zohlednit při návrhu metodiky experimentálního ověření.

Další část kapitoly se věnuje materiálům a mazivům používaným v kosmických aplikacích. Získané poznatky slouží jako podklad pro odhad rozsahu testovaných vzorků ozubení a kompatibilních maziv. Závěrečná část rešerše je zaměřena na metody testování ozubených převodů, zejména na experimentální zařízení umožňující simulaci provozních podmínek kosmického prostředí. Tyto poznatky dále slouží k identifikaci existujících technických řešení, jejich omezení a příležitostí pro vývoj zařízení.

2.1 Rešeršní metody

Návrh experimentálního zařízení pro testování ozubených převodů v kosmických aplikacích vyžaduje syntézu poznatků z několika oblastí. Rešerše proto byla zaměřena nejen na samotné ozubené převody a jejich poruchy, ale také na vliv kosmického prostředí, používané materiály a maziva a současné metody jejich experimentálního ověření. Na základě těchto oblastí byly formulovány následující výzkumné dotazy:

1. „Jakým způsobem dochází k poruchám ozubených převodů při provozu v kosmickém prostředí?“

Ucelený přehled o nejčastějších poruchách ozubených převodů v kosmických aplikacích a jejich mechanismu vzniku přinese potřebné podklady pro návrh možností experimentálního zařízení. Zejména z pohledu možných kritických stavů, vůči kterým bude provedeno životnostní testování.

2. „Jakým způsobem ovlivňují kosmické podmínky funkci maziv a materiálů ozubených převodů?“

Výsledky tohoto rešeršního dotazu by měly směřovat ke zjištění kritických podmínek a jejich konkrétních hodnot v závislosti na vesmírné aplikaci. Tato data budou následně sloužit ke stanovení požadavků na testovací zařízení z hlediska simulace provozních podmínek.

3. „Jaké materiály jsou použity pro ozubené převody ve vesmíru a jaký mají vliv na výběr maziv?“

Tato otázka se zaměřuje na zmapování nejčastěji využívaných skupin materiálů určených pro výrobu ozubených převodů v kosmických aplikacích. Tyto informace budou následně sloužit k odhadu testovaných vzorků ozubení, například pro návrh rozsahu dynamického zatížení testovacího zařízení.

4. „Jaké druhy maziv se používají pro ozubené převody v kosmických aplikacích a proč?“

Cílem tohoto rešeršního dotazu je podobně jako v předchozím případě zmapovat nejčastěji využívaná maziva ozubených převodů v kosmických aplikacích. Výsledky budou opět sloužit především pro odhad rozsahu vzorků určených k testování a dále zjistit jejich konkrétní testované parametry.

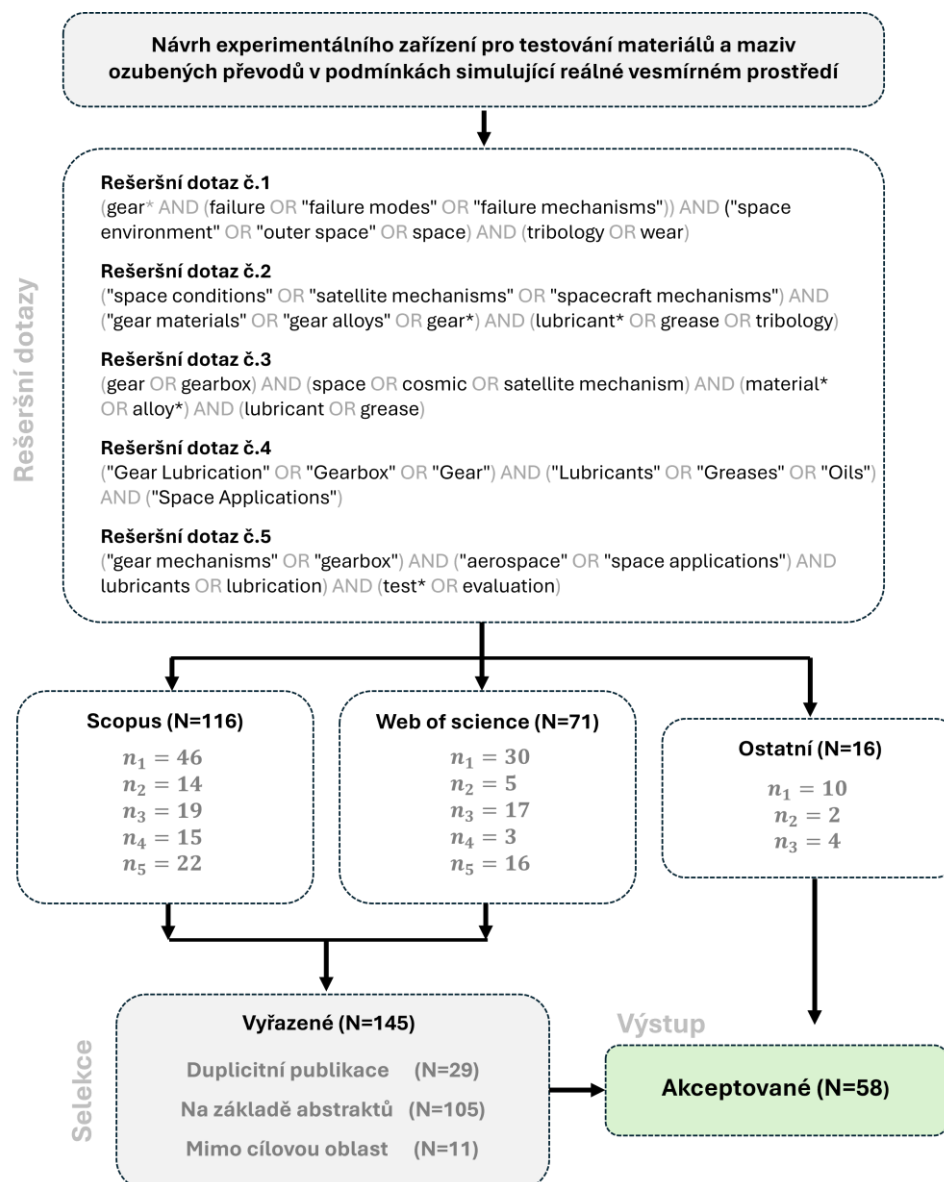
5. „Jakým způsobem lze testovat maziva ozubených převodů v kosmickém prostředí?“

Poslední z dotazů je již přímo zaměřen na konkrétní možné metody, které jsou využívány pro testování materiálů a maziv ozubených převodů. Otázka je dále zaměřena na analýzu již existujících zařízení, která jsou pro tyto účely navržena a jejich konstrukční řešení. Následně se zabývá konkrétními metodami vyhodnocení testovaných vzorků. Výsledky tohoto dotazu budou sloužit jako podklady pro koncepční řešení vyvíjeného zařízení.

Jednotlivé výše uvedené výzkumné dotazy byly dále využity k sestavení konkrétních rešeršních dotazů.

Nejprve byla ke každému z výzkumných dotazů přiřazena klíčová slova, která byla následně propojena pomocí booleovských operátorů do konečného rešeršního požadavku. Pomocí těchto rešeršních dotazů byly dále v databázích *Scopus*, *Web of Science* a *Google Scholar* vyhledány odborné publikace zabývající se konkrétní problematikou. Tyto publikace byly následně, na základě několika faktorů¹, vyselektovány čímž, byly vybrány nejrelevantnější z nich. K těmto publikacím byly poté externě dodány další zdroje, které byly vybrány na základě referencí již vybraných publikací nebo aktuálních potřeb. Níže (obrázek 1) je uveden PRISMA diagram, který znázorňuje selekci konkrétních vybraných publikací.

¹ Relevance publikací vůči tématu, abstrakt a scientometrické údaje (h-index autora, impact faktor časopisu, počet citací)



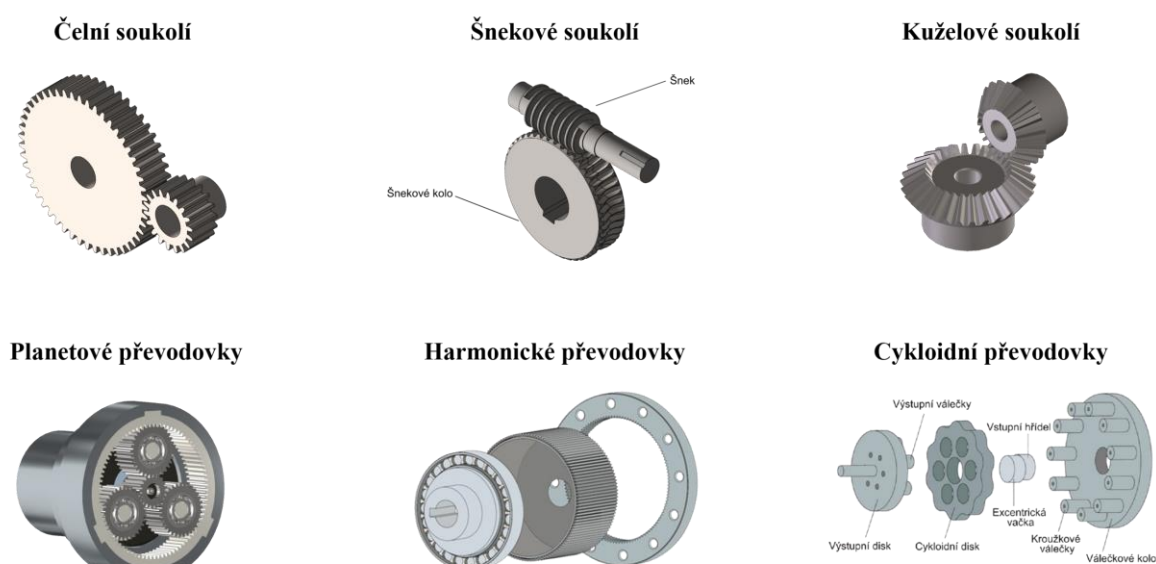
Obrázek 1 - PRISMA diagram

2.2 Ozubené převody v kosmických aplikacích

Spolu s kuličkovými ložisky jsou ozubené převody považovány za základní stavební prvky vesmírných mechanismů a jejich funkce je klíčová pro správné fungování systémů pracujících v kosmickém prostředí [1]. Ozubené převody jsou, stejně jako v aplikacích pozemských, využity pro přenos silových a kinematických účinků mezi jednotlivými mechanickými celky [2]. V mnoha vesmírných aplikacích hrají tyto převody zásadní roli především u polohovacích a pohybových mechanismů, kde jsou typicky využity pro snížení obvodové rychlosti, zvýšení točivého momentu a zpřesnění polohování [1] [3]. Mezi výhody použití těchto převodů patří možnost využití méně výkonných motorů pro přenos vysokých krouticích momentů, což vede k větší kompaktnosti mechanismů, snížení jejich hmotnosti a menší spotřebě energie. Dále ozubené převody disponují vysokou účinností (až 95 %), vysokou torzní tuhostí a také umožňují synchronní pohon s plynulým přenosem pohybu. Jako nevýhody lze uvést požadavek na kvalitní mazání pro zajištění vysoké účinnosti a nízkého opotřebení. Další nevýhody jsou spojeny s nutností zakázkové výroby ozubení pro využití v kosmu [4].

2.2.1 Druhy ozubených převodů ve vesmíru

Volba konkrétního typu ozubeného převodu (převodovky) v kosmických aplikacích vychází především z požadavků na funkci výsledného mechanismu, zejména z požadovaného převodového poměru, přenášeného zatížení, přesnosti polohování, zástavbových rozměrů a hmotnosti. V praxi se proto využívá několik základních druhů ozubených převodů, jejichž přehled je uveden na obrázku 2. [4]



Obrázek 2 - Druhy ozubených převodů v kosmických aplikacích [4]; [6]

Čelní soukolí

Nejjednodušším a nejběžněji využívaným soukolím v rámci vesmírných aplikací je čelní soukolí s evolventním profilem. Ve srovnání s ostatními druhy soukolí, na základě výkonu a účinnosti, mají čelní soukolí vysokou nosnost, nízkou hmotnost a jsou jednoduché na výrobu a montáž. Tento druh soukolí dosahuje za správných provozních podmínek účinnosti 98 až 99 %. Největší výzvou při využití čelního soukolí je odstranění zubové vůle mezi ozubenými koly, která vzniká v důsledku zpětného chodu. Díky výrobním nepřesnostem a nutnosti plynulého chodu je téměř nemožné tuto vůli zcela eliminovat [4]. V kosmických mechanismech je proto často eliminována konstrukčním principem tzv. „anti-backlash“ převodů („spring preloaded gear“), které vytvářejí torzní předpětí mezi polovinami kola a tím eliminují vůli v záběru. Tento princip je využit například u polohovacích mechanismů teleskopu PLATO. [5]

Šnekové soukolí

Šnekové soukolí je hojně využíváno v kosmických mechanismech, kde je zapotřebí zprostředkovat přenos krouticího momentu mezi mimoběžnými hřídeli. Tento druh soukolí se vyznačuje vysokou nosností a vysokými převodovými poměry. Mezi nevýhody patří nižší účinnost než u soukolí čelních (75 %), dále také vznik axiálního zatížení ložisek a nutnost intenzivního mazání z důvodu výrazné teplotní disipace. [4]

Kuželové soukolí

Kuželové soukolí je dalším druhem ozubených převodů využívaných v mechanismech pracujících v kosmickém prostředí. Tato soukolí nacházejí uplatnění v aplikacích, které vyžadují přenos silových a kinematických účinků mezi různoběžnými hřídeli. Kuželová soukolí se vyznačují vysokou účinností (97 až 99 %), avšak oproti čelním soukolím dosahují nižších převodových poměrů a jsou také náročnější na výrobu i montáž. [4]

Planetové převodovky

Planetové převodovky patří mezi nejvíce využívané převodovky v kosmických aplikacích, díky svým kompaktním rozměrům, nízkému momentu setrvačnosti, nízké hmotnosti a vysokým převodovým poměrům [1]. Funkce planetové převodovky je založena na kombinaci čelního ozubeného kola s vnitřním ozubením (korunové kolo) a vnějším ozubením (planetová kola a sluneční kolo). Planetová kola spoluzabírají jak s korunovým tak i se slunečním kolem díky čemuž je možné při zabrání rotace jednoho z prvků dosáhnout různých převodových poměrů. Planetové převodovky nacházejí uplatnění v mnoha vesmírných aplikacích, zejména v mechanismech, kde je vyžadována možnost vysokých převodových poměrů [4].

Harmonické převodovky

Spolu s planetovými převodovkami jsou harmonické převodovky nejvíce využívanými převodovkami v oblasti vesmírných mechanismů. Stejně jako planetové převodovky se harmonické převodovky vyznačují velmi kompaktními rozměry, nízkou hmotností, nízkým momentem setrvačnosti a velmi vysokými převodovými poměry, které jsou ve většině polohovacích mechanismů žádoucí [1]. Harmonická převodovka se skládá ze tří hlavních částí, které zahrnují generátor vln, pružné ozubené kolo a tuhé ozubené kolo s vnitřním ozubením, jak lze vidět na obrázku 2. [4]

Cykloidní převodovky

Cykloidní převodovky také představují významné zastoupení v rámci ozubených převodů pracujících v oblasti vesmírných mechanismů [4]. Cykloidní převodovka se skládá z disku nebo sady disků s cykloidním profilem, excentrického vstupního válečkového ložiska a stacionárního ozubeného kola. Tento typ převodovek nabízí kompaktní rozměry, nízkou hmotnost a možnost vysokých převodových poměrů. [6]

2.2.2 Konkrétní aplikace ozubení v kosmu a jejich parametry

Konkrétní aplikace ozubení v závislosti na druhu použitých materiálů a maziv

V kosmických aplikacích jsou ozubené převody využívány v různých typech mechanismů, jejichž konstrukční řešení se liší podle požadované funkce, zatížení, přesnosti a provozních podmínek. Vybrané příklady konkrétních aplikací ozubených převodů v závislosti na typu převodovky, materiálu ozubení a použitém mazivu jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1 – Konkrétní aplikace ozubených převodů v kosmu podle druhu převodovky [4]; [5]

Druh převodovky	Aplikace	Materiál ozubení	Mazivo
Planetová převodovka	Hubbleův teleskop	Nerezová ocel	Braycote 601
Harmonická převodovka	Sluneční a heliosférická observatoř (SOHO)	Nerezová ocel	Pennzane SHF-X2000
Cykloidní převodovka	Robotický manipulátor (LEMUR)	Hliníková slitina a ocel	Povlak z PTFE
Kuželové soukolí	Kosmická platforma Eureka	Nerezová ocel	Fomblin Z25
Šnekové soukolí	Kosmická platforma Eureka	Titanová slitina a polymerní materiál	Bez maziva
Čelní soukolí („spring preloaded gear“)	Teleskop PLATO	Nerezová ocel	Povlak MoS ₂

Konkrétní aplikace v závislosti na provozních parametrech ozubení

Provozní parametry jsou velmi důležitou součástí vývoje ozubených převodů pracujících v oblasti vesmírných mechanismů. Dodržení těchto parametrů v závislosti na konkrétních požadavcích mise je zásadní pro její úspěšné splnění ve všech jejích fázích. Jednotlivé důležité parametry a jejich charakteristiky jsou shrnuty níže. [5]

- **Životnost a počet cyklů**

Ozubené převody musí být navrženy tak, aby jejich životnost byla shodná s životností ostatních důležitých součástí mechanismu. Může se jednat o jednorázové pohyby při rozvinutí až po miliony cyklů u rotačních mechanismů. [1]

- **Přesnost polohování**

Díky tomu, že mnoho ozubených převodů slouží jako součást polohovacích systémů je tento parametr zásadní z pohledu dodržení polohovací přesnosti. Je tedy vyžadována vysoká opakovatelnost a minimální vůle. [5]

- **Opotřebení ozubení**

Opotřebení, stejně jako ostatní druhy poruch ozubení (viz kapitola 2.2.3), jsou v rámci vesmírných aplikací nežádoucí, jelikož zvyšuje vůle a snižuje přesnost a životnost mechanismů.

- **Mechanická odolnost**

Díky tomu, že požadovaná životnost ozubení může činit až několik milionů cyklů, jsou vyžadovány velmi dobré mechanické vlastnosti použitých materiálů (viz kapitola 2.4), jako je pevnost, tvrdost nebo houževnatost.

- **Tribologické požadavky**

Díky všeobecně náročným požadavkům na ozubené převody je v rámci vesmírných aplikací nutné zajistit vhodné a kvalitní mazání a snižování tření a opotřebení. [1]

- **Odolnost vůči vesmírnému prostředí**

Vzhledem k velmi náročnému kosmickému prostředí, které zahrnuje vysoké a nízké teploty, radiaci vysoké vakuum a další vlivy (viz kapitola 2.3) je zapotřebí zajistit schopnost ozubení v tomto prostředí bezproblémově pracovat. [7]

- **Ostatní parametry**

Mezi další důležité parametry, které je zapotřebí při vývoji ozubení sledovat, patří například minimalizace hmotnosti, schopnost snášet vibrace a rázy, teplotní stabilita, odolnost vůči teplotním rázům nebo přesnost ustavení soukolí. [4]

Následující tabulka (tabulka 2) přináší přehled konkrétních vesmírných aplikací, ve kterých byly ozubené převody využity a také souhrn jednotlivých výše zmíněných parametrů, které byly v dané aplikaci dosaženy.

Tabulka 2 - Přehled parametrů ozubených převodů vzhledem ke konkrétní aplikaci [8]

Aplikace [-]	Rok [-]	Druh mechanismu [-]	Počet cyklů [-]	Rychlost [°/s]	Min. teplota [°C]	Max. teplota [°C]	Zatížení [Nm]
1	2001	ROM ²	1	4	-40	65	5,4
2	2001	ROM	1	/	-75	105	0,15
3	2003	ROM	1	0,38	/	/	22
4	2014	ROM	1	/	-30	40	/
5	2014	ROM	1	0,04	/	/	0,89
6	2011	ROM	1	/	/	/	1,5
7	2003	RM ³	600 tis.	0,7	/	/	10
8	2011	RM	70 mil.	192	0	50	4,5
9	2014	RM	40 tis.	36	-272	77	0,015
10	2014	RM	90 mil.	212	/	/	/
11	2014	RM	100 tis.	2	-30	60	/
12	2013	RM	9 mil.	34	-35	75	/
13	2011	RM	/	6	/	/	/
14	1996	PM ⁴	88 tis.	4,2	-40	100	0,27
15	1996	PM	/ ⁵	10	-30	60	/
16	1991	PM	/	0,3	/	/	0,45
17	2009	PM	20 tis.	10	-50	80	0,14
18	1994	PM	/	/	-50	80	0,7
19	1996	PM	/	2	/	/	1
20	2010	PM	/	/	-30	45	0,2
21	2013	PM	22 tis.	/	/	/	/
22	2011	PM	280 tis.	20	-20	40	2,3
23	1999	PM	/	5	/	/	0,3

² Rozvinovací mechanismus – pouze jednorázový pracovní cyklus.

³ Rotační mechanismus – obecně vysoký počet cyklů.

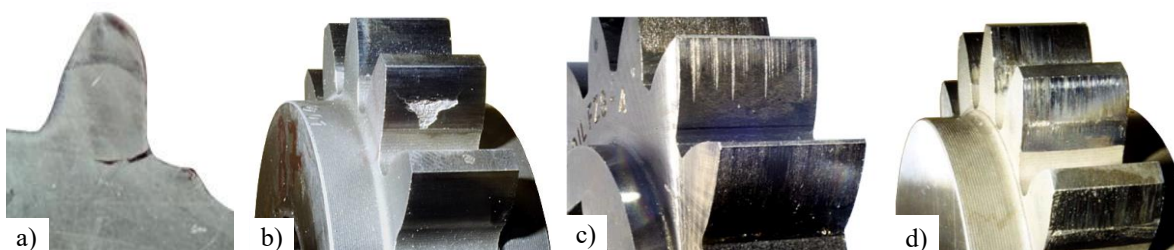
⁴ Polohovací mechanismus – obecně nižší počet cyklů než u RM.

⁵ Hodnota „/“ – údaj neuveden

2.2.3 Poruchy ozubených převodů v kosmu

Stejně jako všechny komponenty vyskytující se v oblasti kosmických systémů mohou i ozubené převody z různých důvodů během provozu selhat [9]. O poruše ozubených převodů hovoříme v případě, že ozubené kolo již nedokáže nadále účinně vykonávat funkci, pro kterou bylo navrženo. Na základě analýzy vlivu a frekvence jednotlivých režimů selhání ozubení v oblasti vesmírných aplikací bylo zjištěno, že mezi nejkritičtější režimy poruchy z pohledu požadované funkce ozubení lze zařadit adhezivní (scuffing) a abrazivní opotřebení, jamkovou korozi (pitting) a také únavový lom v patě zubu [10]. Příčiny vzniku těchto poškození mohou být ve většině případů způsobeny dlouhodobým provozem soukolí při nízkých otáčkách a relativně vysokém zatížení, nejčastěji v režimu mezního mazání, kdy nedochází k tvorbě dostatečného mazacího filmu. Mezi další vlivy lze také zařadit nevhodnou konstrukci konkrétního ozubení nebo využití nekompatibilního materiálu a maziva v rámci podmínek vesmírného prostředí (viz kapitola 2.3).[4]

Jednotlivé nejčastěji se vyskytující druhy poškození jsou prezentovány na obrázku 3 a jsou dále rozebrány níže.



Obrázek 3 - Únavový lom v patě zubu a), Kontaktní únavové poškození (pitting) b), Abrazivní opotřebení c), Adhezivní opotřebení d) [55]

Abrazivní a adhezivní opotřebení

Postupné ubývání materiálu vlivem abrazivního a adhezivního opotřebení patří mezi nejčastější druhy poruch. Vznik tohoto opotřebení je nejčastěji iniciován v důsledku tvorby nedostatečného mazacího filmu nebo vlivem selhání využitého maziva díky vlivům vesmírného prostředí [3]. Úbytek materiálu může dále vést ke vzniku výrazných vůlí v ozubení a následnému snížení účinnosti, a především přesnosti polohování, což je jeden z klíčových parametrů polohovacích systémů. [11]

K abrazivnímu opotřebení dochází při obrušování povrchu ozubení tvrdými abrazivními částicemi, které mohou být rozptýleny v mazivu. Tento jev nastává pouze v případě, kdy dochází ke kluznému kontaktu mezi dvěma plochami ozubení. Tento druh opotřebení se projevuje výskytem škrábanců a rýh na povrchu zubů, který může dále vést až k adhezivnímu opotřebení zvanému scuffing. [11]

Adhezivní opotřebení nastává v případě, kdy je tlak mezi vrcholky nerovností na kluzných plochách ozubení dostatečně velký, aby způsobil místní plastickou deformaci. V důsledku těchto deformací dochází k absorpci energie ve formě třecího tepla. Pokud se teplota lokálně zvýší natolik, že změní mikrostrukturu povrchu, dochází k zadírání a ke vzniku místních mikrosvarů [11]. Tento jev je dále podpořen výskytem vysokého vakua a absencí oxidických vrstev na povrchu zubů (tzv. „cold welding“). [12]

Kontaktní únavové poškození (pitting) a únavový lom v patě zubu.

Mezi další velmi často se vyskytující druhy poškození lze zařadit únavové poruchy, které vznikají vlivem opakovaného zatěžování. Při opakovaném kontaktu zubů ozubení totiž po jisté době dochází ke vzniku kontaktní únavy vlivem kontaktních tlaků, která se projevuje odlamováním částic od aktivních ploch vedoucím ke vzniku rozptýlených jamek. Tento proces v praxi označujeme jako jamkovou korozi neboli pitting. V některých případech může docházet k dalšímu šíření pittingu do fáze, kdy dochází ke spojování jamek a kráterů, které může v konečném důsledku vést až k odlupování částí materiálu ozubení (spalling) [11]. Vlivem této poruchy následně dochází k nežádoucímu úbytku materiálu, který může způsobit nežádoucí vůle v ozubení nebo nerovnoměrné zatížení povrchu zubů. [10]

V důsledku otáčení ozubených kol také dochází k cyklickému namáhání jejich zubů na ohyb, které může po určité době vést k únavovému lomu v patě zubu. Tento lom je zpravidla iniciován koncentrací napětí v patě zubu, kde lze pozorovat postupné šíření únavové trhliny ve struktuře výsledného lomu a zpravidla vede k vyřazení soukolí z provozu. [11]

2.3 Vliv vesmírného prostředí na funkci materiálů a maziv ozubených převodů

Při konstrukci ozubených převodů pro vesmírné aplikace hrají zásadní roli provozní podmínky, které vesmírné prostředí přináší [4]. Jednotlivá omezení, která toto náročné prostředí představuje, se v největší míře projeví při výběru materiálu a kompatibilního maziva. [13]

Mezi zásadní parametry vesmírného prostředí je v první řadě nutné zařadit vlivy z hlediska extrémních teplot a tlaků. Teploty ve vesmíru se mohou pohybovat od extrémně chladných, tedy stovek stupňů Celsia pod nulou, až po mnoho stovek stupňů Celsia nad nulou. Teplotní extrémy, kterým je vesmírná technika vystavena, jsou kombinací umístění vzhledem ke slunci nebo stínu. Dalším faktorem je inženýrské prostředí, ve kterém se systém nachází (např. nádrže s kapalinou, termální radiátory, ohříváče apod.). Teplotní rozsah se například na nízké oběžné dráze pohybuje od $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+125\text{ }^{\circ}\text{C}$ s termálním cyklováním závislým na výšce oběžné dráhy. [14]

Teplotní extrémy ve vesmíru jsou také úzce spjaty s tlakem prostředí, který se v kosmických aplikacích pohybuje v oblasti nízkého až ultravysokého vakua. Podmínky z pohledu tlaku tak zásadně ovlivňují chování tribologických systémů, včetně materiálů a maziv ozubených převodů. Nízký tlak eliminuje přirozený konvekční přenos tepla, čímž ztěžuje odvod tepla vznikajícího třením. Zároveň zvyšuje volatilitu maziv, protože sublimace a desorpce z povrchu materiálů jsou v prostředí vakua výrazně intenzivnější. [15]

Konkrétní podmínky z hlediska teplot a tlaků vzhledem ke konkrétním kategoriím misí lze vidět níže (tabulka 3).

Tabulka 3 – Teplotní a tlakové podmínky vzhledem ke kategorii mise [14]

Typ mise	Teplota [°C]	Tlak [Pa]
LEO ⁶	- 65 až +125	$1,33 \cdot 10^{-8}$
GEO ⁷	-196 až +128	$10 \cdot 10^{-16}$
Transatmosferická vozidla	-196 až +128	$1 \cdot 10^{-11}$
Měsíční povrch	-171 až +111	$1,33 \cdot 10^{-10}$
Povrch Marsu	-143 až +27	5800

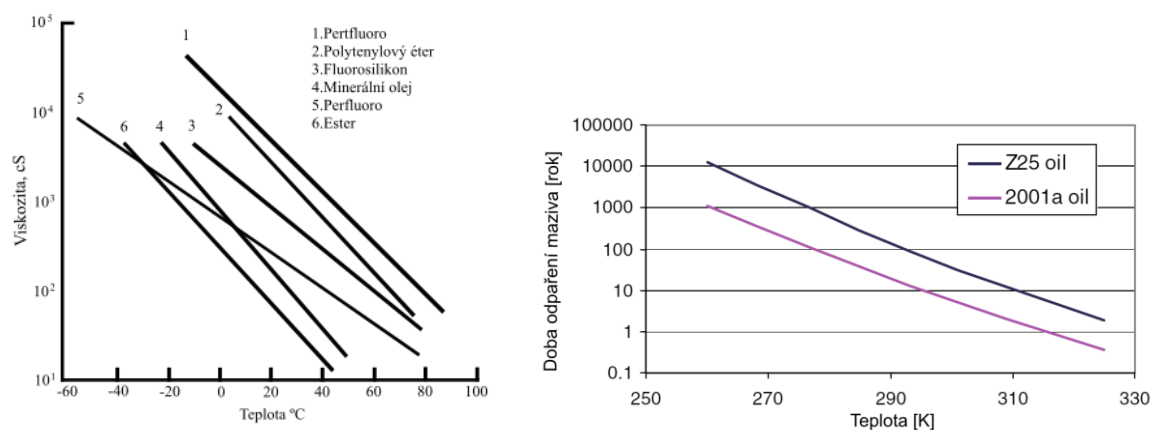
Teplota a tlak prostředí tedy dále velmi úzce souvisejí s mazivy, která jsou v mechanismech použita. Ovlivňují především vypařování, kondenzaci a viskozitu použitých maziv. [15]

Viskozita maziva tak hraje významnou roli v řadě výkonnostních parametrů, protože s rostoucí viskozitou (molekulovou hmotností) rychlost odpařování maziva klesá. Důležitějším faktorem je ovšem vliv viskozity na charakteristiku momentu. Se zvýšením viskozity totiž dochází k významnému zvýšení krouticího momentu, což může významně ovlivnit účinnost mechanismů. Na druhou stranu je se zvyšováním viskozity spojena také možnost vytvoření elastohydrodynamického mazacího filmu [13]. Dalším důležitým efektem je závislost viskozity na teplotě. Viskozita maziva totiž s rostoucí teplotou klesá. Tento vztah viskozity a teploty lze popsat pomocí viskozitního indexu. Čím vyšší je tento viskozitní index, tím méně viskozita závisí na teplotě a úhel sklonu přímky, který ukazuje vztah mezi viskozitou a teplotou se snižuje. [16]

⁶ Nízká oběžná dráha Země (LEO).

⁷ Geostacionární oběžná dráha Země (GEO).

Vlivy vesmírného prostředí z pohledu teplot a tlaků ovlivňují také i samotnou stabilitu maziva z hlediska vypařování, která úzce souvisí s jeho molekulární strukturou. Obecně platí, že s narůstající molekulovou hmotností klesá i tendence maziva se odpařovat. Dále je zapotřebí brát v úvahu tlak páry konkrétního maziva, který s vypařováním maziv úzce souvisí. [13] Na obrázku 4 lze vidět závislost teploty běžně využívaných maziv v kosmických aplikacích na změně viskozity a době potřebné pro odpaření daného maziva.



Obrázek 4 - Typické změny viskozity [13] (vlevo) a doby potřebné pro odpaření maziva [1] (vpravo) v závislosti na teplotě (upraveno)

Dalším významným faktorem je nedostatek reaktivních plynů, zejména molekulárního kyslíku, v kosmickém prostředí. V důsledku absence oxidických vrstev mohou koeficienty tření na povrchu součástí dosahovat extrémně vysokých hodnot a v některých případech může dojít až k úplnému svaření styčných povrchů, což může způsobit významné opotřebení a vést k celkovému selhání funkce součástí [12]; [13]. K degradaci maziv přispívá i skutečnost, že ochlazování ve vesmírném prostředí nemůže probíhat přirozenou konvekcí kvůli absenci atmosféry, přičemž tření mezi jednotlivými povrchy často probíhá na velmi malých plochách, kde se generuje velké množství tepla, které nelze efektivně odvést. Dochází tak k dalšímu nárůstu teploty a následné degradaci maziva, přičemž tento problém může být výraznější u pevných maziv než u kapalných, která jsou schopna teplo odvádět za předpokladu dostatečného množství a správné cirkulace. [16]

Významnou roli hraje rovněž radiace, kterou lze rozdělit na elektromagnetickou a částicovou. Elektromagnetická radiace zahrnuje viditelné světlo, infračervené, ultrafialové, rentgenové a gama záření, zatímco částicová radiace zahrnuje zachycené elektrony, protony a sluneční erupce. Ultrafialové a rentgenové záření může způsobit výrazné škody na organických materiálech a zvýšit jejich reaktivitu. Infračervené záření může vést k tepelné degradaci maziv a tato degradace může být urychlena dalšími druhy záření. Nadměrné ultrafialové a infračervené záření může způsobovat výrazné změny viskozity olejů, zvýšení hustoty až do pevného stavu, zvýšení těkavosti, kyselosti a korozivity kapalných maziv a současně snížení jejich odolnosti vůči oxidaci. [13]

2.4 Materiály ozubených převodů v kosmických aplikacích

Volba vhodného materiálu je klíčovým faktorem při konstrukci ozubených převodů pracujících ve vesmírném prostředí. Materiály musí splňovat nejen pevnostní předpoklady, a to tak, aby vlivem jejich špatné volby nedocházelo k nežádoucím poruchám ozubení, ale také náročné požadavky vesmírného prostředí, jako je vysoké vakuum nebo extrémní změny teplot [13]. Materiály určené pro provoz v tomto prostředí by tedy měly splňovat určité požadavky, které dále zahrnují korozní odolnost, u které se jedná především o tzv. korozní praskání⁸ (SSC – Stress Corrosion Cracking), možnost tvorby povrchových úprav pro zvýšení tvrdosti a snížení opotřebení nebo splnění požadavků na odplynování⁹. Dalším důležitým faktorem je kompatibilita materiálu s mazivy, tak aby nedocházelo k jejich kontaminaci a byla schopna správně plnit svoji funkci [4]. Tyto a další požadavky na materiály určené pro provoz ve vesmírných aplikacích sledují normy ECSS (Evropská spolupráce pro standardizaci v kosmonautice), konkrétně norma ECSS-E-HB-32-20. [17]

Je žádoucí, aby materiály splňovaly tyto požadavky po celou dobu provozního života ozubení, což zahrnuje skladování, montáž, startovní proces a nakonec samotnou funkci v rámci vesmírné aplikace. Nároky na materiály jsou tedy vysoké, a proto pouze určitá škála materiálů je dokáže splnit. Jednotlivé skupiny včetně konkrétních materiálů, které jsou pro ozubené převody ve vesmírných aplikacích běžně používány jsou shrnuty v tabulce 4 a dále rozebrány níže. [4]

Tabulka 4 - Rozdělení nejčastěji využívaných materiálů ozubení podle skupin materiálů [4]; [17]

Skupina materiálů	Označení nejčastěji využívaných materiálů	Povrchová úprava
Oceli	AISI 440C, En8-080M40	Povrchové kalení
Slitiny hliníku	HE30, HE7075	Anodizační úpravy
Slitiny titanu	IMI318, IMI 550	Karbonitridizační úpravy
Syntetické materiály	Vespel SP3, Duroid 5813, PEEK	--

⁸ Porucha materiálů způsobená kombinací mechanického napětí a specifických chemických podmínek.

⁹ Proces, při kterém jsou z materiálů uvolňovány plynné složky za podmínek vysokého vakua.

2.4.1 Oceli

Oceli jsou běžně využívané materiály pro výrobu ozubených převodů pracujících ve vesmíru. Ve většině případů jsou využity v případě, kdy nelze využít jiné, lehčí materiály z důvodu nevhodnosti jejich mechanických, tribologických nebo chemických vlastností. Pro využití v rámci ozubených převodů jsou obecně využity pouze vysokopevnostní oceli, které umožňují tepelné zpracování a aplikaci povrchových úprav. [4]

Ozubené převody vyrobené z nekalitelných ocelí vykazují ve vakuu vysoké opotřebení a nízkou účinnost, a proto jsou ve většině případů nahrazeny syntetickými materiály nebo lehkými slitinami kovů. Pro provoz v režimu přijatelného opotřebení jsou využity především snadno prokalitelné oceli. Mezi tyto materiály patří nízkouhlíková ocel En8-080M40, nástrojové oceli M50, martenzitické oceli AISI 440C nebo En56b-420S29. Dále jsou využity vysoce legované oceli AMS 6472 nebo 31CrMo12, které jsou vhodné pro nitridaci. [4]

2.4.2 Slitiny hliníku

Hliníkové slitiny jsou při výrobě ozubení pro vesmírné aplikace využity především z důvodu snížení hmotnosti a obecně vysoké specifické pevnosti. Nevýhodami slitin hliníku jsou jejich nízká tuhost, nízká tvrdost, vysoký koeficient tepelné roztažnosti a náchylnost k vysokému adhezivnímu opotřebení a zadírání. U těchto materiálů dále dochází k vysoké proměnlivosti koeficientu tření. [4]; [17]

Při využití ozubených převodů vyrobených z těchto slitin je nutné aplikovat povrchovou úpravu z důvodu jejich špatných tribologických vlastností. U slitin hliníku jsou ve většině případů využity anodizační úpravy, které zahrnují tvorbu oxidové vrstvy, která zvyšuje odolnost proti korozi a otěru. Při využití těchto úprav jsou vhodnou volbou materiálu pro výrobu ozubených převodů hliníkové slitiny HE30 a HE7075. [4]

2.4.3 Slitiny titanu

Tyto slitiny jsou podobně jako slitiny hliníku při výrobě ozubených převodů využity díky jejich relativně nízké hustotě, vynikajícím mechanickým vlastnostem a dále také díky vysoké odolnosti vůči koroznímu praskání (SSC – Stress Corrosion Cracking). Hlavní nevýhodou slitin titanu je jejich nízká odolnost proti adhezivnímu opotřebení, a proto jsou povrchové úpravy zásadní pro zlepšení jejich tribologických vlastností. [4]

Mezi nejběžněji využívané povrchové úpravy těchto slitin patří karbonitridizační úpravy nebo úpravy pokovováním, jejichž cílem je zvýšení tvrdosti a odolnosti povrchu proti korozi a opotřebení. Vhodnými titanovými slitinami pro výrobu ozubených převodů jsou titanové slitiny IMI318 a IMI 550. [4]

2.4.4 Syntetické materiály

Syntetické materiály jsou v kosmických aplikacích využívány především díky jejich nízké hmotnosti a momentu setrvačnosti, vysoké korozní odolnosti a možnosti provozu bez nutnosti mazání díky jejím přirozeným tribologickým vlastnostem [3]. Obecně platí, že polymerní materiály by měly být využity pouze pro aplikace s nízkým zatížením a tam, kde není vyžadována vysoká přesnost. Existuje široká škála vhodných materiálů pro kosmické využití, která zahrnuje polyacetal, vyztužené PTFE, jako například Duroid 813 nebo Rulon. Dále také PEEK, tedy polyetheretherketon, nebo porézní polymery jako Vespel SP3. [4]

2.5 Mazání ozubených převodů v kosmických aplikacích

Mazání ozubených převodů v kosmických aplikacích hraje zásadní roli při konstrukci vesmírných mechanismů. Výběr správného maziva musí být proveden s respektem k extrémním provozním podmínkám, které ve vesmíru panují [3]. Tyto jednotlivé charakteristiky vesmírného prostředí jsou shrnuty v kapitole 2.3. Dále je zapotřebí také zohlednit dobu provozu mazaného mechanismu, vzhledem k tomu, že délka většiny kosmický misí překračuje 10 let [1]. Výměna nebo doplňování maziv tedy není v rámci satelitních systémů možné, a tak je zásadní, aby si maziva udržela své vlastnosti během celého provozního života mechanismu. [3]

Většina poruch ozubených převodů je způsobena špatným typem maziva nebo jeho nevhodnou aplikací [9]. Hlavním účelem mazání ozubených převodů je tedy minimalizace těchto poruch, a především snížení jejich opotřebení. Mazání ozubených převodů pracujících ve vesmírných aplikacích se v praxi obvykle provádí za využití kapalných a tuhých maziv. V některých případech lze ozubené převody provozovat i bez aplikace maziva, a to za podmínky použití určitých typů materiálů pro výrobu ozubení. [4]

2.5.1 Kapalná maziva

Kapalná maziva patří mezi běžně používaný typ maziv využívaných k aplikaci v oblasti ozubených převodů ve vesmírných aplikacích. Tento druh maziv nachází uplatnění především v případech, které zahrnují vysoce namáhaný provoz při vysokých otáčkách, rozsáhlé atmosférické testování a v neposlední řadě také maximální tepelnou vodivost. [4]

Využití kapalných maziv s sebou přináší některé výhody i omezení, které je zapotřebí při jejich použití brát v úvahu. Mezi výhody kapalných maziv lze uvažovat například dlouhou životnost za podmínek elastohydrodynamického mazání (EHD), dobrou tepelnou vodivost oproti jiným druhům maziv, díky čemuž se snižují teplotní rozdíly mezi jednotlivými komponentami, provoz bez otěru maziva a dále nízkou cenu a jednoduchou aplikaci. [4]

Na druhou stranu mezi nevýhody tohoto typu maziv lze zařadit jejich konečný tlak par, díky kterému může hrozit kontaminace kondenzací a může tak být vyžadována aplikace těsnění, závislost viskozity na teplotě, s čímž je dále spojená závislost tření na teplotě, a v neposlední řadě také povrchová migrace, díky které může docházet k úniku maziva. Dále lze uvažovat také riziko ztráty maziva vlivem odpařování a úzký rozsah provozních teplot. [4]

Mezi kapalná maziva využívaná v oblasti ozubených převodů obecně zařazujeme oleje a tuky. Použití olejů v mechanismech pracujících v kosmu je ve většině případů omezeno na ty, které vykazují extrémně nízkou těkavost. Mezi tato maziva patří perfluoropolyethery (PFPE), vícenásobně alkylované cyklopentany (MAC) a polyalfaolefiny (PAO). Tyto oleje a tuky na jejich bázi vykazují mimořádně nízkou míru odpařování při teplotách kolem a pod pokojovou teplotou. Při vyšších teplotách však může odpařování způsobit významný úbytek maziva, který v konečném důsledku vede ke snížení životnosti mechanismu. Z těchto důvodů se kapalná maziva zřídka používají při teplotách pod $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a nad $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$. [1]

Oleje

V oblasti olejů pro mazání ozubených převodů jsou nejčastěji využívány oleje na bázi PFPE a MAC. Při jejich využití však často dochází k degradaci, která se nejvíce projevuje při provozu v režimech hraničního a smíšeného mazání. Degradace PFPE olejů probíhá rychleji než u olejů na bázi MAC, a to může v některých případech vést k výraznému snížení jejich životnosti [1]. Těmto vlivům lze obecně zabránit využitím některých přísad a dále také zvýšit životnost ozubení aplikací povrchových úprav, které zajistí zvýšení tvrdosti povrchu zubů ozubených kol. [4]

Mezi nejčastěji v praxi využívané oleje patří Fomblin Z25, a Nye 2001a [1]. Vlastnosti těchto olejů prezentuje tabulka 5. Fomblin Z25 je olej na bázi PFPE a je hojně využíván v oblasti vesmírných aplikací díky nízké míře odplynování, vysokému viskóznímu indexu a širokému rozsahu provozních teplot [18]. Příkladem jeho využití je aplikace tohoto oleje v kontextu kuželové převodovky umístěné v rámci kosmické platformy Eureka. V některých případech lze namísto oleje Fomblin Z25 také využít Fomblin Z60, který vykazuje obdobné vlastnosti, avšak lehce nižší životnost [19]. V případě oleje Nye 2001a se jedná o mazivo na bázi MAC, které má oproti oleji Fomblin Z25 vyšší rychlost odpařování a díky tomu zůstává v kapalném stavu podstatně kratší dobu, čímž se snižuje jeho životnost. [1]

Tabulka 5 - Parametry olejů Fomblin Z25 a Nye 2001a [1]; [4]; [19]

Název maziva	Výrobce	Typ maziva	Báze	Rozsah provozních teplot [$^{\circ}\text{C}$]	Tlak par při 20°C [mbar]
Fomblin Z25	Solvay Solexis	Olej	PFPE	-75 až 250	$1,6 \cdot 10^{-13}$
Nye 2001a	Nye Lubricants Inc.	Olej	MAC	-45 až 125	$5,3 \cdot 10^{-12}$

Tuky

Nejčastěji využívané tuky v oblasti vesmírných mechanismů jsou ty, jejichž složení vychází z nejběžněji využívaných olejů. Jedná se tedy o tuky na bázi PFPE a MAC. Životnost těchto maziv odpovídá životnosti jejich základních olejů, přičemž maziva na bázi MAC obecně vykazují vyšší životnost než maziva na bázi PFPE [1]. Dále je zapotřebí uvažovat fakt, že tuky na bázi PFPE nejsou kompatibilní s hliníkovými nebo titanovými povrchy z důvodu významného rizika zvýšení rychlosti degradace [4].

V oblasti ozubených převodů pracujících ve vesmírných aplikacích je upřednostněno využití tuků jako primárního maziva [1]. Při využití olejů totiž není ve většině případů rychlost otáčení ozubených kol dostatečně vysoká pro vytvoření plně oddělujících filmů [4]. Mezi nejpoužívanější tuky patří Braycot 601 a Braycot 601EF. Vlastnosti těchto tuků prezentuje tabulka 6. Jedná se o maziva na bázi PFPE, která jsou běžně využívány v oblasti vesmírných mechanismů díky jejich vysoké tepelné a chemické stabilitě a nízké míře odplynování [20]. Příkladem využití maziva Braycot 601 je jeho aplikace v planetové převodovce Hubblova teleskopu pro systém SDM (Science Data Management) [4].

Tabulka 6 - Parametry tuků Braycot 601 a Braycot 601 EF [4]; [21]

Název maziva	Výrobce	Typ maziva	Báze+plnivo	Rozsah provozních teplot [°C]	Tlak par při 20°C [mbar]
Braycot 601	Castrol Inc.	Tuk	PFPE+PTFE	-73 až 204	$5 \cdot 10^{-12}$
Braycot 601EF	Castrol Inc.	Tuk	PFPE+PTFE	-80 až 204	$4 \cdot 10^{-13}$

2.5.2 Tuhá maziva

Tuhá maziva využívaná za účelem mazání ozubených převodů ve vesmírných aplikacích jsou preferovaným systémem v případě, kdy teplotní a provozní podmínky nedovolují využití kapalných maziv [1]. Dále jsou využity v případech, které zahrnují urychlené testování mechanismů, minimální kontaminaci ostatních částí mechanismu způsobené výpary nebo povrchovou migrací a v neposlední řadě elektrickou vodivost, která je vyžadována při aplikacích elektrických kontaktů [4].

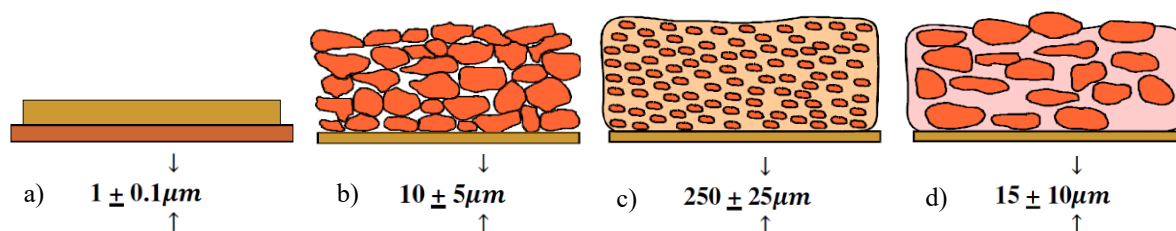
Stejně jako u kapalných maziv je při volbě maziv tuhých zapotřebí uvažovat jejich určité výhody a omezení. Mezi výhody tohoto typu maziv lze zařadit jejich zanedbatelný tlak par a povrchovou migraci, která minimalizuje riziko kontaminace, široký rozsah provozních teplot, což rozšiřuje hranice jejich využitelnosti a dále také nízkou míru adheze při kontaktu nebo necitlivost změny tření a opotřebení na rychlosti. [4]

Mezi nevýhody tuhých maziv lze uvést vznik otěrových částic maziva, které zvyšují tření, nižší tepelnou vodivost než u kapalných maziv, což může vést ke zvýšení teplotních rozdílů mezi komponenty, omezenou možnost testování v atmosféře kvůli citlivosti tření a opotřebení na vlhkosti a také omezenou životnost způsobenou opotřebením maziva. [4]

Mezi tuhá maziva běžně využívaná v oblasti ozubených převodů obecně zařazujeme materiály s nízkou smykovou pevností, jejichž vlastnosti umožňují nízké tření na kluzných plochách ozubení. Mazání tuhými mazivy se provádí dvěma způsoby, které zahrnují nanášení tenkých povlaků na povrch součásti nebo využití samomazných materiálů. [1]

Tenké povlaky

Obecně se pro tvorbu povlaků z tuhých maziv využívají čtyři základní způsoby nanášení. Tyto způsoby zahrnují fyzikální depozici z plynné fáze (a), která se používá pro velmi přesné komponenty, leštěné filmy (anglicky „burnished films“) využívané především pro velmi nízké zatížení (b), dále povlaky na bázi pryskyřice (c), které jsou využity pro málo přesné komponenty a také plazmově nanesené povlaky jež jsou uplatněny ve vysokoteplotních aplikacích (d). Na obrázku 5 lze vidět schéma nanesení jednotlivých povlaků spolu s běžnou tloušťkou jejich vrstvy. [4]



Obrázek 5 - Základní druhy povlaků a běžná tloušťka jejich vrstvy [4] (upraveno)

Pro nanášení povlaků tuhých maziv využitých u ozubených převodů se ve většině případů využívá především metoda fyzikální depozice z plynné fáze. Na základě druhu nanášeného maziva lze tuto metodu dále rozdělit na naprašování neboli „sputtering“ a iontové pokovování [4]. Povlaky vytvořené těmito metodami mají tloušťku jen několik jednotek mikrometrů, mají silnou přilnavost k podkladu, dlouhou životnost a vytvářejí pouze malé množství otěrových částic [1].

K mazání ozubených převodů se ve většině případů využívají tři druhy povlaků. Jedná se o naprašovaný (metoda „sputtering“) disulfid molybdenu (MoS_2), polytetrafluorethylen (PTFE) jako povlak na bázi pryskyřice nebo olovo (Pb) nanesené metodou iontového pokovování. Olověné filmy a povlaky z MoS_2 jsou běžně využívány pro aplikace, kde je vyžadována vysoká přesnost a výkon, avšak snadno podléhají oxidaci, v jejímž důsledku se zhoršují jejich vlastnosti při kontaktu s atmosférou. Využití filmů z PTFE je limitováno na aplikace, kde jsou nároky na tyto parametry podstatně nižší. [1] Vlastnosti těchto povlaků lze vidět v tabulce 7.

Tabulka 7 - Parametry povlaků tuhých maziv [4]

Označení povlaku	Metoda nanášení	Běžná tloušťka vrstvy [μm]	Tření ve vakuu	Rozsah provozních teplot [$^{\circ}\text{C}$]
MoS ₂	Sputtering	0,5 až 5	Nízké/ střední	-270 až 526
Pb	Iontové pokovování	2 až 5	Střední	-270 až 276
PTFE	Povlak na bázi pryskyřice	10 až 100	Nízké/ střední	až 317 (v závislosti na pojivu)

Při výběru mezi těmito mazivy je zapotřebí uvažovat fakt, že olověné filmy jsou z hlediska životnosti méně citlivé na vysoké kontaktní napětí než filmy z PTFE nebo MoS₂ [4]. Zásadním rozdílem při využití olověných filmů a povlaků z disulfidu molybdenu je dále jejich životnost v závislosti na druhu pohybu, kterému jsou vystaveny. Při čistém klouzavém pohybu ve vakuu je životnost MoS₂ výrazně vyšší než u olova, zatímco při vzniku odvalování je tomu naopak [1]. Obecně však životnost povlaků z tuhých maziv ve většině aplikací nepřekračuje 1 milion záběrů zubů ozubených kol [4]. Tabulka 8 dále prezentuje přímé porovnání účinnosti olověného filmu a povlaku z disulfidu molybdenu při testování přímého ozubení vyrobeného z martenzitické oceli AISI 440C.

Tabulka 8 - Porovnání účinnosti při využití různých typů povlaků [4]

Označení povlaku	Metoda nanášení	Průměrný točivý moment [Nm]	Účinnost [%]	Opotřebení zubů [mm/kontakt]
Bez maziva	-	250	90 až 96	$8 \cdot 10^{-8}$
Pb	Iontové pokovování	70	97 až 98	$2 \cdot 10^{-8}$
MoS ₂	Sputtering	65	98 až 99	$1 \cdot 10^{-8}$

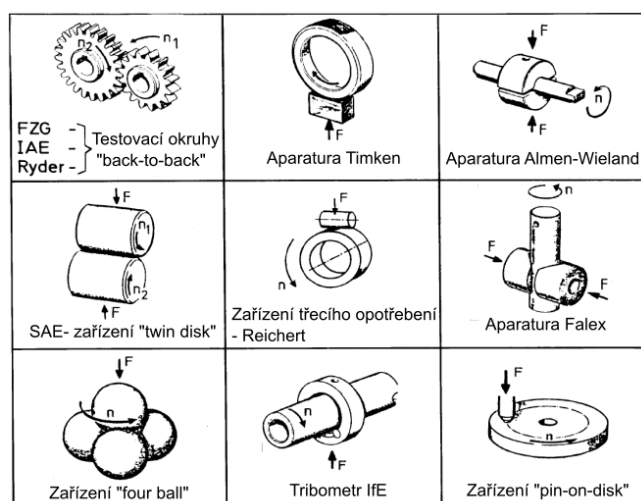
Samomazné materiály

Pokud to aplikace vyžaduje je možné provozovat ozubené převody s využitím základního samomazného materiálu, který sám o sobě vykazuje požadované tribologické vlastnosti. Tento přístup lze však uplatnit pouze v případě, že se jedná o nízké zatížení a ozubení je vyrobeno ze syntetických samomazných materiálů (kapitola 2.4.4). Při využití tohoto typu materiálu může životnost ozubení dosahovat hodnot převyšujících i 1 milion záběrů ozubených kol. [4]

2.6 Testování maziv a materiálů ozubených převodů

Maziva, materiály a jejich aplikace mají zásadní vliv na funkci ozubených převodů pracujících v oblasti kosmických mechanismů. Obecně není možné kvalifikovat vliv maziva na funkci ozubených převodů pouze na základě znalostí jeho fyzikálních a chemických vlastností. S ohledem na tuto skutečnost bylo vyvinuto mnoho testovacích metod pro hodnocení mechanicko-technologických vlastností maziv a materiálů. [22]

Tyto testovací metody lze rozdělit do dvou hlavních skupin. Jednotlivé druhy využívaných testovacích metod lze vidět na obrázku 6. První skupina zahrnuje zrychlené testy založené na změně provozních podmínek, tak aby byla simulována zrychlená provozní činnost v kratším čase. Tento typ testování zahrnuje testování maziv pomocí laboratorních tribometrů například „pin-on-disk“, Timken nebo „four ball“ [16]. Tyto jednoduché nízkonákladové laboratorní testy však mohou vykazovat nedostatečnou korelaci s praxí. Dlouhodobé testy a syntetická hodnocení ukazují, že testování maziv ozubených kol lze adekvátně provádět pouze za použití zkušebních testovacích okruhů využívajících reálné provozní podmínky a specifikované geometrie ozubených kol jako jsou FZG, IAE nebo Ryder [22].

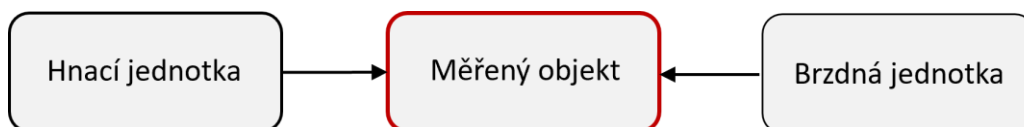


Obrázek 6 - Druhy testovacích metod maziv [22] (upraveno)

Výsledky testování pomocí těchto zkušebních okruhů poskytují komplexní informace a v porovnání s reálnými převody vykazují nejmenší odchylky [22]. Nevýhodou v porovnání s ostatními testovacími metodami je jejich ekonomická a konstrukční náročnost [23]. V praxi jsou pro testování maziv využívána experimentální pracoviště založená na principu uzavřených nebo otevřených testovacích okruhů. Volba tohoto okruhu závisí především na cílech experimentu, jeho délce a zajištění zatěžovacího stavu s ohledem na silové a kinematické účinky na zkoušený objekt [22]. Jednotlivé testovací okruhy jsou popsány níže.

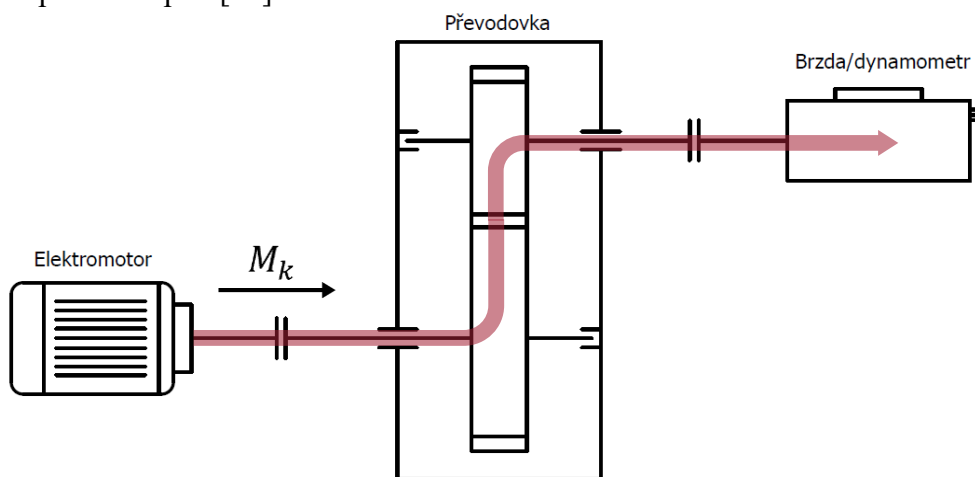
2.6.1 Otevřené testovací okruhy

Otevřené testovací okruhy jsou definovány na základě energie dodávané do experimentálního zařízení. Na rozdíl od uzavřených okruhů je u okruhů otevřených do systému přiváděn stejný výkon jako v reálném provozu. Tento výkon, snížený pouze o ztráty v systému, pak musí být na výstupu ze soustavy obvykle zmařen, a to nejčastěji v podobě tepla. Při simulaci provozního zatížení za použití otevřených okruhů je systém obvykle sestaven na základě konceptu, který lze vidět na obrázku 7. [22]



Obrázek 7 - Schéma konceptu otevřeného okruhu [22] (upraveno)

Hnací jednotka je tvořena elektromotorem, který do systému dodává potřebný výkon a přenáší jej na měřený objekt. Při využití principu otevřeného zkušební okruhu pro testování ozubených převodů (obrázek 8) měřený objekt obvykle představuje jednoduchou převodovku. Brzdná jednotka, která může být tvořena dynamometrem nebo brzdou, dále slouží k vytvoření zátěže v okruhu. V případě využití dynamometru je přebytečný výkon obvykle přeměněn a vrácen zpět do elektrické sítě. Při využití brzdy je všechno výkon zmařen v podobě tepla. [24]

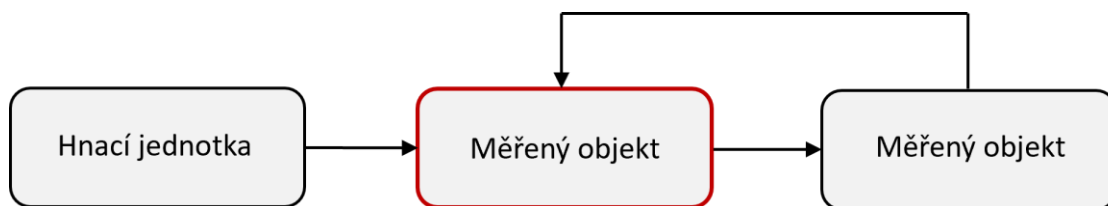


Obrázek 8 - Obecné schéma konstrukce otevřeného okruhu pro testování ozubených kol [25] (upraveno)

Výhodou tohoto konceptu je, že je snadno ovladatelný, točivý moment a rychlost mohou být snadno variovány a pro provedení testu je potřeba pouze jedna převodovka. Jako hlavní nevýhodu lze uvést vysoké náklady spojené s investicí do motoru, dynamometru nebo brzdy a související elektroniky, protože přenášený výkon může dosáhnout desítek nebo dokonce stovek kilowattů. Další nevýhodou je, že rozměry zástavbového prostoru pro tento typ okruhu mohou dosahovat vyšších hodnot než u okruhu uzavřeného. [24]

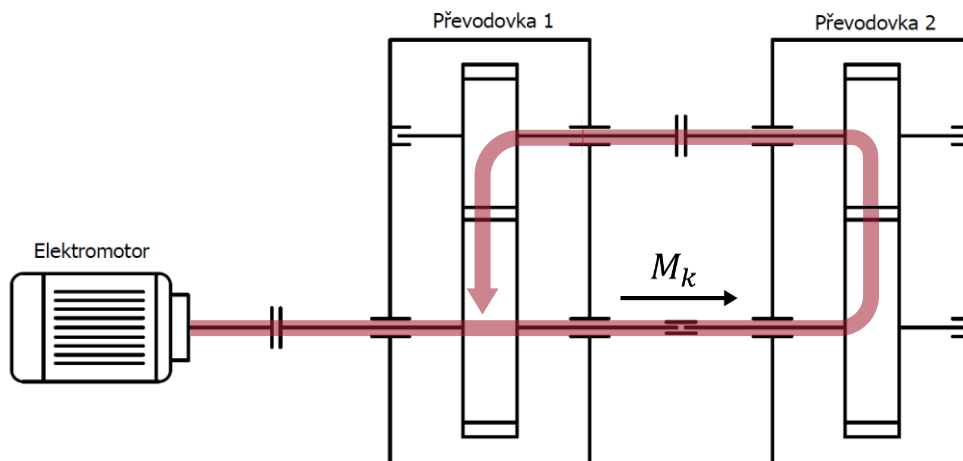
2.6.2 Uzavřené testovací okruhy

Tyto okruhy jsou oproti otevřeným okruhům řádově méně energeticky náročné, a to z důvodu, že do systému je dodávána pouze energie na pokrytí ztrát. Z důvodu nízké energetické náročnosti jsou uzavřené okruhy ve většině aplikací určeny pro realizaci dlouhých zkoušek, které slouží ke stanovení životnosti testovaných objektů. Dále jsou využity pro simulaci konstantních nebo proměnných zatížení. [22] Schéma konceptu uzavřeného okruhu lze vidět na obrázku 9.



Obrázek 9 - Schéma sestavení uzavřeného okruhu [56] (upraveno)

Stejně jako u předchozího konceptu je hnací jednotka tvořena elektromotorem, který do systému dodává výkon a přenáší jej na měřený objekt. V tomto případě, při využití uzavřeného okruhu pro testování ozubených kol (obrázek 10), je měřený objekt tvořen dvojicí převodovek se stejným převodovým poměrem, jejichž vstupy a výstupy jsou uzavřeny do okruhu. Díky tomu není při využití tohoto konceptu zapotřebí brzděné jednotky v podobě brzdy či dynamometru, jelikož výkon cirkuluje v uzavřeném kruhu. Vyvození zátěže v systému je možné realizovat pomocí otáčení jednoho hřídele vůči druhému. [24]



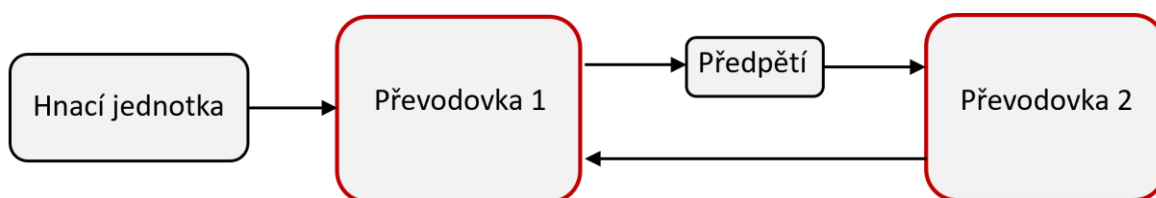
Obrázek 10 - Obecné schéma konstrukce uzavřeného okruhu pro testování ozubených kol (upraveno) [24]

Mezi výhody tohoto konceptu lze zařadit výrazně nižší nároky na počáteční investice stejně jako požadavky na zástavbové rozměry, a to díky možnosti využití výrazně méně výkonného motoru a také absenci brzděné jednotky. [25]

Oproti konceptu otevřeného zkušebního okruhu je tento koncept méně výhodný z hlediska většího počtu mechanických částí, což může nepříznivě ovlivnit měření a také komplikovat určení výsledných ztrát. Další nevýhodou je složitější konstrukce při nutnosti kontinuální změny točivého momentu, kterou lze navíc aplikovat pouze ve statickém stavu. [24]

Uzavřené testovací okruhy typu back-to-back

Tyto testovací okruhy typu „back-to-back“ patří mezi nejrozšířenější metody pro testování maziv ozubených převodů s využitím zkušebního okruhu [25]. Konstrukce tohoto systému je odvozena z obecné koncepce takzvaného Niemannova uzavřeného testovacího okruhu a skládá se z několika hlavních částí [26]. Tyto jednotlivé části zahrnují hnací jednotku, obvykle tvořenou elektromotorem, dvojici převodových skříní uložených za sebou („back-to-back“) a spojených hřídelemi, a dále také mechanismus sloužící pro vyvození předpětí v systému. Obrázek 11 prezentuje obecné schéma koncepce tohoto okruhu [27].



Obrázek 11 – Schéma obecného konceptu okruhu typu „back-to-back“

Obecně lze tyto systémy dále rozdělit na tři základní modifikace, které jsou v praxi využívány. Tyto modifikace zahrnují zařízení typu FZG, IAE a Ryder. Testovací okruhy jsou ve většině případů koncipovány na základě konkrétních požadavků a cílů měření, avšak obecná koncepce a průběh testů jsou ve většině případů normalizovány. [26]

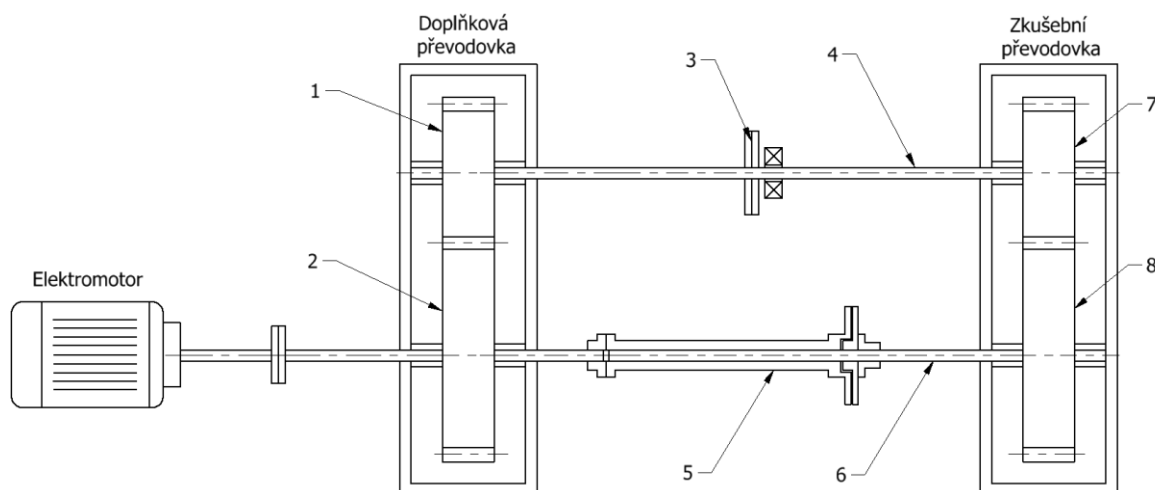
2.6.3 Uzavřený testovací okruh FZG

Uzavřený testovací okruh s označením FZG (Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesbau¹⁰) je celosvětově rozšířenou metodou pro vyhodnocení zatížitelnosti maziv a analýzu odolnosti ozubených převodů proti adhezivnímu opotřebení [28]. Koncepci okruhu definoval Niemann v roce 1951 na Katedře částí strojů Technické univerzity v Mnichově [29]. Tato testovací metoda je také normalizována například dle normy ČSN ISO 14635, která stanovuje podmínky pro testování relativní únosnosti maziv ozubených převodů proti zadírání a dále také konstrukční a provozní parametry testovacího zařízení [28].

¹⁰ Výzkumné centrum pro ozubená kola a převodové systémy, které je součástí Technické univerzity v Mnichově (TUM).

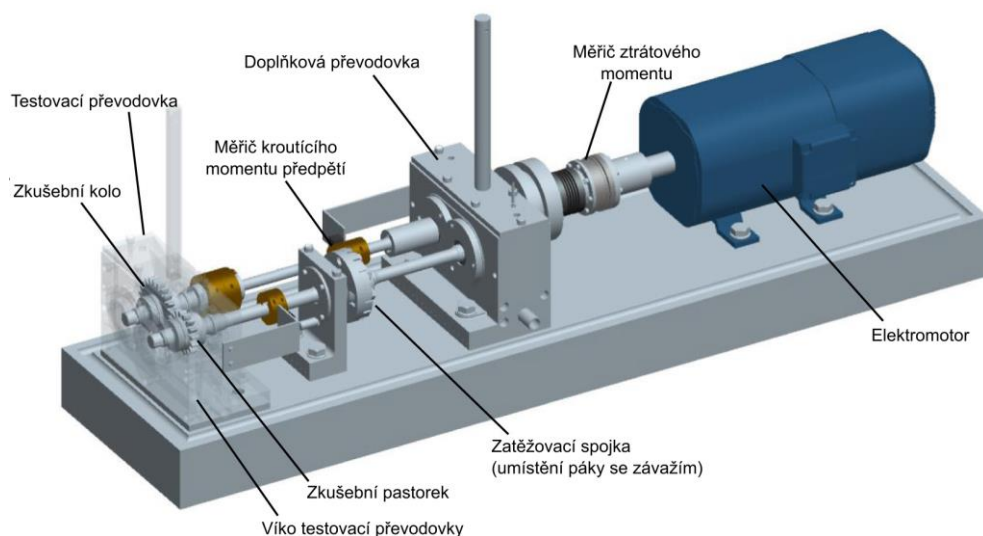
Popis částí okruhu

Konstrukce tohoto zkušební okruhu vychází z obecného konceptu uzavřeného testovacího okruhu typu „back-to-back“ (obrázek 12). Hnací jednotkou je v tomto případě elektromotor, který dodává do systému potřebný výkon. Dále se systém skládá ze zkušební a doplňkové převodové skříně, které jsou uloženy za sebou, a také ze zátěžného mechanismu (3) a systému pro měření momentu předpětí (5). [28]



Obrázek 12 - Popis částí testovacího okruhu FZG [28] (upraveno)

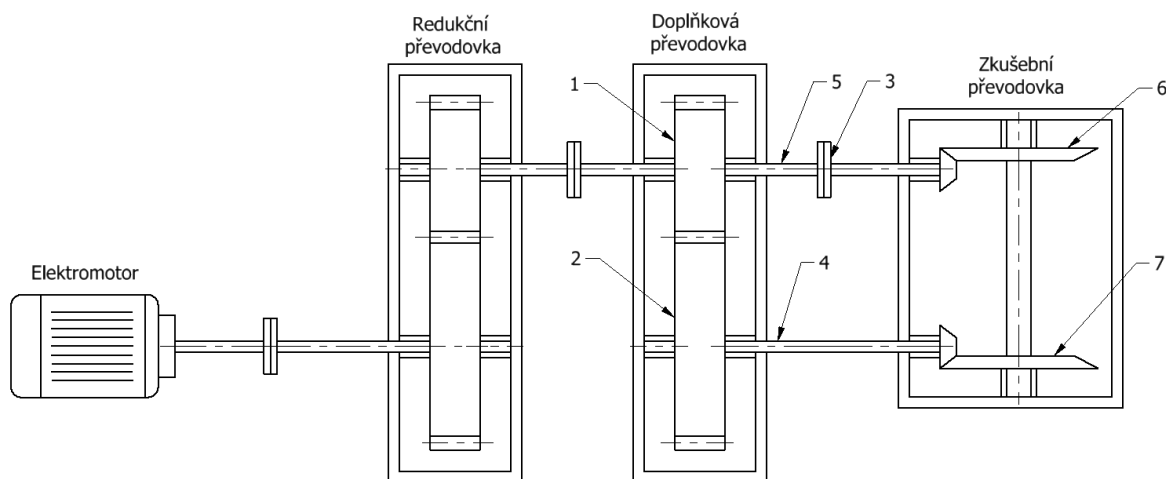
Zkušební kolo (8) a pastorek (7) jsou uloženy na hřídelích a uzavřeny ve zkušební převodové skříně, která je dále spojena prostřednictvím dvojice hřídelí (4,6) s převodovou skříní doplňkovou. Uvnitř této převodovky je uložen druhý pár (1,2) ozubených kol. [29] Zatížení lze do tohoto systému vnášet převážně ve statickém stavu a je aplikováno na hřídel testovaného pastorku (4) [24]. Pro aplikaci zatížení slouží ve většině případů páka se závažím, jak lze vidět na obrázku 13, avšak lze pro tento účel využít i další metody, které budou dále rozebrány. Velikost momentu předpětí je možné v průběhu měření sledovat pomocí různých systémů pro měření krouticího momentu, které jsou aplikovány na měřicí hřídel (6) [26].



Obrázek 13 - Vizualizace a popis částí testovacího okruhu FZG [57]

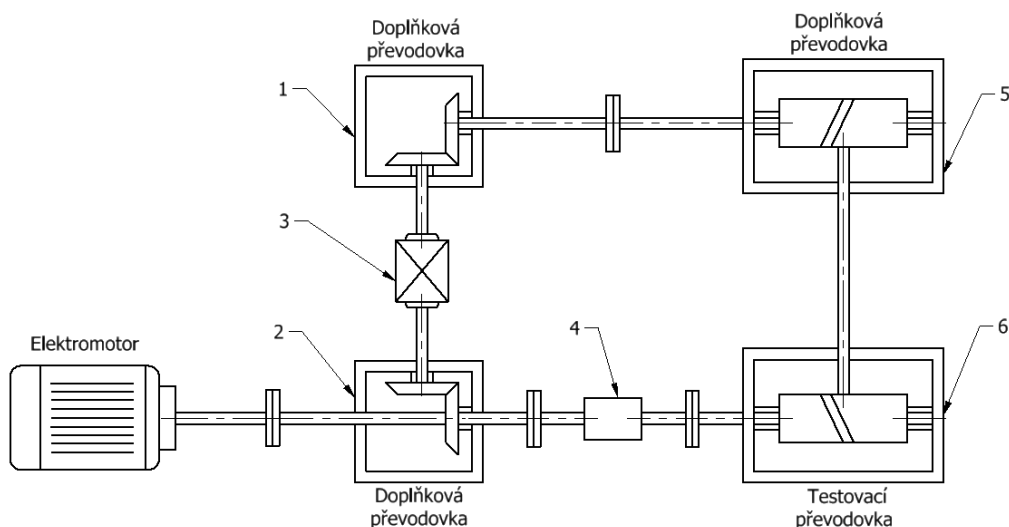
Druhy testovaných soukolí

Využití tohoto typu zkušebních okruhů umožňuje testování nejen velkého množství použitých maziv, materiálů a geometrií ozubení, ale také různých druhů ozubených převodů. Stejně jako v případě výše popsaného testeru využívajícího čelní soukolí s přímými nebo šikmými zuby byly v rámci Katedry částí strojů Technické univerzity v Mnichově vyvinuty modifikace pro testování kuželových a šnekových soukolí s využitím uzavřeného testovacího okruhu. [30]



Obrázek 14 - Popis částí zkušebního okruhu pro testování hypoidního soukolí [58] (upraveno)

Zkušební okruh pro testování kuželových soukolí (obrázek 14) se obvykle využívá k testování a analýze únosnosti maziv kuželových soukolí s hypoidním ozubením (typ Klingenberg) vůči zadírání. Stejně jako všechny zkušební okruhy s označením FZG funguje na principu uzavřeného zkušebního okruhu (viz kapitola 2.6.2). Testovací (6) i doplňková kuželová soukolí (7) jsou společně uložena v dělené převodové skříni a pomocí hřídelů (4,5) spojena s převodovou skříní doplňkovou, uvnitř které se nachází čelní soukolí se šikmými zuby (1,2). Toto řešení je dále doplněno o třetí redukční převodovou skříň a mechanismus pro tvorbu předpětí (3) a snímání krouticího momentu. [30]

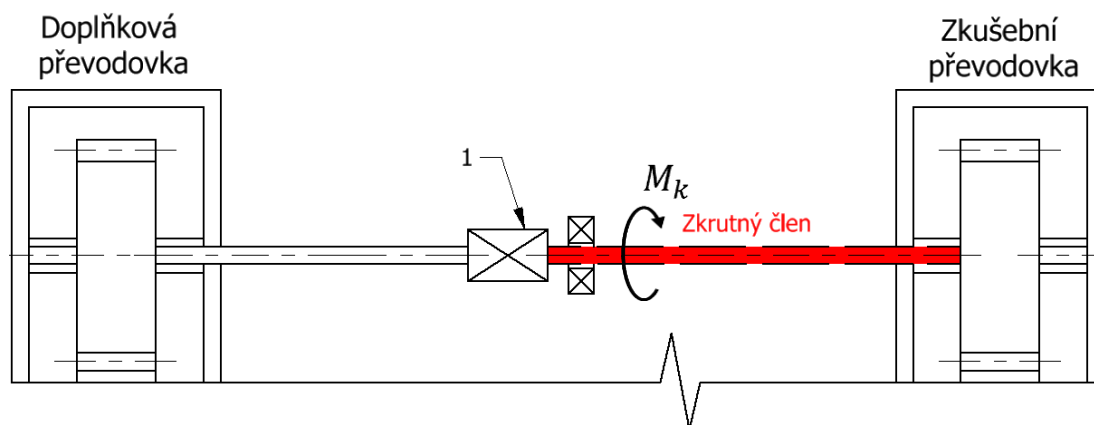


Obrázek 15 - Popis částí zkušebního okruhu pro testování šnekových soukolí [30] (upraveno)

Konfigurace zkušebního okruhu pro testování šnekového soukolí (obrázek 15) je ve většině případů využita pro zkoumání únosnosti maziv a odolnosti šnekových soukolí proti jamkové korozi neboli pittingu. Rozdíl oproti předchozím systémům je jednoznačně ve složitosti konstrukce zařízení, které je složeno ze tří doplňkových převodových skříní a jedné testovací. Tyto čtyři převodové skříně následně tvoří mechanicky uzavřený okruh, uvnitř kterého jsou zakomponovány dvě kuželová (1,2) a dvě šneková soukolí (5,6). Zatížení je v tomto případě realizováno pomocí hydrostatického motoru (3), který zajišťuje distribuci předpětí v systému. Dále je okruh také doplněn o zařízení pro snímání hodnoty předpětí (4). [30]

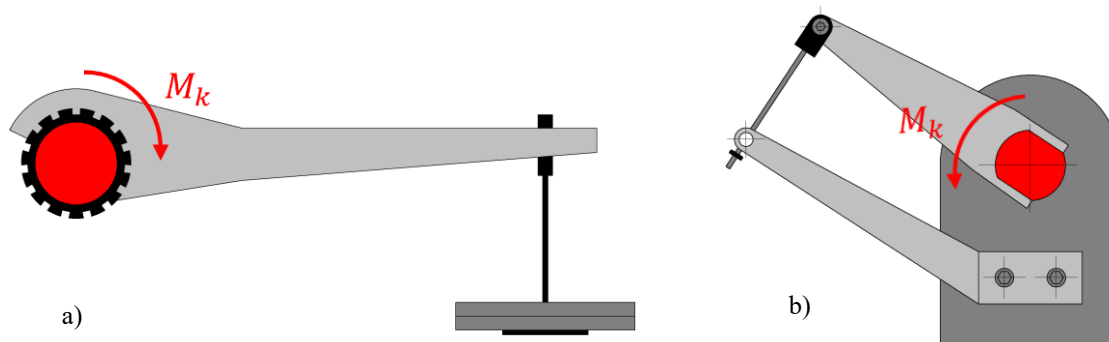
Mechanismy pro vyvození předpětí

Z popisu výše zmíněných konfigurací zkušebních stanovišť s označením FZG je zřejmé, že z hlediska uspořádání a funkce jednotlivých součástí je jejich koncepce dána. V praxi je ovšem využívána řada dalších modifikací těchto testovacích okruhů, které se liší především způsobem vyvození potřebného předpětí. Jak již bylo zmíněno, všechny systémy typu uzavřeného okruhu využívají k aplikaci zmíněného předpětí vzájemné otáčení jednoho z hřídelů vůči druhému [24]. K tomuto účelu je využito zkrutného členu, na který je dále pomocí určitého mechanismu (1) aplikován zátěžný točivý moment vyvolávající předpětí. Umístění zkrutného členu v okruhu lze vidět na obrázku 16.



Obrázek 16 - Umístění zkrutného členu a zátěžného mechanismu v řezu schéma okruhu FZG [28]
(upraveno)

Obecně lze mechanismy, které slouží pro vyvození zátěžného momentu, rozdělit na základě možnosti změny tohoto zatížení. První z těchto variant umožňuje vyvození i změnu zátěže aplikovat pouze za klidu stroje, tedy pouze ve statickém stavu. Tato metoda je sice konstrukčně jednoduchá, avšak umožňuje rozběh okruhu pouze za podmínky plného zatížení a také vyžaduje obecně vyšší nároky na výkonnostní parametry použitého motoru, které jsou nutné pro překonání potřebného předpětí [31]. V praxi jsou pro aplikaci zátěže tohoto typu využity především dva základní přístupy, které zahrnují použití páky se závažím nebo torzní předpínání pomocí dvojice pák. Obě metody lze vidět na obrázku 17.

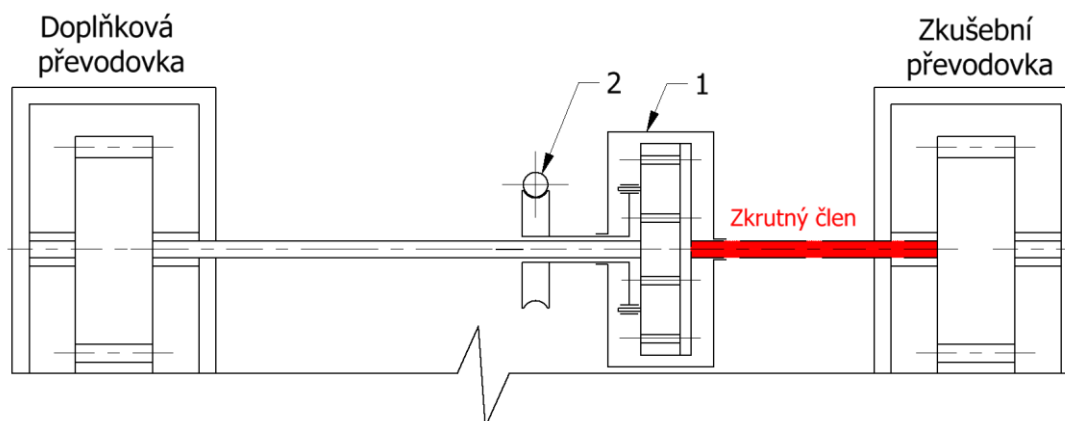


Obrázek 17 - Vyvození zátěžného momentu pomocí páky a), dvojice pák b)

Při využití páky se závažím, kterou lze vidět na obrázku 17a, je moment vyvozen upevněním páky prostřednictvím dělené spojky na hřídel se zkrutným členem. Zatížení je dále aplikováno pomocí několika kusů závaží. Výsledný zátěžný moment lze jednoduše dopočítat pomocí znalosti délky páky a hmotnosti využitých závaží. [22]

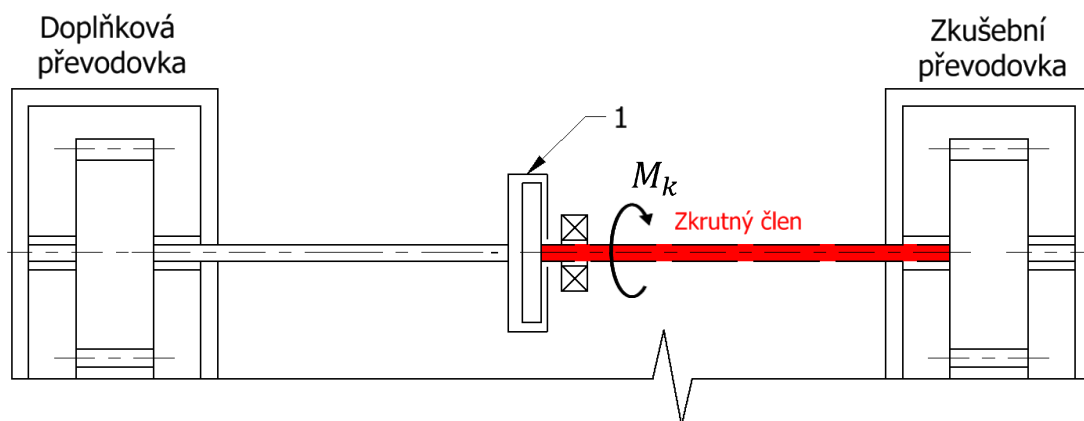
Dalším, v praxi využívaným systémem pro zatěžování ve statickém stavu je torzní předpínání pomocí dvojice pák, jak lze vidět na obrázku 17b. V tomto případě je potřebné předpětí aplikováno vzájemným silovým působením mezi dvěma pákami, přičemž jedna z pák je připojena ke zkrutné hřídeli. Druhá páka je dále fixně upevněna k ložiskovému domku. Páky jsou vzájemně spojeny táhlem, jehož konec je opatřen závitem a maticí. [26]

Druhá z variant realizace předpětí umožňuje aplikaci a také změnu zátěžného momentu za chodu stroje, tedy v dynamickém stavu [31]. V tomto případě je také možné kontrolovat velikost zátěže na dálku, což lze uplatnit například v případě, kdy je žádoucí aplikovat zatížení ve chvíli, kdy jsou nejlepší podmínky mazání, a naopak. Vzhledem k možnosti postupného zvyšování zátěže při chodu stroje lze dále také využít méně výkonný motor než v případě zatěžování ve statickém stavu. V praxi je k aplikaci zátěže v dynamickém stavu využito několika mechanismů, které zahrnují implementaci šnekové a planetové převodovky, hydraulického mechanismu a mechanismu využívajícího princip tvorby tečné síly u ozubení se šikmými zuby [25]. Jednotlivé druhy mechanismů jsou popsány níže.



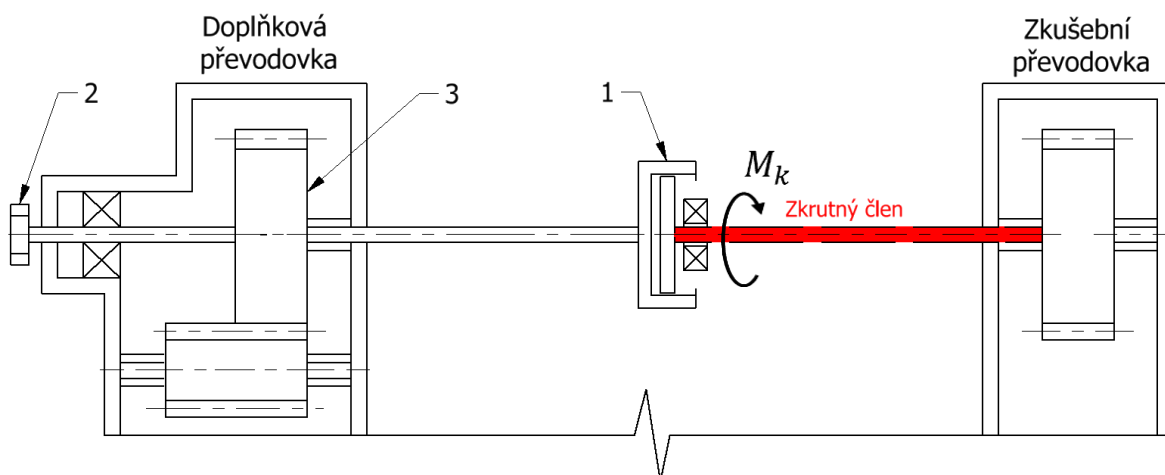
Obrázek 18 - Mechanismus využívající planetový a šnekový mechanismus [30] (upraveno)

Na obrázku 18 lze vidět implementaci zátěžného mechanismu, který využívá k vyvození předpětí kombinaci planetové převodovky (1) a pomocného šnekového převodu (2). Tuto konfiguraci představili Langhan, Klinger, Langebeck a Basedow a umožňuje velmi plynulou změnu zátěžného momentu v dynamickém stavu stroje. Regulace je realizována pomocí krokového motoru řízeného numerickým řídicím systémem. Nevýhoda tohoto řešení je dána skutečností, že přidáním dalších soukolí v podobě zátěžného mechanismu vznikají další třecí ztráty, které následně komplikují výpočty účinnosti zkušební převodovky. [30]



Obrázek 19 - Hydraulický mechanismus [32] (upraveno)

Dalším způsobem pro vyvození zatížení v dynamickém stavu je využití hydraulického systému (obrázek 19), který byl vyvinut ve výzkumném centru Glenn společnosti NASA. Zátěžný moment je u této konfigurace vyvozen prostřednictvím přívodu tlakového oleje na lopatky mechanismu (1) [32]. Výhodou tohoto systému je zvýšení všestrannosti a výkonu při testech, avšak vyžaduje značné ekonomické náklady. Další nevýhoda tohoto řešení souvisí s vysokými tlaky, které mohou způsobit únik oleje, což snižuje schopnost systému udržovat konstantní zatížení. Tento systém lze dále modifikovat při využití pneumatického mechanismu namísto mechanismu hydraulického [30].



Obrázek 20 - Mechanismu využívající principu axiální síly u ozubení se šikmými zuby [26] (upraveno)

Zatížení v dynamickém stavu je možné dále aplikovat pomocí mechanismu s posuvným kolem (obrázek 20), který byl vyvinut na Fakultě strojní ČVUT v Praze. Předpětí je u této konfigurace vyvozeno za využití napínacího šroubu (2), pomocí kterého je posuvné kolo (3) přesouváno. Možnost tohoto posuvu zajišťuje zubová spojka (1). Díky záběru šikmého ozubení je vyvolána tečná síla, na základě které dochází k deformaci zkrutného členu, a tedy vyvození potřebného zátěžného momentu. Tento systém lze dále také modifikovat využitím pneumatického válce jako náhrady za napínací šroub, díky čemuž lze proces zatěžování automatizovat. [26]

V praxi existuje i mnoho dalších mechanismů, které umožňují aplikovat zatížení za chodu stroje. Tyto modifikace zahrnují například využití dvojice přídatných převodovek na hřídel zátěžného kola, využití harmonické nebo cykloidní převodovky a další [25]. Konstrukce většiny těchto mechanismů je však velmi složitá, a proto se bude praktická část této práce dále zabývat pouze mechanismy, které byly popsány výše.

Testovací metody čelního ozubení

Vzhledem k tomu, že při běžném testování ozubených převodů není možné spolehlivě předpovědět interakci mezi mazivem a materiálem ozubení, je zapotřebí maziva testovat a charakterizovat s ohledem na jednotlivé poruchy ozubení. Mezi režimy poruch, které jsou mazivy nejvíce ovlivněny, patří zadírání, adhezivní opotřebení při vysokých tlacích, mikropitting a pitting (kapitola 2.2.3). [33]

Aby bylo možné porovnávat výkonnost maziv v souvislosti s těmito poruchami, byly pro tento účel navrženy standardizované testovací metody. Tyto testovací metody byly vyvinuty v centru pro výzkum ozubených kol (FZG) na Technické univerzitě v Mnichově. Všechny FZG testovací metody lze provádět na FZG testovací okruzích typu back-to-back, které byly popsány výše. Výsledky těchto metod dále umožňují porovnávat a klasifikovat maziva z hlediska jednotlivých poruch ozubení. [33] Konkrétní standardizované metody pro testování ozubených převodů s přímými zuby jsou společně shrnuty v tabulce 9.

Tabulka 9 - Standardizované testovací metody [33]; [28]

Režim poruchy	Standardizace podle	Typ testovacího soukolí
Relativní únosnost maziv při zadírání	ČSN ISO 14635-1	Typ A
Relativní únosnost maziv při adhezivním opotřebení při vysokých tlacích	ČSN ISO 14635-2	Typ A10
Relativní únosnost maziv při mikropittingu	FVA 54/7 ¹¹	Typ C

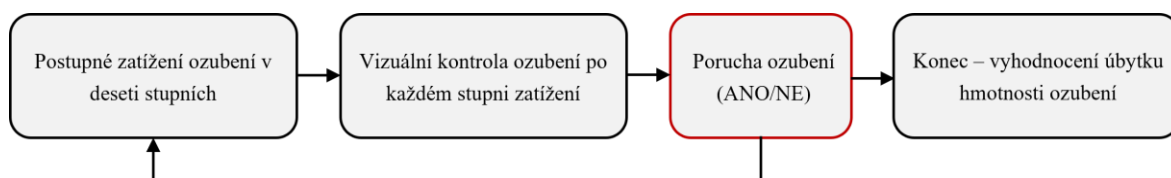
¹¹ Standardizovaný dokument popisující testování únosnosti maziv při mikro-pittingu vyvinutý na FZG [52].

Tyto standardizované metody zahrnují také konkrétní parametry testovacího zařízení typu FZG, které bylo popsáno v předchozích kapitolách (kapitola 2.6.3). Jednotlivé parametry, které zahrnují rozměry testovaných soukolí, jejich materiál nebo požadavky testovacích cyklů, shrnuje tabulka 10.

Tabulka 10 – Souhrn parametrů testovaných soukolí a průběhu testu [28]

Druh parametru	Parametr		Pastorek	Spoluzabírající kolo
Parametry soukolí	Počet zubů	[-]	16	24
	Modul ozubení	[mm]	4,5	4,5
	Úhel záběru	[°]	20	20
	Šířka ozubení	[mm]	10	20
Parametry testu	Osová vzdálenost	[mm]	91,5	
	Materiál	[-]	Cementační ocel s omezenou prokalitelností	
	Zátěžný moment	[Nm]	3,3 až 372.6	
	Počet testovacích cyklů (otáček pastorku) pro každý stupeň	[-]	97 650	

Na základě vybrané standardizované testovací metody je také definován přesný postup a metodika průběhu testů, která následně obsahuje také pravidla pro vyhodnocení jednotlivých zkoušek. Základní úkony dané těmito metodami prezentuje schéma níže (obrázek 21).



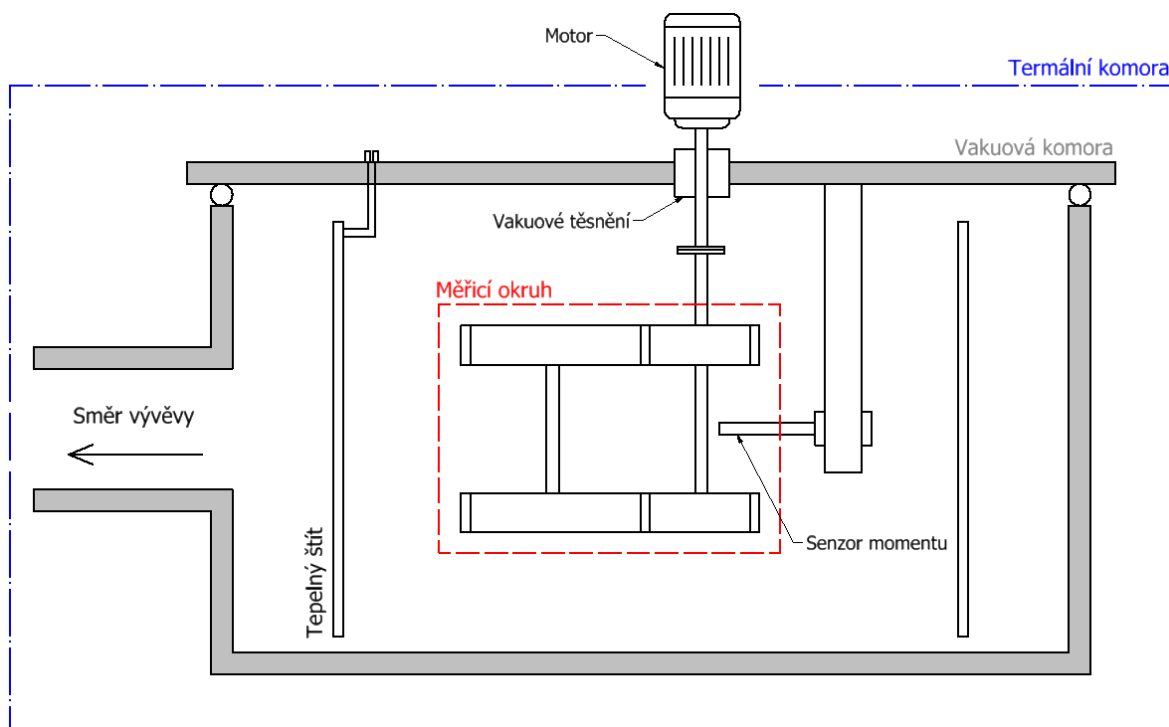
Obrázek 21 - Zjednodušené schéma obecné metodiky, převzato a upraveno z [28]

2.6.4 Testovací okruhy pro simulaci vesmírného prostředí

Pro testování maziv ozubených převodů, které jsou uplatněny v kosmických aplikacích, je zapotřebí testovací okruhy určitým způsobem modifikovat. Účelem těchto úprav je možnost simulovat provozní podmínky, kterým budou ozubené převody a jejich maziva vystaveny při reálném provozu. Simulované provozní prostředí určené pro tento účel musí zajišťovat dostatečně odpovídající podmínky, především z pohledu tlaků a teplot. [4]

Uzavřené testovací okruhy

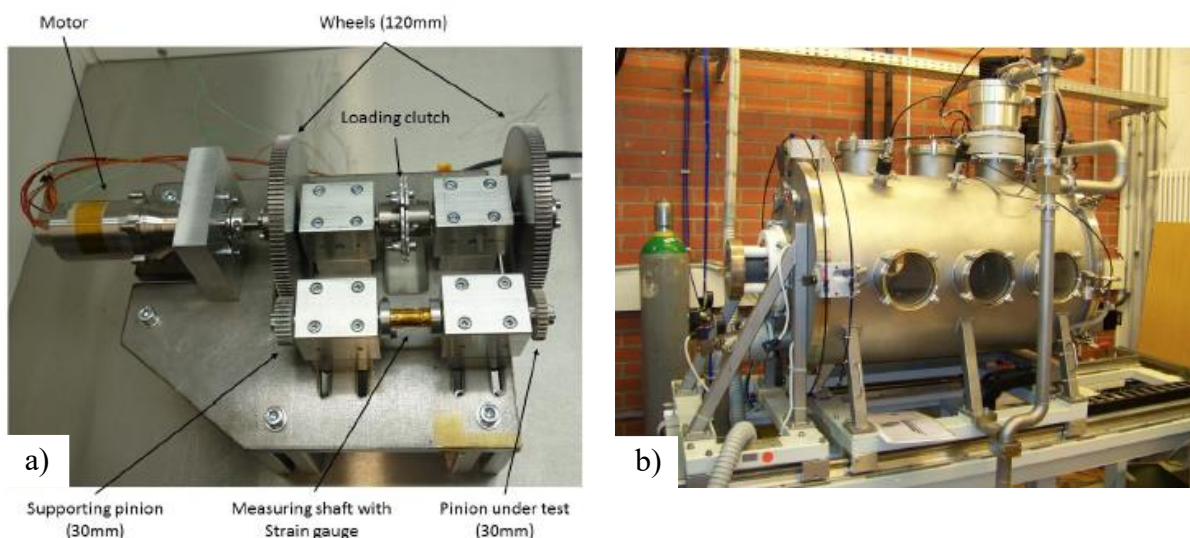
Obecně je pro účel tohoto testování možné využít dva základní přístupy. Prvním způsobem je podle Space tribology Handbook [4] využití uzavřených testovacích okruhů typu back-to-back, které byly popsány výše. Výsledný okruh je dále umístěn uvnitř vakuové komory, která zajišťuje odpovídající provozní parametry z hlediska tlaků. Pro simulaci provozních teplot je poté možné využít termální komoru, uvnitř které je umístěna vakuová komora spolu s testovacím okruhem. Schéma obecného řešení lze vidět na obrázku 22.



Obrázek 22 - Obecné schéma modifikace testovacího okruhu pro simulaci vesmírného prostředí [4]
(upraveno)

Tento přístup pro testování maziv, a především konkrétních materiálů ozubení pro kosmické aplikace využili ve své práci například Purshke a Hoehn [3]. Cílem této práce bylo zhodnotit možnosti využití samomazného polymerního materiálu PEEK (polyetheretherketon) v kosmickém prostředí, a to především z pohledu teplot a tlaků. Konkrétně se autoři zabývali vysokým opotřebením ozubených kol vyrobených z materiálu PEEK a jeho vlivem na přesnost polohování u kosmických mechanismů.

V rámci této práce bylo vyvinuto testovací zařízení pro účely konkrétního testování opotřebení polymerních ozubených kol. Základním prvkem zařízení je uzavřený testovací okruh typu back-to-back, který bylo nutné speciálně navrhnout s ohledem na simulaci vesmírného provozního prostředí (obrázek 23).



Obrázek 23 - Konstrukce uzavřeného testovacího okruhu a) Termálně vakuová komora b)

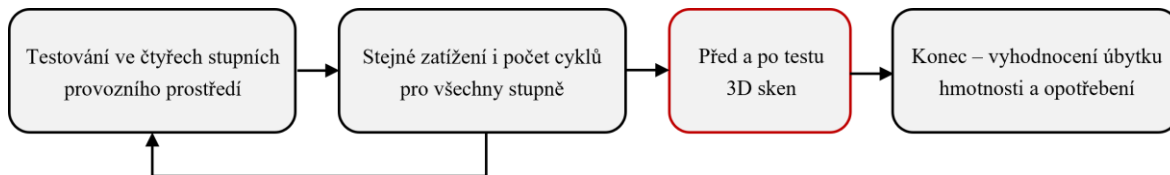
Rozložení navrženého okruhu odpovídá běžně využívaným testovacím okruhům tohoto typu, které byly popsány výše. Zkušební převodovka je v tomto případě složena z jednoho páru ozubených kol s přímým ozubením, které simuluje kontakt polymerních (testovaných) a ocelových kol. Zařízení navíc umožňuje změnu osové vzdálenosti v rozsahu 70–85 mm. Předpětí je do okruhu vnášeno pomocí dělené kotoučové spojky umístěné na jedné z hřídelí. Toto zatížení je dále monitorováno vždy před a po jednotlivých cyklech testu pomocí měřicí hřídele osazené dvojicí tenzometrů. Celý systém je dále umístěn v termálně vakuové komoře, která zajišťuje potřebné provozní podmínky. Jednotlivé parametry zařízení shrnuje tabulka 11.

Tabulka 11 – Parametry zařízení a průběhu testu [3]

Druh parametru	Parametr		Pastorek	Spoluzabírající kolo
Parametry soukolí	Počet zubů	[-]	20	30
	Modul ozubení	[mm]	1	1
	Úhel záběru	[°]	20	20
	Šířka ozubení	[mm]	6	6
	Materiál	[-]	PEEK	Nerezová ocel
Parametry testu	Osová vzdálenost	[mm]	70-85	
	Zátěžný moment	[Nm]	(odpovídá vesmírným aplikacím ¹²)	
	Počet testovacích cyklů (otáček pastorku)	[-]	350 000	

¹² Autoři práce neuvádějí přesné hodnoty zatížení. Je pouze konstatováno, že zatížení odpovídá běžným vesmírným aplikacím.

Metodika testování byla založena na čtyřech stupních provozních podmínek, přičemž pro každý stupeň byl proveden jeden testovací cyklus, který zahrnoval 350 000 otáček pastorku. Následně bylo provedeno vyhodnocení stavu opotřebení a vůle testovaného pastorku pro jednotlivé stupně provozních podmínek. Postup metodiky prezentuje následující schéma (obrázek 24).

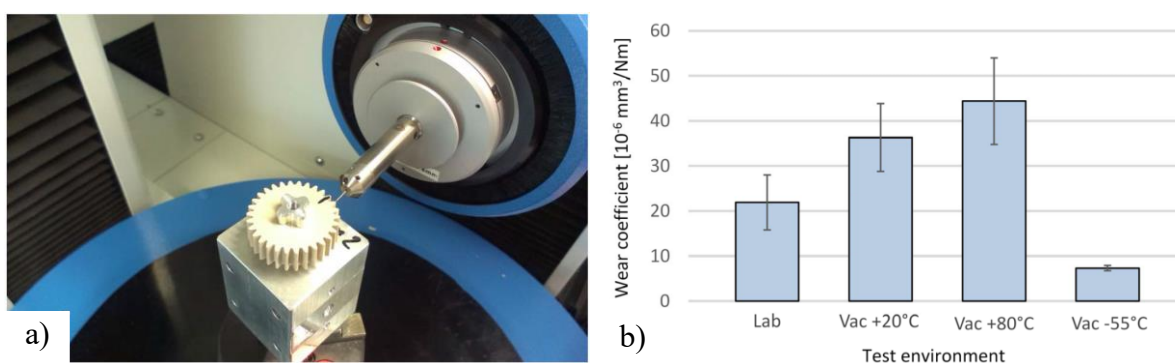


Obrázek 24 - Zjednodušené schéma postupu metodiky

Autoři popisují možnosti vyhodnocení konkrétních hodnot, které zahrnují gravimetrické metody nebo analýzu poklesu zátěžného momentu, které nejsou z důvodu nízké přesnosti dostatečné. Pro analýzu zmíněných hodnot je v tomto případě tedy využito taktilní metody, která umožňuje analýzu úbytku materiálu na zubu pastorku pomocí přesného skenování průřezové plochy zubů pomocí 3D měřicího zařízení vždy před a následně po testu. Na základě naměřených hodnot byla vypočtena míra úbytku hmotnosti M_{WN} a dále součinitel opotřebení testovaného pastorku k_W . Tyto hodnoty byly vypočteny na základě následujících vztahů.

$$M_{WN} = \frac{\Delta A \cdot z \cdot v \cdot \rho_{PEEK} \cdot 10^3}{N} \quad ; \quad k_W = \frac{10^3 \cdot M_{WN}}{T \cdot 2 \cdot \pi \cdot H_v \cdot \rho_{PEEK}} \quad (1)$$

Kde ΔA je změna průřezové plochy, N je počet cyklů, T vyjadřuje aplikovaný moment předpětí a H_v je koeficient úbytku hmotnosti měřeného pastorku. Výsledné hodnoty součinitele opotřebení spolu s 3D skenovacím zařízením lze vidět na obrázku 25.



Obrázek 25 – 3D skenovací zařízení a), Hodnoty součinitele opotřebení v závislosti na podmínkách testu b) [3]

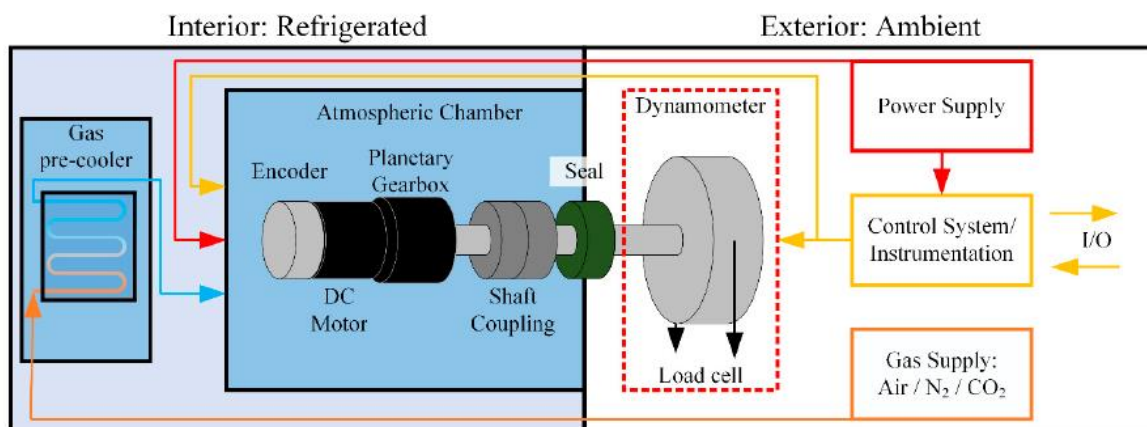
Otevřené testovací okruhy

Druhou možností je pro účely tohoto typu testování využití otevřených testovacích okruhů, které jsou podobně jako v předchozím případě z důvodu simulace provozních podmínek umístěny uvnitř vakuové a termální komory. Princip otevřeného testovacího okruhu je však energeticky náročnější, jak bylo zmíněno v předchozích kapitolách. Jeho využití je tedy ve většině případů směřováno k testování konkrétních mechanismů nebo jejich částí. [34]

Tento přístup pro testování maziv ozubených převodů využili ve své práci například Nyberg a Llopart [35]. Jejich práce se zabývá tvorbou metodiky pro tribologickou analýzu planetových převodovek, které jsou využity u robotických pohonů ve vesmírných aplikacích. Cílem práce je dále ověřit funkci konkrétních maziv při mezním režimu mazání, především z pohledu extrémních teplot kosmického prostředí.

Pro zmíněnou metodiku testování bylo navrženo testovací zařízení (GATR), které využívá princip otevřeného testovacího okruhu. Systém se skládá ze dvou hlavních částí, přičemž první z nich je umístěna v atmosférické komoře, která pro simulaci vakua využívá atmosféru dusíku. Komoře je dále umístěna uvnitř chladicího prostoru, který je chlazen suchým ledem. Tato část je složena ze samotné testované převodovky, enkodéru a stejnosměrného motoru, který dodává do okruhu potřebný výkon. Druhá část, která se nachází mimo chladicí prostor, je tvořena dynamometrem, který prostřednictvím pásové brzdy zprostředkovává konkrétní zátěž.

Zařízení bylo navrženo především s ohledem na vyhodnocení vlivu tribologických parametrů (provozní podmínky, maziva, materiály) na výslednou funkci testované převodovky. Schéma tohoto řešení lze vidět na obrázku 26.



Obrázek 26 - Schéma konceptu konstrukčního řešení testovacího zařízení GATR [35]

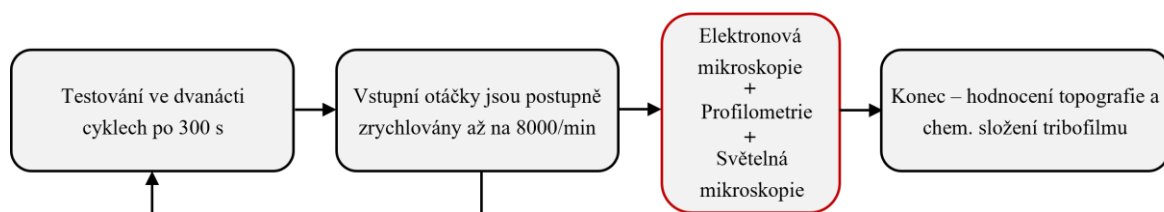
Pro ověření navrženého testeru a využívané metodiky byla provedena případová studie šesti komerčně dostupných planetových převodovek.

Převodovky byly nejprve důkladně očištěny pomocí ultrazvukového čištění v ethanolu a následně namazány tak, aby podmínky mazání odpovídaly efektivnímu filmu na základě teorie elastohydrodynamického režimu mazání. Tloušťka filmu odpovídající podmínkám této teorie by přitom měla dosahovat minimálně trojnásobku drsnosti povrchu S_q dané plochy ozubení. Validačním testům byly podrobeny tři oleje na bázi MAC a PFPE při provozních podmínkách, které zahrnovaly nominální teplotu $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a atmosféru dusíku pro simulaci vakua. Jednotlivé parametry testovaných převodovek spolu se základními parametry testu shrnuje tabulka 12.

Tabulka 12 - Parametry převodovky a průběhu testu [35]

Druh parametru	Parametr		Hodnota
Parametry převodovky	Druh převodovky	[-]	planetová
	Převodový poměr	[-]	1:51
Parametry testu	Zátěžný moment	[Nm]	0,8 Nm (odpovídá 20 % maximálního zatížení převodovky)
	Počet testovacích cyklů (otáček pastorku)	[-]	40 000

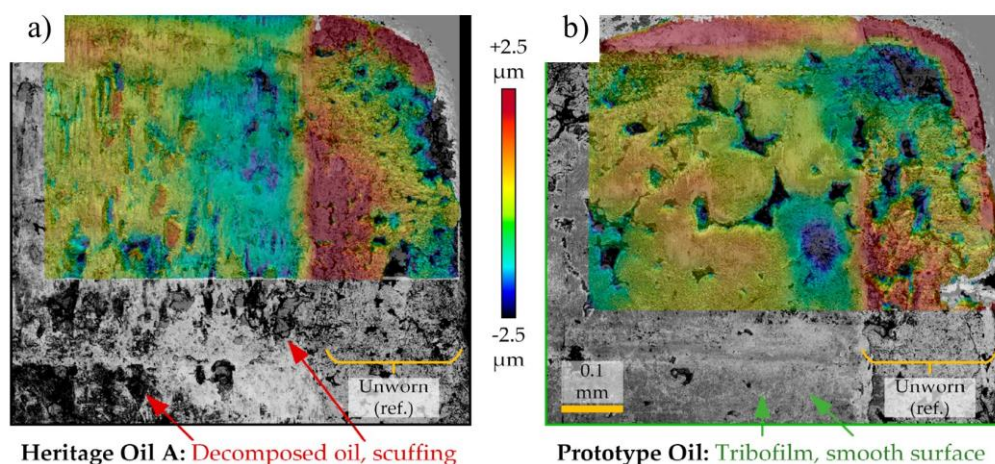
Jednotlivé testy byly provedeny ve dvanácti cyklech po 300 s, kdy vstupní otáčky byly postupně zrychlovány až na 8000 min^{-1} při konstantním zátěžném momentu 0,8 Nm. V rámci testů byly sledovány výstupní hodnoty motorového enkodéru, dynamometru a teploměrů uvnitř komory. Schéma metodiky vyhodnocení testů lze vidět níže.



Obrázek 27 - Zjednodušené schéma postupu metodiky

K analýze opotřebení povrchů ozubení byla využita kombinace metod světelné mikroskopie, 3D profilometrie a skenovací elektronové mikroskopie. Optická mikroskopie přináší v tomto případě informace o morfologii a optických změnách, profilometrie umožňuje přesně kvantifikovat opotřebení a topografii povrchu a elektronová mikroskopie umožňuje odhalit chemické složení povrchu včetně přítomnosti tribofilmů.

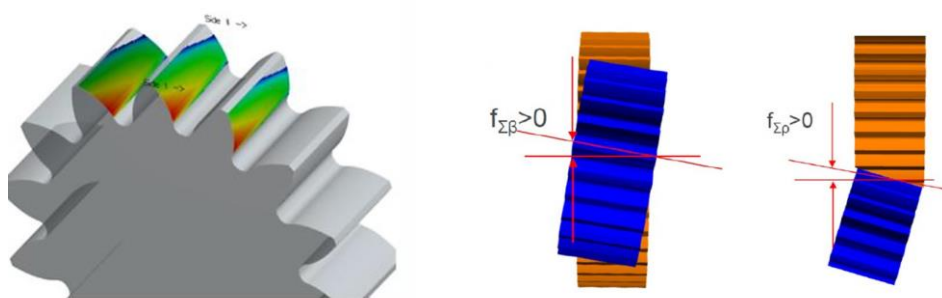
V rámci vyhodnocení validačních testů lze vidět rozdíly v topografii povrchu například pomocí 3D profilometrie. Na obrázku 28a lze vidět známky vzniku zadírání a degradace oleje při využití oleje na bázi MAC. Naopak při využití oleje na bázi PFPE lze vidět povrch zubu téměř bez poškození díky tvorbě efektivního tribofilmu.



Obrázek 28 - Vyhodnocení topografie povrchu pomocí 3D profilometrie. [35]

Doplňují parametr metodiky testování

Kromě výše uvedených příkladů konkrétních možností využití otevřených nebo uzavřených testovacích okruhů a metodiky testování, pro které byly navrženy, je dále nutné při definování parametrů experimentálního testování zohlednit také přesnost geometrického ustavení testovaného soukolí. Tento parametr úzce souvisí s konstrukčním řešením experimentálního zařízení, protože jeho kontrola nebo ověření musí být umožněno v rámci testovacího okruhu. Nepřesné ustavení hřídelí nebo nesouosost soukolí může vést k nerovnoměrnému rozložení zatížení po šířce zubu (obrázek 29), což způsobuje lokální zvýšení kontaktního napětí a může významně ovlivnit interpretaci výsledků měření. [36]



Obrázek 29 - Nerovnoměrné rozložení kontaktního tlaku a), Druhy nepřesností uložení soukolí b) [36]

Z tohoto důvodu je v odborné literatuře zabývající se testováním ozubených převodů pro kosmické aplikace zdůrazňována nutnost zohlednit přesnost ustavení soukolí jako důležitý parametr metodiky testování, který nebyl ve výše uvedených příkladech způsobů testování uveden.

2.7 Shrnutí hlavních zjištění

Tato kapitola se bude zabývat shrnutím hlavních zjištění, která byla získána na základě podrobné systematické rešerše. Hlavní přínosy rešerše jsou chronologicky rozděleny do dvou hlavních kategorií. Konkrétně se jedná o souhrn informací týkajících se ozubených převodů v kosmických aplikacích, kde budou popsány základní informace o jejich nejdůležitějších parametrech, poruchách, specifickém provozním prostředí a využívaných materiálech a mazivech. Ve druhé části pak budou shrnuty poznatky o testování ozubených převodů. Tato část bude zaměřena na jednotlivé možnosti testování, typy testovacích zařízení a metodiku vyhodnocení výsledků, přičemž tyto poznatky budou dále využity pro formulaci požadavků na navrhované zařízení.

2.7.1 Ozubené převody v kosmických aplikacích

Jak bylo v rámci rešerše zjištěno, ozubené převody patří mezi základní a nejpoužívanější součásti v široké škále mechanismů pracujících v kosmickém prostředí. Ve většině případů jsou využity v rámci tří základních druhů mechanismů, které zahrnují mechanismy rozvinovací, rotační a polohovací [1]. Vzhledem k využití v tak široké škále aplikací je zapotřebí se při jejich vývoji zaměřit na splnění určitých požadavků. Tyto základní parametry shrnul ve své práci Purshke [3], který analyzoval širokou škálu konkrétních aplikací ozubených převodů a popsal jejich konkrétní rozsahy hodnot. Tyto požadavky zahrnují vysokou životnost, přesnost polohování, nízké opotřebení, mechanickou odolnost, kvalitní mazání, odolnost vůči vesmírnému prostředí a další parametry zahrnující odolnost vůči vibracím a teplotním gradientům.

Díky rozdílným požadavkům na jednotlivé druhy mechanismů, v nichž jsou ozubené převody využívány, se v praxi uplatňuje poměrně široká škála jejich druhů. Pro účely experimentálního ověření je možné testovat konkrétní druh převodovky jako celek, nebo se zaměřit na základní kontakt dvojice spoluzabírajících ozubených kol. Tento přístup odpovídá také principu velmi rozšířených testovacích okruhů typu FZG, které umožňují porovnávat vliv provozních a tribologických podmínek na funkci testovaného soukolí. [33]

Poruchy ozubených převodů

Jedním z klíčových parametrů ozubených převodů v kosmických systémech je jejich vysoká životnost, a to vzhledem k tomu, že délka kosmických misí může běžně dosahovat až deseti let bez možnosti údržby [1]. Z tohoto důvodu je zapotřebí navrhnout ozubení tak, aby nedocházelo v průběhu jeho provozního života k poruchám. Na základě statistických dat se ukázalo, že v praxi může docházet ke čtyřem základním poruchám ozubení. Jedná se o únavový lom v patě zubu, pitting a dále opotřebení vlivem adheze nebo abraze [9].

K únavovému lomu v patě zubu nebo ke vzniku progresivního pittingu dochází v kosmických aplikacích pouze zřídka, a to díky tomu, že jsou ozubení ve většině případů předimenzována. Nejčastější poruchou ozubených převodu je opotřebení, a to zejména vlivem adheze [10]. K tomuto jevu dochází z důvodu absence oxidů na povrchu zubů, které v běžném prostředí vytvářejí přirozený tribofilm. Tato absence způsobuje významné zvýšení součinitele tření v kontaktu zubů, v jehož důsledku může dojít až k úplnému svaření součástí [13].

Na základě těchto poznatků lze konstatovat, že z hlediska návrhu experimentálního zařízení je nutné zaměřit se zejména na životnostní testování soukolí. Zároveň je nutné zajistit odpovídající provozní podmínky, které ve spojení s vhodnou metodikou umožní vznik a následnou analýzu typických poruch ozubených převodů.

Vliv kosmického prostředí

Ozubené převody pracující v kosmických systémech musejí odolávat extrémnímu vesmírnému prostředí, které zahrnuje mnoho nepříznivých vlivů. Tyto vlivy mají při funkci všech mechanismů obecně největší vliv na materiály a maziva, a proto je při jejich vývoji i testování důležité věnovat jejich výběru náležitou pozornost. Mezi nejkritičtější parametry prostředí lze zahrnout:

- **Nedostatek reagujících plynů**

Nedostatek reagujících plynů může způsobit výrazné zvýšení součinitele tření mezi povrchy zubů a může v konečném důsledku vést až k zadření.

- **Vypařování a kondenzace**

V důsledku přítomnosti vakua může docházet k výraznému odpařování zejména kapalných maziv, které mohou dále kondenzovat na citlivých površích v systému.

- **Teplotní extrémy a omezená tepelná vodivost**

Materiály i maziva ozubených převodů musejí být navrženy tak, aby byly schopny fungovat jak při kryogenních, tak i ve velmi vysokých teplotách (až stovky °C)

- **Změna viskozity maziv**

Viskozita maziv je přímo závislá na teplotě provozního prostředí. Díky tomu, může při jejich změnách mazivo výrazně měnit svou viskozitu a ovlivňovat tak své mazací účinky a zároveň i dynamické parametry mechanismu. [13]

Při experimentálním ověření ozubených převodů je proto zásadní replikovat tyto provozní podmínky v co největším rozsahu, zejména z hlediska definovaných teplot a tlaků, tedy přítomnosti vakua. Z pohledu experimentálního zařízení je nutné zajistit jeho funkci uvnitř vakuové komory a současně přizpůsobit jeho konstrukci provozu v širokém rozsahu teplot. Splnění těchto požadavků klade nároky zejména na vhodnou volbu konstrukčních materiálů, ale také na výběr ostatních komponent systému.

Materiály ozubených převodů v kosmu

Materiály ozubených převodů v kosmu hrají klíčovou roli při jejich požadované funkci. Konkrétní materiál musí nejen splňovat pevnostní předpoklady, ale musí zároveň vykazovat odolnost vůči náročným vlivům vesmírného prostředí, které byly zmíněny výše. Výběr vhodných materiálů pro provoz v kosmických misích určují normy ECSS (Evropská spolupráce pro standardizaci v kosmonautice), konkrétně norma ECSS-E-HB-32-20 [17]. Nejčastěji využívané materiály v rámci kosmických aplikací shrnuje Space tribology handbook 5th [4]. Publikace podrobně popisuje nejčastější skupiny materiálů a také konkrétní materiály těchto skupinách. Nejčastěji se vyskytující materiály shrnuje tabulka 13.

Tabulka 13 - Nejčastěji se vyskytující materiály ozubených převodů [4]

Skupina materiálů	Označení nejčastěji využívaných materiálů	Povrchová úprava
Oceli	AISI 440C, En8-080M40	Povrchové kalení
Slitiny hliníku	HE30, HE7075	Anodizační úpravy
Slitiny titanu	IMI318, IMI 550	Karbonitridizační úpravy
Syntetické materiály	Vespel SP3, Duroid 5813, PEEK	/

Z hlediska návrhu experimentálního zařízení je nutné uvažovat možnosti různých materiálových kombinací testovaných vzorků, které mohou být opatřeny odlišnými povrchovými úpravami. Konstrukce zařízení proto nesmí být vázána na jedinou materiálovou kombinaci, ale musí umožňovat snadnou výměnu testovaných kol a jejich konfigurací. Tento požadavek zároveň podporuje návrh zařízení z pohledu modularity, rozebíratelnosti a dostatečné přístupnosti k testovanému soukolí během montáže, demontáže i samotného experimentálního vyhodnocení.

Mazání ozubených převodů

Podobně jako materiály, tak i maziva hrají klíčovou roli v rámci ozubených převodů v kosmických aplikacích. Výběr správného maziva musí být proveden s respektem k náročnému provoznímu prostředí. Vzhledem k tomu, že velká část poruch ozubených převodů pracujících ve vesmírném prostředí vzniká v důsledku nevhodné volbě maziva, je zapotřebí jejich správný výběr a kvalifikované ověření [10]. Hlavním účelem maziv je minimalizace tření, opotřebení a odvod tepla. Mazání ozubených převodů je v praxi realizováno pomocí kapalných maziv, která lze rozdělit na oleje a tuky. Dále lze využít tuhá maziva ve formě tenkých povlaků nebo samomazných materiálů. Nejčastěji využívaná maziva podle jejich druhu jsou prezentována v tabulce 14 [4].

Tabulka 14 - Souhrn nejčastěji využívaných maziv [4]; [1]

Skupina maziv	Druh maziva	Označení maziva	Způsob nanášení
Kapalná maziva	Olej	Fomblin Z25	Přímo na povrch
	Olej	Nye 2001a	Přímo na povrch
	Tuk	Braycot 601	Přímo na povrch
	Tuk	Braycot 601EF	Přímo na povrch
Tuhá maziva	Povlak	MoS ₂	Sputtering
	Povlak	Pb	Iontové pokovování
	Povlak	PTFE	Povlak na bázi pryskyřice

Při experimentálním ověření, potažmo samotného návrhu zařízení, je nutné zohlednit širokou škálu možných maziv a tribologických konfigurací. Konstrukce zařízení proto musí umožňovat snadnou výměnu testovaných soukolí, aplikaci různých typů maziv a současně zachování definovaných podmínek experimentu a dostatečné opakovatelnosti měření.

2.7.2 Testování maziv a materiálů ozubených převodů

Testování maziv ozubených převodů je velmi důležitou součástí vývojového cyklu mechanismů pracujících v oblasti vesmírných technologií. Jak již bylo zmíněno, tak maziva a jejich aplikace mají zásadní vliv na celkovou funkci těchto mechanismů a ozubených převodů v nich obsažených. Obecně není možné dostatečně kvalifikovat vhodnost a vliv maziv a materiálů na výslednou funkci ozubených převodů pouze na základě znalosti jejich fyzikálních a chemických parametrů. [22] Z tohoto důvodu bylo vyvinuto mnoho testovacích metod pro hodnocení tohoto vlivu maziv.

Tyto metody lze prakticky rozdělit do dvou hlavních skupin:

- **Zrychlené laboratorní testy**

Tyto metody využívají laboratorní tribometry pro zrychlenou simulaci vybraných provozních podmínek. Umožňují rychlé porovnání tribologických vlastností, avšak nemusí dostatečně odpovídat reálnému provozu. [16]

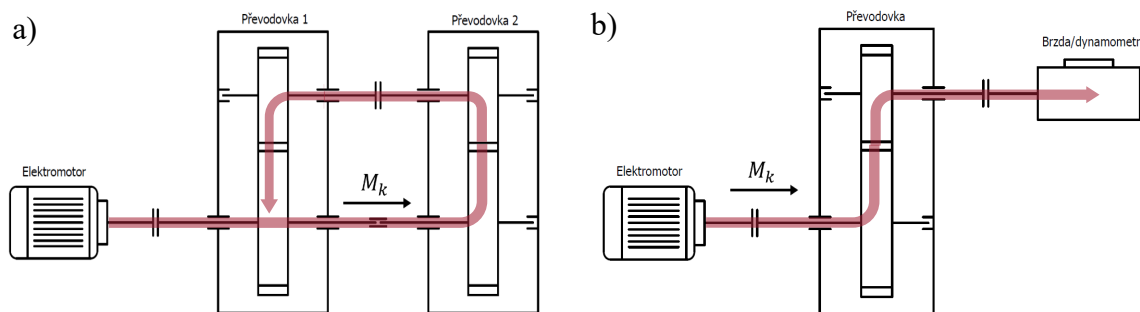
- **Zkušební testovací okruhy**

Tyto systémy simulují reálné provozní podmínky a konkrétní geometrie ozubení. Poskytují komplexnější výsledky a menší odchylku od skutečného provozu. Využívají princip otevřeného nebo uzavřeného toku výkonu. [22]

Otevřené a uzavřené testovací okruhy

Obecně jsou testovací okruhy rozděleny na základě principu toku výkonu v okruhu. U otevřených okruhů je do systému přiváděn stejný výkon jako v reálném provozu a tento výkon, díky otevřenému toku výkonu, musí být dále určitým způsobem zmařen.

Nejčastěji je zmařen pomocí dynamometru nebo brzdy [24]. Naopak uzavřené okruhy pracují s uzavřeným tokem výkonu, proto není zapotřebí vstupní výkon žádným způsobem měřit, jelikož cirkuluje v kruhu [22]. Tok výkonu v rámci obou okruhů je schématicky prezentován níže.



Obrázek 30 - Zobrazení toku výkonu u uzavřeného [24] a) a otevřeného [25] b) testovacího okruhu

Obě řešení přinášejí určité výhody a nevýhody, které jsou shrnuty a prezentovány v tabulce 15.

Tabulka 15 - Výhody a nevýhody obou řešení [25];[24]

Otevřené okruhy		Uzavřené okruhy	
Výhody	Nevýhody	Výhody	Nevýhody
Snadné řízení zátěže	Náklady na motor a brzdou jednotku	Nižší energetická náročnost	Složitější konstrukce
Jeden pár soukolí	Zástavbové rozměry	Nižší náklady na motory	Náročnější kontinuální změny zátěže
Jednoduchá konstrukce	Obecně vyšší nároky na řídicí elektroniku	Nižší zástavbové rozměry	Vyšší ztráty třením

Volba vhodného okruhu pro konkrétní testování závisí především na cílech experimentu a na kinematických a dynamických parametrech působících na zkoušený objekt [22]. Z porovnání obou principů však vyplývá, že pro dlouhodobé životnostní testování v omezeném zástavbovém prostoru je vhodnější uzavřený testovací okruh. Jeho hlavní výhodou je nižší energetická náročnost a absence brzdnej jednotky, což je významné zejména při integraci zařízení do vakuové komory. Nevýhodou je naopak složitější mechanická konstrukce a vyšší náročnost systému pro aplikaci a měření zatížení.

Uzavřené okruhy typu FZG

Uzavřené testovací okruhy typu FZG (Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau), které sdílejí architekturu typu „back-to-back“ patří mezi nejrozšířenější metody testování maziv a materiálů ozubení [29]. Jejich konstrukce vychází z koncepce Niemannova uzavřeného okruhu, přičemž princip testování je ve většině případů normalizován, například normou ČSN ISO 14635, která definuje podmínky pro hodnocení únosnosti maziv proti zadírání i základní parametry testovacího zařízení [28].

Tyto základní koncepce byly následně řadou institucí, například TUM nebo NASA, dále modifikovány pro specifické typy experimentů a provozních podmínek [30]. Na základě rešeršní analýzy byly identifikovány klíčové parametry ovlivňující konstrukci zařízení i metodiku testování, které jsou shrnuty níže.

- **Druh testovaných soukolí**

Zařízení typu FZG umožňují určité modifikace pro testování různých druhů ozubení, které mimo čelní soukolí zahrnují soukolí kuželové a šnekové.

- **Způsob vyvození zátěže**

V praxi je možné do systému aplikovat zátěž dvěma způsoby. Prvním způsobem je aplikace zátěže pouze ve statickém stavu, kdy je pro tento účel v praxi využito několik systémů pák. Druhou možností je aplikovat zátěž za chodu stroje. Aplikaci zátěžného momentu tímto způsobem je možné realizovat pomocí planetových a šnekových mechanismů, hydraulicky nebo za využití axiální síly u šikmého ozubení.

- **Měření momentu**

Dalším z důležitých parametrů je měření ztrátového a zátěžného momentu v okruhu. Normalizovaná metoda využívá pouze kontinuální měření momentu zátěže, avšak je možné okruh modifikovat o měření ztrát v systému, který poskytuje informace například o změnách součinitele tření nebo průběhu mazání. [30]

- **Průběh testování**

Průběh a vyhodnocení testování je v případě normalizovaných zkoušek využívající standardní zařízení popsán přímo normou. Metodika testů se liší v závislosti na sledovaném režimu poruchy, který zahrnuje zadírání, adhezivní opotřebení při vysokých tlacích a mikropitting.

Modifikace okruhů pro simulaci vesmírného prostředí

Pro testování materiálů a maziv ozubených převodů pro využití ve vesmírných aplikacích je zapotřebí zajistit odpovídající provozní podmínky, a to nejen z hlediska zatížení, ale také z pohledu provozního prostředí. Obecně je možné aplikovat postup podle Space tribology handbook [4].

Tento postup zahrnuje využití vakuové a termální komory pro zajištění odpovídajících podmínek prostředí, do nichž je umístěn daný testovací okruh.

Tento přístup využil ve své práci například Purshke [3], který se zabýval využitím uzavřeného testovacího okruhu pro testování samomazných materiálů. Obdobně se této problematice věnoval také Nyberg [35], který využil otevřený testovací okruh k tvorbě metodiky pro analýzu tribologických parametrů planetových převodovek. V obou případech byl testovací okruh umístěn v komoře simulující podmínky vesmírného prostředí.

Následující tabulka 16 shrnuje parametry testovaných soukolí, průběhu testů a vybrané parametry pro vyhodnocení. Jako reference k porovnání jsou v tabulce 16 prezentovány i obdobné parametry normalizované zkoušky dle normy ČSN ISO 14635.

Tabulka 16 - Shrnutí parametrů testování maziv ozubených převodů

Reference	Druh parametru	Parametr		Pastorek	Spoluzabírající kolo
ČSN ISO 14635 [28]	Parametry soukolí	Počet zubů	[-]	16	24
		Modul ozubení	[mm]	4,5	4,5
		Materiál	[-]	Cementační ocel	Cementační ocel
		Šířka ozubení	[mm]	10	20
	Parametry testu	Osová vzdálenost	[mm]	91,5	
		Zátěžný moment	[Nm]	3,3 – 372.6	
Počet testovacích cyklů (otáček pastorku)		[-]	97 650		
[3]	Parametry soukolí	Počet zubů	[-]	20	30
		Modul ozubení	[mm]	1	1
		Úhel záběru	[°]	20	20
		Šířka ozubení	[mm]	6	6
		Materiál	[-]	PEEK	Nerezová ocel
	Parametry testu	Osová vzdálenost	[mm]	70-85	
		Zátěžný moment	[Nm]	/(neuvedeno)	
		Počet testovacích cyklů (otáček pastorku)	[-]	350 000	
[35]	Parametry převodovky	Druh převodovky	[-]	planetová	
		Převodový poměr	[-]	1:51	
	Parametry testu	Zátěžný moment	[Nm]	0,8 (odpovídá 20 % maximálního zatížení převodovky)	
		Počet testovacích cyklů (otáček převodovky)	[-]	40 000	
	[36]	Parametr testu	Přesnost uložení soukolí	[-]	Ustavení pomocí přípravku, měření s využitím CMM nebo laseru

2.8 Identifikace novosti a příležitosti

V rámci kritické rešerše bylo zjištěno, že existuje široká škála metod pro testování maziv a materiálů ozubených převodů. Tyto metody zahrnují jednoduché laboratorní tribologické testy i komplexní testovací okruhy s definovanou cirkulací výkonu. Jednodušší metody, jako jsou tribometry typu „pin-on-disk“ nebo „four-ball“, však vykazují omezenou schopnost reprodukovat reálné provozní podmínky ozubených převodů jako celkového mechanismu, a tím i omezenou vypovídací hodnotu výsledků. Pokročilejší testovací okruhy naproti tomu umožňují přesnější simulaci zatížení, kinematiky a geometrie soukolí.

Zásadním zjištěním vyplývajícím z rešerše je skutečnost, že většina zařízení pro testování ozubených převodů je navržena primárně pro pozemní aplikace. Tato zařízení, včetně běžně dostupných komerčních testovacích okruhů, umožňují realizaci zkoušek za standardních nebo pouze částečně modifikovaných provozních podmínek. Jejich schopnost simulovat specifické podmínky kosmického prostředí, zejména z hlediska tlaku a teploty, je proto výrazně omezená. Z tohoto důvodu nejsou běžná testovací zařízení dostatečná pro kvalifikované ověření materiálů a maziv určených pro kosmické aplikace.

Současně bylo zjištěno, že experimentální zařízení umožňující simulaci kosmického prostředí existují, avšak jedná se převážně o vysoce specializovaná a výzkumně orientovaná řešení. Tato zařízení nejsou běžně komerčně dostupná a bývají navržena pro konkrétní experimentální účely, což omezuje jejich širší využitelnost. V praxi tak vzniká potřeba experimentálního systému, který by umožnil systematické testování ozubených převodů v podmínkách odpovídajících kosmickému provozu a současně byl přizpůsobitelný různým kombinacím materiálů, maziv a geometrií soukolí.

Na základě těchto zjištění lze hlavní technickou příležitost identifikovat ve vývoji vlastního experimentálního zařízení, které propojí výhody zkušebních testovacích okruhů s možností simulace kosmického prostředí. Navrhované řešení by mělo umožnit definované zatěžování soukolí, provoz ve vakuu a v řízeném teplotním rozsahu, výměnu testovaných vzorků a měření vybraných provozních veličin. Technická novost tak nespočívá ve vytvoření zcela nového principu testování ozubení, ale v kombinaci známých principů do zařízení přizpůsobeného konkrétním podmínkám a omezením cílového laboratorního pracoviště.

Takto navržené experimentální zařízení může přinést nové možnosti komplexního testování materiálů a maziv, včetně jejich vzájemných kombinací, pro využití v kosmických mechanismech. Díky schopnosti simulovat definované provozní podmínky bude možné systematicky hodnotit jejich vliv na vznik poruch, míru opotřebení a celkovou životnost ozubených převodů, což může vést k efektivnějšímu výběru vhodných materiálových a tribologických konfigurací již ve fázi návrhu.

3 CÍLE PRÁCE

3.1 Vymezení problému

Při návrhu a konstrukci satelitních systémů je klíčové zajistit spolehlivou funkci maziv a materiálů ozubených převodů, které ve využitých mechanismech hrají důležitou roli. Před nasazením těchto systémů do reálné aplikace je tedy zásadní provést důkladné životnostní testování konkrétních tribologických kombinací tak, aby byla ověřena jejich správná funkce především z pohledu extrémních podmínek vesmírného prostředí. Pro největší korelaci podmínek testování s realitou jsou k tomuto účelu obecně využívána experimentální zařízení s otevřeným nebo uzavřeným tokem výkonu. Tato zařízení totiž umožňují přesnou replikaci provozních parametrů, díky čemuž mohou jejich výsledky přímo ovlivnit spolehlivost vesmírných misí.

Běžně dostupná komerční zařízení určená k testování materiálů a maziv ozubených převodů vykazují značná omezení zejména z hlediska simulace kosmického prostředí. Tato zařízení jsou navržena primárně pro pozemní aplikace a umožňují zkoušky za standardních nebo pouze částečně modifikovaných provozních podmínek. Naopak specializovaná zařízení určená pro testování v podmínkách kosmického prostředí existují převážně jako výzkumně orientovaná řešení, která nejsou běžně komerčně dostupná a bývají navržena pro konkrétní experimentální účely.

Vývojovým problémem této práce je proto absence vhodného experimentálního zařízení, které by umožnilo životnostní testování ozubených převodů v podmínkách dostupného laboratorního pracoviště. Navrhované zařízení musí implementovat princip testovacích okruhů s možností provozu ve vakuové komoře a v definovaném teplotním rozsahu. Současně musí respektovat omezení vyplývající ze stávající infrastruktury, zejména kompatibilitu s dosud využívanými systémy.

Podstatou řešeného problému je tedy návrh, výroba a ověření modulárního experimentálního zařízení, které umožní testování různých tribologických konfigurací ozubených soukolí při definovaném zatížení a v podmínkách simulujících vybrané parametry kosmického prostředí. Zařízení musí umožnit výměnu testovaných vzorků, kvantifikaci aplikovaných provozních parametrů, opakovatelnou realizaci experimentů a současně zachovat požadovanou servisovatelnost, modularitu a jednoduchou obsluhu.

Název a druh produktu

Vyvíjeným produktem je experimentální okruh pro testování materiálů a maziv ozubených převodů v podmínkách simulující reálné kosmické prostředí z pohledu teplot a tlaků. Podstatou je životnostní testování materiálů a maziv vůči vzniku poruch ozubených převodů.

Zákazník

Zařízení je určeno pro realizaci vědecké činnosti pracovníků odboru vesmírné tribologie Ústavu konstruování, který sídlí na VUT v Brně. Tato výzkumná skupina se dlouhodobě zabývá tribologickou analýzou maziv mechanismů pracujících ve vesmírném prostředí a zároveň se podílí na vývoji některých z nich.

Spotřebitel

V tomto případě je výzkumná skupina odboru vesmírné tribologie jak zákazníkem, tak i spotřebitelem. Vyvíjené zařízení je určeno zejména pro její pracovníky za účelem realizace výzkumné činnosti.

Na základě předchozí systematické rešerše a potřeb koncových zákazníků potažmo spotřebitelů, byly definovány konkrétní cíle, funkce, omezení a způsoby, které jsou klíčové pro vývoj výsledného produktu (tabulka 17).

Tabulka 17 - Přehled atributů a cílů, C-cíle, F-funkce, O-omezení, Z-způsoby

Charakteristika	C	F	O	Z
Návrh a konstrukce testeru maziv a materiálů ozubených převodů ve vesmírných podmínkách	X			
Životnostní testování maziv ozubení v požadovaných podmínkách	X	X		
Životnostní testování materiálů ozubení v požadovaných podmínkách	X	X		
Měření zátěžného momentu a návrh systému pro tento účel	X	X		
Možnost změny osově vzdálenosti soukolí		X		
Zajištění výroby	X			
Zajištění montáže, implementace a kalibrace	X			
Maximální náklady na výrobu a nákup dílů 110 000 Kč			X	
Zaručení podmínek odpovídající vesmírnému prostředí, tlak, teplota			X	
Schopnost funkce při vysokých a nízkých teplotách (-50 až 100 °C)		X	X	
Schopnost funkce ve vysokém vakuu ($1 \cdot 10^{-4}$ Pa)		X	X	
Kompatibilita s vakuovou komorou, rámem a pohonem testeru ložisek			X	
Rozebíratelnost zařízení			X	
Modularita zařízení, možnost úpravy/výměny komponent			X	
Nastavitelnost zatížení a rychlosti otáčení				X

3.2 Cíle vývoje

Hlavním cílem této diplomové práce je konstrukce experimentálního zařízení pro testování maziv a materiálů ozubených převodů v podmínkách simulujících vesmírné prostředí. Zařízení bude navrženo za účelem životnostního testování materiálů a maziv vůči vzniku poruch ozubených převodů v podmínkách odpovídajících reálným vesmírným aplikacím.

Mezi dílčí cíle lze zařadit:

- konstrukční návrh testovacího zařízení, které bude kompatibilní s pohonným systémem a vakuovou komorou stávajícího testeru ložisek,
- volba vhodné konstrukce a materiálů pro funkci v simulovaném vesmírném prostředí z pohledu teplot a tlaků (viz tabulka 17),
- konstrukční návrh vakuově kompatibilního systému pro měření zatížení (zátěžného momentu),
- tvorba 3D modelu zařízení,
- tvorba výkresové dokumentace pro výrobu a montáž zařízení,
- realizace výroby a montáže zařízení a ověření jeho funkce.

4 KONCEPČNÍ NÁVRH

Tato kapitola se bude zabývat tvorbou koncepčních řešení jednotlivých částí i celkového systému experimentálního zařízení. V první části jsou postupně rozebrány cíle a omezení definované v předchozí kapitole a jsou určeny základní požadavky, které musí být při návrhu zařízení splněny. Následně je provedena technická funkční analýza, která popisuje předpokládané funkční části zařízení, jejich vzájemné vazby a celkovou očekávanou funkci systému. Závěrečná část kapitoly je věnována návrhu, hodnocení a výběru alternativních koncepčních řešení, která tvoří podklad pro následný předběžný návrh zařízení.

4.1 Analýza cílů a specifikace omezení

Nyní budou blíže specifikovány a popsány jednotlivé atributy cílového zařízení. Konkrétní cíle a omezení budou rozebrány chronologicky tak, aby byly objasněny důvody jejich stanovení a byl znázorněn předpokládaný postup jejich realizace.

4.1.1 Návrh parametrů testování

Pro následnou realizaci konstrukčního návrhu experimentálního zařízení je zásadní navrhnout a definovat základní parametry testování tak, aby výsledné zařízení splňovalo cílový účel. Vzhledem k tomu, že ozubené převody často hrají zásadní roli v rámci vesmírných mechanismů, je tedy nutné před jejich nasazením do cílové aplikace ověřit jejich životnost a požadovanou funkci. Zásadními proměnnými, které vstupují do výsledné funkce, jsou geometrie použitého ozubení, využití materiály a maziva a samozřejmě také provozní podmínky, které zahrnují pracovní zatížení a parametry okolního prostředí. Jak plyne ze syntézy informací obsažené v rešeršní části, je zapotřebí tyto parametry zohlednit v procesu testování tak, aby byly simulovány parametry odpovídající reálné aplikaci. Navrhované experimentální zařízení musí také tyto parametry zohledňovat.

Při definici těchto parametrů je zapotřebí zahrnout následující atributy:

- **Definice konkrétních parametrů testování**

Je zapotřebí zvolit druh a geometrii testovaného ozubení, škálu a druhy maziv a materiálů. Na tyto parametry dále navazuje volba metody testování, potažmo druhu zařízení.

- **Určení požadované metodiky testování**

Definice požadovaných druhů parametrů a veličin, které budou sloužit jako kvantifikovaný ukazatel a výstup z měření. Úzce souvisí se systémy cílového zařízení (HW a postup pro měření konkrétních parametrů).

- **Určení rozsahu testovaných provozních podmínek a vzorků**

Na základě vstupních okrajových podmínek (zástavbové rozměry, možnosti vakuové komory stávajícího testeru ložisek) je zapotřebí určit rozsah kritických veličin týkajících se testovaných vzorků (velikost, geometrie) a také provozních podmínek (maximální a minimální možný tlak a rozsah teplot při testech). Tento rozsah bude sloužit jako soubor vstupních hodnot pro návrh zařízení.

4.1.2 Konstrukce experimentálního zařízení

Samotný konstrukční návrh experimentálního zařízení je hlavním cílem této diplomové práce. Tento cíl představuje komplexní úlohu, která zahrnuje nejen samotnou konstrukci, ale také integraci jednotlivých subsystémů, které realizují požadovanou funkci zařízení v souladu s definovaným návrhem jednotlivých parametrů testování.

Jak již bylo zmíněno, zařízení musí být navrženo na základě požadované funkce, která vyplývá z definice parametrů testování zahrnující body zmíněné výše. Dále je žádoucí, aby bylo výsledné zařízení kompatibilní s existujícím testerem ložisek, respektive s jeho pohonným systémem a vakuovou komorou, z čehož plynou další omezení, která budou podrobněji rozebrána v dalších kapitolách. Zařízení musí být také navrženo s ohledem na co největší univerzálnost z pohledu testovaných geometrií, maziv a materiálů soukolí. Vzhledem k požadované simulaci vesmírných podmínek je zapotřebí zajistit bezproblémový provoz v těchto podmínkách, zahrnující vysoký rozsah teplot a vysoké vakuum. V neposlední řadě je nutné klást důraz na rozebiratelnost a bezpečnost obsluhy. Na základě popisu těchto požadavků je nutné při konstrukci následovat tyto atributy:

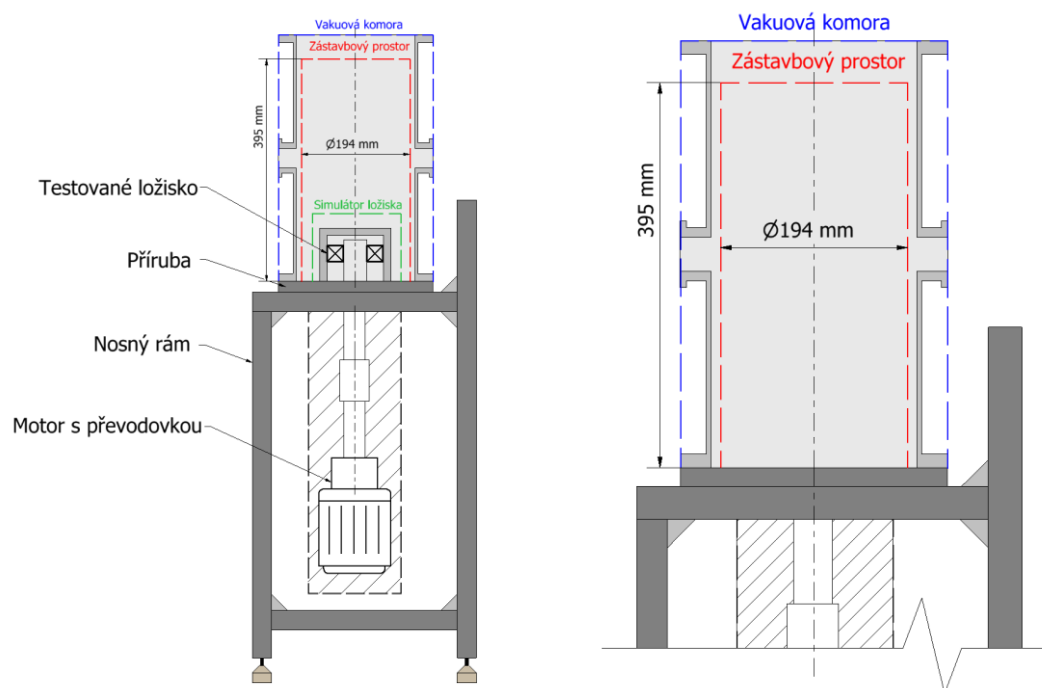
- zajištění kompatibility s prvky stávajícího testeru ložisek,
- návrh systému pro nastavení a měření podmínek zatížení,
- zajištění možnosti změny velikosti testovaného soukolí (změna osové vzdálenosti),
- možnost funkce zařízení z hlediska rozsahu teplot a tlaků odpovídající vesmírným podmínkám,
- zajištění rozebiratelnosti a možnosti snadné výměny komponent,
- dodržení maximálních nákladů na realizaci (110 000 Kč),
- tvorba 3D modelů a výkresů pro výrobu a montáž zařízení.

Omezení vyplývající z kompatibility se stávajícím testerem ložisek

Jak již bylo popsáno výše a zároveň definováno v rámci cílů této diplomové práce, je pro konstrukci zařízení nezbytná kompatibilita s již existujícím testerem ložisek. Účelem kompatibility je možnost využití některých jeho částí, čímž se výrazně minimalizují náklady na celkovou konstrukci i realizaci.

Aby bylo možné dostatečně definovat a konkrétně kvantifikovat jednotlivá omezení, která z tohoto postupu plynou, je zapotřebí podrobněji představit zmíněný tester ložisek a části, které budou při návrhu použity.

Jedná se tedy o konkrétní, již existující, zařízení vyvinuté pracovníky z Ústavu konstruování Vysokého učení technického v Brně. Zařízení je navrženo pro testování ložisek pro konkrétní aplikace na nízké oběžné dráze Země. Pro účely měření je tedy tento tester schopen zajistit provozní podmínky odpovídající podmínkám panujícím ve vesmírném prostoru pomocí vakuové komory a také externí termální komory. Jednotlivé prvky tohoto zařízení lze vidět na obrázku 31.



Obrázek 31 - Hlavní části testeru ložisek (vlevo), detail zástavbového prostoru (vpravo)

Jak lze vidět, výše zobrazený tester ložisek se skládá z několika hlavních částí. Tyto části zahrnují pohonný systém, který se skládá ze servomotoru a převodovky s převodovým poměrem 100:1 a je upnut k nosnému rámu. K rámu je dále upevněna příruba, která slouží k upnutí jednak simulátoru ložiska a také vakuové komory, která zajišťuje požadované provozní podmínky z hlediska tlaku. Vakuová komora definuje maximální zástavbový prostor uvnitř testeru.

Pro realizaci navrhovaného zařízení pro testování ozubených převodů bude využito některých výše popsaných částí. Tyto části zahrnují nosný rám spolu se servopohonem a převodovkou, a dále upínací přírubu a vakuovou komoru pro zajištění příslušných podmínek testování. Z využití těchto částí plynou určitá omezení pro výsledný návrh a funkci zařízení, která jsou popsána v tabulce 18.

Tabulka 18 - Vyplývající parametry omezení

Omezení (část testeru ložisek)		Hodnota
Maximální operační teplotní rozsah (termální komora)	[°C]	-50 až 100
Minimální provozní tlak (vakuová komora)	[Pa]	$1 \cdot 10^{-4}$
Maximální zástavbový prostor (vakuová komora)	[mm]	ø 194 x 395
Maximální otáčky s/bez využitím převodovky (pohonný systém)	[min ⁻¹]	30/3000
Maximální krouticí moment s/bez využitím převodovky (pohonný systém)	[Nm]	1,35/ 27

4.1.3 Realizace zařízení

Dalším z hlavních dílčích cílů je samotná realizace experimentálního zařízení na základě konstrukčního návrhu, jehož dílčí cíle byly popsány výše. Samotná realizace se skládá ze tří hlavních částí. Tyto části zahrnují výrobu součástí na základě výrobních výkresů.

Snahou je tyto součásti určené k výrobě navrhnout co nejjednodušeji z hlediska jejich geometrie a technologické náročnosti tak, aby byla možná jejich rychlá realizace a bezproblémová reprodukovatelnost v případě potřeby. Další částí je nákup požadovaných komponent, které zahrnují ostatní prvky sestavy, jež nejsou určeny k výrobě. Zde je snahou využít součásti, které jsou jednoduché na výměnu a nevyžadují výrazné finanční náklady vzhledem k cenovému limitu určenému k realizaci. Poslední částí procesu je samotná montáž zařízení a implementace v rámci pohonného systému a vakuové komory stávajícího testeru ložisek. K tomuto kroku je zapotřebí přistoupit s dostatečnou časovou rezervou vzhledem k tomu, že nelze předem predikovat veškeré konstrukční a funkční nedostatky. Na základě popisu jednotlivých částí procesu realizace je zapotřebí v průběhu jejich plnění následovat tyto atributy:

- zajištění výroby součástí na základě výrobních výkresů,
- nákup všech potřebných komponent (prvky, které nejsou určeny k výrobě, spojovací materiál, ložiska apod.),
- montáž celkového systému na základě výkresů sestavení,
- implementace zařízení v rámci pohonného systému a vakuové komory testeru ložisek.

4.1.4 Validace funkcí zařízení

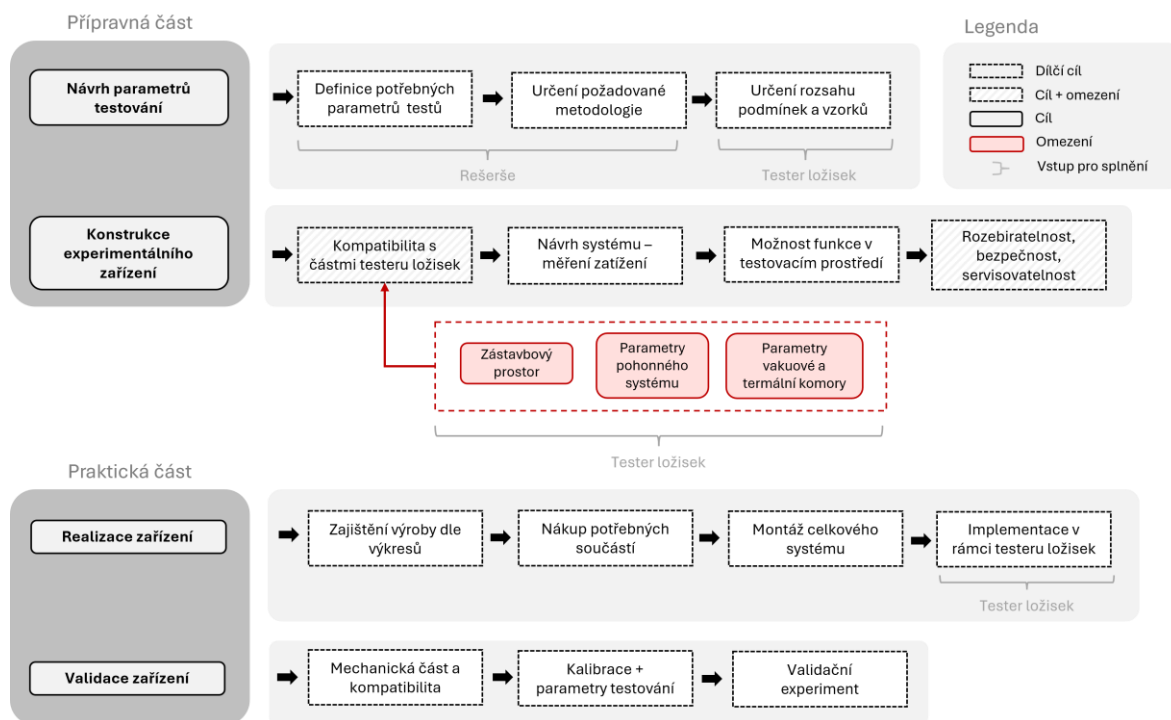
Po úspěšné realizaci zařízení, které bude ukončeno jeho finální montáží a implementací v rámci částí testeru ložisek, je dalším a finálním dílčím cílem ověření jeho správné funkce. Tento cíl bude realizován ve dvou krocích, kdy v první řadě budou postupně otestovány jednotlivé mechanické funkce zařízení včetně kompatibility s řídicím systémem a pohonným systémem testeru ložisek. Následně proběhne testování jednotlivých parametrů (podmínky zatížení a provozní podmínky) na předem zvolené geometrii soukolí.

Za předpokladu úspěšně provedených testů bude přistoupeno k druhé části, ve které bude proveden validační experiment zahrnující předem zvolené parametry testování a testované vzorky. V rámci této části bude ověřena jednak celková dlouhodobá funkce zařízení (v řádu hodin) a dále také metodika, pro kterou bylo zařízení navrženo. Pro úspěšnou validaci je tedy zapotřebí provést:

- testování mechanické části a ověření kompatibility s částmi testeru ložisek,
- kalibrace a zprovoznění sensoriky a ověření parametrů testování (podmínky zatížení a provozní podmínky),
- finální ověření funkcí a navržené metodiky pomocí validačního experimentu.

4.1.5 Postup plnění cílů a z nich plynoucí omezení

Obrázek 32 uvádí chronologii a logickou návaznost jednotlivých cílů, aby byl jednoznačně určen postup jejich strukturovaného plnění. Současně jsou zde uvedena hlavní omezení, která z definovaných cílů vyplývají.



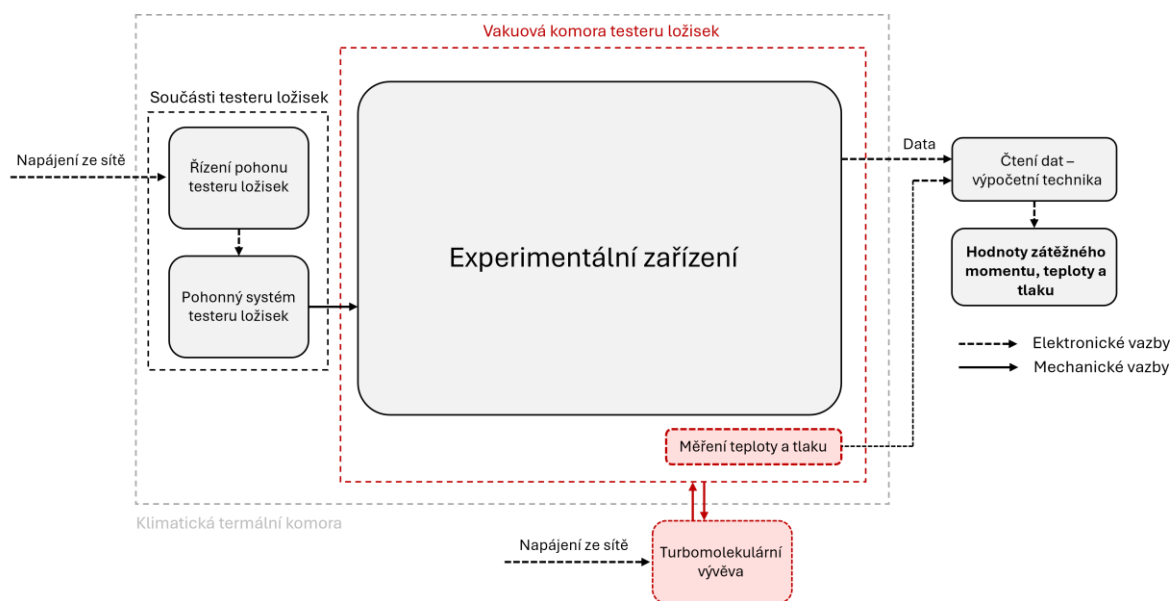
Obrázek 32 - Chronologická struktura postupu pro plnění cílů a z nich plynoucí omezení

4.2 Technická funkční analýza

V této části je provedena technická funkční analýza zařízení, jejímž účelem je popsat předpokládané funkce navrhovaného experimentálního zařízení. K tomuto účelu je využito znázornění pomocí schémat typu „black box“ a „glass box“.

Black box

V tomto schématu je zařízení uvažováno pouze jako jeden funkční celek a jsou sledovány pouze vstupní a výstupní vazby nebo veličiny. Schéma zároveň zobrazuje navazující systémy, které jsou nezbytné pro celkovou funkci zařízení nebo mají přímou vazbu na jeho provoz. Mezi tyto systémy patří jednotlivé části testeru ložisek (pohonný systém, vakuová komora, vývěva) a ostatní systémy pro čtení a zpracování výstupních dat.

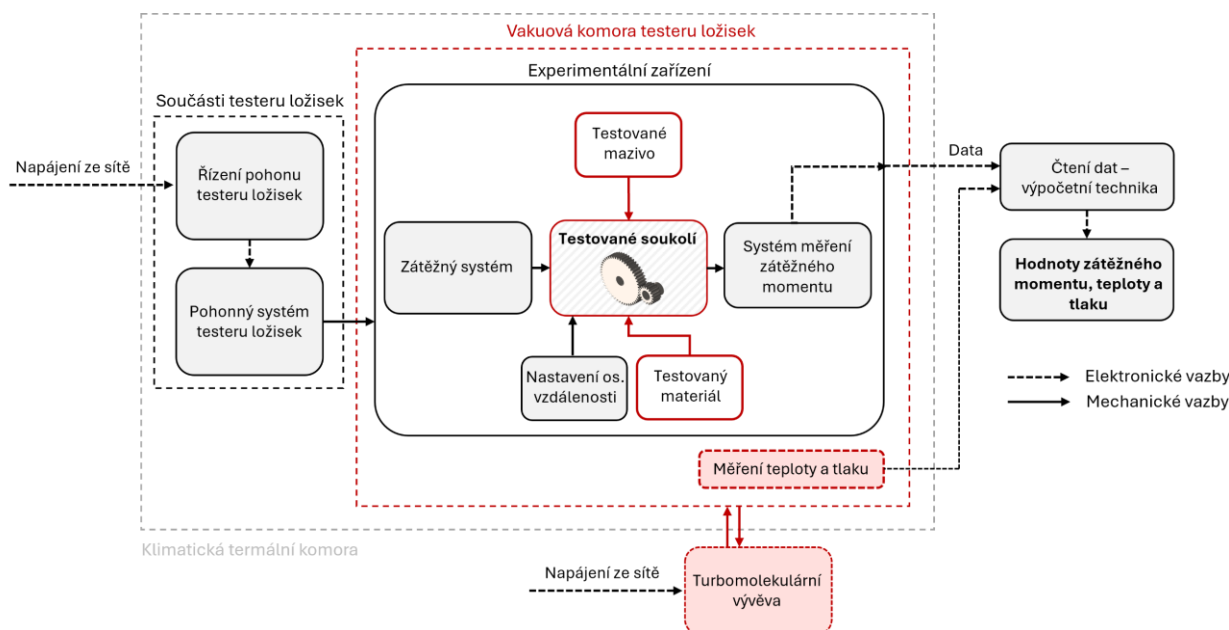


Obrázek 33 – Black box schéma zařízení

Glass box

Pro podrobnější analýzu předpokládaných funkcí zařízení je použito následující glass box schéma. Toto schéma na rozdíl od předchozího (black box) již zobrazuje nejen jednotlivé vstupní a výstupní systémy, ale také popisuje funkční vazby mezi hlavními částmi samotného experimentálního zařízení. Jak lze vidět, hlavním vstupem do celkového systému je přívod elektrické energie ze sítě, která napájí jednotlivé funkční periferie zařízení, jako jsou systém řízení pohonu testeru ložisek a vývěvu pro tvorbu vakua. Výstupní výkon pohonu se dále mechanicky přenáší na zátěžný systém uvnitř zařízení, který simuluje provozní zatížení testovaných vzorků. Těmito vzorky je samotné testované soukolí a jeho materiálová a tribologická konfigurace, tedy použité materiály a maziva. Výstupními veličinami jsou hodnoty zátěžného momentu, teplot a tlaků při testech, které jsou snímány navrženou senzorikou. Výstupní data jsou dále čtena a zpracována pomocí výpočetní techniky.

Jednotlivé funkční bloky reprezentující tento popis lze vidět na obrázku 34.



Obrázek 34 - Glass box schéma zařízení

4.3 Návrh alternativních řešení

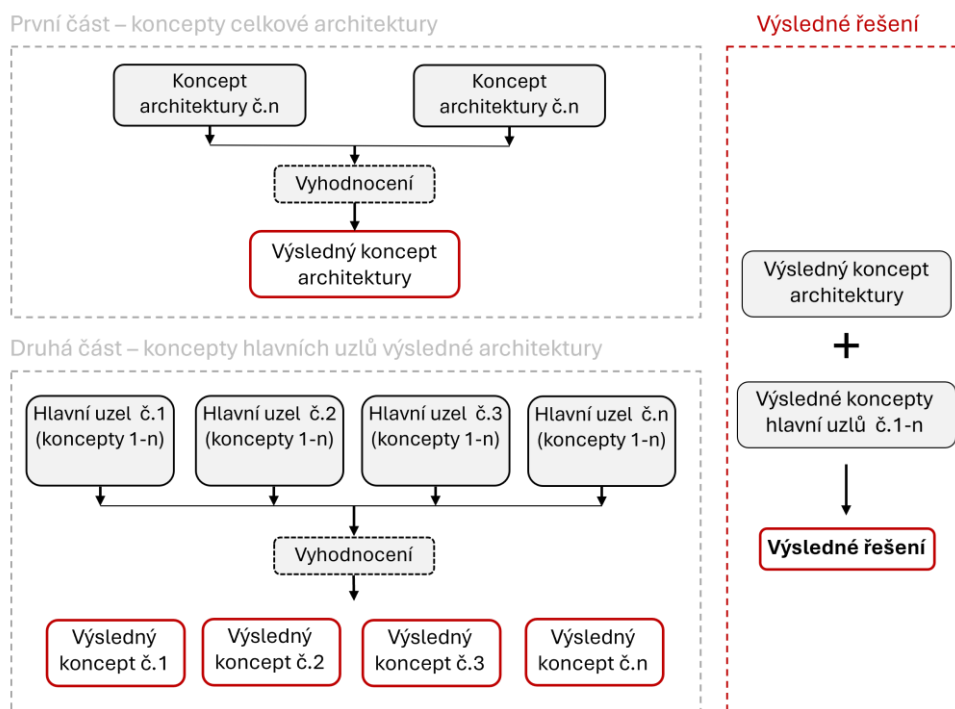
Tato kapitola se věnuje návrhu a popisu jednotlivých alternativních řešení experimentálního zařízení jako celku i jeho dílčích částí. Jednotlivé koncepční návrhy vyplývají především ze syntézy informací obsažených v systematické rešerši, konkrétně z již existujících řešení podobného typu. V této kapitole je popsán postup návrhu konkrétních řešení, jejich popis a následná analýza. V závěrečné fázi jsou jednotlivá řešení hodnocena a je vybráno nejvhodnější z nich.

4.3.1 Popis návrhu alternativních řešení

Před popisem a analýzou konkrétních alternativních řešení je zapotřebí nejprve rozebrat postup tvorby jednotlivých koncepčních řešení a způsob jejich rozdělení.

Vzhledem k tomu, že se jedná o relativně komplexní zařízení, byla koncepční řešení rozdělena na dvě hlavní části. V první části jsou postupně představeny koncepty experimentálního zařízení jako celku. Tato část se zaměřuje na návrh celkové architektury systému a rozložení jeho hlavních částí. Na základě jejich analýzy je následně vybráno koncepční řešení, které nejlépe splňuje předem definovaná kritéria hodnocení.

V návaznosti na vyhodnocení konceptů z první části jsou ve druhé části představeny alternativy hlavních funkčních uzlů. Tato část se zaměřuje na koncepční řešení jednotlivých hlavních uzlů předem vybraného konceptu architektury. Jednotlivé varianty jsou následně samostatně vyhodnoceny na základě vícekritériální analýzy. Výsledné řešení je vytvořeno kombinací nejvhodnějších variant celkové architektury a dílčích funkčních uzlů. Schéma postupu analýzy a výběru finálního koncepčního řešení zobrazuje obrázek 35.



Obrázek 35 - Schéma výběru koncepčních řešení

4.3.2 Postup hodnocení alternativních řešení

Vzhledem k tomu, že jednotlivá koncepční řešení jsou rozdělena na dvě samostatné části, které zahrnují varianty odlišného charakteru a zároveň mají řešené uzly rozdílné funkce, není možné definovat jednotná kritéria hodnocení pro všechna řešení.

Z tohoto důvodu je zapotřebí definovat kritéria hodnocení pro jednotlivé části, potažmo koncepční skupiny, zvlášť. Definice těchto kritérií bude proto zařazena vždy po popisu a následné analýze konkrétních řešení. Na základě těchto kritérií budou koncepty hodnoceny.

Hodnocení konceptů bude probíhat na základě vícekritériální analýzy s využitím principu Saatyho párového porovnání, které slouží jako nástroj pro systematické vyhodnocení konceptů na základě jejich výsledného užitku a současně omezuje vliv subjektivního rozhodování. Vzhledem k tomu, že se jedná o rozsáhlou a komplexní úlohu, budou vždy prezentovány souhrnné výsledky. Podrobná vícekritériální analýza v celém rozsahu je dostupná jako příloha (P4_DP) tohoto dokumentu.

Metoda Saatyho párového porovnání je založena na volbě charakteristických parametrů, neboli kritérií, která jsou v tomto případě jednotlivým koncepčním skupinám přiřazena zvlášť, a na jejich následném hodnocení. Pro hodnocení jednotlivých koncepčních skupin byla vybrána škála obsahující pět číselných hodnot, na základě kterých budou jednotlivá kritéria hodnocena. Těmto hodnotám odpovídají slovní hodnocení, jak lze vidět v tabulce 19. Hodnoty jsou seřazeny ve dvou sloupcích podle smyslu hodnocení. V případě maximalizačního smyslu platí, že s rostoucí hodnotou parametru roste také jeho užitek. Naopak u minimalizačního smyslu vede ke zvýšení užitku snižování hodnoty daného parametru.

Tabulka 19 - Vybrané hodnocení kritérií

Slovní hodnocení	Číselná hodnota (smysl max.)	Číselná hodnota (smysl min.)
Velmi nízká	0	1
Nízká	0,25	0,75
Střední	0,5	0,5
Vysoká	0,75	0,25
Velmi vysoká	1	0

Hlavní částí vícekritériální analýzy podle Saatyho je tvorba tzv. Saatyho matice. V této matici jsou porovnány jednotlivé významnosti zvolených kritérií mezi sebou pomocí doporučeného bodovacího systému. Tento systém lze vidět v tabulce 20. Na základě tvorby této matice jsou následně definovány normované váhy jednotlivých kritérií, které následně vstupují do finálního vyhodnocení dané koncepční skupiny.

Tabulka 20 - Doporučený bodovací systém

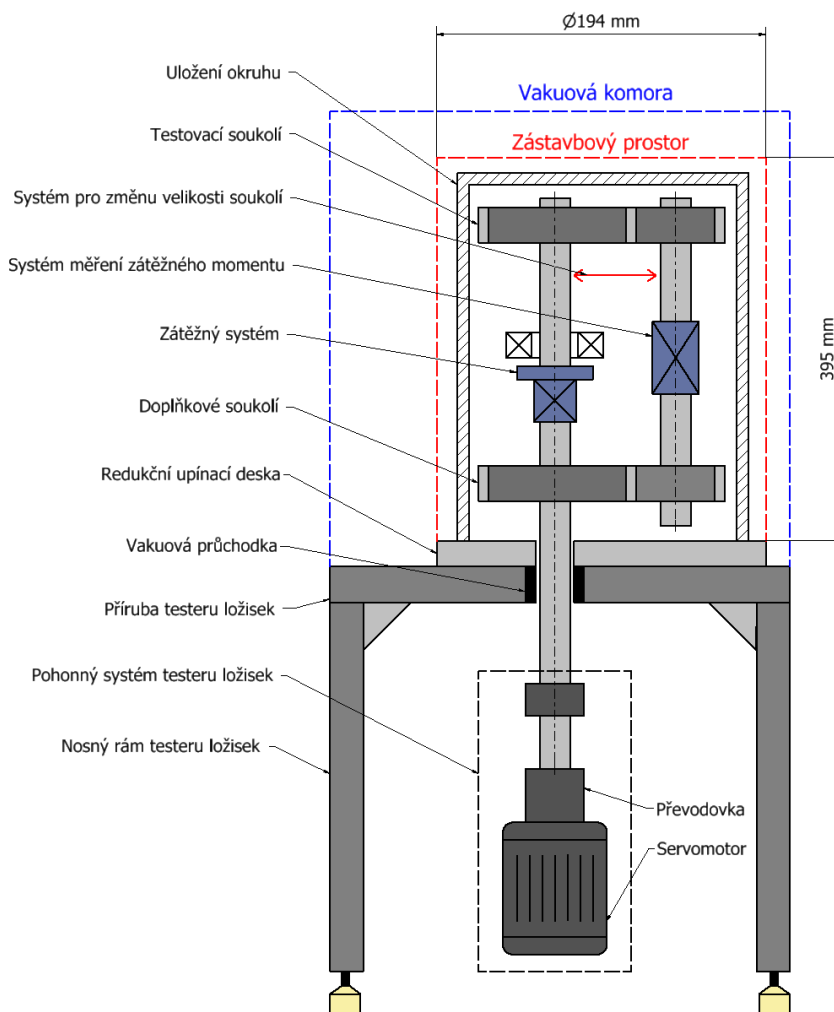
Počet bodů	Popis
1	kritéria jsou stejně významná
3	první kritérium je slabě významnější než druhé
5	první kritérium je dosti významnější než druhé
7	první kritérium je prokazatelně významnější než druhé
9	první kritérium je absolutně významnější než druhé

4.3.3 Koncepční řešení celkové architektury zařízení

Následující odstavce se věnují první části koncepčních řešení, která popisuje alternativní přístupy ke konstrukčnímu řešení celkové architektury systému. Tato řešení byla vybrána na základě systematické rešerše již existujících zařízení.

Z rešerše vyplývá, že nejefektivnějším způsobem pro testování maziv nebo materiálů ozubených převodů je využití tzv. testovacích okruhů. Při návrhu koncepčního řešení celkové architektury je možné uvažovat otevřené nebo uzavřené testovací okruhy. Vzhledem k tomu, že omezující podmínkou při výběru principu okruhu je využití pohonného systému testeru ložisek a jeho vakuové komory, je velmi komplikované využití otevřeného okruhu, především z důvodu nutnosti implementace brzděné jednotky. Ta je pro danou aplikaci nevhodná zejména z hlediska energetické náročnosti, vakuové kompatibility a omezených zástavbových rozměrů.

Z tohoto důvodu byla vybrána varianta systému pracující na principu uzavřeného testovacího okruhu, který umožňuje snížit požadavky na výkon pohonu a současně eliminuje nutnost použití brzděné jednotky. Na základě tohoto principu byla dále definována koncepční architektura navrhovaného zařízení, kterou lze vidět na obrázku 36.



Obrázek 36 - Vybraná koncepční architektura systému

Jak lze vidět na obrázku 36, navržená koncepční architektura experimentálního zařízení se skládá z několika hlavních částí. Tyto části lze rozdělit na součásti existujícího testeru ložisek, které zahrnují nosný rám, pohonný systém tvořený servopohonem s převodovkou, upínací přírubu a vakuovou komoru.

Ostatní části architektury zahrnují vlastní uzavřený testovací okruh, který vychází z koncepce běžně využívaných uzavřených testovacích okruhů typu „back-to-back“. Okruh je koncepčně navržen tak, aby respektoval připojovací a zástavbové rozměry pro zajištění požadované kompatibility. Na základě informací obsažených v rešeršní části vyplývá, že většina těchto okruhů je uložena horizontálně. Vzhledem k dostupným zástavbovým rozměrům vyplývajícím z vakuové komory testeru ložisek je v tomto případě zvoleno netradiční vertikální uspořádání. Mezi hlavní části tohoto okruhu lze zařadit doplňkové a testovací soukolí, systém pro vyvození provozního zatížení, systém pro měření jeho velikosti, systém pro změnu velikosti soukolí a také samotné uložení okruhu uvnitř vakuové komory.

Popis funkce

Experimentální zařízení funguje na principu uzavřeného testovacího okruhu, který umožňuje cirkulaci zatížení mechanicky uzavřeného v kruhu. Hlavními funkčními částmi tohoto okruhu jsou doplňkové a testovací soukolí, která jsou umístěna uvnitř vakuové komory. Testovací soukolí slouží jako testovaný vzorek, u něhož je definována geometrie, materiálová konfigurace a případně aplikované mazivo. Soukolí jsou uložena pomocí hnací a hnané hřídele tak, aby kinematické i dynamické parametry byly uzavřeny v okruhu. Z tohoto důvodu je možné aplikovat požadované provozní zatížení ve formě zátěžného momentu bez nutnosti jeho maření pomocí brzděné jednotky (jako v případě otevřeného okruhu). Zároveň jsou obě hřídele uloženy tak, aby bylo možné pomocí systému změny osové vzdálenosti měnit vzdálenost mezi nimi. Tento systém umožňuje změnu velikosti testovaného i doplňkového soukolí.

Zatížení je aplikováno pomocí zátěžného systému, který torzním způsobem vnáší krouticí moment na hnací hřídel, čímž se předpětí přenáší přes testovací i doplňkové soukolí. Protože je v průběhu testů zapotřebí monitorovat hodnotu tohoto zatížení, je na hnané hřídeli umístěn systém pro měření této hodnoty. Jednotlivé hlavní části jsou dále uloženy a upevněny k přírubě testeru ložisek a umístěny uvnitř vakuové komory. Pro zajištění rotace testovaného, potažmo doplňkového soukolí, je využito pohonného systému testeru ložisek, který se nachází vně vakuové komory, a jeho výkon je dále přenášen na hnanou hřídel okruhu pomocí vakuové rotační průchodky.

Jak bylo popsáno výše, takto definovaná koncepce architektury zahrnuje několik hlavních uzlů, které definují její výslednou funkci. Mezi tyto části lze zařadit samotné uložení okruhu uvnitř vakuové komory, systém pro vyvození provozního zatížení, systém pro měření jeho velikosti a také systém pro změnu velikosti soukolí.

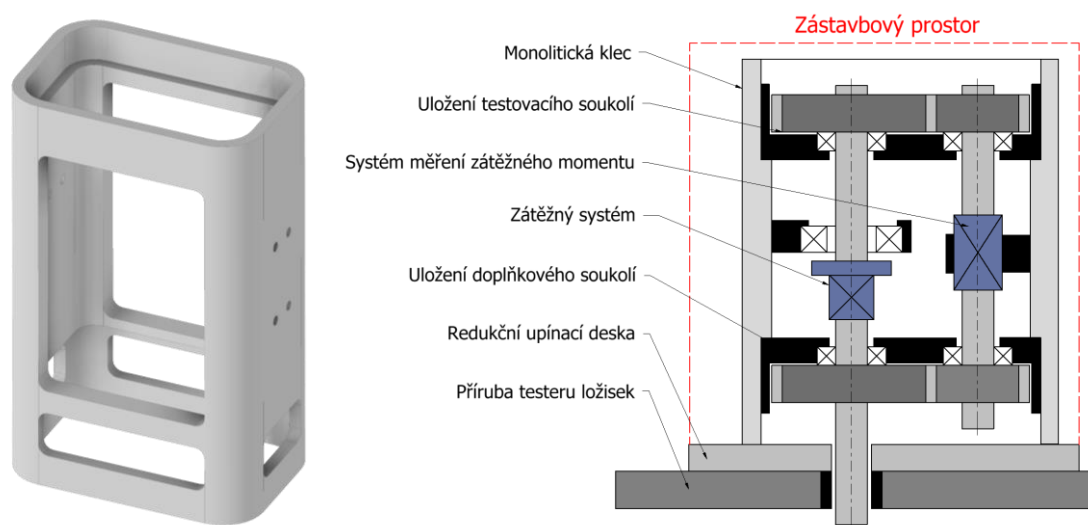
Vzhledem k tomu, že existují různé přístupy k návrhu těchto dílčích systémů, bude nyní přistoupeno k druhé části alternativních řešení, kde budou tyto systémy koncepčně rozebrány a hodnoceny.

4.3.4 Koncepční řešení uložení okruhu

První z dílčích částí experimentálního zařízení, která bude koncepčně popsána, je samotný způsob uložení. Jak již bylo popsáno v rámci koncepce architektury, v případě běžně využívaných uzavřených testovacích okruhů podobného typu je využito horizontální uspořádání. Vzhledem k nutnosti kompatibility zařízení se zástavbovými rozměry vakuové komory testeru ložisek je zapotřebí situovat jednotlivé části a systémy zařízení vertikálně. Z tohoto uspořádání vyplývá požadavek na konstrukční řešení, které zajistí jejich stabilní a přesné uložení ve vertikální poloze. Toto uložení by mělo zajistit tuhé a přesné upevnění konkrétních součástí a zároveň splňovat určité parametry z hlediska technologické a finanční náročnosti.

Uložení pomocí monolitické klece

Prvním z koncepčních řešení uložení okruhu je využití monolitické klece, která je tvořena jediným tvarovým dílcem (obrázek 37). Tato klec umožňuje velmi přesné a tuhé uložení jednotlivých částí a subsystémů testovacího okruhu, což díky své celistvé konstrukci příznivě projevuje také na hodnotě první vlastní frekvence. Mezi další výhody tohoto řešení lze zahrnout velmi nízký počet součástí celého uložení, což snižuje náročnost jeho montáže. Významnou nevýhodou tohoto řešení je však nízká modularita a horší přístupnost k jednotlivým částem systému a dále také vysoká technologická náročnost, protože toto řešení vyžaduje výrobu třískovým obráběním z jednoho kusu materiálu. Z těchto nevýhod dále vyplývají relativně vysoké pořizovací náklady.

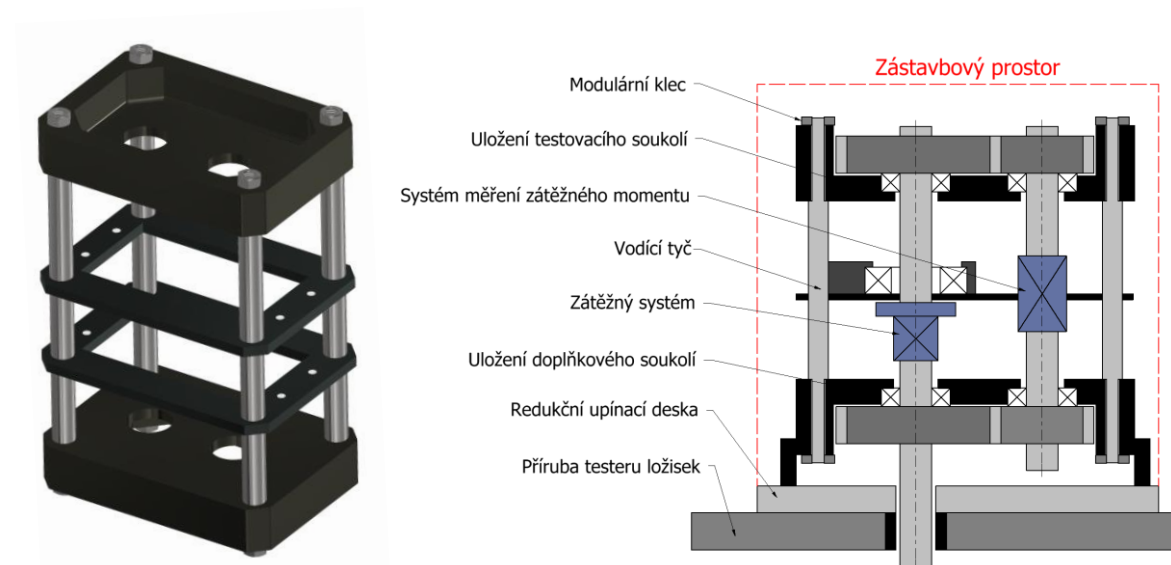


Obrázek 37 - Vizualizace monolitické klece (vlevo), schéma a popis jejího využití v okruhu (vpravo)

Uložení pomocí modulární klece

Dalším z koncepčních řešení uložení jednotlivých částí testovacího okruhu je využití modulární klece (obrázek 38). Tato klec svým konstrukčním uspořádáním navazuje na předchozí koncepční řešení, avšak není tvořena pouze jedním celistvým dílcem. Klec je rozdělena na několik dílčích částí, které slouží k uložení testovacího a doplňkového soukolí a dále k upnutí jednotlivých systémů okruhu. Jednotlivé části jsou spojeny pomocí vodících tyčí, které zajišťují jejich vertikální ustavení. Toto řešení umožňuje měnit polohu ustavení jednotlivých částí nebo je do jisté míry modifikovat. Další výhodou je výrazně jednodušší konstrukce z hlediska technologické náročnosti oproti předchozímu konceptu, protože je možné vyrábět jednotlivé části samostatně. Zároveň je možné jednotlivé segmenty klece snadno vyměnit.

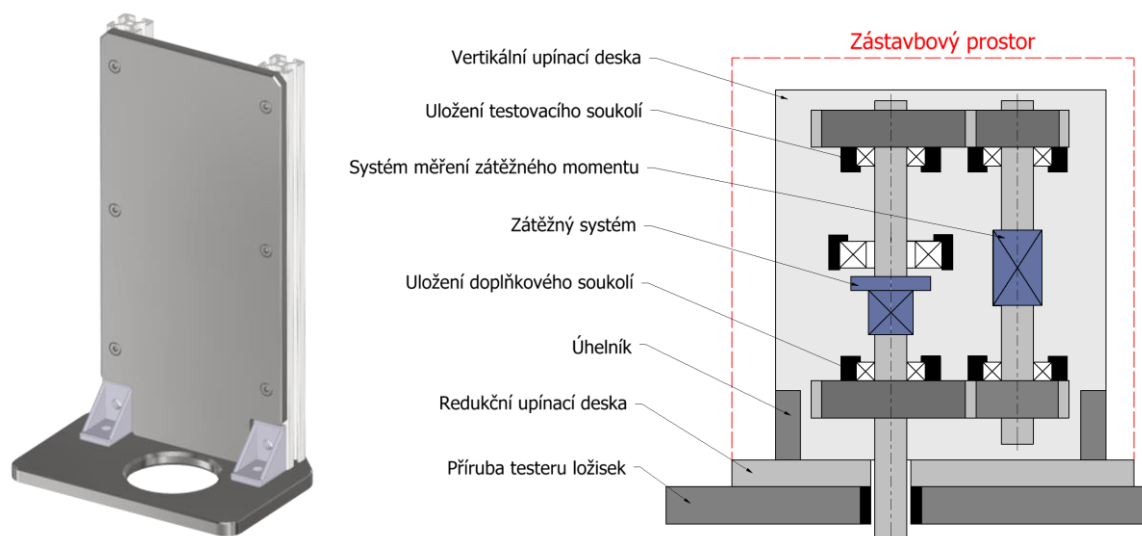
Mezi nevýhody lze oproti monolitické kleci zařadit vyšší počet součástí, čímž narůstá náročnost na montáž a jejich přesné ustavení. Zároveň celé uložení disponuje nižší tuhostí, což se může projevit nižší hodnotou první vlastní frekvence a může omezit rozsah otáček při testech.



Obrázek 38 - Vizualizace modulární klece (vlevo), schéma a její popis v rámci okruhu (vpravo)

Uložení pomocí vertikální upínací desky

Poslední z konceptů uložení okruhu využívá vertikální upínací desku pro upnutí jednotlivých částí okruhu. Tento koncept vychází z klasického uložení uzavřených testovacích okruhů, kdy jsou všechny jejich součásti uloženy na horizontální upínací desce. Vzhledem k výše popsaným zástavbovým rozměrům testeru ložisek je však v tomto případě použita upínací deska orientovaná vertikálně a upevněná pomocí dvojice úhelníků a redukční upínací desky k přírubě testeru ložisek. Tento způsob uložení spolu s popisem jeho funkce v rámci okruhu lze vidět na obrázku 39.



Obrázek 39 - Vizualizace vertikální upínací desky (vlevo), schéma a popis její funkce v okruhu (vpravo)

Mezi výhody tohoto typu řešení lze zařadit výraznou jednoduchost, univerzálnost a modularitu vyplývající z využití upínací desky jakožto jednoho segmentu pro upnutí všech dílčích částí systému. Další výhodou je zajištění relativně vysoké přesnosti uložení jednotlivých součástí při zachování nízké technologické a finanční náročnosti. Zároveň toto řešení nabízí velmi dobrou přístupnost k testovaným vzorkům, což je výhodné z pohledu jejich výměny a nastavení provozních parametrů testování. Z hlediska počtu kusů a nároků na montáž je toto řešení určitým kompromisem mezi předchozími dvěma koncepty. Jako nevýhody lze vnímat nízkou tuhost celkového uložení, která se může projevit nižší hodnotou první vlastní frekvence, a také nižší přesnost uložení jednotlivých součástí vůči přírubě testeru ložisek oproti monolitické kleci.

Kritéria a hodnocení konceptů uložení okruhu

Prvním krokem při hodnocení koncepčních řešení uložení okruhu je tvorba konkrétních kritérií. Tato kritéria jsou zvolena na základě charakteristických parametrů, které mají přímý vliv na požadovanou funkci výsledného řešení a umožňují vybrat koncepční řešení s nejvyšším užitekem.

Prvním a velmi důležitým parametrem konceptů uložení testovacího okruhu je jeho kompatibilita se zástavbovým prostorem vakuové komory testeru ložisek. U tohoto kritéria je zapotřebí splnit především požadované připojovací rozměry příruby testeru ložisek a zároveň zajistit, aby byl daný způsob uložení co nejvíce prostorově úsporný. Úspora prostoru je důležitá z důvodu zajištění co největšího zbývajících prostoru pro implementaci širšího rozsahu velikostí testovaného ozubení.

Důležitými parametry jsou také tuhost uložení jednotlivých částí a přesnost ustavení celého systému. Vzhledem k vertikální povaze uložení a předpokládanému rozsahu budících frekvencí ozubení při testech je zapotřebí zajistit co nejtužší uložení všech částí okruhu. Tuhost uložení totiž úzce souvisí s rozsahem vlastních frekvencí celého zařízení, který je zapotřebí posunout mimo rozsah budících frekvencí při testech, aby se minimalizovalo riziko vzniku rezonance.

Mezi další kritéria lze zařadit modularitu a univerzálnost uložení, která je důležitá především z důvodu případného požadavku na úpravu nebo změnu polohy určitých částí v systému, protože se jedná o výzkumné experimentální zařízení. Systém uložení musí být co nejméně výrobně náročný, aby bylo možné jej co nejjednodušeji vyrobit konvenčními technologiemi a současně zajistit nízké výrobní náklady a jednoduchou montáž.

Shrnutí jednotlivých parametrů, jejich hodnocení a normované váhy stanovené pomocí Saatyho matice lze vidět v tabulce 21.

Tabulka 21 - Hodnocení kritérií uložení a jejich normovaná váha

Kritérium (smysl)	Normovaná váha ¹³ [%]	Monolitická klec [-]	Modulární klec [-]	Vertikální upínací deska [-]
Kompatibilita s testerem ložisek (max.)	18,32	Nízká	Střední	Střední
Tuhost uložení (max.)	18,32	Velmi vysoká	Střední	Nízká
Přesnost uložení (max.)	22,48	Vysoká	Nízká	Střední
Modularita a univerzálnost (max.)	27,04	Velmi nízká	Vysoká	Velmi vysoká
Jednoduchost montáže (max.)	3,74	Velmi vysoká	Nízká	Vysoká
Technologická náročnost (min.)	6,11	Velmi vysoká	Vysoká	Střední
Výrobní náklady (min.)	4	Vysoké	Střední	Nízké
Výsledný užitek	/	0,45	0,5	0,7

¹³ Normovaná váha jednotlivých kritérií vyplývá z výpočtu matice v rámci vícekritériální analýzy. Výpočet v jeho plném rozsahu lze nalézt jako přílohu P4_DP tohoto dokumentu.

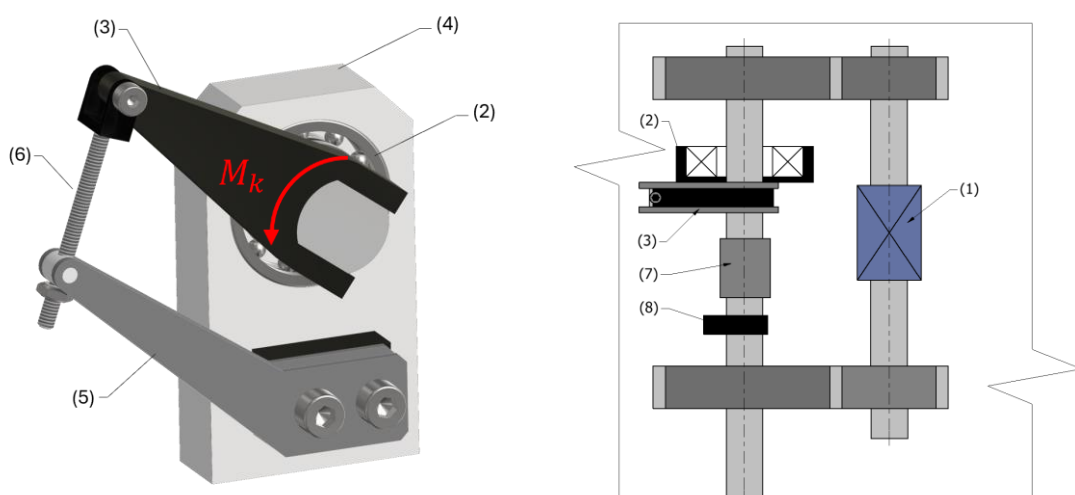
4.3.5 Koncepční řešení zátěžného systému

Další koncepčně řešenou částí je systém pro vyvození zátěže v podobě zátěžného momentu. Vzhledem k tomu, že zátěžný moment představuje jeden z hlavních provozních parametrů testovaného soukolí, je nutné, aby tento systém umožňoval jeho přesné nastavení, jednoduchou manipulaci a současně vykazoval nízkou konstrukční, technologickou i finanční náročnost. Zároveň by měl být tvořen převážně mechanickými prvky, protože bude pracovat v podmínkách vakua a širokého rozsahu teplot.

Koncepční řešení zátěžného systému byla navržena na základě poznatků ze systematické rešerše, kde je tento systém obvykle aplikován na hnací hřídel testovacího okruhu. Podobně jako u uložení okruhu je i zde nutné zohlednit netradiční vertikální uspořádání jednotlivých částí zařízení. Většina běžných zátěžných systémů je totiž založena na využití páky se závažím, která představuje jednoduché a funkční řešení především při horizontálním uspořádání. Pro vertikální architekturu zařízení je proto nutné uvažovat i další konstrukční přístupy. Většina z nich však vykazuje vyšší míru složitosti z hlediska konstrukce i finančních nákladů. Z tohoto důvodu jsou dále zpracovány varianty, které nejlépe odpovídají výše definovaným požadavkům.

Zatížení pomocí dvojice pák

První z konceptů zátěžného systému využívá k vyvození zátěžného momentu dvojici pák. Jedna z pák je statická (5) a je pevně upnuta k ložiskovému domku, zatímco druhá z nich (3) je tvarově upevněna k hřídeli. Požadovaný krouticí moment je vyvozen vzájemným silovým působením mezi nimi (obrázek 40).



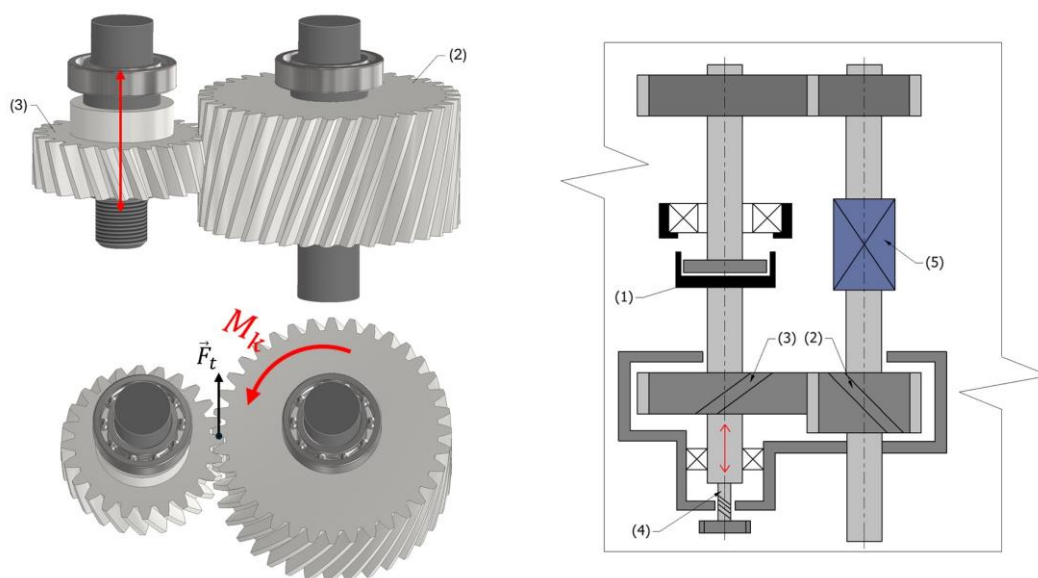
Obrázek 40 - Popis systému dvojice pák (vlevo), umístění v rámci okruhu (vpravo)

Tento pákový systém je umístěn na hnací hřídeli testovacího okruhu spolu s pružnou spojkou (7) a aretačním tělesem (8). Silové působení a do určité míry i přesné nastavení hodnoty zátěžného momentu je zprostředkováno pomocí matice a závitové tyče (6), která spojuje obě páky pomocí rotačních kloubů. Nastavení momentu s využitím tohoto řešení zahrnuje několik dílčích kroků. V první řadě je zapotřebí rozpojit okruh pomocí uvolnění pružné spojky a dále zamezit rotaci hřídele pomocí aretační zářáčky. Následně může být vyvozen požadovaný moment. Jeho přesná cílová hodnota je sledována pomocí systému měření momentu (1) na hnané hřídeli. Po nastavení požadované hodnoty je okruh opět spojen pomocí pružné spojky a aretační těleso je odstraněno.

Výhodou tohoto řešení je jeho konstrukční jednoduchost, nenáročnost z pohledu technologie výroby a s tím spojené nízké finanční náklady. Dále umožňuje bezproblémovou funkci i ve vertikální poloze a možnost integrace systému do provozního prostředí při testech. Jako nevýhody lze vnímat možnost nastavení zatížení pouze ve statickém stavu a relativně nízkou přesnost nastavení momentu bez využití systému měření momentu.

Nastavení zátěže pomocí posuvného soukolí

Dalším z alternativních řešení je možnost vyvození zátěže pomocí posuvného ozubeného kola se šikmým ozubením (obrázek 41). Systém se skládá ze soukolí se šikmými zuby, přičemž jedno kolo je pevně uloženo (2) a je výrazně širší. Druhé kolo (3) je axiálně posuvné. Principem funkce tohoto řešení je vznik dodatečné tečné síly v ozubení při posuvu axiálně posuvného kola vůči kolu pevně uloženému. Vlivem této síly je následně vyvozen požadovaný zátěžný moment. Posuv ozubeného kola je zprostředkován pomocí polohovacího závitu (4) na hřídeli posuvného kola. Axiální posuv hřídele je umožněn pomocí zubové spojky (1) na hřídeli.



Obrázek 41 – Popis systému posuvného soukolí (vlevo), umístění v rámci okruhu (vpravo)

Mezi výhody tohoto typu řešení lze zařadit možnost nastavení předpětí i při chodu systému, což u předchozího konceptu nebylo možné. Zároveň je možné změnu zatížení automatizovat. Velkou nevýhodou tohoto řešení je jeho výrazná konstrukční náročnost a komplexita. Zároveň je při využití tohoto systému obtížné implementovat do okruhu mechanismus pro změnu osové vzdálenosti. Dále je tento systém oproti předchozímu výrobně i finančně náročnější.

Kritéria a hodnocení konceptů zátěžného systému

Hlavní a velmi důležitý parametr zátěžného systému vyplývá z jeho cílové funkce a jedná se o samotnou přesnost nastavení zátěžného momentu. Tento parametr je důležitý především z pohledu jemného a přesného nastavení cílového zátěžného momentu, aby odpovídal konkrétní vesmírné aplikaci nebo požadavkům testování. Zároveň je důležité, aby bylo možné pomocí systému obsáhnout rozsah zatížení pro co nejširší spektrum vzorků.

Dalším důležitým parametrem, který vstupuje do hodnocení konceptů zátěžného systému, je jednoduchost manipulace při nastavování potřebného zatížení. Tento parametr úzce souvisí s celkovým požadavkem na co nejmenší konstrukční komplexnost systému. Zároveň má určitý dopad na výrobní, potažmo technologickou náročnost, s čímž se pojí požadavek na nízké náklady na realizaci.

Poslední z parametrů se zaměřuje na celkovou univerzálnost systému. V tomto případě je vhodné, aby bylo možné systém modifikovat tak, aby umožňoval měnit provozní zatížení i v průběhu testování, tedy i v dynamickém stavu. Tento požadavek není absolutní nutností pro celkovou funkci zařízení, avšak představuje výhodu s ohledem na budoucí modifikace zařízení. Hodnocení kritérií lze vidět v tabulce 22.

Tabulka 22 - Hodnocení kritérií zátěžného systému a jejich normovaná váha

Kritérium (smysl)	Normovaná váha [%]	Dvojice pák [-]	Posuvné soukolí [-]
Přesnost nastavení momentu (max.)	44,48	Střední	Nízká
Jednoduchost manipulace (max.)	21,84	Vysoká	Střední
Konstrukční komplexnost (min.)	16,68	Nízká	Velmi vysoká
Funkčnost i v dynamickém stavu (max.)	6,15	Velmi nízká	Vysoká
Technologická náročnost (min.)	3,58	Nízká	Vysoká
Náklady na realizaci (min.)	7,28	Nízké	Vysoké
Výsledný užitek	/	0,93	0,51

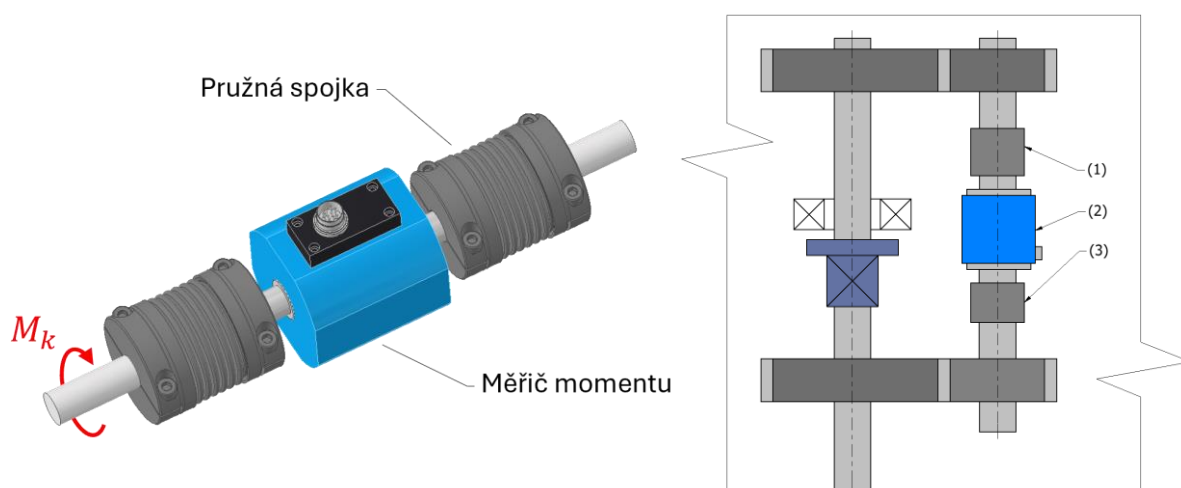
4.3.6 Koncepty systému měření zátěžného momentu

Hlavním výstupním parametrem, který byl již popsán v analýze cílů a omezení, je hodnota provozního zatížení ve formě zátěžného momentu, který je pomocí zátěžného systému vyvozen na ozubení v průběhu testů. Z tohoto důvodu je dalším koncepčně analyzovaným řešením systém pro měření zátěžného momentu, jehož návrh je zároveň dílčím cílem této diplomové práce. Tento systém by měl být navržen tak, aby umožňoval spolehlivě měřit zátěžný moment v celém požadovaném rozsahu zátěžného systému. Zároveň by měl sloužit jak pro kontrolu momentu při jeho prvotním nastavení, tak pro jeho sledování v průběhu testu.

Systém by měl splňovat další důležité parametry pro celkovou funkci experimentálního zařízení. Tyto požadavky zahrnují možnost čtení hodnot zátěžného momentu pomocí výpočetní techniky dostupné v laboratoři Ústavu konstruování, kompaktnost systému a funkčnost v podmínkách simulujících vesmírné prostředí. Dále by měla být zohledněna technologická nenáročnost případné výroby a nízké pořizovací náklady nakupovaných komponent. Koncepční řešení byla vybrána na základě již existujících řešení, která byla popsána v systematické rešerši, a dále na základě alternativních systémů tohoto typu.

Měření zatížení pomocí konvenčního měřiče momentu

První z koncepčních řešení uvažuje pro měření zátěžného momentu využití konvenčního měřiče momentu (2). V tomto případě je však zapotřebí zvolit měřič, jehož provozní parametry splňují požadavky měřeného rozsahu zátěžného momentu a zároveň požadavek na funkci v širokém rozsahu teplot ($-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ až $100\text{ }^{\circ}\text{C}$) a vakuu. Takto zvolený měřič je následně umístěn mezi části hnané hřídele testovacího okruhu pomocí dvojice pružných spojek (1) a (3), jak lze vidět na obrázku 42.



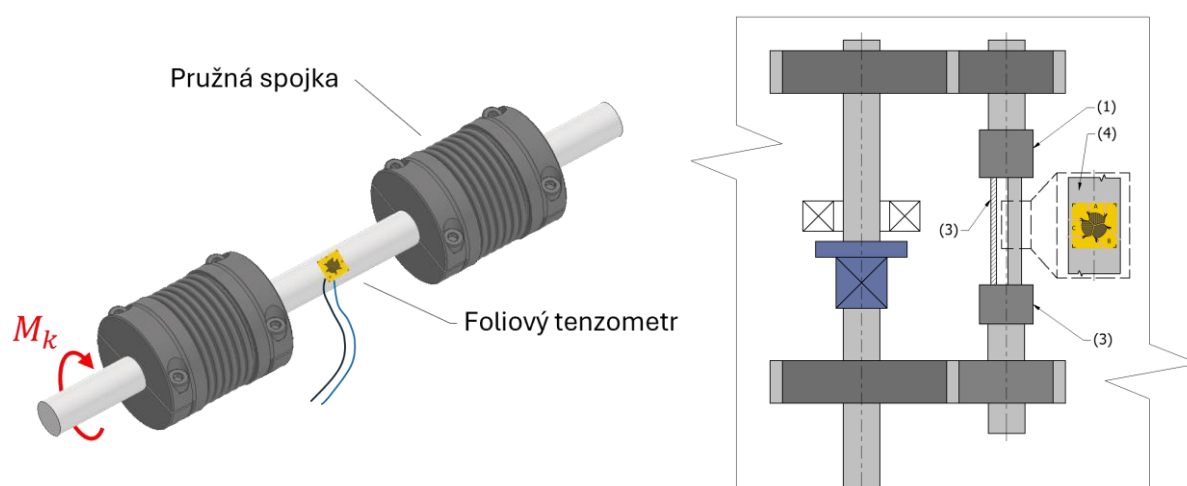
Obrázek 42 – Popis a umístění měření zátěžného momentu pomocí konvenčního měřiče

Výhodou využití konvenčního měřiče momentu je skutečnost, že se jedná o již hotové řešení, jehož funkce by měly odpovídat provozním parametrům daným výrobcem. Zároveň je možné toto zařízení integrovat téměř ihned bez nutnosti konstrukce nebo návrhu dalších systémů. Zařízení tohoto typu navíc nabízejí možnost kontinuálního měření zátěže v průběhu testů. Dále je možné pro čtení výstupních dat ve většině případů využít software dodaný přímo výrobcem daného měřiče. Mezi nevýhody lze však zařadit omezenou dostupnost senzorů, které splňují požadavky na měřený rozsah, teplotní odolnost a funkci ve vakuu. Z tohoto důvodu jsou tato řešení finančně náročná a jejich pořizovací ceny mohou dosahovat vyšších desítek až nižších stovek tisíc korun.

Měření zatížení pomocí fóliových tenzometrů

Toto koncepční řešení využívá pro měření zátěžného momentu fóliové tenzometry (4), které jsou umístěny na tzv. zkrutném členu (3), tvořeném tenkostěnnou dutou hřídelí. Tato hřídel je dále umístěna v hnané větvi testovacího okruhu prostřednictvím dvojice pružných spojek (1). Toto koncepční řešení vychází z testovacího zařízení, které ve své práci představil Purshke [3], a zároveň bylo konzultováno s výrobcem tenzometrů HBM.

Principem funkce tohoto řešení je měření přetvoření zkrutného členu pomocí fóliových tenzometrů uspořádaných do tenzometrické růžice. Z naměřeného přetvoření je následně vyhodnocena hodnota zátěžného momentu a výstupní signál je zpracován pomocí měřicí stanice. Tato stanice je dostupná v laboratoři tribologie Ústavu konstruování. Tenzometry využívané v systému měření zátěžného momentu musí splňovat provozní požadavky z hlediska rozsahu teplot a vysokého vakua. Dále je nutné klást důraz na správné upevnění tenzometrů vzhledem k náročnému provoznímu prostředí. Popis tohoto řešení lze vidět na obrázku 43.



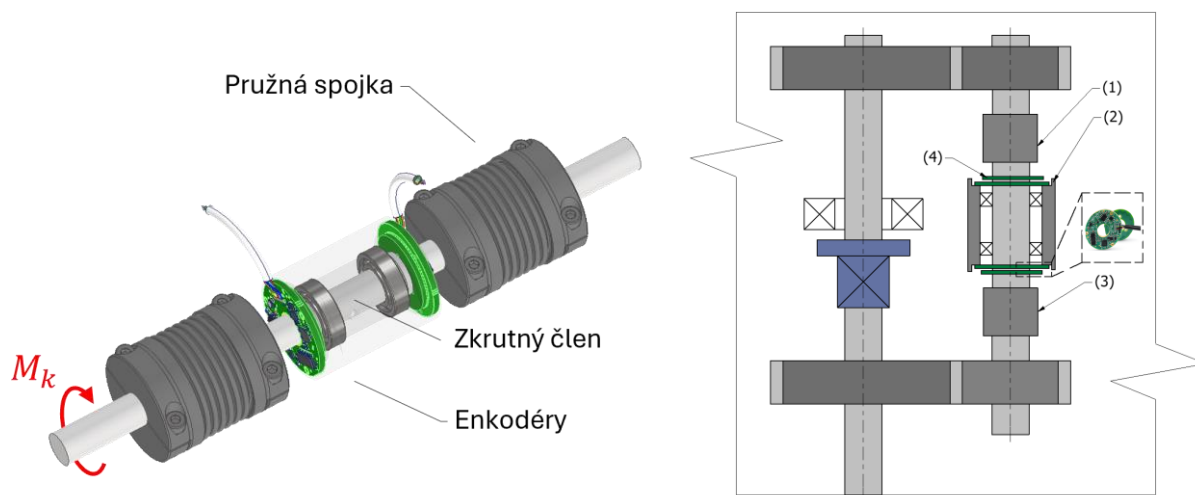
Obrázek 43 - Popis a umístění měření zátěžného momentu pomocí fóliových tenzometrů

Výhodou tohoto řešení je relativně vysoká přesnost měření, konstrukční jednoduchost a finanční nenáročnost. Zároveň nabízí relativně jednoduchou integraci do okruhu a možnost změny citlivosti měření pomocí úpravy geometrie zkrutného členu. Výhodou je i možnost využití dostupné měřicí a výpočetní techniky Ústavu konstruování, což snižuje celkové náklady na realizaci.

Jako významnou nevýhodu tohoto řešení lze uvést nemožnost kontinuálního měření zátěžného momentu v průběhu testů z důvodu kabeláže vedoucí k tenzometrům. Měření by tedy probíhalo pouze ve statickém stavu v průběhu zatěžování. Dále by musely být tenzometry v průběhu měření odpojeny pomocí vakuově kompatibilních konektorů. Zároveň je zde riziko zkreslení dat vlivem teplotních dilatací zkrutného členu při změnách teplot během testů.

Měření zatížení pomocí dvojice enkodérů

Poslední z koncepčních řešení využívá k měření zátěžného momentu dvojici absolutních bezkontaktních enkodérů. Každý z enkodérů (4) se skládá ze dvou bezkontaktních částí, které zahrnují stator a rotor. Rotor je upevněn na jedné straně tzv. zkrutného členu, jehož geometrie je navržena tak, aby docházelo k jeho úhlové deformaci jak během zatěžování, tak i v průběhu testů. Zkrutný člen spolu s rotory je uložen pomocí dvojice ložisek v pevném tělese. Tím tvoří tato sestava jeden kompaktní celek. Tento systém je opět upevněn do hnané hřídele testovacího okruhu pomocí pružných spojek (1,3), jak lze vidět na obrázku 44.



Obrázek 44 - Popis a umístění měření zátěžného momentu pomocí dvojice enkodérů

Tento systém tedy funguje na principu čtení úhlové deformace zkrutného členu mezi enkodéry, z níž je pomocí znalosti jeho tuhosti a přesné kalibrace možné určit hodnotu zátěžného momentu v systému.

Výhodou tohoto řešení je možnost kontinuálního měření zátěžného momentu jak při zatěžování, tak i v průběhu testů. Zároveň je tento systém oproti předchozímu konceptu velmi univerzální a je možné jej uplatnit i v dalších aplikacích podobně jako konvenční měřič momentu. Dále, vzhledem k vlastní konstrukci tohoto systému, jsou jeho pořizovací náklady na realizaci, zahrnující výrobu a nákup součástí, výrazně nižší než u konvenčního měřiče.

Mezi nevýhody lze zařadit nutnost návrhu a výroby tohoto systému, díky čemuž jej nelze okamžitě integrovat obdobně jako konvenční měřič momentu. Zároveň je zapotřebí změna geometrie zkrutného členu v případě požadavku na vysokou přesnost v určitých částech měřeného spektra. Dále je potřeba brát v úvahu relativně vysokou výrobní náročnost některých součástí systému.

Kritéria a hodnocení konceptů systému měření zátěžného momentu

Hlavním parametrem tohoto systému je požadavek vyplývající z jeho základní cílové funkce, a to dostatečná přesnost měření v celém rozsahu zátěžného momentu. Přesnost měřené hodnoty totiž přímo vstupuje do vyhodnocení celkového měření, protože se jedná o hlavní výstupní veličinu celého experimentálního zařízení.

Mezi další velmi důležité parametry lze zařadit možnost čtení dat zvoleného systému měření pomocí dostupné výpočetní techniky na Ústavu konstruování. Tento požadavek je zásadní z pohledu snížení pořizovacích nákladů a zároveň i jednoduchosti jeho obsluhy. Zároveň je zapotřebí dodržet schopnost funkce systému v provozním prostředí simulujícím vesmírné podmínky.

Mezi další důležité parametry, které hrají klíčovou roli při výběru vhodného řešení, patří celková kompaktnost systému, protože je zapotřebí jeho snadná integrace do omezených zástavbových rozměrů vakuové komory. Dále univerzálnost, potažmo modularita, aby bylo možné systém dále modifikovat v případě potřeby nebo změny rozsahu měřeného zatížení. Nedílnou součástí hodnocení jsou pořizovací náklady, které by měly být vzhledem k omezenému rozpočtu na realizaci co nejnižší.

Hodnocení výše popsaných kritérií spolu s jejich normovanými váhami stanovenými pomocí Saatyho vícekritériální analýzy prezentuje tabulka 23.

Tabulka 23 - Hodnocení kritérií systému měření zátěžného momentu a jejich normovaná váha

Kritérium (smysl)	Normovaná váha [%]	Konvenční měřič [-]	Fóliové tenzometry [-]	Dvojice enkodérů [-]
Přesnost měření momentu (max.)	6,6	Vysoká	Střední	Střední
Schopnost využití dostupného HW (max.)	8,22	Vysoká	Velmi vysoká	Nízká
Schopnost funkce v provozním prostředí (max.)	24,28	Vysoká	Vysoká	Vysoká
Možnost kontinuálního měření (max.)	37,75	Vysoká	Velmi nízká	Vysoká
Kompaktnost (max.)	4,47	Střední	Velmi vysoká	Střední
Univerzálnost (max.)	9,57	Nízká	Vysoká	Velmi vysoká
Náklady na realizaci (min.)	9,1	Velmi vysoké	Střední	Vysoké
Výsledný užitek	/	0,74	0,28	0,76

4.3.7 Konceptní řešení systému změny velikosti testovaného soukolí

Dalším z konceptně rozebraných systémů experimentálního zařízení je systém pro změnu velikosti soukolí. Tento systém je do experimentálního zařízení integrován za účelem změny osové vzdálenosti, a tím i možnosti použití různých velikostí testovaných ozubených kol. Tento systém by měl splňovat určité parametry, které zahrnují přesnost nastavení konkrétní požadované osové vzdálenosti, tuhost celého systému a zároveň přesné ustavení pro zajištění požadovaného kontaktu mezi spoluzabírajícími koly.

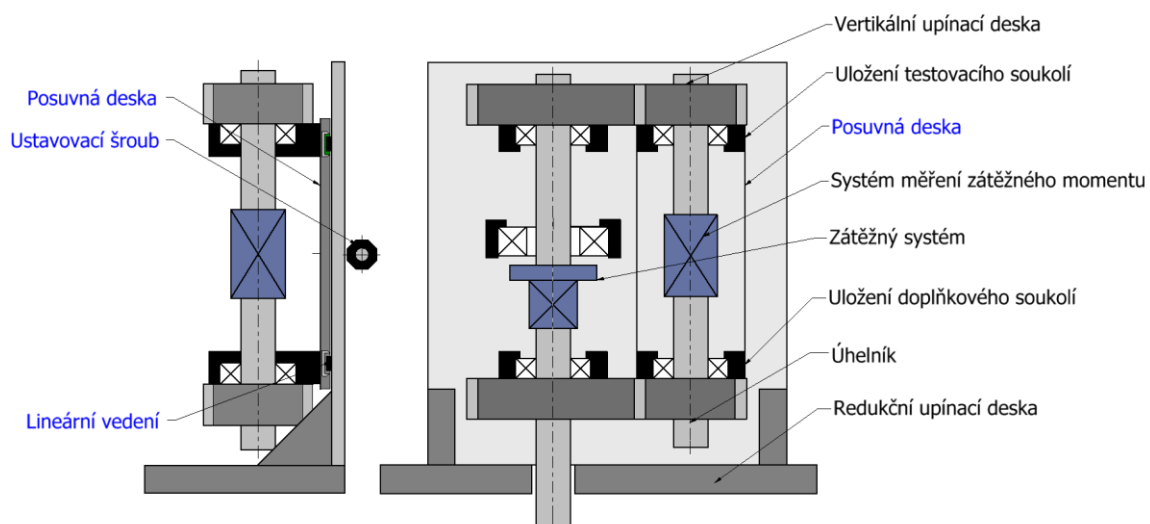
Dále je zapotřebí zajistit určitou konstrukční jednoduchost systému, aby byla umožněna snadná montáž, případně výměna určitých součástí. Důležitým parametrem je schopnost funkce v simulovaných vesmírných podmínkách, stejně jako nízké náklady na realizaci vzhledem k omezenému rozpočtu. S tím souvisí také požadavek na výrobní jednoduchost jednotlivých částí.

Obecný koncept změny velikosti soukolí pomocí změny osové vzdálenosti hnané a hnací hřídele je odvozen ze zařízení, které ve své práci představil Purschke [3]. Tento systém úzce souvisí s výsledným konceptním způsobem uložení. Z tohoto důvodu budou následující koncepty popsány s předpokladem využití konceptu uložení s největším výsledným užitekem, kterým je uložení pomocí vertikální upínací desky. Jednotlivé koncepty vycházejí ze stejného principu funkce a liší se pouze použitím součástí pro lineární posuv při změně osové vzdálenosti.

Varianty lineárního vedení pro změnu osové vzdálenosti

Všechny uvažované varianty systému změny osové vzdálenosti vycházejí ze stejného základního principu. Uložení testovacího i doplňkového soukolí v hnané větvi testovacího okruhu je spojeno do jednoho posuvného celku pomocí posuvné desky. Tato deska je uložena vůči vertikální upínací desce tak, aby bylo možné měnit polohu hnané hřídele vůči hřídeli hnací. Tím je umožněna změna osové vzdálenosti a použití různých velikostí testovaných ozubených kol. Přesné nastavení požadované polohy je realizováno pomocí ustavovacího šroubu umístěného na zadní části upínací desky.

Schéma výše popsané koncepce s možností alternativních způsobů lineárního vedení lze vidět na obrázku 45.



Obrázek 45 - Schéma koncepčního řešení změny velikosti soukolí

Rozdíl mezi jednotlivými variantami spočívá především ve způsobu vedení posuvné desky. První možností je využití těsných per, která představují konstrukčně i výrobně nejjednodušší řešení. Jejich výhodou je nízká cena, snadná dostupnost a poměrně vysoká tuhost. Nevýhodou jsou horší třecí vlastnosti dané kluzným kontaktem mezi perem a drážkou. Zároveň je posuvná deska tímto způsobem vedena především ve vertikálním směru, a proto je nutné její finální polohu dodatečně zajistit například pomocí šroubového spoje.

Druhou možností je použití kuličkového lineárního vedení. Toto řešení využívá stejný princip posuvu hnané větve, avšak kluzný kontakt je nahrazen kontaktem valivým. Díky tomu jsou sníženy třecí odpory a pro nastavení požadované osové vzdálenosti jsou potřebné menší ovládací síly. Nevýhodou je vyšší konstrukční a montážní náročnost, požadavek na přesné ustavení vedení a vyšší cena provedení kompatibilního s podmínkami vakua a širokého rozsahu teplot.

Třetí možností je využití křížového válečkového vedení. Tento typ vedení nabízí vysokou tuhost, kompaktní rozměry a možnost předepnutí, díky čemuž lze dosáhnout vyšší přesnosti ustavení posuvné desky. Z hlediska funkce tak představuje nejpřesnější variantu. Nevýhodou jsou však vysoké požadavky na montážní přesnost a vyšší pořizovací náklady, zejména při požadavku na provoz ve vakuu a v širokém rozsahu teplot.

Kritéria a hodnocení konceptů systému změny velikosti ozubení

Vzhledem k tomu, že hlavním proměnným parametrem u výše popsáných variant je způsob lineárního posuvu hnané větve okruhu, budou následující kritéria hodnocení zaměřena primárně na tyto komponenty.

Jedním z hlavních parametrů je tuhost a přesnost konkrétního vedení. Tyto vlastnosti jsou důležité zejména proto, že při změně osové vzdálenosti musí být zajištěna její přesná a opakovatelná hodnota. S tímto parametrem dále souvisí náročnost montáže a ustavení jednotlivých prvků, protože tento parametr má významný vliv na konstrukční náročnost a na nároky na přesnost výroby. Zároveň jsou žádoucí minimální náklady na realizaci tohoto systému vzhledem k omezenému celkovému rozpočtu.

Hodnocení jednotlivých kritérií spolu s jejich normovanými váhami prezentuje tabulka 24.

Tabulka 24 - Hodnocení kritérií systému změny velikosti soukolí a jejich normovaná váha

Kritérium (smysl)	Normovaná váha [%]	Těsná pera [-]	Kuličkové lineární vedení [-]	Křížové válečkové vedení [-]
Přesnost vedení (max.)	7,52	Střední	Vysoká	Vysoká
Tuhost vedení (max.)	24,12	Vysoká	Vysoká	Velmi vysoká
Konstrukční náročnost systému (min.)	18,41	Nízká	Vysoká	Velmi vysoká
Náročnost montáže (min.)	15,54	Nízká	Vysoká	Vysoká
Výrobní náročnost (min.)	5,83	Střední	Vysoká	Vysoká
Náklady na realizaci (min.)	28,58	Velmi nízké	Vysoké	Velmi vysoké
Výsledný užitek	/	0,53	0,36	0,47

4.3.8 Výsledné řešení vyplývající z hodnocení alternativ

Na základě analýzy alternativních řešení byla zvolena následující koncepční řešení (obrázek 46):

- **Celková architektura**

Jako koncept celkové architektury byl zvolen uzavřený testovací okruh typu „back-to-back“, který bude dále integrován do vybraných částí již existujícího testeru ložisek.

- **Uložení testovacího okruhu**

Jako koncept uložení okruhu bylo zvoleno uložení pomocí vertikální upínací desky, která je upevněna prostřednictvím redukční desky k přírubě testeru ložisek.

- **Zátěžný systém**

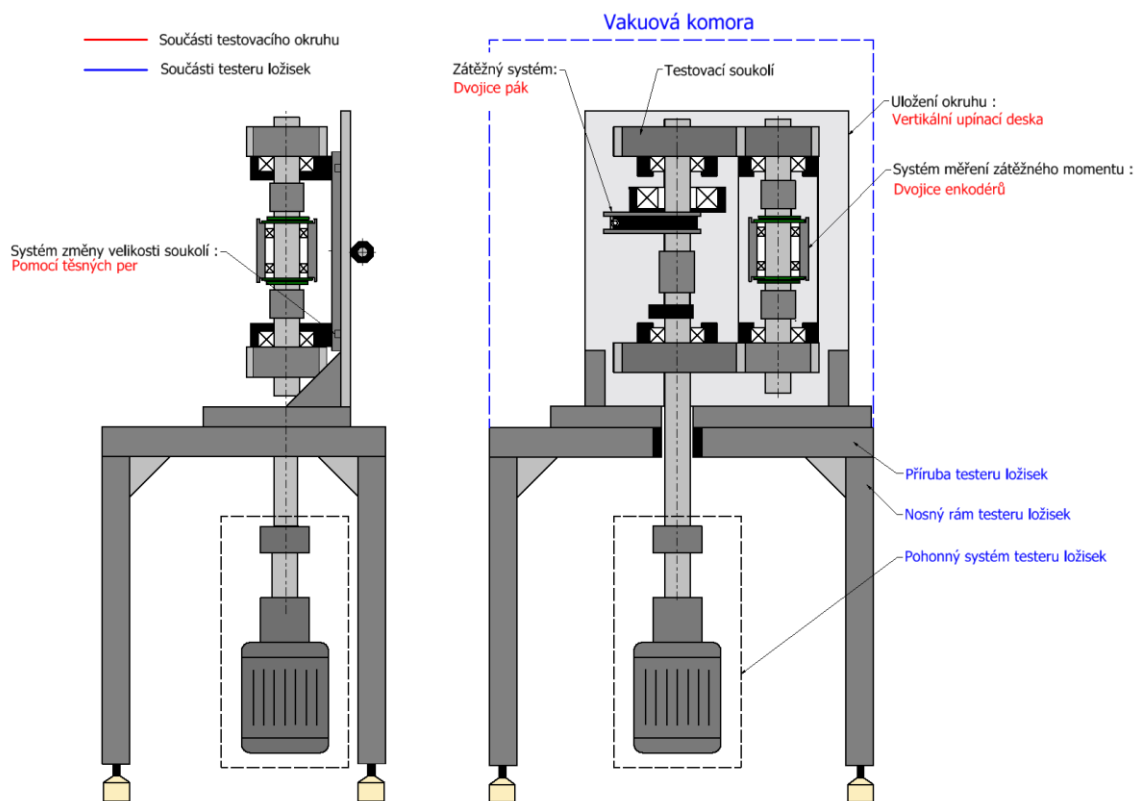
Pro zátěžný systém bylo zvoleno vyvození zátěžného momentu pomocí dvojice pák umístěných na hnací hřídeli.

- **Systém pro měření zátěžného momentu**

Pro měření zátěžného momentu byl zvolen koncept využívající dvojici enkodérů, které měří zátěžný moment na základě torzní deformace zkrutného členu.

- **Systém změny velikosti soukolí**

Změna velikosti soukolí bude realizována pomocí posuvné desky, která je vedena pomocí těsných per. Nastavení přesné pozice bude umožněno pomocí ustavovacího šroubu.



Obrázek 46 - Výsledné koncepční řešení experimentálního zařízení

5 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH

Po návrhu a vyhodnocení jednotlivých koncepčních řešení experimentálního zařízení bylo přistoupeno k předběžnému návrhu. Jednotlivé kroky tohoto návrhu jsou dále podrobně rozebrány v následujících třech kapitolách. Tyto kapitoly zahrnují určení tvarů zařízení, jeho celkových rozměrů a volbu materiálů. Dále bude představen matematický model zařízení, který slouží k predikci, návrhu a ověření jednotlivých důležitých konstrukčních uzlů i celkové funkce zařízení. Výstupy tohoto modelu následně sloužily jako vstupy pro výslednou úpravu a rozpracování detailního návrhu. Poslední část předběžného návrhu se věnuje popisu odhadovaných nákladů na realizaci experimentálního zařízení.

5.1 Určení tvaru, rozměrů a materiálů

Jak již bylo zmíněno, bude se tato kapitola zabývat návrhem tvarů, rozměrů a materiálů jednotlivých dílčích systémů a celkového zařízení. Tato kapitola je zařazena před tvorbu matematického modelu z důvodu, že její výstupy budou částečně sloužit jako vstup do určitých segmentů následujícího matematického modelu.

Jedná se především o určité připojovací nebo zástavbové rozměry, jejichž hodnoty vyplývají z již definovaných omezení spojených s částmi využívaného testeru ložisek (viz kapitola 4.3.3). Dále je jako vstup matematického modelu zapotřebí návrhově definovat materiály pro výrobu součástí systémů, které budou podléhat výpočtové kontrole.

5.1.1 Určení tvaru

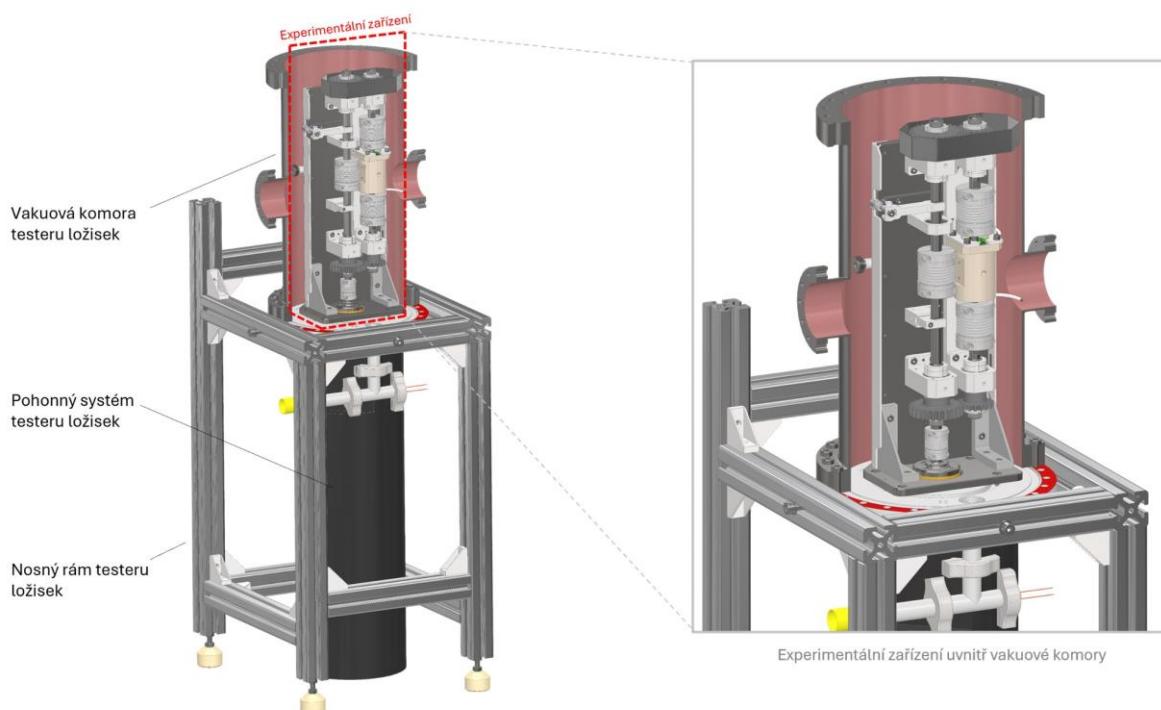
Vzhledem k tomu, že výsledné koncepční řešení je založeno na konstrukci uzavřeného testovacího okruhu, tvar výsledného zařízení vychází především z jeho typické architektury. Tato architektura je odvozena ze syntézy informací obsažených v rešeršní části této práce. Konkrétně se jedná o dvojici vybraných zdrojů, které jsou vysoce relevantní z pohledu návrhu tvarového řešení experimentálního zařízení.

První z nich zahrnuje normu ČSN ISO 14635 [28], která se zabývá metodikou testování, ale také konstrukcí standardizovaného experimentálního zařízení pro testování maziv ozubených převodů. Norma detailně popisuje jednotlivé konstrukční uzly i celkovou architekturu zařízení, které vycházejí z principu uzavřeného testovacího okruhu. Na základě této normy bylo dále návrhově stanoveno základní rozmístění jednotlivých komponent okruhu spolu s návrhem základních rozměrových parametrů testovacího soukolí, které bude dále detailněji rozebráno v rámci matematického modelu.

Toto standardizované zařízení ovšem nesplňuje maximální zástavbové rozměry pro navrhované experimentální zařízení, které vyplývají z rozměrů vakuové komory testeru ložisek. Z tohoto důvodu bylo nutné návrhové umístění i rozměry částí okruhu určitým způsobem škálovat tak, aby byly dodrženy požadované zástavbové rozměry. Zmíněné zařízení neumožňuje změnu velikosti testovaného soukolí, což je jednou z požadovaných funkcí navrhovaného testeru.

Pro inspiraci a návrh rozložení komponent pro umožnění změny osové vzdálenosti byla využita práce Purschkeho [3], ve které je popsána možnost změny osové vzdálenosti pro změnu velikosti testovaného soukolí (viz kapitola 2.6.4). Tento princip byl proto aplikován v návrhové části tvarového řešení.

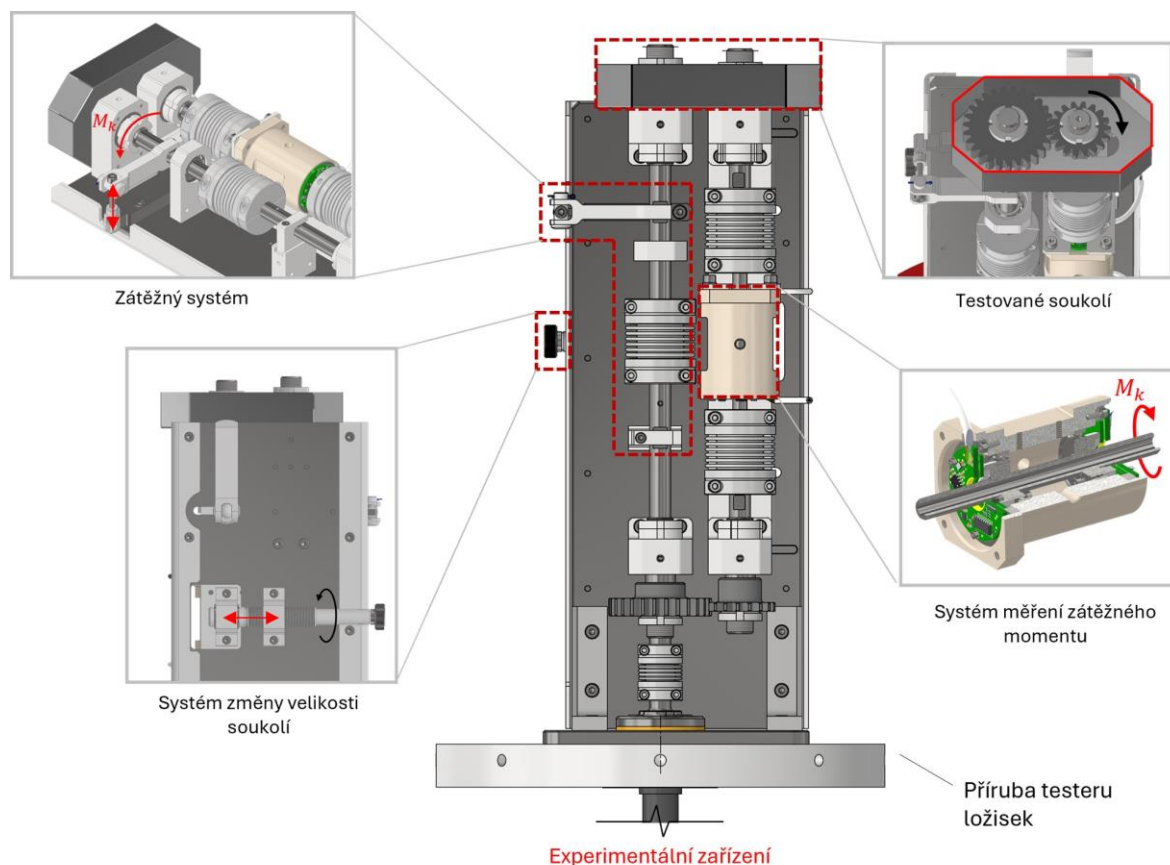
Výsledné tvarové řešení vyplývá především z výše uvedených publikací spolu s ostatními informacemi z rešeršní části a je tvořeno na základě uzavřeného testovacího okruhu. Vzhledem k omezenému maximálnímu zástavbovému prostoru bylo ovšem zapotřebí jeho běžnou horizontální orientaci upravit na vertikální uložení jednotlivých komponent. Tvarový návrh zařízení umístěného uvnitř vakuové komory a částí testeru ložisek lze vidět níže.



Obrázek 47 - Zobrazení tvarového řešení zařízení uvnitř vakuové komory a součástí testeru ložisek

Jak lze vidět na obrázku 47, celkové zařízení se skládá z několika hlavních částí, které zahrnují koncepčně řešené systémy. Jedná se o systém upnutí, který je tvořen vertikální upínací deskou uchycenou k přírubě testeru ložisek. Mezi další dílčí konstrukční uzly patří zátěžný systém, který slouží k vyvození zátěžného momentu, systém měření tohoto zatížení a systém pro změnu velikosti testovaného soukolí, respektive změnu osové vzdálenosti.

Testované soukolí je dále umístěno v horní části systému. Pro snadnou aplikaci testovaného maziva a zamezení jeho úniku při testech je soukolí uloženo uvnitř otevřeného krytování. Rozmístění těchto částí z hlediska tvarového řešení lze vidět na obrázku 48.



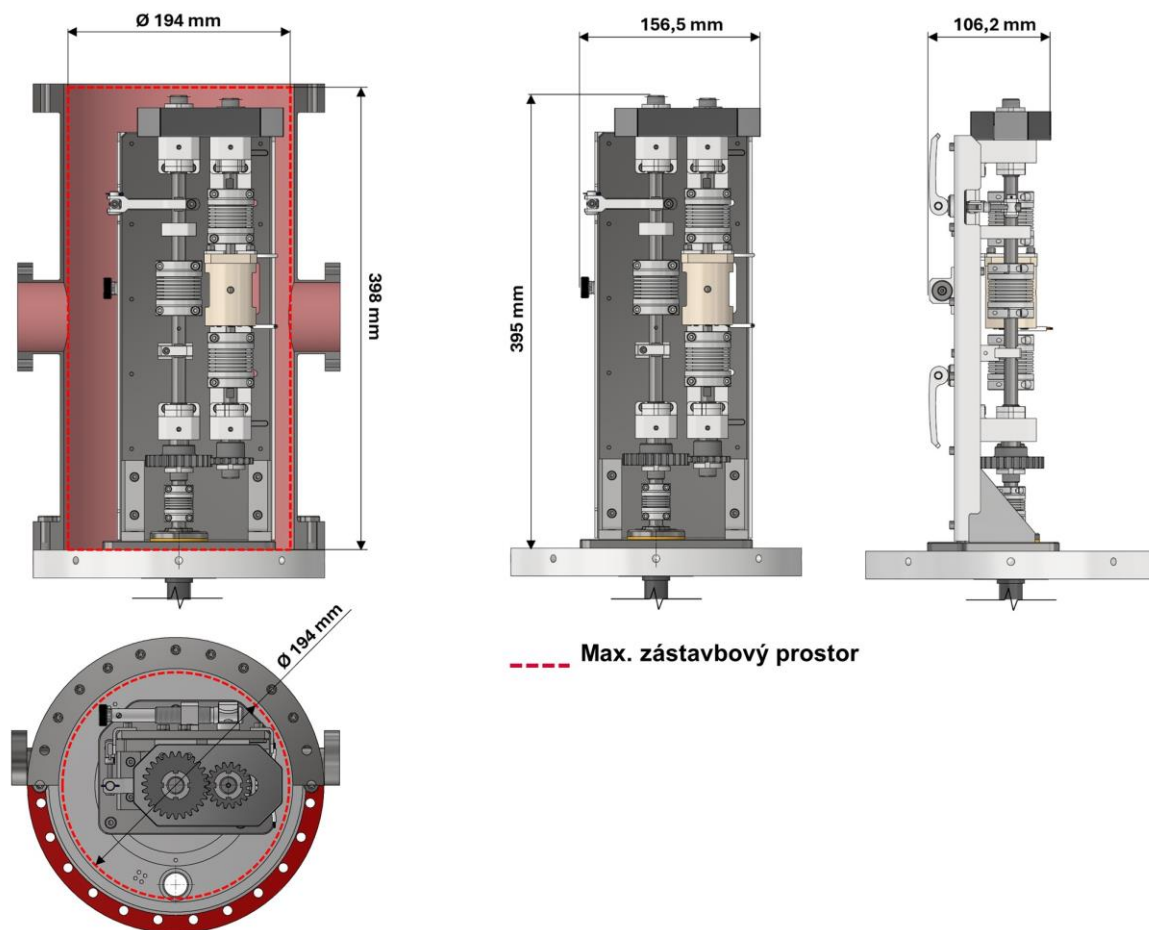
Obrázek 48 - Schéma tvarového řešení základních částí zařízení

5.1.2 Určení rozměrů

Jak již bylo zmíněno v předchozích částech, na určení rozměrů zařízení mělo zásadní vliv několik klíčových faktorů. V této části je však prezentován pouze návrh základních rozměrů systému, protože jejich hodnoty dále vstupují do matematického modelu. Návrh ostatních klíčových rozměrů vychází z iterační výpočtové analýzy, která bude podrobněji rozebrána v následující kapitole 5.2.

Hlavním faktorem při návrhu základních rozměrů zařízení jsou maximální zástavbové rozměry definované vnitřními rozměry vakuové komory testeru ložisek (obrázek 49). Zástavbový prostor je definován vepsaným válcem s průměrem 194 mm a výškou 395 mm. Tento prostor lze však plně využít především ve směru výšky zařízení, protože vstupní hnací hřídel pohonného systému testeru ložisek vstupuje do vakuové komory v jejím středu.

Jak lze vidět například na obrázku 48, výsledný tvarový návrh zařízení, vycházející z obecné architektury testovacích okruhů a není symetrický okolo osy vakuové komory. Jeho větší část je situována přibližně pouze v polovině maximálního zástavbového prostoru z pohledu jeho průměru. Tvarové řešení architektury a charakter zástavbového prostoru vakuové komory definují maximální možné vnější rozměry experimentálního zařízení. Tyto rozměry lze vidět níže.



Obrázek 49 - Rozměry zástavbového prostoru (vlevo), základní rozměry zařízení (vpravo)

5.1.3 Volba materiálů

Vzhledem k tomu, že mezi základní vstupní parametry matematického modelu lze zařadit materiály jednotlivých funkčních částí, je zapotřebí provést jejich volbu ještě před samotnou výpočetní analýzou. Volba materiálu závisí na několika důležitých parametrech. Tyto parametry souvisí s požadavky na pevnost a životnost jednotlivých funkčních částí zařízení a zároveň s provozem zařízení při velmi nízkých tlacích (až $1 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}$) a při nízkých i vysokých teplotách (-50°C až 100°C). Z tohoto hlediska jsou na materiály kladeny požadavky týkající se nízké míry odplynování (outgassing) a nízkého koeficientu teplotní roztažnosti.

Výběr materiálů lze rozdělit do několika skupin podle požadavků na konkrétní součásti systému. Rozdělení a popis těchto skupin součástí vykazujících stejné materiálové požadavky je následující:

- **Materiál hřídelí a prvků uložení**

Vzhledem k tomu, že jednotlivé hřídele v systému stejně jako prvky uložení (ložiskové domky, tělesa ...) přenášejí určité silové zatížení při provozu systému, je zapotřebí zvolit jejich materiál s ohledem na co nejvyšší pevnost, životnost (zejména u hřídelí) a dále nízkou míru odplynování a minimální koeficient teplotní roztažnosti.

- **Materiál upínacích prvků**

Jako upínací prvky lze označit součásti, které slouží pro upnutí jednotlivých součástí systému. Jedná se zejména o prvky systému uložení, které zaujímají relativně velký objem materiálu v systému. Požadavky na volbu materiálu pro tyto součásti proto zahrnují dobrý poměr mezi modulem pružnosti a hustotou, snadnou obrobitelnost z důvodu snížení nákladů na výrobu, nízkou míru odplynování a nízkou hodnotu koeficientu teplotní roztažnosti.

- **Materiál testovacího soukolí**

Zařízení bude navrženo pro testování soukolí s možností testovat teoreticky jakýkoliv materiál pro výrobu daného testovacího soukolí. Pro účely matematického modelu je ovšem zapotřebí zvolit konkrétní „výpočtový“ materiál soukolí, aby bylo možné výpočetně navrhnout určité parametry provozního zatížení. Z tohoto důvodu je zapotřebí zvolit běžně využívaný materiál pro vesmírné aplikace.

- **Materiál ostatních prvků systému**

Mezi ostatní (výše neuvedené) součásti systému lze zařadit spojovací materiál, ložiska, spojky, krytování, plechové díly a další. Díky tomu, že na většinu těchto součástí nejsou kladeny významně vysoké požadavky z hlediska pevnosti nebo bezpečnosti, jsou materiály voleny z pohledu kompatibility s provozním prostředím.

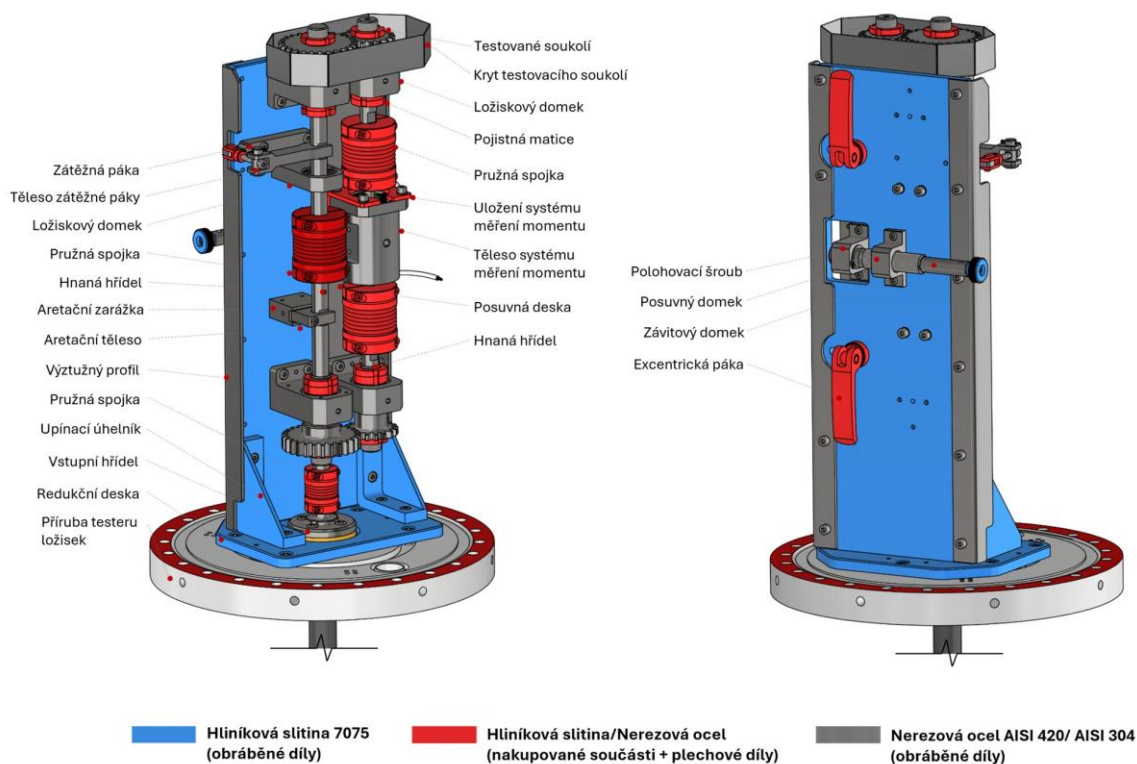
Výběr konkrétních materiálů pro dané skupiny součástí prezentuje tabulka 25.

Tabulka 25 – Výběr materiálů

Skupina součástí	Materiál	Popis
Hřídele a prvky uložení	AISI 420/AISI 304	Martenzitická/austenitická nerezová ocel
Upínací prvky	Al 7075 -T6	Hliníková slitina
Testovací soukolí	AISI 420	Austenitická nerezová ocel
Ostatní prvky systému	Hliníková slitina/nerezová ocel ¹⁴	/

¹⁴ Konkrétní materiál závisí na výběru konkrétních součástí a možnostech výrobce.

Umístění jednotlivých materiálů v kontextu sestavy experimentálního zařízení zobrazuje obrázek 50.



Obrázek 50 - Rozložení konkrétních materiálů v rámci zařízení

Důležité parametry výše popsaných materiálů shrnuje tabulka 26.

Tabulka 26 - Parametry výše popsaných materiálů

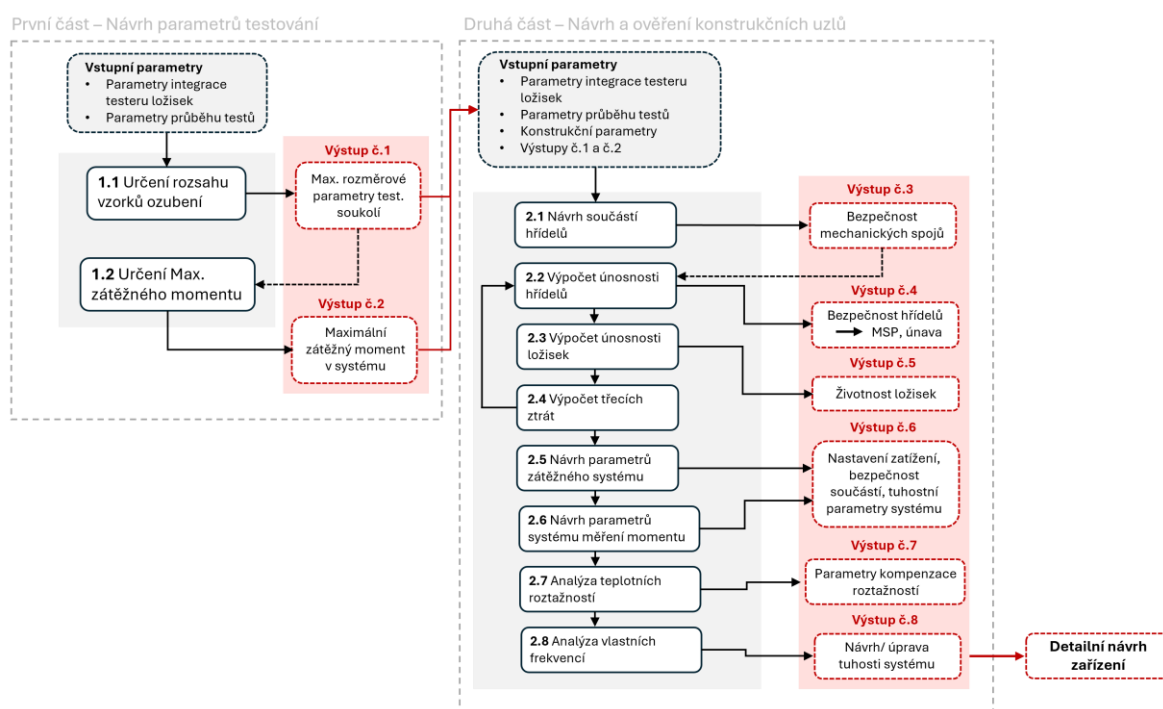
Parametr ¹⁵		Al 7075 – T6 [37]	AISI 420 [38]	AISI 304 [39]
Youngův modul pružnosti	E [GPa]	71,7	216	193
Modul pružnosti ve smyku	G [GPa]	26	80	79
Poissonův poměr	μ [–]	0,32	0,3	0,27
Hustota	ρ [kg/m ³]	2810	7750	7900
Mez kluzu	R_e [MPa]	480	345	205
Mez pevnosti	R_m [MPa]	572	758	590

¹⁵ Hodnoty meze kluzu a pevnosti jsou udávány v tahu. Materiály AISI 420 a 304 jsou bez tepelného zpracování.

5.2 Matematický model

Tato kapitola se bude zabývat tvorbou matematického modelu experimentálního zařízení. Účelem tohoto modelu je v první fázi návrh testovacích parametrů zařízení, na základě kterých bude založen detailní návrh systému. Matematický model dále zahrnuje návrh, kontrolu a výpočtovou analýzu jednotlivých důležitých konstrukčních uzlů. V této části jsou na základě výpočtové analýzy navrženy důležité parametry jednotlivých systémů, přičemž v tomto případě má matematický model spíše charakter kontrolních výpočtů.

Chronologický postup jednotlivých dílčích částí matematického modelu prezentuje následující schéma (obrázek 51).



Obrázek 51 - Schéma postupu a dílčích částí matematického modelu

Následující kapitoly budou popisovat postup jednotlivých výpočtů tak, jak na sebe navazují v rámci výše uvedeného schématu.

5.2.1 Vstupní parametry

Před samotným popisem konkrétních výpočtů zařízení je zapotřebí definovat základní vstupní parametry, které vstupují do jednotlivých částí výpočtové analýzy. Tyto parametry lze rozdělit do několika dílčích částí, které zahrnují parametry integrace testeru ložisek, parametry průběhu testů a konstrukční parametry.

Parametry integrace částí testeru ložisek

Mezi základní vstupní parametry matematického modelu je zapotřebí zařadit omezení vyplývající z integrace zařízení do stávajícího testeru ložisek. Jak již bylo dříve definováno v rámci cílů této práce, navrhovaný systém bude pro plnění své požadované funkce využívat některé části existujícího testeru ložisek. Z tohoto důvodu je při návrhu nutné uvažovat omezující parametry těchto částí, zejména parametry pohonného systému a provozního prostředí (tabulka 27).

Tabulka 27 – Vstupní parametry integrace částí testeru ložisek

Druh parametru	Parametr		Hodnota
Parametry provozního prostředí	Maximální operační teplotní rozsah (termální komora)	[°C]	-50 až 100
	Minimální provozní tlak (vakuová komora)	[Pa]	$1 \cdot 10^{-4}$
Parametry pohonného systému	Maximální zástavbový prostor (vakuová komora)	[mm]	ø 194 x 395
	Maximální otáčky s/bez využití převodovky (pohonný systém)	[min ⁻¹]	30/3000
	Maximální krouticí moment s/bez využití převodovky (pohonný systém)	[Nm]	27/ 1,35

Parametry průběhů testů

Parametry průběhu testů (tabulka 28) se zaměřují na vstupní požadavky metodiky, pro kterou bude navrhované zařízení určeno. Jejich hodnoty vycházejí z poznatků řešební části této práce, konkrétně kapitol zabývajících se metodikou a průběhem testování. Tyto parametry je před realizací výpočtové analýzy zapotřebí návrhově definovat pro návrh dílčích systémů. Jedná se o předpokládaný počet testovacích cyklů soukolí a rozsah rychlosti otáčení soukolí.

Tabulka 28 – Parametry průběhů testů

Parametr		Hodnota
Rozsah testovacích cyklů	[–]	1 až 1 000 000
Rozsah rychlosti otáčení	[min ⁻¹]	1 až 1500

Hodnota počtu testovacích cyklů je odvozena z maximálního požadavku na životnost ozubených převodů v kosmických aplikacích, jak uvádí Space tribology handbook 5th [4]. Návrhový rozsah rychlosti otáčení vyplývá z hodnot rychlosti otáčení ozubení v běžných vesmírných aplikacích, ale také z publikací zabývajících se metodami jejich testování.

Konstrukční parametry

Mezi konstrukční parametry požadované jako vstupní hodnoty do vybraných částí matematického modelu jsou zařazeny pouze materiálové parametry hlavních funkčních částí. Materiály těchto částí a jejich základní parametry byly definovány v předchozí kapitole 5.1.3. Dodatečné hodnoty materiálových parametrů budou specifikovány vždy u příslušné výpočetní části matematického modelu.

5.2.2 Určení rozsahu vzorků ozubení

První část návrhu parametrů testování se zabývá určením rozsahu testovaných vzorků ozubení, protože konstrukce zařízení umožňuje měnit jejich velikost. V této části je zapotřebí zvolit minimální a maximální rozměrové parametry, které budou definovat rozměrový rámec velikostí testovaných soukolí. Tento krok je zásadní, protože znalost rozměrů soukolí dále úzce souvisí s dalšími výpočtovými kroky matematického modelu. To je způsobeno skutečností, že ozubení přenáší veškeré hlavní dynamické i kinematické veličiny v systému.

Základními vstupními parametry v této části jsou maximální rozměry zástavbového prostoru pro zařízení definované vakuovou komorou. Tyto rozměry dále definují prostor pro umístění nejen testovaného soukolí, ale i ostatních systémů. Vzhledem k tomu, že není možné určit všechny rozměrové parametry všech testovaných soukolí v celém rozsahu, bude rozsah ozubení definován pomocí maximálního rozměru hlavové kružnice soukolí d_{amax} při převodovém poměru 1:1, který byl zvolen pro zjednodušení výpočtu. Tento maximální rozměr je definován rozměrovými parametry zmíněného zástavbového prostoru a také rozměry vertikální upínací desky, která slouží k uložení jednotlivých částí systému. Na základě hodnoty d_{amax} byla dále určena maximální osová vzdálenost soukolí a_{12max} . Výsledné hodnoty těchto parametrů lze vidět v tabulce 29. Výpočet v celém rozsahu lze vidět v příloze P2_DP tohoto dokumentu.

Tabulka 29 - Výsledné hodnoty maximální hlavové kružnice a osové vzdálenosti testovaného soukolí

Parametr		Hodnota
Maximální hodnota hlavové kružnice	$d_{amax} [mm]$	72
Maximální hodnota osové vzdálenosti	$a_{12max} [mm]$	65

5.2.3 Určení maximálního zátěžného momentu

Na základě návrhu hodnot definujících maximální rozsah testovaného soukolí bylo přistoupeno k výpočtu jednoho z hlavních návrhových parametrů experimentálního zařízení, kterým je hodnota maximálního zátěžného momentu. Zátěžný moment totiž definuje celkové zatížení, které je v testovacím okruhu přenášeno. Hodnota této veličiny dále definuje téměř veškeré parametry zatížení konkrétních funkčních částí okruhu (hřídele, ložiska, prvky uložení atd.). Dimenzace těchto částí tedy úzce souvisí s jeho výslednou hodnotou.

V rámci řešební části této práce bylo zjištěno, že metodika testování maziv i materiálů ozubených převodů je obecně zaměřena na hodnocení chování ozubení ve vztahu k vybraným poruchovým mechanismům. Při aplikaci daného zátěžného momentu na testované soukolí může v průběhu testování docházet ke vzniku této poruchy. Jedním z hlavních parametrů výsledného hodnocení testovaného materiálu soukolí nebo použitého maziva je následně míra dosažení dané poruchy. Tato míra je ve většině případů určena na základě úbytku hmotnosti soukolí po testech, využití určitých metod analýzy kontaktních povrchů zubů nebo měření geometrie těchto ploch pomocí taktilních metod.

Z výše uvedených závěrů vyplývá, že pro kvalitní vyhodnocení vhodnosti materiálů a maziv soukolí je v průběhu testů zapotřebí aplikovat na soukolí zátěžný moment, jehož velikost umožní dosažení pozorovatelné míry poruchy. Výpočet zátěžného momentu bude tedy založen na určení jeho minimální hodnoty pro vznik nejčastěji se vyskytujících poruch ozubení ve vesmírných aplikacích. Následující tabulka 30 prezentuje tyto druhy poruch spolu s výpočtovou metodou, která bude využita. Konkrétní výpočty budou podrobněji popsány v následujících částech.

Tabulka 30 - Výpočtové poruchy testovaného ozubení spolu s použitou výpočetní metodou

Druh poruchy ozubení	Výpočetní metoda	Popis
Pitting (Jamková koroze)	ČSN ISO 6336-2	Výpočet zátěžného momentu vůči minimální bezpečnosti pro vznik pittingu
Scuffing	Blockův model	Výpočet zátěžného momentu, při kterém dojde ke kritickému navýšení kontaktní teploty v ozubení
Adhezivní opotřebení	Archardův model	Výpočet zátěžného momentu, při kterém dojde ke kritickému úbytku materiálu soukolí
Abrazivní opotřebení	Archardův model	Výpočet zátěžného momentu, při kterém dojde ke kritickému úbytku materiálu soukolí

Návrh kritického testovaného soukolí

Pro využití výše uvedených výpočtových metod je zapotřebí v následujícím kroku určit výpočtovou geometrii soukolí, pro kterou bude výpočet realizován. Geometrie soukolí by měla být navržena s ohledem na co nejvyšší odolnost vůči výše uvedeným poruchám. Z tohoto důvodu bude zapotřebí velmi vysoký zátěžný moment pro dosažení sledovaných poruchových mechanismů při testech. Toto kritické soukolí bylo navrženo v mezích maximálního rozsahu testovaného soukolí. Zároveň soukolí definuje maximální zátěžný moment, který je zapotřebí zavést do testovacího okruhu.

Okrajovými podmínkami, které byly využity pro určení geometrie tohoto soukolí, jsou maximální rozměrové parametry, které byly definovány v předchozí kapitole. Zároveň byly využity poznatky o vlivu základních rozměrových parametrů soukolí na vznik konkrétních poruch. Tabulka 31 prezentuje tyto základní parametry ve vztahu k jednotlivým poruchám. Pro zjednodušení je v tomto případě uvažován stejný teoretický zátěžný moment působící na soukolí a převodový poměr soukolí je roven 1.

Tabulka 31 - Vliv základních parametrů soukolí na vznik konkrétní poruchy

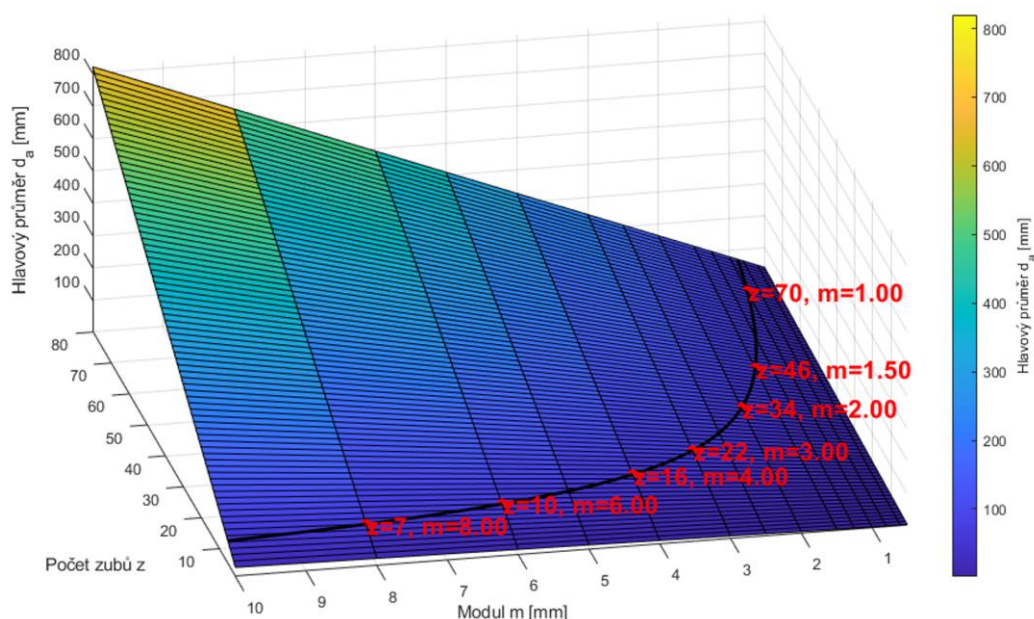
Druh poruchy ozubení	Vliv geometrie na poruchu ¹⁶	Odvození na základě
Pitting (Jamková koroze)	Co nejmenší čelní modul m , počet zubů z , šířka ozubení b	Hertzova teorie kontaktních napětí, ČSN ISO 6336-2 (výpočet bezpečnosti vůči pittingu)
Scuffing	Co nejmenší čelní modul m , počet zubů z , šířka ozubení b	Blokova teorie „flash teploty“, ISO 6336-20/21
Adhezivní opotřebení	Co nejmenší čelní modul m , počet zubů z , šířka ozubení b	Archardův model
Abrazivní opotřebení	Co nejmenší čelní modul m , počet zubů z , šířka ozubení b	Archardův model

Z výše uvedeného přehledu jasně vyplývá, že pro vznik konkrétní poruchy ozubení je zapotřebí minimalizovat velikost modulu, počet zubů a také šířku testovaného soukolí. Návrh kritického soukolí je však realizován za účelem výpočtu maximálního zátěžného momentu pro vznik jednotlivých poruch a je tedy zapotřebí tyto parametry naopak maximalizovat. Tím jsou určeny rozměrové parametry soukolí, pro které je zapotřebí do okruhu zavést maximální zátěžný moment pro vznik poruchy. Ostatní testovaná soukolí, která splňují maximální zástavbové rozměry, budou na základě této úvahy poškozena při působení menšího zátěžného momentu.

¹⁶ Vliv základních geometrických parametrů soukolí pro „urychlení“ vzniku konkrétní poruchy.

Pro určení geometrie kritického testovacího soukolí byl využit program Matlab. Pomocí tohoto programu byly nalezeny základní geometrické parametry (počet zubů z a normálový modul ozubení m_n) všech čelních soukolí s přímými zuby (s převodovým poměrem roven 1), jejichž průměr hlavové kružnice d_a odpovídá maximální hodnotě hlavové kružnice d_{amax} , která vychází z maximálních vnitřních zástavbových rozměrů vakuové komory. V rámci tohoto výpočtu byly také uvažovány pouze normalizované hodnoty normálových modulů v rozsahu 0,5 až 10 mm, jak uvádí norma ČSN 01 4680 [40].

Výstupem tohoto návrhu je dále grafická závislost (obrázek 52) mezi průměrem hlavové kružnice d_a , počtem zubů soukolí z a normalizovanými hodnotami normálového modulu čelního ozubení m_n .



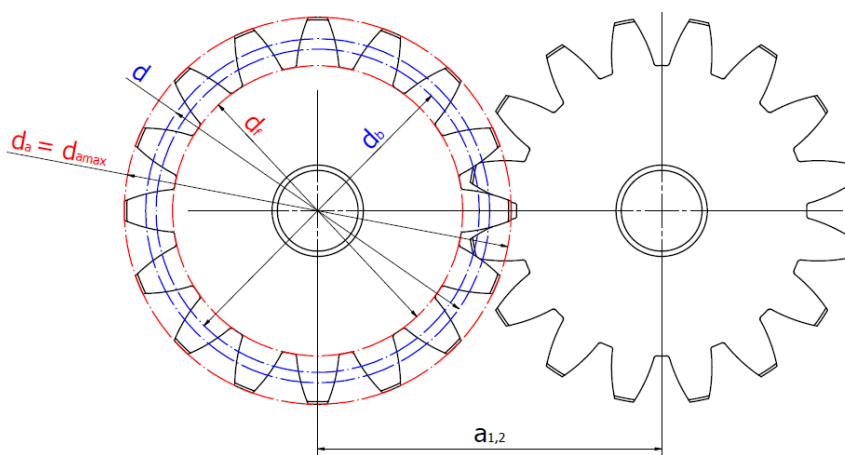
Obrázek 52 - Grafická závislost pro návrh základních parametrů kritického soukolí

Jak lze vidět na obrázku 52, výstupem této závislosti je izočára (černě), která představuje maximální rozměr hlavové kružnice d_{amax} . Dále jsou na této hladině zobrazeny možné kombinace počtů zubů z a normálového modulu m_n (čelních ozubených soukolí s převodovým poměrem 1:1) jejichž rozměr hlavové kružnice je roven d_{amax} . Dále bylo zapotřebí vybrat soukolí jehož osová vzdálenost odpovídá hodnotě a_{12max} a zároveň splňuje požadavky definované v tabulce 29 a také geometrické parametry z pohledu vyrobitelnosti.

S respektem k výše uvedeným požadavkům byly definovány geometrické parametry kritického čelního soukolí s přímými zuby (tabulka 32, obrázek 52). Tyto parametry budou dále využity v konkrétních výpočtových částech matematického modelu.

Tabulka 32 - Geometrické parametry kritického soukolí

Parametr		Pastorek (1)	Spoluzabírající kolo (2)
Normálový modul ¹⁷	$m_{n1}/m_{n2} [mm]$	4	4
Počet zubů ¹⁸	$z_1/z_2 [-]$	16	16
Normálová rozteč	$P_{h1}/P_{h2} [mm]$	12,57	12,57
Čelní úhel záběru	$\alpha_{t1}/\alpha_{t2} [^\circ]$	20	20
Základní rozteč	$P_{tb1}/P_{tb2} [mm]$	11,81	11,81
Průměr roztečné kružnice	$d_1/d_2 [mm]$	64	64
Průměr základní kružnice	$d_{b1}/d_{b2} [mm]$	60,14	60,14
Průměr hlavové kružnice	$d_{a1}/d_{a2} [mm]$	72	72
Výška zubu	$h_{f1}/h_{f2} [mm]$	9	9
Průměr patní kružnice	$d_{f1}/d_{f2} [mm]$	54	54
Šířka zubu ¹⁹	$b_1/b_2 [mm]$	5	10
Převodový poměr	$i_{1,2} [-]$	1	
Osová vzdálenost ²⁰	$a_{1,2} [mm]$	64	



Obrázek 53 – Schéma základních rozměrů kritického soukolí

¹⁷ Normálový modul byl definován jako nejmenší možný z dané škály (obrázek 52) vzhledem k dodržení maximální hodnoty osové vzdálenosti a_{12max} .

¹⁸ Počet zubů byl stanoven jako nejmenší možný vzhledem k zachování teoretické vyrobiteľnosti.

¹⁹ Šířka zubů byla stanovena jako nejmenší možná vzhledem k teoretické vyrobiteľnosti. Rozdíl mezi šířkou obou ozubených kol vychází z doporučení uvedeného v rámci normy ČSN ISO 14635 [28].

²⁰ Osová vzdálenost soukolí splňuje maximální hodnotu osové vzdálenosti a_{12max} .

Takto navržené kritické soukolí splňuje výše uvedené parametry z hlediska maximálních zástavbových rozměrů a zároveň respektuje jednotlivé požadavky pro určení maximálního zátěžného momentu, který bude zaveden v rámci systému v průběhu testování. Výše uvedené parametry budou následně použity při definici jeho konkrétní hodnoty vzhledem k jednotlivým druhům poruch ozubení.

Výpočet maximálního zátěžného momentu pro vznik pittingu (jamkové koroze)

Po návrhu geometrických parametrů kritického soukolí bylo možné přistoupit k výpočtu maximálního zátěžného momentu, v tomto případě pro vznik pittingu. Jak již bylo uvedeno výše, tento výpočet bude realizován za využití normy ČSN ISO 6336-2 [41], která se zabývá výpočty únosnosti čelních ozubených kol s přímými zuby. Konkrétně se zaměřuje na výpočet trvanlivosti povrchu neboli výpočet kontaktního únavového zatížení povrchů zubů, které může vést ke vzniku pittingu (viz kapitola 2.2.3).

Vstupními hodnotami tohoto výpočtu jsou výše definované parametry kritického soukolí a dále parametry použitého materiálu (5.1.3), které jsou rozšířeny o hodnoty limitního napětí v dotyku boků zubů soukolí. Tyto hodnoty byly odvozeny z materiálových listů materiálu AISI 420 [38]. Zároveň jsou uvažovány konkrétní hodnoty počtu cyklů záběru zubů a rychlost jejich otáčení. Vstupní hodnoty jsou shrnuty v tabulce 33.

Tabulka 33 – Dodatečné vstupní hodnoty výpočtu

Parametr	Pastorek	Spoluzabírající kolo
Limitní napětí v dotyku $\sigma_{1hlim}/\sigma_{2hlim} [MPa]$	800	800
Počet záběrů zubů $N_{oz} [-]$		1 000 000
Rychlost otáčení $n [min^{-1}]$		1500

Standardně je tento normalizovaný výpočet využit pro určení bezpečnosti soukolí v dotyku, respektive vůči vzniku pittingu, a to při znalosti všech potřebných parametrů soukolí včetně jeho zátěžného točivého momentu. Tuto hodnotu je možné určit pomocí následujícího vztahu.

$$S_H = \frac{\sigma_{hlim} \cdot Z_{NT}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X [-] \quad (2)$$

Kde S_H je bezpečnost proti vzniku únavového poškození boků zubů, σ_{hlim} je limitní napětí v dotyku, Z_{NT} je součinitel počtu cyklů, Z_L je součinitel maziva, Z_V je součinitel obvodové rychlosti, Z_R je součinitel drsnosti boků zubů, Z_W je součinitel tvrdosti, Z_X součinitel velikosti a σ_H je napětí v dotyku, které lze určit pomocí následujícího vzorce.

$$\sigma_H = Z_B \cdot \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} [MPa] \quad (3)$$

Kde Z_B je součinitel jednopárového záběru, K_A je součinitel vnějších dynamických sil, K_V je součinitel vnitřních dynamických sil, $K_{H\beta}$ je součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce, $K_{H\alpha}$ je součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů a σ_{H0} je nominální napětí v dotyku.

Tato hodnota se dále určí následujícím způsobem:

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{bd} \cdot \frac{u+1}{u}} [MPa] \quad (4)$$

Kde Z_E je součinitel mechanických vlastností materiálu, Z_H je součinitel tvaru spoluzabírajících zubů, Z_ε je součinitel délky dotykových křivek boků zubů, Z_β je součinitel sklonu zubu, F_t je nominální obvodová síla, b je pracovní šířka ozubení, d je roztečný průměr a u je převodové číslo.

Vzhledem k tomu, že v této fázi je cílem určit maximální zátěžný moment pro vznik pittingu je charakter těchto výpočtů opačný. Za použití výše uvedených vzorců byla vyjádřena obvodová síla ozubení F_t , která odpovídá bezpečnosti vůči vzniku pittingu $S_H = 1$.

$$F_t = \frac{u \cdot \left(\frac{\sigma_{H0}}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta} \right)^2 \cdot b \cdot d}{u + 1} [N] \quad (5)$$

Následně byl pomocí znalosti této hodnoty dopočítán zátěžný moment $M_{z,p}$, který odpovídá stejné hodnotě bezpečnosti ($S_H = 1$) a tedy vzniku únavové kontaktní poruchy.

$$M_{z,p} = \frac{F_t \cdot d}{2} = 8,2 \text{ Nm} \quad (6)$$

Díky tomu, že se jedná o poměrně rozsáhlý výpočet, který zahrnuje nejen výše uvedený postup, ale také výpočet dílčích parametrů a součinitelů, je zde prezentován pouze hlavní princip. Výpočet v plném rozsahu je možné vidět v příloze (P2_DP) tohoto dokumentu.

Výpočet maximálního zátěžného momentu pro vznik zadření (scuffing)

Následně bylo přistoupeno k výpočtu maximálního zátěžného momentu pro vznik scuffingu. Jedná se totiž o velmi pravděpodobný druh poruchy ozubení ve vesmírných aplikacích, především v důsledku nedostatku oxidických vrstev na povrchu ozubení (viz kapitola 2.3)

Pro výpočet zátěžného momentu pro vznik této poruchy byla využita teorie „flash temperature“ kterou zformulovali Blok, Archard a Jaeger [42]. Tato teorie se zabývá lokálním nárůstem teploty v EHD kontaktu dvou vzájemně se pohybujících povrchů. Teorie vychází z předpokladu, že většina energie disipované třením se v kontaktu mění na teplo, které je uvolňováno na velmi malé ploše ve velmi krátkém časovém úseku (typické pro kontakt mezi boky zubů).

Teorie dále představuje tzv. „flash temperature“, která je definována jako teplotní přírůstek těles vstupujících do kontaktu. Pomocí její hodnoty je možné definovat maximální teplotu v kontaktu v závislosti na geometrii kontaktních těles a rychlosti jejich vzájemného pohybu. Pokud maximální teplota překročí teplotní rozsah použitého maziva, může tak dojít ke ztrátě jeho funkce a vzniku přímého kontaktu kontaktních těles. Tento efekt může typicky vést ke vzniku scuffingu u ozubení. Výpočet s využitím této teorie v rámci čelního ozubení se zabývá také norma ISO 6336-4 [43].

Vstupními parametry výpočtu jsou opět geometrie kritického ozubení a dále jeho materiálové parametry rozšířené o určité hodnoty. Zároveň je uvažován teplotní rozsah provozního prostředí při testech, který definuje teoretické teploty ozubení vstupujícího do kontaktu spolu s maximálním dovoleným nárůstem teploty maziva. Dodatečné vstupní parametry zobrazuje tabulka 34.

Tabulka 34 - Dodatečné vstupní hodnoty

Druh parametru	Parametr	Hodnota
Materiálové parametry	Součinitel tření mezi povrchy zubů	$\mu [-]$
	Tepelná vodivost	$K \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
	Specifické teplo	$\sigma \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
Parametry kontaktu	Maximální teplota v kontaktu ²¹	$T_{max} [^{\circ}C]$
	Teoretický teplotní rozsah soukolí vstupujících do kontaktu	$T_{pmin}, T_{pmax} [^{\circ}C]$

Cílem výpočtu je určit hodnotu zátěžného momentu pro vznik scuffingu pomocí vztahu pro výpočet maximální hodnoty „flash temperature“ který je prezentován níže.

$$T_{fmax} = \frac{1.11 \cdot \mu \cdot F_{n_s} \cdot |U_A^{0,5} - U_B^{0,5}|}{(2 \cdot b_1) \cdot (2 \cdot b_{h_1})^{0,5} \cdot (K \cdot \rho \cdot \sigma)^{0,5}} [K] \quad (7)$$

Kde F_{n_s} je normálová síla působící na tělesa v kontaktu, U_A a U_B jsou obvodové rychlosti ozubených kol na hlavové kružnici, b_1 je šířka pastorku a b_{h_1} je polovina šířky kontaktní oblasti.

²¹ Maximální teoretická hodnota teploty v kontaktu odpovídající selhání mazacího filmu. Hodnota byla převzata z publikace Engineering tribology [42], avšak je určena pouze jako výpočetní odhad. Přesná hodnota úzce závisí s konkrétním mazivem a provozními podmínkami a měla by být určena experimentálně.

Pro výpočet požadované hodnoty zátěžného momentu je v první fázi zapotřebí vyjádřit normálovou sílu F_{n_s} z předchozího vzorce a určit její hodnotu, přičemž je současně nutné definovat výpočtovou hodnotu T_{fmax} . Určení obou hodnot popisují následující rovnice.

$$T_{fmax} = T_{max} - T_{pmin} [K]$$

$$F_{n_s} = \sqrt[3]{\left(\frac{T_{fmax} \cdot (2 \cdot b_1) \cdot (K \cdot \rho \cdot \sigma)^{0,5}}{1.11 \cdot \mu \cdot F_{n_s} \cdot |U_A^{0,5} - U_B^{0,5}|}\right)^4 \cdot \frac{16 \cdot R_{red}}{\pi \cdot b_1 \cdot E_1}} [N] \quad (8)$$

Kde R_{red} je redukovaný poloměr křivosti boků zubů a E_1 je redukovaný modul pružnosti materiálů pastorku a spoluzabírajícího kola.

S využitím znalosti normálové síly F_{n_s} byla dále určena tečná síla v ozubení a také výsledný zátěžný moment M_{z_s} pro vznik scuffingu na základě následujících vztahů.

$$F_{t_s} = F_{n_s} \cdot \cos \alpha_n [N] \quad (9)$$

$$M_{z_s} = \frac{F_{t_s} \cdot d_1}{2} = 5,52 \text{ Nm} \quad (10)$$

Kde F_{t_s} je tečná síla působící v ozubení, α_n je normálový úhel záběru a d_1 je průměr roztečné kružnice.

Celkový výpočet dále zahrnuje nejen výše uvedený postup ale také dílčí výpočty jednotlivých parametrů. Díky tomu, že výpočet je poměrně rozsáhlý je zde prezentován pouze základní princip a důležité výsledky. Plný rozsah výpočtu lze vidět v příloze P2_DP tohoto dokumentu.

Výpočet maximálního zátěžného momentu pro vznik adhezivního a abrazivního opotřebení

Následně byl realizován výpočet maximálního zátěžného momentu pro vznik abrazivního a adhezivního opotřebení. Jak bylo popsáno v rešeršní části, tyto poruchy lze zařadit mezi nejčastěji se vyskytující v rámci funkce ozubených převodů ve vesmírných aplikacích.

Pro výpočet tohoto momentu byl využit Archardův model. Ve vztahu k adhezivnímu opotřebení je založen na mechanismu tvorby a porušování adhezivních spojů mezi mikrovýstupky na povrchu vzájemně se pohybujících součástí. Na základě tohoto modelu je možné určit úbytek materiálu v důsledku tohoto mechanismu. U abrazivního opotřebení je tento úbytek určen na základě mechanického odebírání částic materiálu tvrdými částicemi v kontaktu. Jak popisuje publikace Engineering tribology [42], tak využití tohoto modelu přináší pouze orientační výsledky s řádovou přesností a slouží tedy spíše jako základní inženýrský model, který nezahrnuje detailní chemické nebo teplotní jevy v kontaktu.

Vstupními parametry tohoto výpočtu jsou opět geometrie kritického soukolí a konkrétní hodnoty počtu cyklů záběru zubů a rychlosti jejich otáčení. Dále jsou uvažovány také dodatečné parametry materiálu soukolí. Konkrétní hodnoty dodatečných vstupních parametrů jsou zobrazeny v tabulce 35.

Tabulka 35 - Dodatečné vstupní parametry výpočtu

Parametr		Hodnota
Součinitel adhezivního opotřebení ²²	$K_{ad} [-]$	$30 \cdot 10^{-6}$
Součinitel abrazivního opotřebení	$K_{ab} [-]$	$1 \cdot 10^{-4}$
Tvrdost boků zubů	$H_b [HB]$	580
Maximální přípustný úbytek objemu materiálu ozubeného kola ²³	$\Delta V_{max} [m^3]$	$1,32 \cdot 10^{-7}$
Počet záběrů zubů	$N_{oz} [-]$	1 000 000
Rychlost otáčení	$n [min^{-1}]$	1500

Pro výpočet výsledného zátěžného momentu pro vznik abrazivního a adhezivního opotřebení byly využity vztahy vycházející z Archardova modelu pro výpočet objemového úbytku vznikajícího v průběhu daného typu opotřebení. Tyto vztahy lze vidět níže.

$$\Delta V_{ad} = K_{ad} \cdot \frac{F_{nad} \cdot L}{H} [m^3] \quad , \quad \Delta V_{ab} = K_{ab} \cdot \frac{F_{nab} \cdot L}{H} [m^3] \quad (11)$$

Kde ΔV_{ad} je objemový úbytek při adhezivním opotřebení a ΔV_{ab} při opotřebení abrazivním. Dále F_{nad} a F_{nab} jsou normálové síly v kontaktu při adhezivním a abrazivním opotřebení, L je celková dráha skazu (v tomto případě mezi boky zubů v průběhu všech cyklů) a H je indentační tvrdost boků zubů.

V první řadě bylo zapotřebí vyjádřit normálovou sílu v kontaktu pro abrazivní i adhezivní opotřebení (F_{nad} a F_{nab}) z výše uvedených vztahů, přičemž objemový úbytek při obou typech opotřebení je roven ΔV_{max} .

$$F_{nad} = \frac{\Delta V_{max} \cdot H}{K_{ad} \cdot L} [N] \quad , \quad F_{nab} = \frac{\Delta V_{max} \cdot H}{K_{ab} \cdot L} [N] \quad (12)$$

²² Hodnoty součinitelů abrazivního a adhezivního opotřebení jsou převzaty z publikace Principles and applications of tribology [53]. Jedná se ovšem pouze o řádové hodnoty díky čemuž se snižuje přesnost následného výpočtu.

²³ Hodnota ΔV_{max} vychází z normy ČSN ISO 14365 [28]. Konkrétní hodnota byla odvozena z poměru objemů normalizovaného a kritického soukolí

Následně byla vypočtena tečná síla v ozubení a dále zátěžný moment ($M_{z_{ad}}$, $M_{z_{ab}}$) pro vznik adhezivního abrazivního opotřebení na základě následujících vzorců.

$$F_{t_{ad}} = F_{n_{ad}} \cdot \cos \alpha_n \text{ [N]} \quad , \quad F_{t_{ab}} = F_{n_{ab}} \cdot \cos \alpha_n \text{ [N]} \quad (13)$$

$$M_{z_{ad}} = \frac{F_{t_{ad}} \cdot d_1}{2} = 3,57 \text{ Nm} \quad , \quad M_{z_{ab}} = \frac{F_{t_{ab}} \cdot d_1}{2} = 1,07 \text{ Nm} \quad (14)$$

Kde $F_{t_{ad}}$ a $F_{t_{ab}}$ jsou tečné síly v ozubení, α_n je normálový úhel záběru a d_1 je průměr roztečné kružnice.

Tento výpočet zahrnuje také definici dalších parametrů, avšak vzhledem k jeho rozsáhlosti byl opět prezentován pouze obecný princip a důležité výsledky. Výpočet v plném rozsahu je možné vidět v příloze P2_DP tohoto dokumentu.

Analýza maximálního zátěžného momentu v testovacím okruhu

Na základě porovnání výše definovaných hodnot maximálního zátěžného momentu pro vznik uvedených poruch soukolí bylo následně zapotřebí vybrat jeho nejvyšší hodnotu. Zároveň je zapotřebí zdůraznit, že výše uvedené výpočty mají pouze návrhový charakter, protože nezohledňují veškeré vlivy působící na ozubení v průběhu testů. Souhrn výsledných hodnot zobrazuje tabulka 36.

Tabulka 36 - Souhrn výsledných hodnot

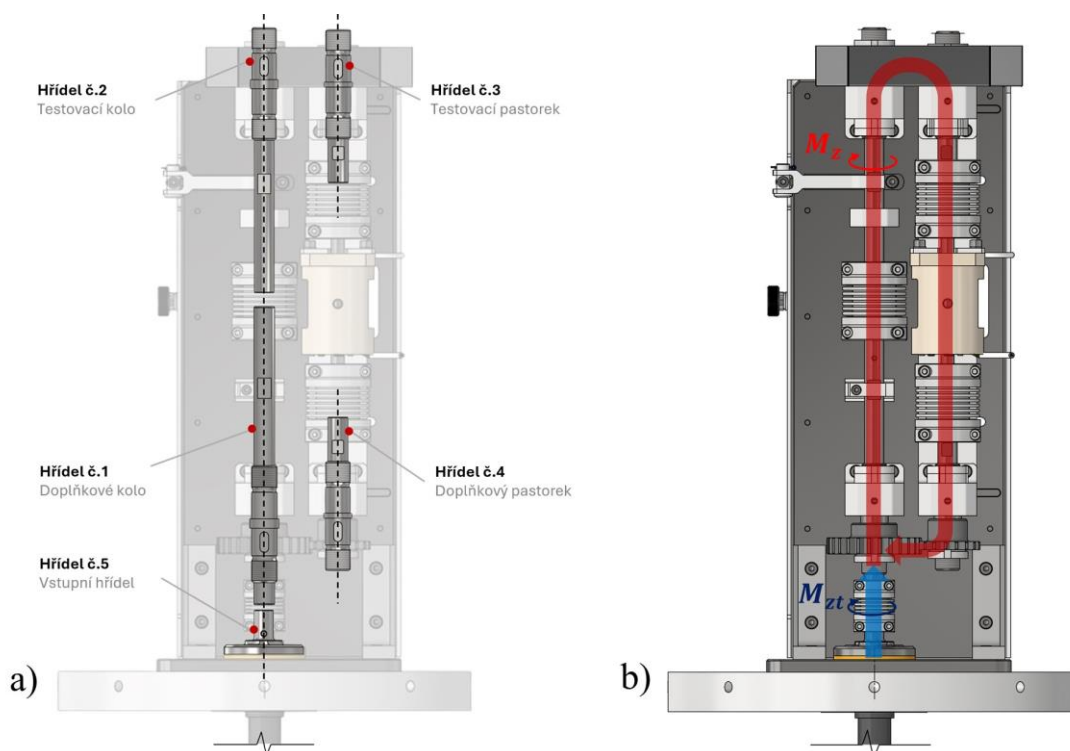
Druh poruchy	Hodnota zátěžného momentu pro vznik poruchy [Nm]
Pitting (jamková koroze)	8,2
Scuffing	5,52
Adhezivní opotřebení	3,57
Abrazivní opotřebení	1,07

Jak vyplývá z výše uvedeného souhrnu, největší zátěžný moment M_z , který je do systému zapotřebí zavést, je roven maximálnímu zátěžnému momentu pro vznik pittingu $M_{z_p} = 8,2 \text{ Nm}$. Na základě následné pevnostní analýzy (viz následující kapitoly) bylo ovšem zjištěno, že díky omezenému zástavbovému prostoru vakuové komory je možné navrhnout součásti pouze pro přenos zátěžného momentu o velikosti $M_z = 6 \text{ Nm}$. Z tohoto důvodu bude možné aplikovat zátěž pro vznik pittingu pouze u omezeného množství soukolí z pohledu jejich geometrického rozsahu. Následující části matematického modelu tak zahrnují tuto sníženou hodnotu maximálního zátěžného momentu.

5.2.4 Výpočet únosnosti hřídelů a jejich součástí

Další část matematického modelu se bude věnovat výpočtové analýze únosnosti všech hřídelí i jejich součástí (pera, tvarové spoje) v systému experimentálního zařízení. Tato část matematického modelu má tedy spíše charakter kontrolních výpočtů. Cílem této části bude celková analýza jednotlivých hřídelí z pohledu bezpečnosti vůči MSP (mezní stav pružnosti) a MSÚ (mezní stav únavy). Tato analýza bude provedena především z důvodu ověření jejich požadované funkce. Zároveň budou stanoveny určité výstupní parametry součástí hřídelí, které budou sloužit jako vstup do dalších částí matematického modelu.

Celkový systém experimentálního zařízení se skládá z celkem pěti hřídelí, které budou v této části podrobeny analýze únosnosti. Konkrétně se jedná o hřídele, které slouží pro uložení doplňkového a testovacího soukolí. Zároveň se jedná o vstupní hřídel, která slouží pro přenos krouticího momentu zprostředkovaného pohonným systémem. Konkrétní umístění těchto hřídelí v systému lze vidět na obrázku 54.



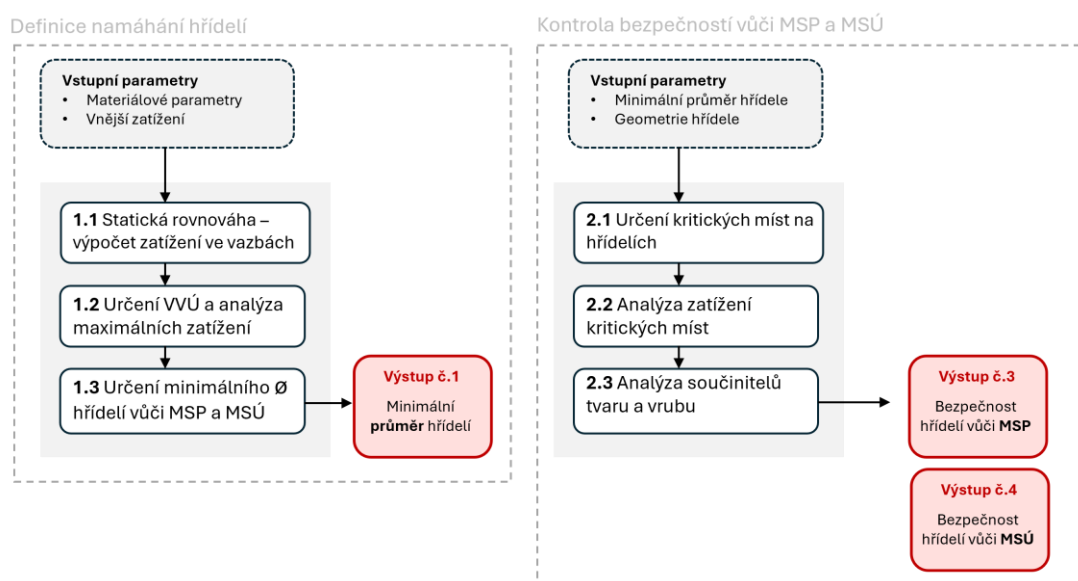
Obrázek 54 - Umístění hřídelí v systému a), Tok krouticího momentu v okruhu b)

Obrázek 54b dále schématicky prezentuje tok krouticího momentu v rámci okruhu v průběhu testování. Ze schématu vyplývá, že hřídele č. 1–4 jsou zatíženy maximálním krouticím momentem o hodnotě rovnající se M_z (maximální zátěžný moment v okruhu viz kapitola 5.2.3). Hřídel č. 5 je následně zatížena krouticím momentem M_{zt} , který je dodáván pohonným systémem a je určen pouze k překonání ztrát v okruhu. Určení jeho velikosti bude rozebráno v následujících kapitolách (viz kapitola 5.2.5).

Tyto hodnoty dále slouží jako základní vstupní parametry zatížení pro výpočtovou analýzu únosnosti.

Postup výpočtové analýzy

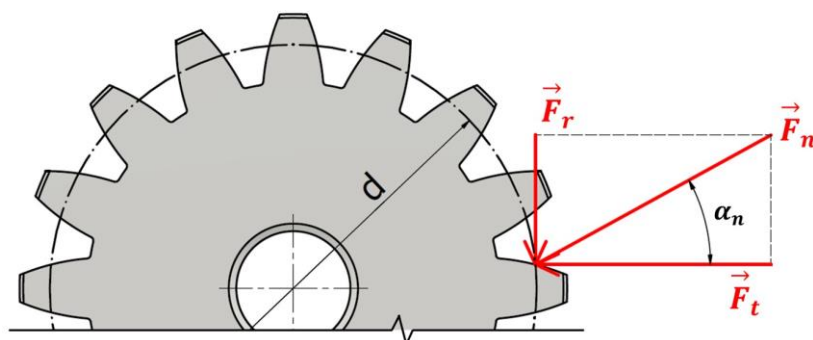
Pro výpočet cílových hodnot bezpečností jednotlivých hřídelí je zapotřebí nejprve provést několik dílčích kroků. V první fázi je nutné přistoupit k analýze a určení zatížení jednotlivých hřídelí ve vazbách, které následně vede k určení výsledných vnitřních účinků (VVÚ). Na základě VVÚ budou určeny největší hodnoty zatížení, ze kterých je možné provést kontrolu minimálního bezpečného průměru hřídelí. Následně bude provedena analýza vrubových účinků kritických částí hřídelí a kontrola minimálních bezpečností vůči MSP a MSÚ. Tento postup je shrnut v následujícím schématu.



Obrázek 55 - Schéma postupu výpočtové analýzy únosnosti hřídelí

Jak prezentuje výše uvedené schéma, mezi vstupní parametry obou částí výpočtů je zapotřebí zahrnout parametry materiálu pro výrobu hřídelí (AISI 420 viz kapitola 5.1.3), geometrii hřídelí, která byla definována na základě rozměrových parametrů okruhu a také na základě možnosti uložení jednotlivých částí okruhu. Dále je zapotřebí zahrnout vnější zatížení, které zahrnuje maximální návrhovou hodnotu zátěžného krouticího momentu M_z , hodnotu krouticího momentu pro překonání ztrát v okruhu M_{zt} (postup stanovení této hodnoty bude popsán v dalších kapitolách) a silové působení v kritickém soukolí, které je prezentováno normálovou silou F_n .

Hodnotu této normálové síly spolu s ostatními silovými účinky v ozubení je možné definovat na základě znalosti geometrie kritického soukolí (kapitola 5.2.3), hodnoty maximálního zátěžného momentu M_z a rozložení sil v ozubení na základě normy ČSN ISO 6336-1 [44] a publikace Konstruování strojních součástí [11] (obrázek 56).



Obrázek 56 - Schéma rozložení silového působení v kritickém soukolí

Dále tedy bylo možné určit hodnoty jednotlivých sil v ozubení (především normálové síly F_n) pomocí vztahů, které lze rovněž nalézt v publikaci Konstruování strojních součástí [11] a také v normě ČSN ISO 6336-1 [44].

$$F_t = \frac{2 \cdot M_z}{d} [N] \quad (15)$$

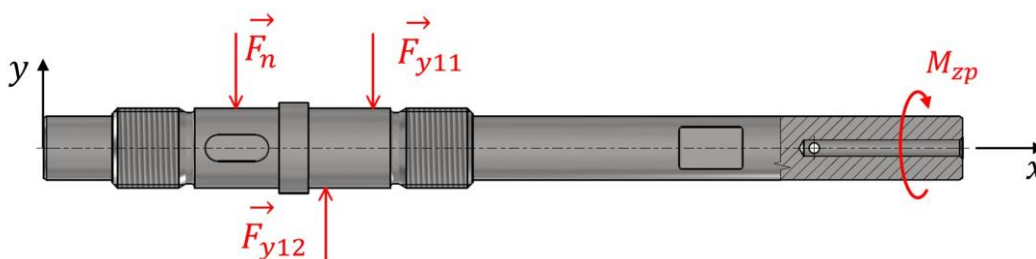
$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_n [N] \quad (16)$$

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \mathbf{199,53\ N} \quad (17)$$

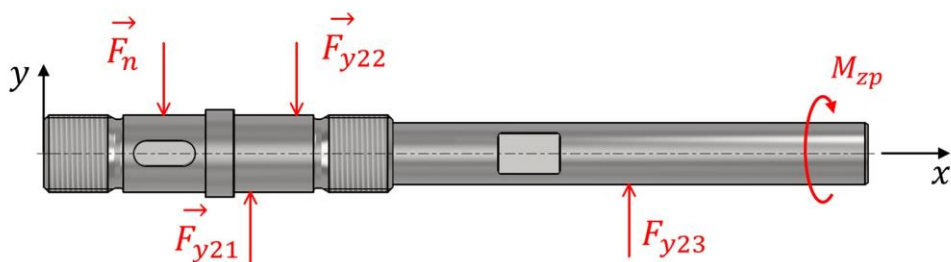
Kde F_t je tečná (obvodová) síla, M_z maximální zátěžný moment v okruhu, d je průměr roztečné kružnice, F_r je radiální síla, α_n je normálový úhel a F_n je normálová síla. Hodnota normálové síly bude sloužit jako vstupní parametr následujících výpočtů únosnosti hřídelí.

Určení zatížení ve vazbách a analýza výsledných vnitřních účinků

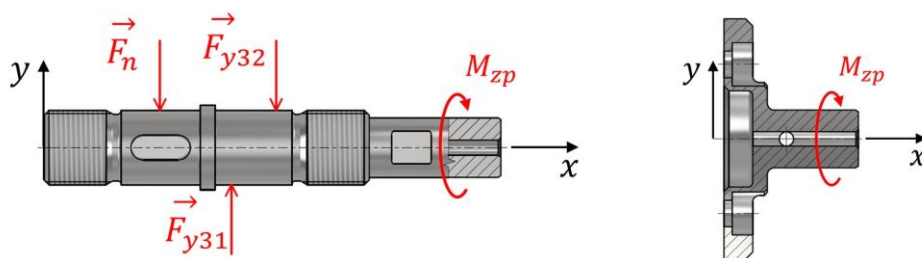
Po definici vstupních parametrů bylo přistoupeno již k samotné výpočtové části, kdy prvním krokem analýzy únosnosti hřídelí je jejich uvolnění a určení zatížení působících ve vazbách. V první řadě byly jednotlivé prvky uložení (ložiska) nahrazeny odpovídajícími vazbami, které byly následně uvolněny a nahrazeny příslušným silovým působením. Nahrazení jednotlivých vazeb silovým působením lze vidět na obrázcích níže (57-59).



Obrázek 57 - Uvolnění vazeb a nahrazení silovým působením ve vazbách – hřídel č.1



Obrázek 58 - Uvolnění vazeb a nahrazení silovým působením ve vazbách – hřídel č.2



Obrázek 59 - Uvolnění vazeb a nahrazení silovým působením ve vazbách – hřídel č.3, 4 a 5

Hodnoty sil ve vazbách (tabulka 37) pro hřídele č.1, 3, 4 a 5 byly následně vypočteny pomocí silové a momentové rovnováhy ve dvou osách souřadného systému, protože se jedná o staticky určitou úlohu. Pro výpočet neznámých sil ve vazbách u hřídele č.2 bylo zapotřebí využít také Castiglianovu větu, díky tomu, že se jedná o staticky neurčitou úlohu.

Tabulka 37 - Výsledné hodnoty sil ve vazbách a vnější zatížení hřídelí

Hřídel	Síly ve vazbách	Hodnota	Vnější zatížení	Hodnota
Hřídel č.1	F_{y11} [N]	864,64	M_{zp}^{24} [Nm]	8,2
	F_{y12} [N]	665,11		
Hřídel č.2	F_{y21} [N]	648,1		
	F_{y22} [N]	429,6		
	F_{y23} [N]	4,59		
			F_n^{25} [N]	199,53
Hřídel č.3 a 4 ²⁶	F_{y31} [N]	864,64		
	F_{y32} [N]	665,11		
Hřídel č. 5	/	/	M_{zt} [Nm]	0,6

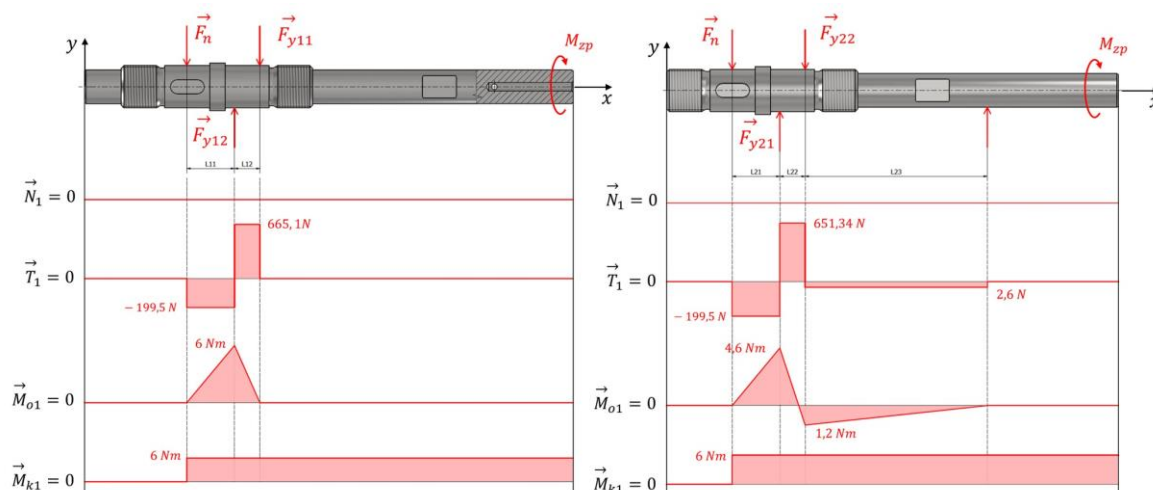
²⁴ Krouticí moment odpovídající maximálnímu zátěžnému krouticímu momentu M_z .

²⁵ Normálová síla v kritickém ozubení při působení maximálního zátěžného krouticího momentu M_z .

²⁶ Hřídele č.3 a 4 sdílí totožnou geometrii, způsob uložení i vnější zatížení.

Vzhledem k tomu, že se jedná o poměrně rozsáhlý výpočet, tabulka výše zobrazuje pouze výsledné hodnoty. Výpočet v plném rozsahu lze vidět v příloze P2_DP tohoto dokumentu.

Na základě těchto hodnot bylo následně přistoupeno k analýze výsledných vnitřních účinků u všech hřídelí, a to s cílem určit maximální zatížení působící na jednotlivých hřídelích. Grafické znázornění VVÚ na příkladu hřídelí č.1 a 2 lze vidět níže.



Obrázek 60 - Grafické znázornění výsledných vnitřních účinků pro hřídele č.1 a 2

Na základě analýzy výše graficky znázorněných VVÚ byly definovány maximální hodnoty zatížení způsobené tečnou silou T , ohybovým momentem M_o a krouticím momentem M_k . Tyto hodnoty byly vypočteny pomocí analytických vztahů a jejich správnost byla následně ověřena pomocí online výpočetního nástroje „Beam calculator“. Shrnutí těchto maximálních hodnot pro jednotlivé hřídele prezentuje tabulka 38.

Tabulka 38 - Maximální hodnoty zatížení hřídelí

Hřídel	Max. tečná síla T_{max} [N]	Max. ohybový moment M_{omax} [Nm]	Max. krouticí moment $M_{kmax} = M_z$ [Nm]
Hřídel č.1	665,1	6	6
Hřídel č.2	651,34	4,6	6
Hřídel č.3 a 4	665,1	6	6
Hřídel č.5	/	/	0,6

Následně bylo možné provést kontrolu minimální hodnoty průměru jednotlivých hřídelí vzhledem k meznímu stavu pružnosti (MSP) a meznímu stavu únavy (MSÚ). Pro výpočet minimálního průměru hřídelí vůči MSP byl využit vztah pro výpočet maximálního redukovaného napětí (podmínka HMMH). S využitím tohoto vztahu byla vyjádřena minimální hodnota průměru hřídelí odpovídající maximální dovolené hodnotě redukovaného napětí $\sigma_{red,dov}$, jak lze vidět níže.

$$d_{minMSP} = \sqrt[6]{\frac{1024 \cdot M_{omax}^2 + 768 \cdot M_{zmax}^2}{\pi^2 \cdot \sigma_{red_{dov}}^2}} [mm] \quad (18)$$

Kde d_{min_MSP} je minimální průměr hřídele vůči MSP, M_{omax} je maximální ohybový moment působící na hřídel, M_{zmax} je maximální moment působící na hřídel a $\sigma_{red_{dov}}$ je maximální dovolená hodnota redukovaného napětí. Tato hodnota byla určena pomocí definice návrhového součinitele, který byl odvozen z publikace Safety of structures [45].

$$k_n = k_{nx} \cdot k_{ny} = 1,75 [-] \quad (19)$$

Kde k_n je návrhový součinitel, $k_{nx} = 1,75$ je faktor ovlivňující pravděpodobnost havárie a $k_{ny} = 1$ je faktor ovlivňující závažnost následků havárie. Hodnota $\sigma_{red_{dov}}$ je pak určena pomocí znalosti hodnoty meze kluzu materiálu pro výrobu hřídelí (AISI 420) R_e (viz kapitola 5.2.3).

$$\sigma_{red_{dov}} = \frac{R_e}{k_n} = 197,14 \text{ MPa} \quad (20)$$

Pro výpočet minimální hodnoty průměru hřídelí vůči MSÚ bylo využito Goodmanova hodnotícího kritéria [11], které zohledňuje mezní amplitudu a mezní střední hodnotu napětí daného cyklu únavového namáhání konkrétní hřídele. S využitím tohoto kritéria a vztahu pro výpočet bezpečnosti hřídelí vůči MSÚ bylo možné vyjádřit minimální hodnotu průměru hřídele vůči MSÚ $d_{min_MSÚ}$ na základě následujícího vztahu.

$$d_{minMSÚ} = \frac{4 \cdot \sqrt[3]{4} \cdot \sqrt[3]{\frac{k_n^2 \cdot R_m^2 \cdot (M_{omax}^2 \cdot R_m^2 + 3 \cdot \sigma_{ck}^2 \cdot M_{zmax}^2)}{\pi \cdot \sigma_{ck} \cdot R_m^2}} + \frac{k_n \cdot M_{omax}}{\pi \cdot \sigma_{ck}}}{\sqrt[3]{15}} \quad (21)$$

Kde k_n je návrhový součinitel, R_m je mez pevnosti materiálu hřídelí (AISI 420), σ_{ck} je korigovaná mez únavy zohledňující vliv jednotlivých faktorů cyklu (jakost povrchu, velikost tělesa, způsob zatěžování, teplota atd.)

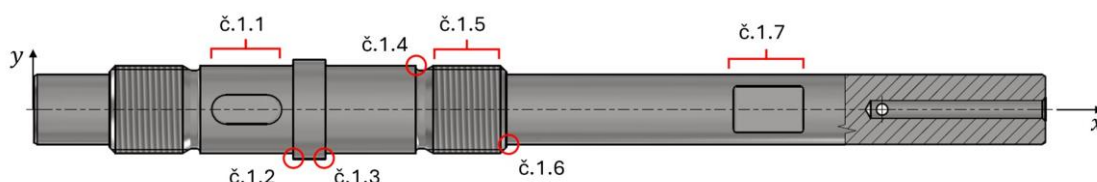
Na základě výše uvedených vztahů byly vypočteny hodnoty minimálních průměrů hřídelí vůči MSP a MSÚ a byly porovnány s minimálními průměry analyzovaných hřídelí.

Tabulka 39 – Výsledky kontroly minimálních průměrů hřídelí

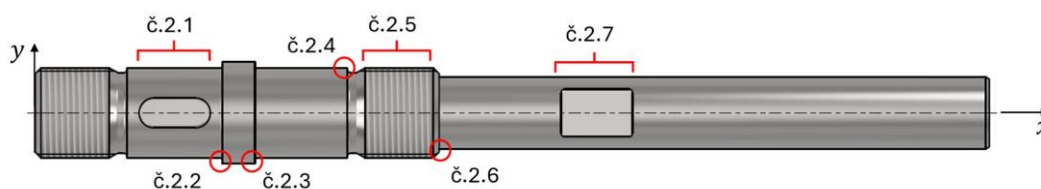
Hřídel	Min. průměr MSP $d_{min_MSP} [mm]$	Min. průměr MSÚ $d_{min_MSÚ} [mm]$	Skutečný min. průměr hřídelí $[mm]$
Hřídel č.1	7,43	7,68	
Hřídel č.2	8,02	8,53	10
Hřídel č.3 a 4	7,43	7,68	

Kontrola bezpečnosti hřídelí vůči MSP a MSÚ

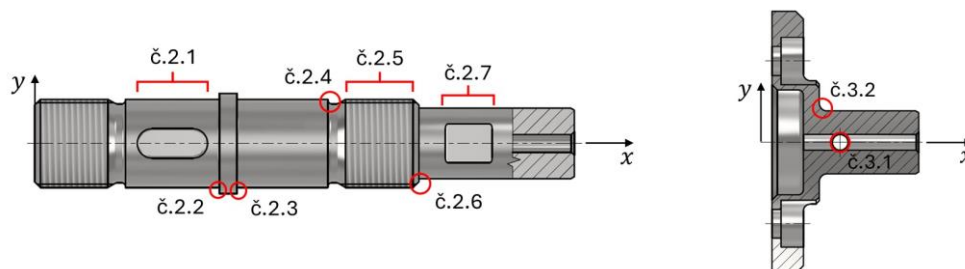
Po kontrole minimálního průměru hřídelí je zapotřebí přistoupit k finální kontrole minimálních bezpečností jednotlivých hřídelí vůči MSP a MSÚ. Výsledné hodnoty bezpečností budou následně sloužit jako kontrolní parametr pro předpokládanou funkci hřídelí. Analýza bezpečností se skládá z několika dílčích kroků. V první řadě bylo zapotřebí identifikovat kritická místa na hřídelích odpovídající geometrickým entitám, které mohou vykazovat vrubové účinky (osazení, závity, drážky pro pera, zápichy).



Obrázek 61 - Kritická místa s vrubovými účinky – hřídel č.1



Obrázek 62 - Kritická místa s vrubovými účinky – hřídel č.2



Obrázek 63 - Kritická místa s vrubovými účinky – hřídel č.3, 4 a 5

Po identifikaci míst s vrubovými účinky bylo zapotřebí nejprve určit součinitele tvaru ($\alpha_\sigma, \alpha_\tau$) a vrubu (β_σ, β_τ) zvláště pro smykové a normálové napětí. Hodnoty jednotlivých součinitelů byly definovány na základě geometrie kritických míst a pomocí vztahů odvozených z publikací Konstruování strojních součástí [11] a Peterson's stress concentration factors.[46]

Dále bylo možné provést výpočet maximálních hodnot redukovaného napětí (pro určení bezpečnosti vůči MSP) a také maximální hodnoty mezní amplitudy a středního napětí zátěžného cyklu (pro určení bezpečnosti vůči MSÚ). Na základě těchto hodnot byly vypočteny bezpečnosti vůči MSP a MSÚ pro jednotlivá kritická místa pomocí níže uvedených vztahů.

$$k_{MSP} = \frac{\sigma_{red_{dov}}}{\sigma_{red_{max}}} [-] \quad (22)$$

Kde k_{MSP} je bezpečnost vůči MSP, $\sigma_{red_{dov}}$ je maximální dovolená hodnota redukovaného napětí, $\sigma_{red_{max}}$ maximální hodnota redukovaného napětí pro konkrétní kritické místo.

$$k_{MSÚ} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_m}{\sigma_m} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{ck}} \cdot \left(-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_m \cdot \sigma_{ck}}{R_m \cdot \sigma_a} \right)^2} \right) [-] \quad (23)$$

Kde $k_{MSÚ}$ je bezpečnost vůči MSÚ, R_m je mez pevnosti materiálu hřídelí (AISI 420), σ_m je mezní střední hodnota napětí cyklu, σ_a je mezní amplituda napětí cyklu a σ_{ck} je korigovaná mez únavy.

Následně byly vyhodnoceny jednotlivé hodnoty bezpečností (celkem 23) vůči MSP a MSÚ zvlášť pro jednotlivá místa na hřídelích. Pro každou hřídel byla dále vybrána nejmenší hodnota bezpečnosti, která představuje výše popsané hodnotící kritérium provozuschopnosti hřídelí. Tyto hodnoty zobrazuje tabulka 40.

Tabulka 40 - Minimální hodnoty bezpečností pro jednotlivé hřídele

Hřídel	Min. bezpečnost MSP $d_{min_MSP} [mm]$	Min. bezpečnost MSÚ $d_{min_MSÚ} [mm]$
Hřídel č.1	1,49	8,33
Hřídel č.2	1,35	8,37
Hřídel č.3 a 4	3,33	8,33
Hřídel č.5	31,4	/

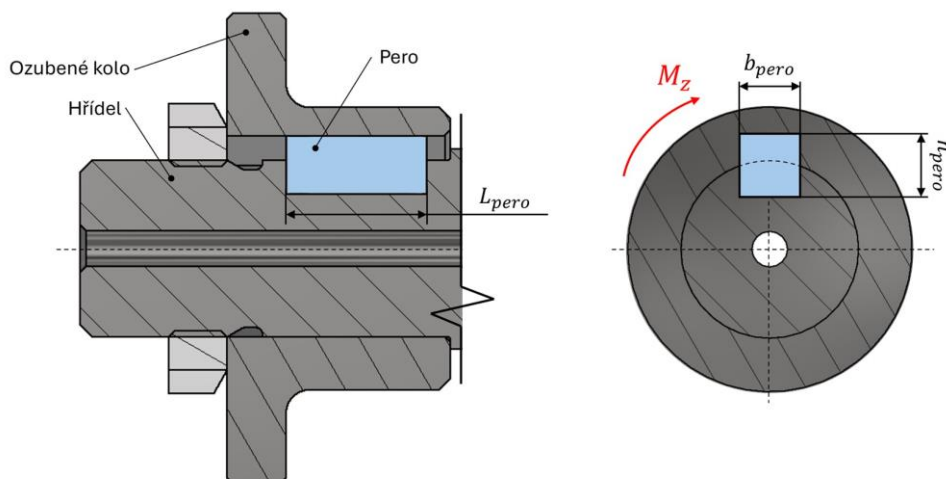
Kontrolní výpočet součástí hřídelů

Posledním krokem ve výpočetní analýze hřídelí v systému bylo provedení kontrolních výpočtů součástí hřídelí. Tyto výpočty zahrnují kontrolu drážek pro pera, které slouží pro přenos krouticího momentu mezi hřídelí a ozubenými koly a tvarových drážek pro aretaci a aplikaci zatížení v okruhu.

V první fázi byla provedena kontrola pera vůči otlacení a porušení stříhem. Vstupními parametry tohoto výpočtu jsou geometrie pera, materiálové parametry a vstupní zatížení. Tyto hodnoty jsou shrnuty v tabulce 41.

Parametr		Hodnota
Geometrie pera ²⁷	$b_{pera} \times h_{pera} \times L_{pera} [mm]$	5x5x12
Hloubka drážky v náboji	$t_1 [mm]$	2,1
Dovolený tlak na bocích ²⁸ drážek pro pero	$\sigma_{dpero} [MPa]$	120
Požadovaná bezpečnost	$k_{ppero} [-]$	1,3
Dovolené napětí ve stříhu	$\tau_{dpero} [MPa]$	150
Zátěžný moment	$M_z [Nm]$	8,2

Uložení ozubeného kola na hřídeli s využitím těsného pera pro přenos krouticího momentu spolu s geometrií pera lze vidět na obrázku 64.



Obrázek 64 - Uložení ozubeného pera na hřídeli s využitím těsného pera

Následně bylo možné vypočítat bezpečnost vůči otlacení drážky pro pero pomocí následujícího vztahu.

$$k_{opero} = \frac{\sigma_{dpero}}{\frac{2 \cdot M_z}{t_1 \cdot (L_{pero} - b_{pero}) \cdot d}} = 2,2 [-] \quad (24)$$

Dále byl proveden kontrolní výpočet těsného pera vůči porušení stříhem. Byla tedy vypočtena bezpečnost vůči této poruše k_{spero} pomocí následujícího vztahu.

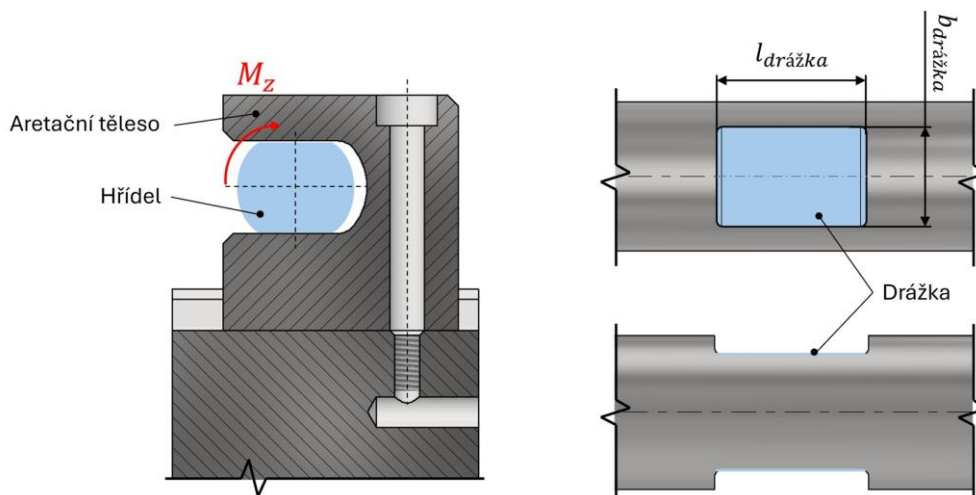
²⁷ Jedná se o normalizovanou geometrii (ČSN 02 2562 [54]).

²⁸ Hodnoty σ_{dpero} a τ_{dpero} byly převzaty z publikace Konstruování strojních součástí [11].

$$k_{spero} = \frac{\tau_{dpero}}{\frac{2 \cdot M_z}{b_{pero} \cdot L_{pero} \cdot d}} = \mathbf{11,25} [-] \quad (25)$$

Z výsledných hodnot bezpečnosti vůči otlačení a porušení stříhem vyplývá, že zvolená geometrie pera je vyhovující.

Poté byly také výpočtově ověřeny drážky na hřídelích, které slouží k vyvození zátěžného momentu v okruhu a také k jeho aretaci. Vstupními parametry byly opět materiálové hodnoty hřídelí (maximální dovolený tlak σ_d), který odpovídá hodnotě σ_{dpero} uvedeném výše. Zároveň také geometrie drážky, kterou lze vidět na obrázku 65.



Obrázek 65 - Geometrie a umístění drážky pro aretaci

Kde délka drážky $L_{drážka} = 8mm$ a její šířka $b_{drážka} = 5,2mm$. Na základě vstupních parametrů byla dále provedena kontrola pomocí určení bezpečnosti vůči otlačení pomocí následujícího vztahu.

$$k_{odrážka} = \frac{\sigma_d}{\frac{2 \cdot M_z}{b_{drážka}^2 \cdot l_{drážka}}} = \mathbf{2,2} [-] \quad (26)$$

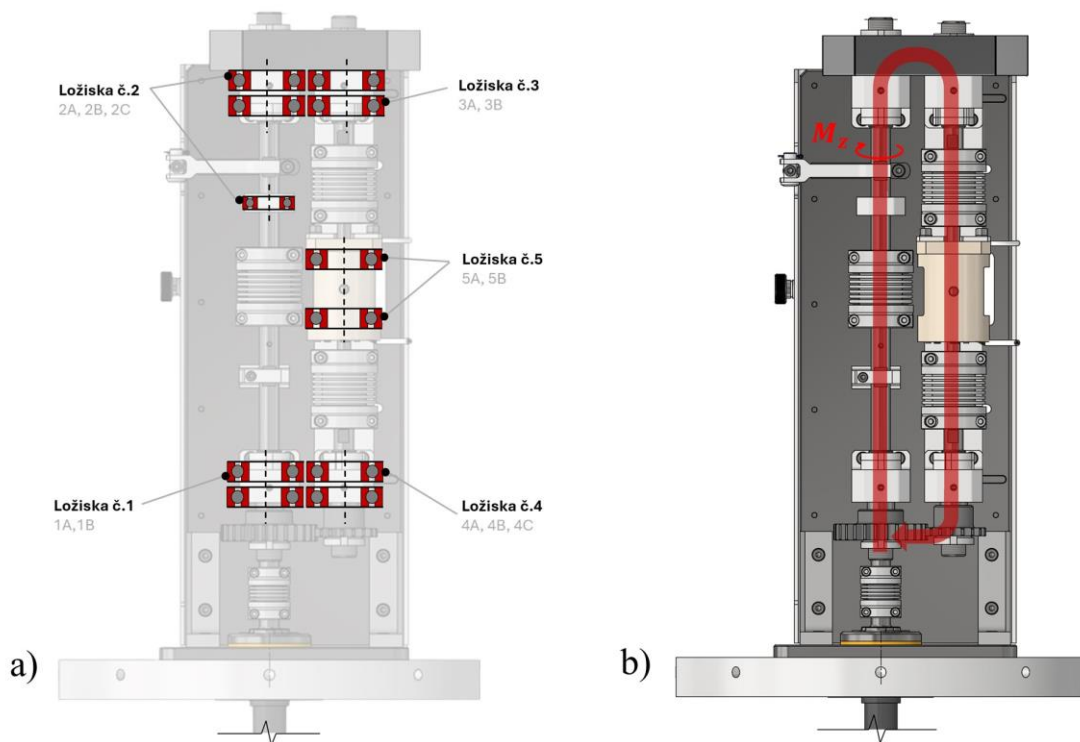
Na základě výše vypočtené bezpečnosti lze konstatovat že zvolená geometrie drážek pro aretaci a vyvození zátěže (geometrie je pro oba případy totožná) je vyhovující.

5.2.5 Výpočet únosnosti ložisek a třecích ztrát v systému

Tato část matematického modelu se bude zabývat výpočetní analýzou všech ložisek vyskytujících se v systému. Cílem této části je tedy především ověření statické bezpečnosti jednotlivých ložisek a zároveň stanovení jejich životnosti v rámci systému. Podobně jako v předchozí kapitole má tedy tato část spíše charakter kontrolních výpočtů. Výsledkem této analýzy bude ověření provozuschopnost vybraných ložisek.

Další část se bude zaměřovat na výpočet třecích ztrát v systému a odvození hodnoty ztrátového momentu M_{zt} , jehož významnou část tvoří právě ztráty v ložiscích.

V rámci celkového systému je obsaženo celkem jedenáct ložisek, která budou v rámci této části podrobeny výpočtové analýze únosnosti. Konkrétně se jedná o ložiska, která slouží k uložení hřídelí testovacího a doplňkového soukolí a zároveň hřídele měřiče momentu. Označení jednotlivých skupin ložisek tak odpovídá číselnému označení výše analyzovaných hřídelí. Umístění jednotlivých ložisek v systému lze vidět na obrázku 66.



Obrázek 66 - Umístění ložisek v systému a), Tok zátěžného momentu skrz umístění ložisek

Obrázek 66b následně prezentuje tok zátěžného krouticího momentu v okruhu v místech umístění ložisek. Zátěžný moment je totiž hlavním vstupním zatížením, na základě kterého lze odvodit konkrétní zatížení působící na konkrétní ložiska.

Výpočtová kontrola statické bezpečnosti ložisek a výpočet jejich životnosti

První část se bude zabývat výpočtovou kontrolou statické bezpečnosti a také definicí životnosti jednotlivých ložisek.

Vstupními hodnotami tohoto výpočtu budou konkrétní parametry vybraných ložisek (ložiska od SKF), které jsou uvedeny v katalogu SKF [47]. Zároveň je zapotřebí uvažovat konkrétní zatížení ložisek. Jednotlivá ložiska v systému jsou zatížena silami ve dvou směrech. Jedná se o axiální zatížení, které je způsobeno předepnutím ložisek (z důvodu teplotních roztažností – bude rozebráno v dalších kapitolách) a radiální zatížení, které vychází ze zátěžného krouticího momentu M_z potažmo ze silového působení v ozubení.

Hodnoty radiálního zatížení odpovídají zatížením ve vazbách, které byly vypočteny v analýze hřídelí. Jednotlivé vstupní parametry spolu s konkrétními hodnotami zatížení shrnuje tabulka 42.

Tabulka 42 - Vstupní parametry výpočtu

Skupina ložisek	Ložisko	Typ ložiska	Základní statická únosnost C [kN]	Základní dynamická únosnost C_0 [kN]	Radiální zatížení [N]	Axiální zatížení ²⁹ [N]
č.1	1A	SKF W61902	2,24	3,71	864,64 (F_{Y11})	187
	1B	SKF W61902	2,24	3,71	665,11 (F_{Y12})	
č.2	2A	SKF W61902	2,24	3,71	648,1 (F_{Y21})	187
	2B	SKF W61902	2,24	3,71	429,6 (F_{Y22})	
	2C	SKF W61901	1,46	2,51	4,59 (F_{Y23})	/
č.3	3A	SKF W61902	2,24	3,71	864,64 (F_{Y31})	187
	3B	SKF W61902	2,24	3,71	665,11 (F_{Y32})	
č.4	4A	SKF W61902	2,24	3,71	864,64 (F_{Y31})	187
	4B	SKF W61902	2,24	3,71	665,11 (F_{Y32})	

Na základě výše uvedených vstupních parametrů bylo možné přistoupit k výpočtu hodnoty statické bezpečnosti jednotlivých ložisek k_s . Vztah pro výpočet této hodnoty, který byl převzat z katalogu ložisek SKF, lze vidět níže.

$$k_s = \frac{C_0}{P_0} [-] \quad (27)$$

Kde C_0 je základní dynamická únosnost a P_0 je ekvivalentní zatížení ložiska, které sjednocuje axiální a radiální zatížení. Hodnotu ekvivalentního zatížení je možné určit ze vztahu, který zohledňuje vážené hodnoty axiálního a radiálního zatížení, avšak pouze za předpokladu, že poměr těchto zatížení dosahuje určité hodnoty (detaily lze nalézt v katalogu SKF). Díky tomu, že v tomto případě tento poměr nedosahuje zmíněné hodnoty, je možné uvažovat, že ekvivalentní zatížení je rovno radiálnímu. Vzorec pro výpočet statické bezpečnosti lze tedy zjednodušit následujícím způsobem.

$$k_s = \frac{C_0}{F_r} [-] \quad (28)$$

²⁹ Síla axiálního zatížení vychází ze síly potřebného předpětí ložisek pro snížení vlivu teplotních roztažností. Uvedená hodnota zatížení odpovídá zatížení pro ložiskový pár. Každé ložisko je tedy zatíženo pouze poloviční silou.

Kde F_r je rovno hodnotě radiálního zatížení konkrétního ložiska. Následně bylo možné přistoupit k výpočtu životnosti jednotlivých ložisek, kde je opět ekvivalentní zatížení možné nahradit pouze zatížením radiálním. Výpočet byl realizován pomocí vzorce, který byl odvozen z katalogu SKF [47].

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F_r}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n} [\text{hod}] \quad (29)$$

Kde C je základní dynamická únosnost, F_r je radiální zatížení konkrétního ložiska a n jsou konkrétní otáčky ložiska, které se pro účely výpočtu rovnají maximální stanovené hodnotě $n = 1500 \text{ min}^{-1}$.

Výsledky statické bezpečnosti a životnosti pro jednotlivá ložiska jsou shrnuty v tabulce 43.

Tabulka 43 - Výsledky statické bezpečnosti a životnosti pro jednotlivá ložiska

Skupina ložisek	Ložisko	Statická bezpečnost k_s [-]	Životnost L_{10h} [hod]
č.1	1A	2,59	877,74
	1B	3,37	1928,4
č.2	2A	3,46	2084,73
	2B	5,21	7156,45
	2C	77,16	$8,37 \cdot 10^7$
č.3	3A	2,59	877,74
	3B	3,37	1928,4
č.4	4A	2,59	877,74
	4B	3,37	1928,4

Jak lze vidět výše, ložiska s minimální statickou bezpečností dosahují hodnoty $k_s = 2,59$ [-] a životnosti $L_{10h} = 877,74$ hod. Na základě těchto hodnot lze konstatovat, že vybraná ložiska jsou vhodná pro výslednou funkci systému.

Výpočet třecích ztrát v systému

Další částí tohoto výpočtu je určení celkových třecích ztrát v systému. Znalost tohoto údaje je následně nutná k určení celkového ztrátového momentu M_{zt} , jehož hodnota byla použita v rámci kontrolního výpočtu vstupní hřídele (viz kapitola 5.2.4). Zároveň může tato hodnota případně sloužit jako vstupní odhad při experimentálním měření.

Pro určení celkového ztrátového momentu je nejprve nutné určit třecí ztráty v ložiscích. K tomuto účelu byla využita výpočtová metoda, která byla nalezena v katalogu SKF [47], díky tomu že většina ložisek v systému je od tohoto výrobce.

Vstupními hodnotami výpočtu jsou jednotlivé parametry zvolených ložisek a jejich zatížení, které jsou uvedeny v předchozím výpočtu (tabulka 42). Zároveň bylo nutné doplnit geometrické parametry konkrétních ložisek, které byly převzaty z katalogu SKF a také parametry použitého maziva. Tyto hodnoty zobrazuje tabulka níže.

Tabulka 44 - Vstupní parametry výpočtu

Číslo ložiska	Označení ložiska	Vnější průměr ložiska D [mm]	Vnitřní průměr ložiska d [mm]	Kinematická viskozita ³⁰ maziva $\nu \left[\frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \right]$
1A,1B,2A,2B,3A,3B,4A,4B	SKF W61902	15	28	2400
2C	SKF W61901	12	24	2400

Na základě těchto vstupních parametrů bylo možné dopočítat celkový ztrátový moment pro jednotlivá ložiska. Výpočetní model SKF pracuje s předpokladem, že tento moment se skládá z třecího momentu odvalováním valivých elementů a skluzného třecího momentu. Třecí moment způsobený odvalováním M_{rr} lze určit pomocí následujícího vztahu.

$$M_{rr} = \Phi_{ish} + \Phi_{rs} + G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6} \cdot 10^{-3} [Nm] \quad (30)$$

Kde Φ_{ish} je redukční faktor ohřevu smykem na vstupu, Φ_{rs} je redukční faktor doplňování/hladovění maziva z hlediska kinematiky, G_{rr} je proměnná zohledňující druh ložiska a jeho zatížení, ν je kinematická viskozita maziva a n jsou otáčky ložisek ($n = 1500 \text{ min}^{-1}$).

Skluzový třecí moment M_{sl} je dále možné určit pomocí vztahu níže.

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \cdot 10^{-3} [Nm] \quad (31)$$

Kde G_{sl} je proměnná zohledňující druh ložiska a jeho zatížení, μ_{sl} skluzový koeficient tření. Následně byl vypočten celkový ztrátový moment pro jedno ložisko pomocí níže uvedeného vztahu.

$$M_{ztl} = M_{rr} + M_{sl} [Nm] \quad (32)$$

Celkový ztrátový moment v ložiscích byl určen pomocí součtu momentů jednotlivých ložisek. Tento moment je roven $M_{ztl} = 0,1647 \text{ Nm}$. Vzhledem k tomu, že se jedná o rozsáhlý výpočet lze jeho plný rozsah vidět v příloze P2_DP tohoto dokumentu.

³⁰ Kinematická viskozita použitého maziva Braycote 603 odpovídající -100°C. Hodnota byla dopočtena z katalogu výrobce Castrol [21]

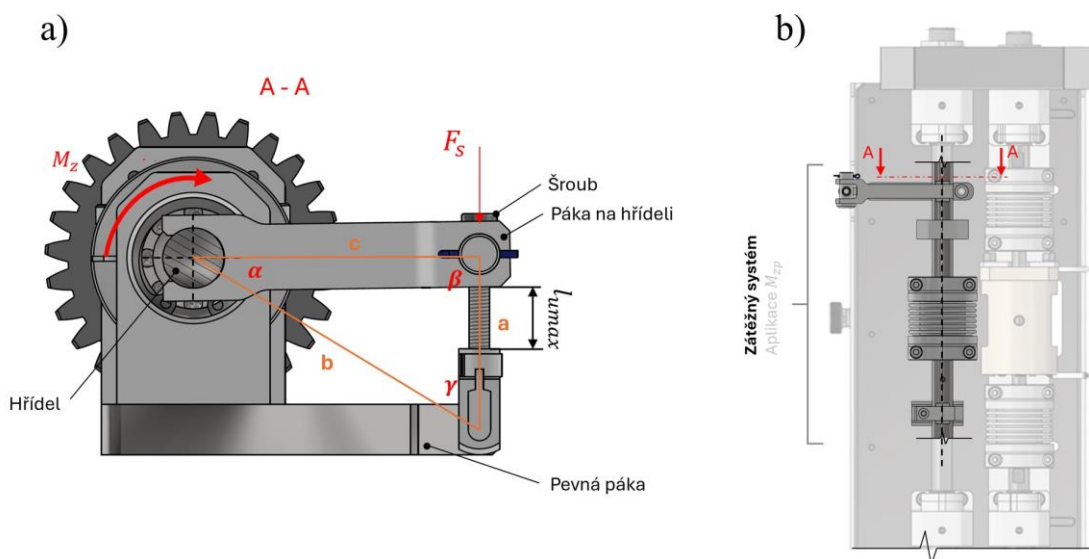
Dalším krokem pro určení celkového ztrátového momentu M_{zt} je určení momentu třecích ztrát v ozubení. Tento výpočet zohledňuje součinitel tření mezi povrchy zubů a také celkovou účinnost soukolí (celkový výpočet lze nalézt v příloze P2_DP tohoto dokumentu). Výsledný ztrátový moment v ozubení M_{zto} je dále možné určit následujícím způsobem.

$$M_{zto} = 2 \cdot M_z \cdot (1 - \eta_{oz}) = 0,437 \text{ Nm} \quad (33)$$

Kde M_z je maximální zátěžný moment a η_{oz} je celková účinnost soukolí. Celkový ztrátový moment v systému je pak součet ztrátových momentů v ložiscích M_{ztl} a v soukolí M_{zto} . Jeho výsledná hodnota je rovna $M_{zt} = 0,6014 \text{ Nm}$.

5.2.6 Návrh parametrů zátěžného systému

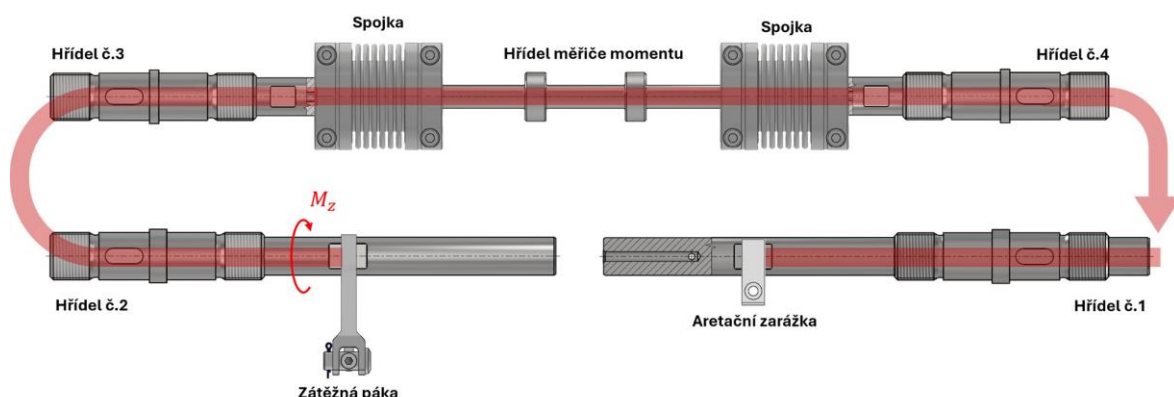
Tato část matematického modelu se bude zabývat analýzou parametrů zátěžného systému, který slouží k aplikaci zátěže do okruhu. Jak již bylo rozebráno při vyhodnocení koncepčních řešení, pro aplikaci zátěžného krouticího momentu bude využito dvojice pák, kdy zátěžný moment vzniká vzájemným silovým působením (pomocí utahování šroubu) mezi statickou pákou a pákou umístěnou na hřídeli (obrázek 67).



Obrázek 67 - Řez zátěžným systémem (dvojice pák) a), Umístění zátěžného systému v okruhu b)

Cílem této části je ověření funkce výše navržené geometrie pák při aplikaci maximální možné zátěže, která je rovna momentu M_z . Při aplikaci zátěže totiž dochází k torzní deformaci jednotlivých hřídelů v systému. Z tohoto důvodu, je nutné ověřit, zda navržený rozsah polohy páky α , který je definován rozsahem zašroubování utahovacího šroubu ($l_{umax} = 21,35 \text{ mm}$) je dostatečný. Zároveň je zapotřebí definovat utahovací moment šroubu pro aplikaci maximální zátěže a ověřit šroub z pohledu jeho pevnosti.

Celková torzní deformace systému se skládá z jednotlivých deformací všech jeho členů (obrázek 68). Mezi tyto členy lze zařadit jednotlivé hřídele č.1–4 a hřídel měřiče momentu. Zároveň je zapotřebí zahrnout do systému také jednotlivé pružné spojky, které zajišťují spojení hřídelů v průběhu zatěžování okruhu.



Obrázek 68 - Jednotlivé prvky v systému vykazující torzní deformaci

Výše je zobrazen tok zátěžného krouticího momentu, který je v tomto případě omezen a nevyskytuje se mezi zátěžnou pákou a aretační zarážkou (popis funkce okruhu v zátěžném stavu je blíže popsán v kapitole Detailní návrh).

V první řadě bylo tedy zapotřebí provést výpočetní analýzu celkové torzní deformace všech hřídelů v systému. Vstupními parametry tohoto výpočtu jsou geometrie hřídelů, respektive délka jednotlivých segmentů každé hřídele o konstantním průměru, a materiálové parametry hřídelů. (Tyto hodnoty lze vidět v příloze dokumentu P2_DP). Na základě těchto parametrů je možné definovat torzní deformaci φ jednotlivých segmentů hřídelů pomocí vztahu níže.

$$\varphi = \frac{M_z \cdot l}{G \cdot J} [^\circ] \quad (34)$$

Kde M_z je maximální zátěžný moment, l je délka konkrétního úseku hřídele o konstantním průměru, G je modul pružnosti ve smyku, J je polární moment setrvačnosti průřezu konkrétního úseku hřídele. Celková torzní deformace každé z hřídelů je součtem torzních deformací jednotlivých segmentů. Výsledné hodnoty torzních deformací všech hřídelů v okruhu shrnuje tabulka 45.

Tabulka 45 – Výsledné hodnoty torzní deformace a tuhosti hřídelů

Hřídel	Torzní deformace součásti φ [°]	Torzní tuhost hřídele c [Nm/°]
Hřídel č.1	0,1245 (φ_1)	48,18
Hřídel č.2	0,0858 (φ_2)	69,97
Hřídel č.3 a 4	0,1124 (φ_3)	53,39
Hřídel měřiče momentu	0,4361(φ_4)	13,758

Dále bylo nutné definovat také torzní deformaci jednotlivých spojek v systému. Tyto hodnoty byly odvozeny z hodnot torzních tuhostí spojek uvedených v katalogu výrobce Raveo [48]. Hodnoty lze vidět níže (tabulka 46).

Tabulka 46 - Hodnoty torsní tuhosti a deformace spojek

Spojka	Tuhost spojky c [Nm/°]	Torzní deformace spojky φ [°]
Raveo WK3-H 100	141,023	0,851 (φ_s)

Na základě znalostí jednotlivých hodnot deformací bylo možné určit celkovou torzní deformaci systému při zatížení maximálním zátěžným momentem.

$$\varphi_{celk} = \varphi_1 + \varphi_2 + 2 \cdot \varphi_3 + \varphi_4 + \varphi_s = 1,23^\circ \quad (35)$$

Na základě znalosti tohoto úhlu následně proběhl výpočet maximální potřebné délky zašroubování šroubu mezi pákami a také potřebný utahovací moment (tabulka 47.)

Tabulka 47 - Výsledné kontrolní parametry zátěžného systému

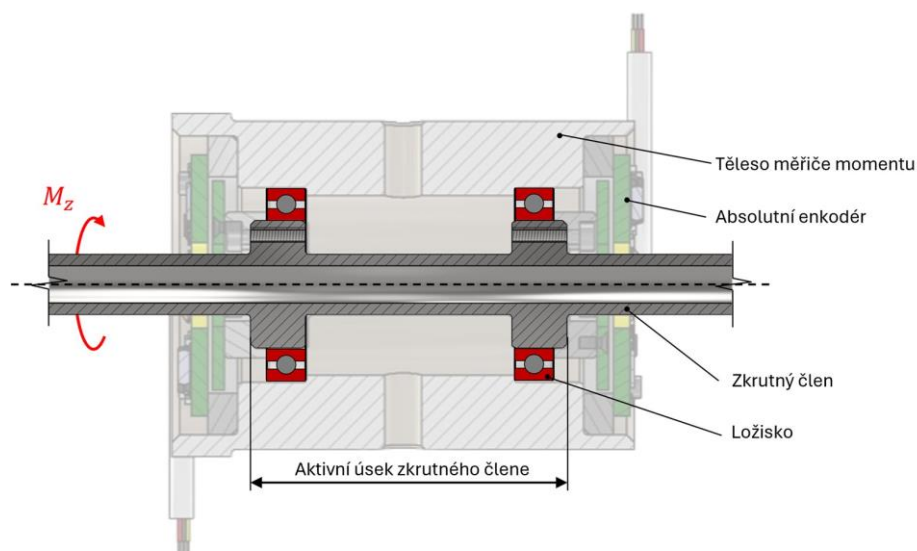
Parametr		Hodnota
Max. potřebná délka zašroubování šroubu	[mm]	1,21
Utahovací moment šroubu	[Nm]	~0,1

Na základě výše uvedených hodnot lze konstatovat, že navržená geometrie zátěžného systému je vyhovující. Výpočet v plném rozsahu lze vidět v příloze P2_DP tohoto dokumentu.

5.2.7 Návrh parametrů systému měření zátěžného momentu

Tato část matematického modelu se bude zabývat výpočtem a optimalizací parametrů systému pro měření zátěžného momentu. Jak již bylo zmíněno v rámci vyhodnocení koncepčních řešení, měření zátěžného momentu bude zajištěno pomocí dvojice enkodérů tvořících navržený měřič momentu (viz kapitola detailní návrh). Měření momentu je tak zprostředkováno pomocí měření torzní deformace zkrutného členu (hřídel měřiče momentu), který je umístěn mezi dvojicí absolutních enkodérů.

Cílem tohoto výpočtu je tak navrhnout parametry tohoto zkrutného členu z pohledu jeho únosnosti vůči MSP a celkové tuhosti, která dále stanovuje výsledné rozlišení měřiče momentu. Umístění tohoto zkrutného členu v rámci sestavy měřiče momentu lze vidět na obrázku 69.



Obrázek 69 - Umístění zkrutného člene v rámci měřiče momentu

Jak lze vidět, tak hlavní pracovní částí zkrutného člene je výše vyznačený úsek mezi enkodéry (aktivní úsek zkrutného člene). Pro tento úsek je tedy nutné provést výpočtovou kontrolu tuhosti (torzní deformace), pro ověření dostatečně velkého rozlišení měřeného krouticího momentu. Vstupními parametry tohoto výpočtu jsou parametry zvolených enkodérů (parametry byly převzaty z katalogu výrobce Netzer [49]), geometrie zkrutného člene, jeho materiálové parametry a konečně požadavky na minimální hodnotu rozlišení. Tyto hodnoty shrnuje tabulka 48.

Tabulka 48 - Vstupní parametry výpočtu

Parametr		Hodnota
Rozlišení enkodérů (Netzer VLP 30)	n_b [bit]	19
Materiál zkrutného člene	[–]	AISI 420
Minimální požadované rozlišení	N_{min} [Nm]	0,01

Na základě výše uvedených vstupních parametrů bylo dále možné přistoupit k výpočtu tuhosti, respektive torzní deformace úseku zkrutného člene mezi enkodéry. Podobně jako v předchozí kapitole byl výpočet realizován pomocí následujícího vzorce.

$$\varphi = \frac{M_z \cdot l}{G \cdot J} [^\circ] \quad (36)$$

Kde M_z je maximální zátěžný moment, l je délka konkrétního úseku hřídele o konstantním průměru, G je modul pružnosti ve smyku, J je polární moment setrvačnosti průřezu konkrétního úseku hřídele.

Na základě tohoto vztahu byla vypočtena celková torzní deformace φ_z aktivní části zkrutného členu při působení maximálního zátěžného momentu M_z . Zároveň byla také dopočtena hodnota torzní tuhosti tohoto úseku. Jednotlivé výsledky byly dále podpořeny také MKP výpočtem pro validaci výsledných hodnot. Porovnání těchto výsledků prezentuje tabulka 49.

Tabulka 49 - Výsledky torsní deformace a tuhosti aktivního úseku zkrutného členu

Parametr		Hodnota (analyticky)	Hodnota (MKP)
Torzní deformace	$\varphi_z [^\circ]$	0,4361	0,4747
Torzní tuhost	$c_z \left[\frac{Nm}{^\circ} \right]$	13,758	12,64

Pomocí znalosti výše uvedených hodnot a rozlišení enkodérů bylo možné určit výstupní parametry enkodérů a dále také definovat minimální rozlišení měřiče momentu. Tyto výsledky prezentuje tabulka níže. Detaily výpočtu lze vidět v příloze dokumentu P2_DP.

Tabulka 50 – Výstupní parametry enkodéru a měřiče momentu

Parametr		Hodnota (analyticky)	Hodnota (MKP)
Počet pulzů enkodéru na otáčku (360°)	$n_{p360} [-]$	$5,24 \cdot 10^5$	/
Nominální rozlišení enkodéru	$N_{nom} [^\circ]$	0,0007	/
Nominální rozlišení měřiče kroutičního momentu	$N_{MN} [Nm]$	0,0094	0,0087

Na základě těchto hodnot lze konstatovat, že geometrie zkrutného členu z hlediska tuhosti je vyhovující. Rozdíly ve výsledných hodnotách analytických a MKP výpočtů jsou způsobeny díky tomu, že analytický model neuvažuje veškeré geometrické entity (zkosení, závity atd.)

Následně byla ověřena bezpečnost geometrie zkrutného členu vůči MSP při zatížení maximálním zátěžným momentem M_z . Výsledné hodnoty bezpečností byly opět ověřeny pomocí MKP výpočtu. Výsledné hodnoty bezpečností shrnuje tabulka 51.

Tabulka 51 - Bezpečnost zkrutného členu vůči MSP

Parametr		Hodnota (analyticky)	Hodnota (MKP)
Bezpečnost vůči MSP	$k_z [-]$	2,44	2,68

5.2.8 Analýza teplotních roztažností v systému

Další a velmi důležitou částí matematického modelu je analýza teplotních roztažností v systému. Rozsah provozních teplot v průběhu testování je totiž relativně vysoký, což způsobuje teplotní roztažnosti jednotlivých komponent v systému. Cílem následující analýzy je tak návrh parametrů pro minimalizaci vlivů těchto teplotních roztažností.

Vzhledem k tomu, že nežádoucí vliv dilatací se projeví zejména u konstrukčních uzlů, které obsahují určitý funkční kontakt nebo požadovanou fixní vzdálenost mezi prvky, bude analýza zaměřena výhradně na tyto součásti. Typicky se jedná o uložení pomocí ložisek, kde mohou teplotní roztažnosti způsobit ztrátu kontaktu valivých elementů, nebo naopak jejich přetížení. Zároveň budou analyzovány například součásti enkodérů, díky tomu, že jsou citlivé na změnu vzájemné vzdálenosti, kterou by roztažnosti mohly způsobit.

Vstupními parametry těchto výpočtů jsou geometrie jednotlivých hřídelí a ostatních prvků podléhajících analýze, zároveň také materiálové parametry součástí, konkrétně součinitelé teplotních roztažností, a rozsah provozních teplot při testech (tabulka 52).

Tabulka 52 - Vstupní parametry výpočtu

Druh parametru	Parametr	Hodnota (analyticky)
Teplotní parametry	Minimální provozní teplota (při testech)	$T_{min} [^{\circ}C]$ -50
	Maximální provozní teplota (při testech)	$T_{max} [^{\circ}C]$ 100
	Referenční teplota systému (při sestavení)	$T_{ref} [^{\circ}C]$ 22
Materiálové ³¹ parametry	Součinitel teplotní roztažnosti AISI 420	$\alpha_{420} [10^{-6} \cdot K^{-1}]$ 10,3
	Součinitel teplotních roztažností AISI 304	$\alpha_{304} [10^{-6} \cdot K^{-1}]$ 18,1

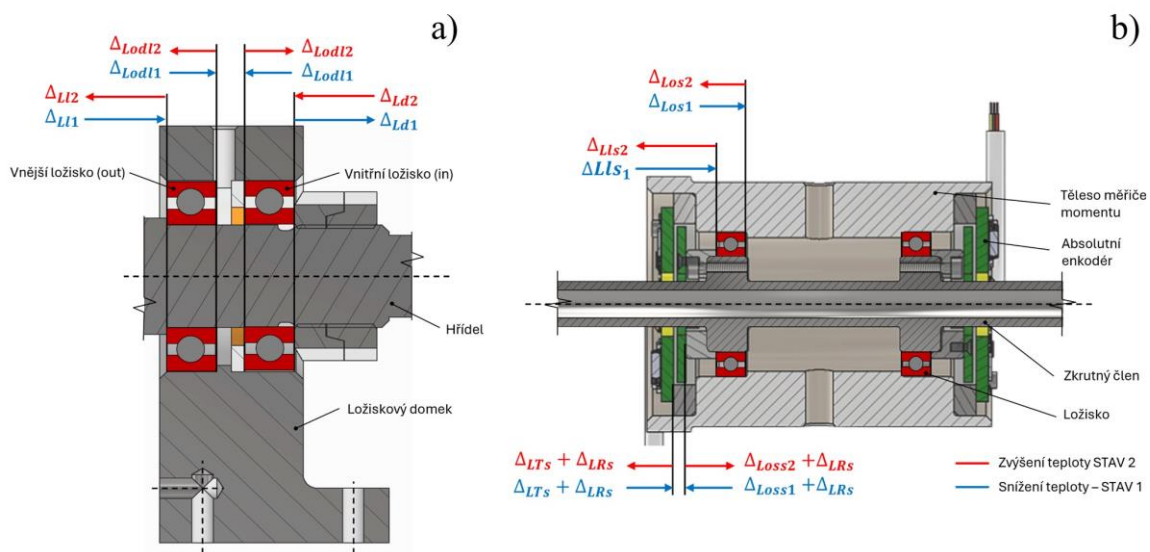
Na základě výše uvedeného rozsahu provozních teplot byly dále určeny teplotní rozdíly, které budou působit na systém při stavu ochlazení ΔT_1 a při stavu ohřátí ΔT_2 z referenční teploty T_{ref} . Tyto hodnoty byly určeny následovně.

$$\Delta T_1 = T_{ref} - T_{min} = 72 \text{ }^{\circ}C (K) \quad (37)$$

$$\Delta T_2 = T_{max} - T_{ref} = 78 \text{ }^{\circ}C (K) \quad (38)$$

³¹ Hodnoty součinitelů byly převzaty z materiálových listů AZO materials [38];[39]

S využitím znalosti teplotních rozdílů bylo přistoupeno k výpočtu celkových teplotních dilatací působící na jednotlivá ložiska pro uložení hřídelí, ložiska pro uložení zkrutného členu měřiče momentu a součástí enkodéru. Schéma působení teplotních roztažností na tyto konstrukční uzly lze vidět níže.



Obrázek 70 - Působení teplotních roztažností na ložiska uložení hřídelí a), Působení teplotních roztažností na ložiska zkrutného členu měřiče momentu b)

Jak lze vidět, v rámci zjednodušení budou uvažovány pouze teplotní roztažnosti v axiálním směru vzhledem k jejich většímu vlivu na požadovanou funkci ložisek a enkodérů. Ve výpočtu je tedy uvažováno působení teplotních roztažností ve dvou stavech (zvýšení teploty a snížení teploty) zvlášť pro každý konstrukční uzel. Na schématu výše lze vidět, že pro každý konstrukční uzel (ložisko/enkodér) jsou nejprve vypočteny dilatace jednotlivých rozměrů součástí uložení, které zajišťují axiální polohu dané součásti (osazení na hřídelích).

Tyto dilatace jsou pro oba stavy ve schématu označeny šipkami a jejich hodnoty je možné určit pomocí vztahu níže. Tento vztah pracuje s rozměry součástí (při referenční teplotě), pro které jsou dilatace vypočteny, a jejich konkrétní hodnoty lze vidět v příloze P2_DP tohoto dokumentu spolu s výpočtem v plném rozsahu.

$$\Delta = L \cdot \alpha \cdot \Delta T \text{ [mm]} \quad (39)$$

Kde Δ je hodnota dané teplotní dilatace, L je původní referenční rozměr součásti, α je součinitel teplotní roztažnosti materiálu a ΔT je změna teploty (ΔT_1 , ΔT_2).

Pomocí výše uvedeného vzorce byly vypočteny jednotlivé teplotní dilatace součástí, které zajišťují axiální polohu ložisek nebo enkodérů. Následně byly hodnoty těchto dilatací působící na vybraný konstrukční uzel sečteny pro konkrétní teplotní stav zvlášť.

Výstupem tohoto výpočtu jsou celkové teplotní dilatace působící na dané ložisko (enkodér) pro konkrétní teplotní stav. Tyto hodnoty dále definují, zda v daném teplotním stavu dojde ke vzniku vůle nebo silového působení na daný konstrukční uzel. Výsledné hodnoty lze vidět v tabulce 53.

Tabulka 53 - Výsledky celkových teplotních dilatací

Element	Dilatace pro stav 1 (snížení teploty) [mm]	Dilatace pro stav 2 (zvýšení teploty) [mm]	Absolutní rozsah dilatací [mm]
Ložisko vnitřní	-0,0838 (Δ_{p_in})	0,0908 (Δ_{def_in})	0,1746 (Δ_{in_celk})
Ložisko vnější	-0,1 (Δ_{p_out})	0,0957 (Δ_{def_out})	0,1993 (Δ_{out_celk})
Ložisko měřiče momentu	-0,0041 (Δ_{p_s})	0,007 (Δ_{def_s})	0,0111 (Δ_{s_celk})
Enkodér	-0,0145 ($\Delta_{airgap1}$)	0,0157 ($\Delta_{airgap2}$)	/

Záporné hodnoty dilatací při teplotním stavu 1 definují velikost vzniklé vůle. Pro její odstranění a zachování kontaktu u ložisek je zapotřebí aplikovat předpětí těchto ložisek o velikosti, která odpovídá rozměru vůle. Naopak kladné hodnoty při teplotním stavu 2 definují vznik silového působení na dané ložisko. Absolutní rozsah dilatací je součtem absolutních hodnot dilatací při obou stavech a definuje velikost předpětí, které působí na ložisko při stavu 2, a zároveň předpětí, jež je nutné aplikovat pro zamezení vzniku vůle při stavu 1.

Následně je nutné určit potřebné hodnoty sil předpětí pro ložiska při stavu 1 a ověřit, zda celková hodnota předpětí odpovídající absolutnímu rozsahu dilatací nepřekračuje axiální únosnost konkrétního ložiska.

Hodnoty teplotních dilatací u enkodéru slouží pouze pro kontrolu velikosti vzduchové mezery, přičemž maximální dovolená odchylka je rovna $\pm 0,2 \text{ mm}$ (vyplývá z katalogu výrobce). Jak lze vidět, tak výsledné hodnoty tomuto rozsahu odpovídají.

Výpočet potřebného předpětí ložisek a kontrola maximální dovolené hodnoty

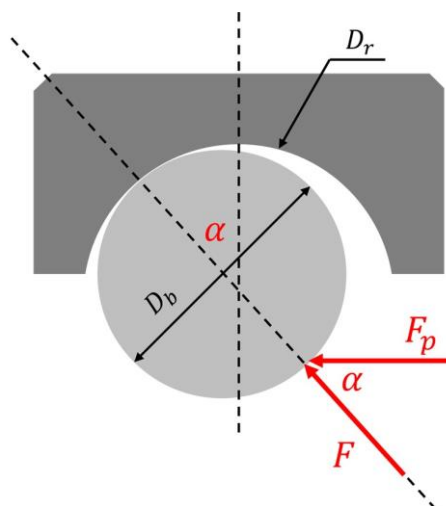
Pro zamezení vzniku vůle je nutné aplikovat na ložiska určité předpětí, které je rovno velikosti vůle. Zároveň na ložiska působí předpětí odpovídající hodnotě záporné dilatace. V této části tedy bude určena hodnota těchto předpětí a následná kontrola maximální dovolené hodnoty.

Vstupními hodnotami tohoto výpočtu jsou výše určené hodnoty teplotních dilatací a zároveň geometrické parametry ložiska. Dále také maximální dovolená hodnota axiálního zatížení ložisek. Tyto hodnoty byly převzaty z katalogu SKF [47] a Ceramicspeed [50] a lze je vidět v následující tabulce 54.

Tabulka 54 - Vstupní parametry výpočtu

Parametr		Ložisko vnitřní a vnější (SKF W61902)	Ložisko měřiče krouticího momentu (Ceramic speed 61803)
Průměr kuliček	D_b [mm]	3,969	2,340
Průměr valivé dráhy	D_r [mm]	4,37	2,57
Zakřivení valivé dráhy	D_d [mm]	25	24
Počet kuliček	i_b [-]	10	14
Kontaktní úhel	α [°]	8	8
Maximální hodnota axiálního zatížení	F_{amax} [N]	560	254

Pro výpočet požadované hodnoty axiálních předpětí bylo využito Hertzovy teorie kontaktního napětí (převzato z publikace Engineering tribology [42]). Na základě této teorie bylo možné vyjádřit požadovanou axiální sílu předpětí F_p , která odpovídá konkrétní hodnotě teplotní dilatace. Schéma kontaktu valivého elementu ložiska lze vidět níže.



Obrázek 71 - Schéma kontaktu v ložisku

Výslednou hodnotu síly požadovaného předpětí F_p ložiska odpovídající jednotlivým hodnotám dilatací lze určit pomocí následujícího vztahu.

$$F_p = i_b \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{\Delta}{0,52 \cdot k \cdot \cos \alpha} \right)^3 \cdot E_e^2 \cdot R_r} \right) [N] \quad (40)$$

Kde i_b je počet kuliček ložiska, Δ je konkrétní dilatace, k je kontaktní koeficient, α je kontaktní úhel, E_e ekvivalentní modul pružnosti, R_r redukovaný poloměr křivosti.

Výsledky jednotlivých hodnot axiálního předpětí lze vidět v tabulce 55.

Tabulka 55 - Výsledné hodnoty

Ložisko	Požadovaná síla předpětí (stav 1) [N]	Celková síla předpětí (stav 2) [N]	Maximální dovolená hodnota zatížení [N]
Ložisko vnitřní	30 332	91 209	560
Ložisko vnější	41716,93	111251,9	560
Ložisko měřiče momentu	29,88	134,91	254

Jak lze vidět výše, výsledné požadované i celkové hodnoty předpětí pro vnější i vnitřní ložiska vysoce přesahují maximální dovolenou hodnotu. Ložiska měřiče momentu však tuto hodnotu nepřesahují, z čehož vyplývá, že je možné aplikovat danou sílu předpětí pro eliminaci vlivů teplotních roztažností.

Pro zamezení vlivů těchto roztažností pro vnější a vnitřní ložiska bylo zapotřebí zvolit alternativní přístup. Pro eliminaci teplotních roztažností bylo využito pružných vlnových podložek od výrobce Smalley umístěných mezi osazení ložiskového domku a vnější kroužek vnitřního ložiska (viz detailní návrh). Pomocí tohoto pružného členu je možné zajistit stálý kontakt a zároveň zamezení vůlí v ložiscích, a to za využití významně menší velikosti axiálního předepnutí. Hodnota tohoto předepnutí byla určena pomocí znalosti následujících parametrů pružného členu získaných z katalogu výrobce [51] (tabulka 56).

Tabulka 56 - Parametry pružného členu

Parametr	Hodnota
Axiální tuhost pružného členu (podložky)	$\left[\frac{N}{mm} \right]$ 85
Volná šířka podložky	[mm] 2,79
Pracovní šířka podložky	[mm] 1,98

Na základě těchto parametrů byla dále určena požadovaná hodnota celkového předpětí pro obě ložiska (vnější, vnitřní), díky tomu, že jsou uloženy v páru. Tato hodnota je rovna $F_{pp_{celk}} = 187 \text{ N}$. Zároveň byl vypočten utahovací moment KM matice, která slouží pro vyvození předpětí. Tato hodnota je rovna $M_{KM} = 0,56 \text{ Nm}$. Výpočty v plném rozsahu lze vidět v příloze P2_DP tohoto dokumentu.

5.2.9 Analýza vlastních frekvencí

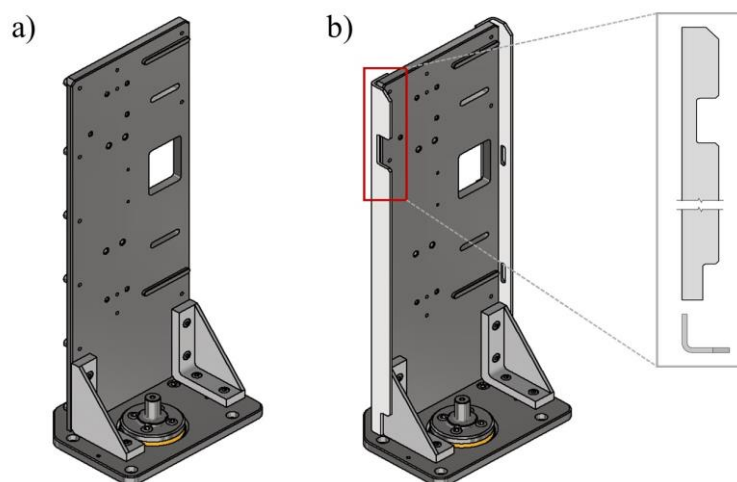
Poslední část matematického modelu se zabývá analýzou vlastních frekvencí systému. Tato analýza je důležitá z důvodu znalosti hodnot rezonančních frekvencí a snahy případně optimalizovat konstrukci systému tím způsobem, aby v průběhu testování nedocházelo ke vzniku rezonance. V takovém případě by totiž mohlo dojít k nežádoucím vibracím v systému, které by mohly ovlivnit jeho správnou funkci. Pro určení hodnot vlastních frekvencí byla využita modální analýza v programu ANSYS. Pro zjednodušení byla této analýze podrobena pouze sestava upnutí celkového systému, která se skládá z vertikální upínací desky. Toto zjednodušení bylo provedeno z důvodu snížení náročnosti výpočtu a také díky tomu, že sestava upnutí tvoří hlavní část tuhosti celkového systému.

Vstupními parametry tohoto výpočtu jsou tedy geometrie sestavy upnutí okruhu a materiálové parametry jednotlivých komponent. Vzhledem k tomu, že se jedná o relativně rozsáhlý výpočet budou zde prezentovány pouze výsledky (tabulka 57).

Tabulka 57 - Výsledné hodnoty vlastních frekvencí

Číslo vlastní frekvence	1 [Hz]	2 [Hz]	3 [Hz]	4 [Hz]	5 [Hz]	6 [Hz]	7 [Hz]	8 [Hz]
Hodnota – původní konstrukce	50,2	83,2	161,5	325,6	450,81	625,3	856,02	1023,25
Hodnota – úprava konstrukce	108,82	291,03	609,75	672,58	1103,5	1384,4	1658,3	2167,3

Jak vidět výše, hodnoty vlastních frekvencí původní sestavy upnutí byly relativně nízké. Tento fakt je způsoben relativně nízkou tuhostí vertikální upínací desky. Z tohoto důvodu byla konstrukce této sestavy optimalizována pomocí dvojice „L“ profilů upnutých k upínací desce. Díky tomu došlo k výraznému zvýšení tuhosti a také hodnot vlastních frekvencí (viz kapitola Detailní návrh).



Obrázek 72 - původní konstrukce sestavy a), upravená konstrukce pomocí výztužných profilů b)

5.3 Odhad výrobních nákladů a objemu výroby

Předpokládaným výstupem této práce bude funkční vzorek experimentálního zařízení, který bude následně využit pro výzkum v oblasti tribologie vesmírných aplikací. Pro tento účel se tedy bude jednat pouze o kusovou výrobu tohoto laboratorního zařízení. Předpokládané ceny vyráběných komponent a komerčně prodávaných dílů jsou zobrazeny v tabulce 58. Požadovaná doba pro výrobu jednotlivých součástí je odhadována na 2 až 3 měsíce.

Tabulka 58 - Odhadované náklady na realizaci

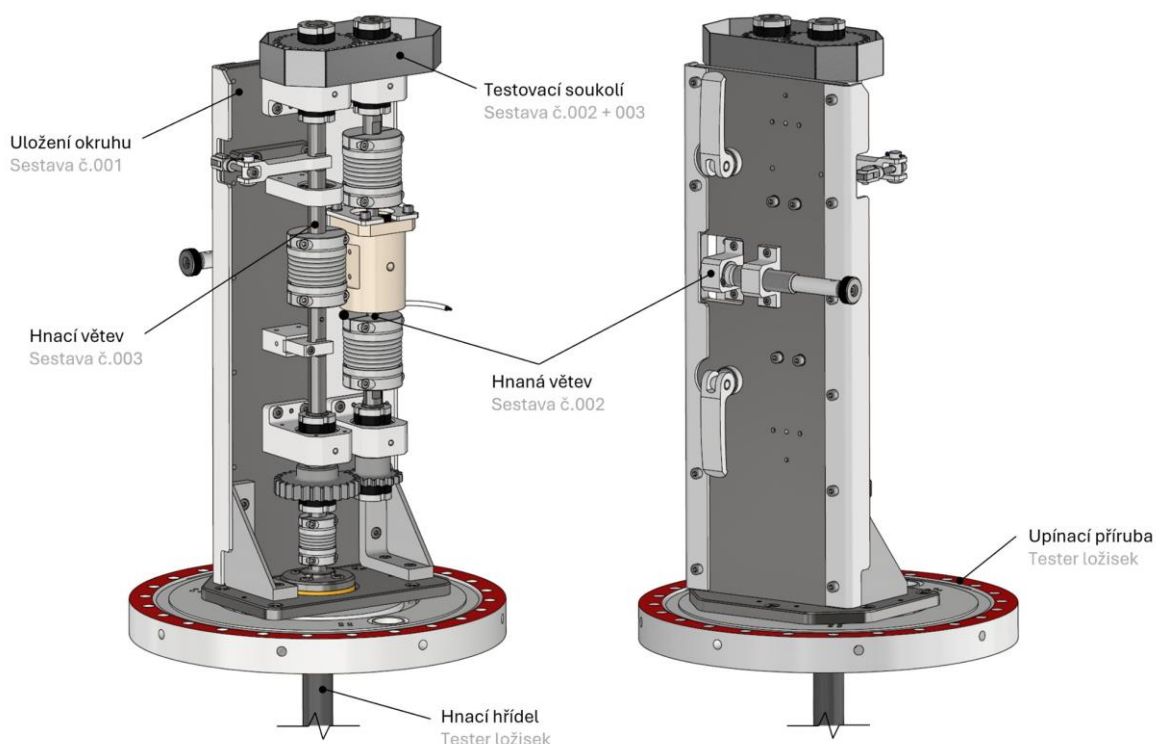
Skupina	Součásti	Předpokládaná cena [Kč]
Vyráběné součásti	Hřídele	8 000
	Ložiskové domky	8 500
	Upínací díly	11 500
	Plechové díly	3 000
	Součásti sestavy upnutí	4 500
	Součásti systému měření momentu	9 500
	Součásti zátěžného systému	4 500
	Testované a doplňkové soukolí	2 000
Nakupované součásti	Ložiska, spojky	9 500
	Elektronické komponenty	27 000
	Spojovací materiál	2 500
Celkem		90 500

6 DETAILNÍ NÁVRH

Tato kapitola se bude zabývat detailním návrhem experimentálního zařízení pro testování materiálů a maziv ozubených převodů v kosmických aplikacích. V dalších částech tak budou postupně představeny dílčí části celkového systému spolu s jejich popisem z pohledu konstrukčního návrhu i jejich cílové funkce. Ostatní části detailního návrhu se pak dále zaměřují na nákup a výrobu jednotlivých komponent, montáž a zprovoznění zařízení a v konečné fázi také na ověření jeho požadované funkce.

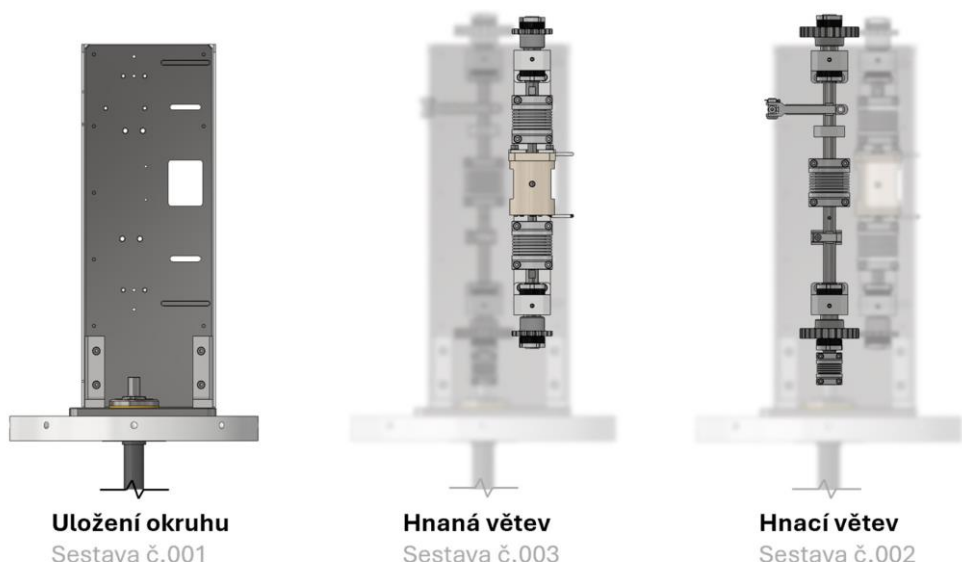
6.1 Konstrukční návrh

V této části bude podrobně rozebráno výsledné konstrukční řešení experimentálního zařízení a jeho jednotlivých konstrukčních uzlů (obrázek 73). Důraz je kladen na funkční popis jednotlivých podsestav z hlediska jejich požadované funkce, konstrukčního řešení, požadavků na montáž a servisovatelnost.



Obrázek 73 - Výsledné konstrukční řešení experimentálního okruhu spolu s popisem hlavních podsestav

Jak lze vidět, výsledné řešení experimentálního zařízení je pomyslně rozděleno do tří hlavních částí. Detail rozdělení lze pro vyšší přehlednost vidět na obrázku 74. Konkrétně se jedná o uložení okruhu a také hnací a hnanou větev. Tyto dílčí části budou dále detailněji rozebrány spolu s výsledným řešením koncepčně řešených systémů (viz kapitola 4.3).



Obrázek 74 - Rozdělení zařízení do jednotlivých podsestav

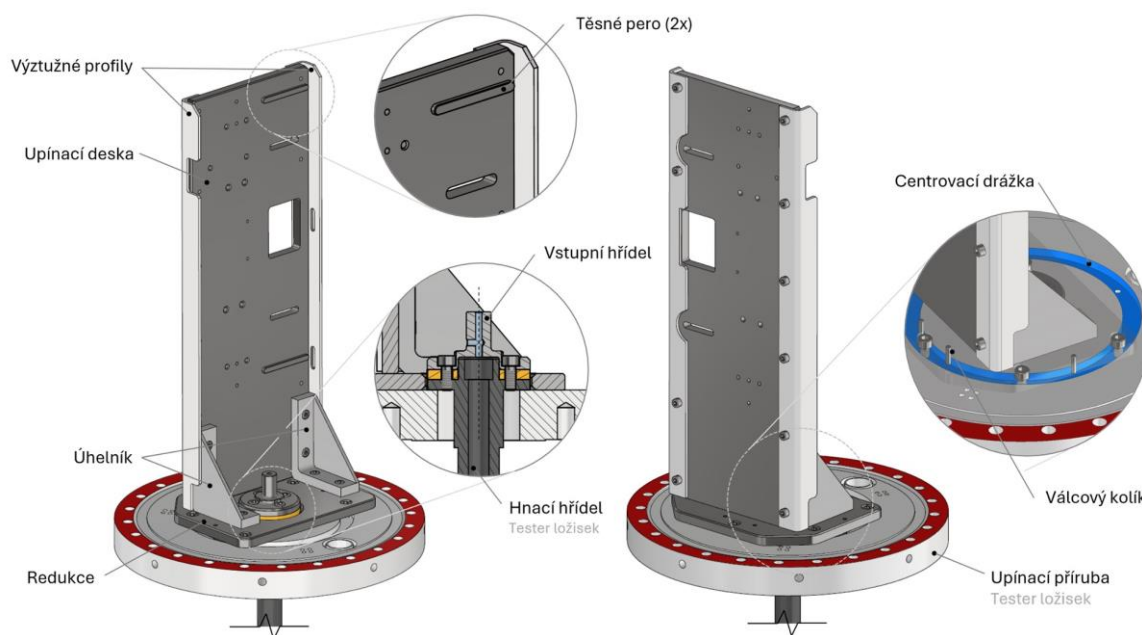
6.1.1 Uložení okruhu

Primární funkcí podsestavy uložení okruhu, jak již vyplývá z jejího názvu, je přesné, tuhé a modulární upnutí ostatních podsestav zařízení. Zároveň je toto uložení navrženo tím způsobem, aby bylo možné ostatní části umístit vertikálním způsobem, díky tomu, že vnitřní zástavbové rozměry vakuové komory uložení horizontální neumožňují. Důležitým parametrem, který musí tato podsestava dále splňovat je možnost upnutí celkového systému k ostatním částem testeru ložisek (upínací příruba), bez nutnosti jejich dodatečných úprav. Tento faktor je důležitý zejména pro jednoduchou demontáž okruhu a jeho záměnu za jiný systém (např. původní simulátor ložiska – viz kapitola 4.1.2).

Konstrukční řešení

Hlavní částí podsestavy uložení (obrázek 75) je upínací deska, která je upevněna ve vertikální pozici. Tato deska slouží k upnutí jednotlivých součástí systému, zahrnující hnací a hnanou větev. Pomocí využití této desky je i přes vertikální orientaci možné upnout jednotlivé součásti dílčích podsestav v jedné rovině, což zajišťuje potřebnou přesnost. Hnací větev je k upínací desce dále upnuta pomocí děr se závity. Hnaná větev je uložena pomocí dvojice těsných per, která slouží jako lineární vedení při změně osové vzdálenosti.

Pro upnutí vertikální desky k upínací přírubě testeru ložisek je využito redukční desky (redukce) a dvojice úhelníků, které zajišťují požadovanou vertikální orientaci. Redukce dále také obsahuje otvor pro upnutí vstupní hřídele k hnací hřídeli testeru ložisek, která přenáší krouticí moment na hnací větev zařízení (potažmo doplňkové a testovací soukolí) čímž zajišťuje rotaci soukolí při testech. Pro zvýšení tuhosti a zvýšení hodnot prvních rezonančních frekvencí upínací desky (viz kapitola 5.2.9) slouží dvojice výztužných profilů.



Obrázek 75 - Podsestava upnutí spolu s popisem jeho hlavních částí

Montážní požadavky a tolerance

Pro zajištění požadované pozice podsestavy upnutí vůči upínací desce testeru ložisek je využito válcových kolíků umístěných v redukční desce. Tyto kolíky vymezují její pozici vůči centrovací drážce příruby. Tolerance pozice děr úhelníků je dále navržena tím způsobem, že v případě vzniku nežádoucí nesouososti mezi vstupní hřídelí a hřídelí hnané větve nepřesahuje její hodnota maximální dovolenou hodnotu nesouososti využitě pružné spojky. Tím je zajištěno, že je výsledná radiální nebo úhlová nesouosost v rozsahu, který spojka dokáže kompenzovat bez negativního vlivu na funkci zařízení.

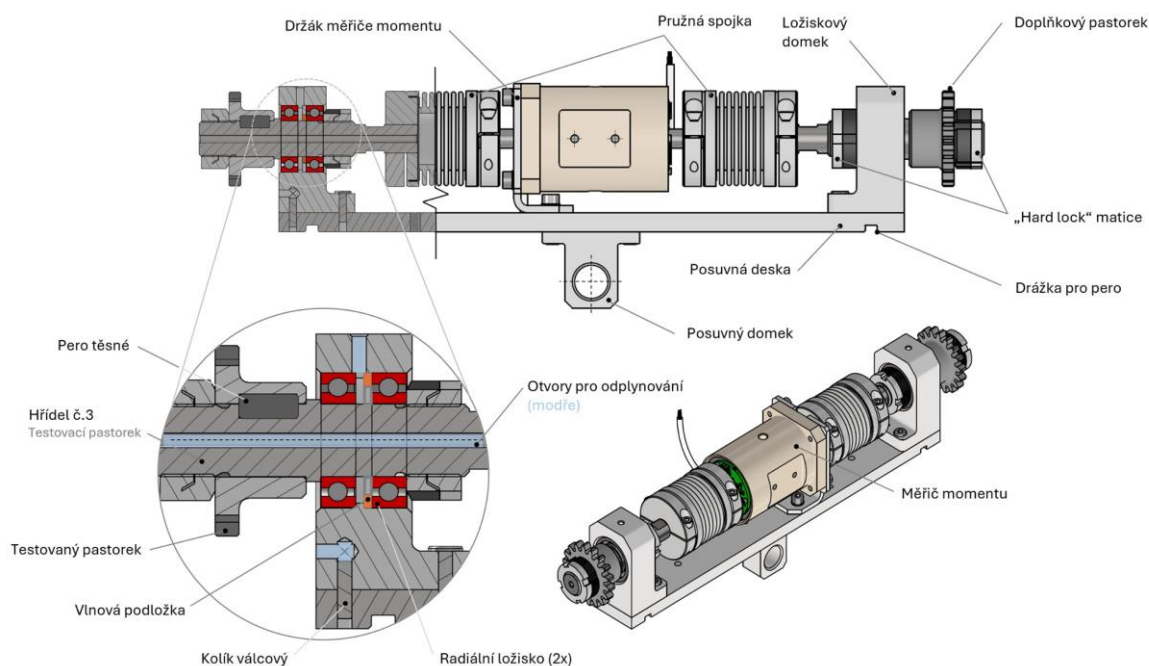
6.1.2 Hnaná větev

Následující podsestavou je hnaná větev experimentálního okruhu, která slouží pro uložení testovacího a doplňkového pastorku, a především zahrnuje systém pro měření zátěžného momentu v okruhu (měřič momentu). Zároveň tato podsestava slouží pro realizaci požadované změny osové vzdálenosti při změně testovaného soukolí.

Konstrukční řešení

Hlavní částí sestavy hnané větve (obrázek 76) je doplňkový a testovací pastorek, které jsou umístěny na protilehlých stranách sestavy. Každý z pastorků je symetricky uložen na hřídeli pomocí těsného pera, které zajišťuje přenos krouticího momentu, a matice „hard lock“, která slouží k pevnému axiálnímu zajištění. Tyto matice se skládají ze dvou částí, které jsou pomocí excentrického kuželového spoje pevně sešroubovány proti sobě. Využití tohoto axiálního zajištění tak umožňuje jednoduchou výměnu obou pastorků.

Každá z hřídelí je dále rotačně uložena pomocí ložiskového domku a dvojice radiálních ložisek (konkrétní typy ložisek lze vidět v kapitole 5.2.5). Ložiska v páru jsou využita pro zajištění možnosti jejich vzájemného předeptnutí opět pomocí „hard lock“ matice, díky čemuž dochází ke zvýšení tuhosti uložení a eliminaci vůlí. Pro eliminaci přetížení ložisek vlivem teplotních roztažností v průběhu testování (viz kapitola 5.2.8) jsou použity vlnové podložky umístěné mezi osazení ložiskového domku a vnitřního radiálního ložiska. Hřídele pro uložení pastorků, stejně jako ložiskové domky, jsou dále opatřeny průchozími otvory pro eliminaci vzniku vzduchových kapes, které by mohly vést ke vzniku nežádoucích tlakových rozdílů při vakuových testech.



Obrázek 76 - Sestava hnací větve spolu s popisem hlavních částí

V prostřední části sestavy se dále nachází měřič momentu, který slouží pro měření zátěžného momentu aplikovaného na testovací (potažmo doplňkové) soukolí. Pro přenos krouticího momentu mezi oběma hřídeli pro uložení pastorků a měřiče momentu bylo využito dvojice pružných spojek (konkrétní typy spojek lze vidět v příloze P3_DP tohoto dokumentu).

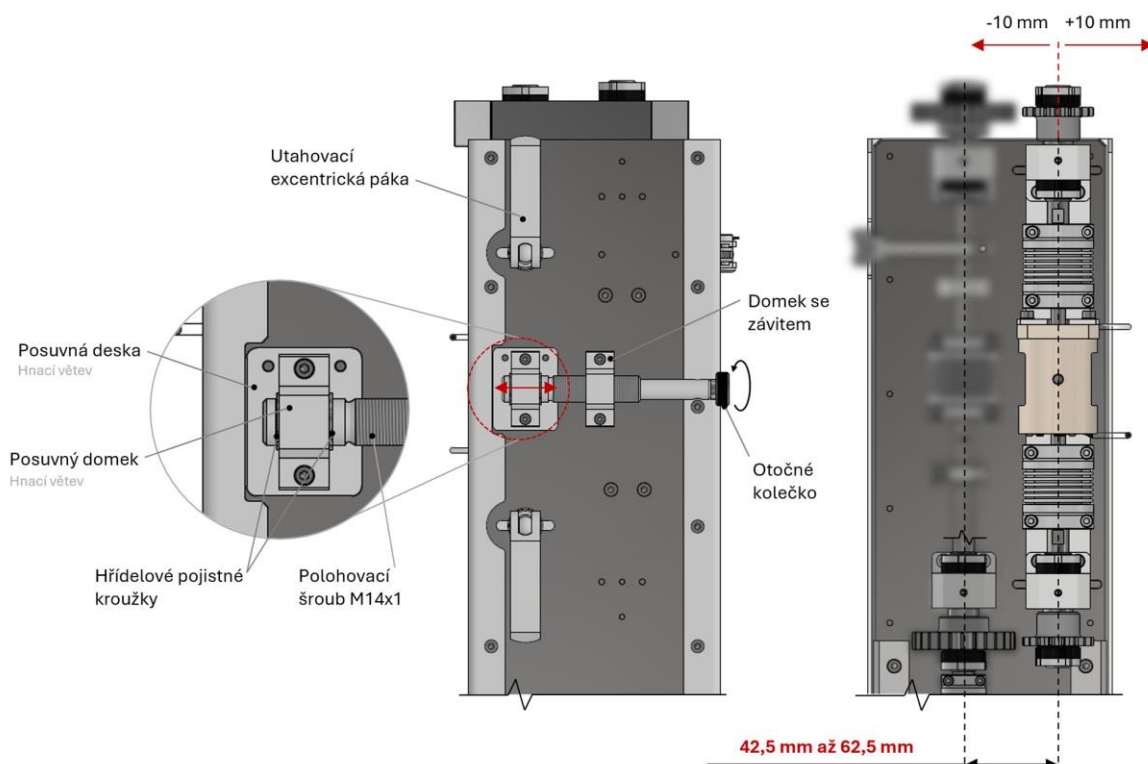
Jednotlivé součásti jsou dále upnuty k posuvné desce. Díky tomuto spojení všech součástí sestavy je možné realizovat změnu osové vzdálenosti mezi hřídeli hnací a hnací větve. Celá sestava je dále posuvně uložena k upínací desce sestavy uložení prostřednictvím drážek pro pera umístěných na posuvné desce.

Nastavení osové vzdálenosti mezi hřídeli je realizováno pomocí polohovacího šroubu (obrázek 77), umístěného na zadní straně upínací desky sestavy uložení. Tento šroub je uložen v závitovém domku, který je rovněž pevně upnut k zadní straně upínací desky, čímž je zajištěno jeho axiální vedení.

Otáčením polohovacího šroubu dochází k řízenému posuvu sestavy hnané větve, přičemž vlastní translace je umožněna prostřednictvím posuvného domku upevněného k posuvné desce. Aby byl zajištěn axiální přenos pohybu, je polohovací šroub vůči posuvnému domku axiálně zajištěn dvojicí hřídelových pojistných kroužků umístěných na jeho válcové části.

Díky jemnému stoupání závitu M14×1 je možné provést citlivé prvotní nastavení požadované osové vzdálenosti. Vzhledem k požadované přesnosti ustavení soukolí je však finální nastavení nutné ověřit přímým měřením osové vzdálenosti mezi hřídeli, například pomocí posuvného měřítka nebo mikrometru. Konstrukce umožňuje nastavení osové vzdálenosti v rozsahu 42,5 až 62,5 mm.

Po dosažení požadované hodnoty je poloha hnané větve fixována dvojicí excentrických pák, které zajišťují její aretaci vůči upínací desce sestavy uložení.



Obrázek 77 - Systém změny osové vzdálenosti a popis jeho hlavních částí a funkcí

Montážní požadavky a tolerance

Z hlediska montážních požadavků je u této podsestavy klíčové zajistit vzájemnou souosost všech rotačních prvků, tedy hřídelí pro uložení pastorků a hřídele měřiče momentu. Nepřesnost v jejich ustavení by vedla ke zvýšenému zatížení ložisek, pružných spojek i samotného měřiče momentu, a tím ke zkreslení naměřených hodnot.

Přesná poloha ložiskových domků vůči posuvné desce je proto definována dvojicí válcových kolíků umístěných v ose každého domku (obrázek 76). Kolíky zajišťují opakovatelné a geometricky jednoznačné ustavení domků při montáži i případné demontáži, čímž eliminují riziko příčného posunutí při dotažení šroubových spojů.

Souosost měřiče momentu je dále zajištěna vhodně zvoleným montážním postupem. Měřič je nejprve k posuvné desce upevněn pouze volně prostřednictvím svého držáku. Následně dojde k dotažení obou pružných spojek, které svým ustavením definují celkovou osu rotace celé sestavy. Následně je měřič momentu pevně dotažen k posuvné desce, čímž je zajištěna jeho konečná poloha bez vnášení montážního pnutí do systému.

Dalším důležitým montážním požadavkem je přesné nastavení předpětí ložiskových párů pomocí pojistných matic typu „hard lock“ s aplikací předem stanoveného utahovacího momentu (viz kapitola 5.2.8).

Při nedodržení této hodnoty může dojít k nedostatečnému nebo nadměrnému předpětí, což negativně ovlivní tuhost uložení a současně omezí schopnost vlnové podložky kompenzovat teplotní roztažnost během testování.

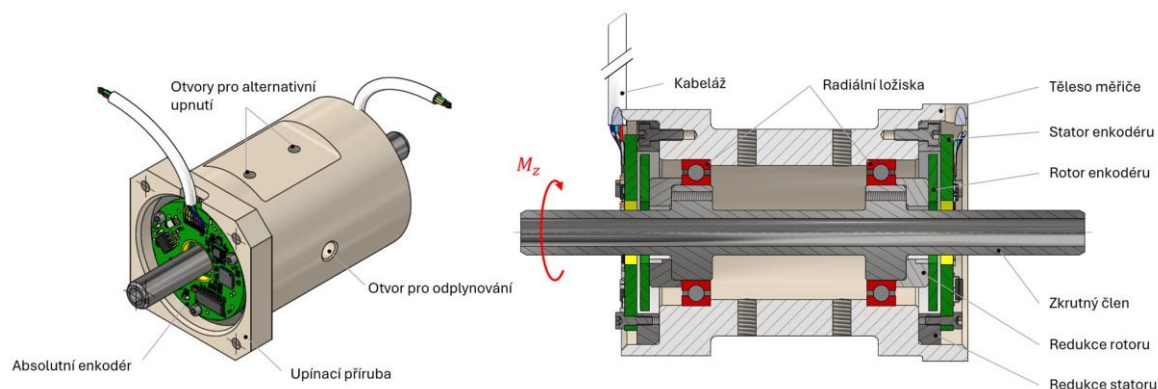
6.1.3 Systém pro měření zátěžného momentu

Jak již bylo uvedeno, součástí podsestavy hnané větve je rovněž systém měření zátěžného momentu. Vzhledem k tomu, že se jedná o konstrukčně komplexní uzel a současně o jeden z dílčích cílů této práce, bude jeho funkční princip i konstrukční řešení popsáno samostatně v následující kapitole.

Princip měření momentu vychází z vybraného koncepčního řešení. Zátěžný moment je stanoven na základě vyhodnocení torzní deformace zkrutného členu, kterým je hřídel měřiče momentu. Měření deformace je realizováno pomocí dvojice absolutních enkodérů, které snímají vzájemnou úhlovou polohu obou konců hřídele. Z rozdílu těchto úhlů je určena celková torzní deformace, a prostřednictvím přesné kalibrace i přenášený moment. Díky bezkontaktnímu principu enkodérů je možné zatížení měřit kontinuálně, tedy i během rotace zkrutného členu v průběhu testování. Zároveň je měřič navržen tím způsobem, aby jej bylo možné využít i v dalších laboratorních aplikacích mimo navržený experimentální okruh.

Konstrukční návrh

Sestava měřiče momentu se skládá z několika hlavních částí, jak lze vidět na obrázku 78.



Obrázek 78 - Sestava měřiče momentu a popis jeho hlavních částí

Hlavním funkčním prvkem navrženého měřiče je hřídel, která plní roli zkrutného členu. Její geometrie byla stanovena na základě iterační torzní analýzy (viz kapitola 5.2.7) tak, aby výsledná torzní deformace v pracovním rozsahu zatížení odpovídala rozlišovací schopnosti použitých enkodérů. V případě potřeby vyšší citlivosti měření je možné hřídel dále jednoduše nahradit variantou s nižší torzní tuhostí, čímž dojde ke zvýšení úhlové deformace při stejném zatížení.

Zkrutný člen je uložen v tělese měřiče pomocí dvojice hybridních radiálních ložisek s keramickými valivými elementy od společnosti Ceramicspeed. Volba tohoto typu ložisek byla provedena se snahou minimalizovat třecí ztráty a současně zajistit vakuovou kompatibilitu. Hybridní konstrukce spolu s použitím maziva ve formě pevného povlaku snižuje pasivní odpor ložisek, a tím omezuje jejich vliv na výslednou hodnotu měřeného momentu.

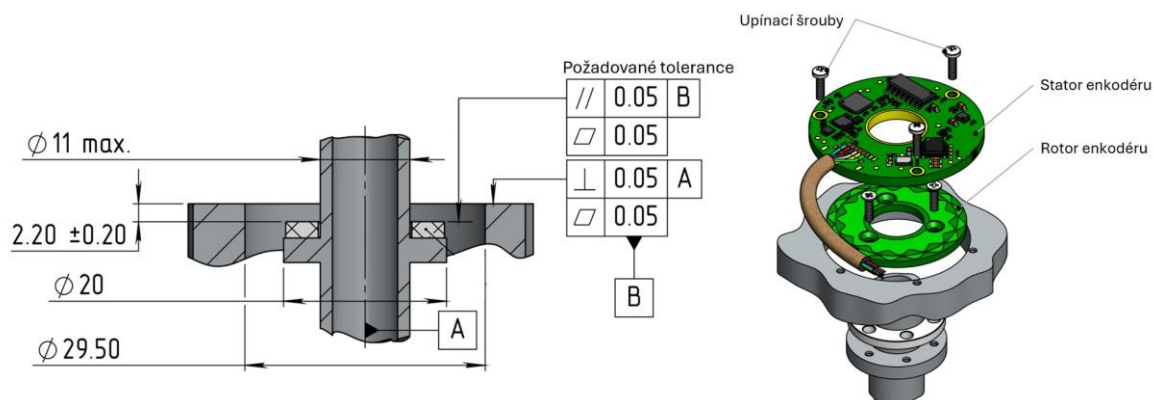
Na protilehlých stranách tělesa jsou symetricky uloženy dva vakuově kompatibilní absolutní enkodéry od společnosti Netzer s rozlišením 19 bitů. Statory enkodérů jsou upevněny k tělesu prostřednictvím redukčních kroužků, zatímco rotory jsou pomocí samostatných redukcí spojeny s osazením zkrutného členu. Redukce rotoru současně zajišťuje axiální zajištění hřídele a umožňuje aplikaci předpětí, které zvyšuje tuhost uložení a eliminuje axiální vůli.

Pro integraci měřiče do sestavy hnané větve slouží upínací příruba se čtyřmi závity M4, která je součástí tělesa. Konstrukce je dále doplněna dvojicí protilehlých upínacích ploch se závity, umožňujících alternativní způsob uchycení pro jiné laboratorní aplikace.

S ohledem na provoz ve vakuu jsou na válcové části tělesa navrženy průchozí otvory, které zabráňují vzniku uzavřených vzduchových kapes. V případě nevyužití alternativních upínacích ploch plní obdobnou funkci i závitové otvory na těchto plochách.

Montážní požadavky a tolerance

V rámci sestavy měřiče jsou nejvyšší nároky na montáž a tolerance kladeny především z pohledu uložení absolutních enkodérů. Toto uložení musí totiž splňovat určité doporučené parametry výrobcem pro zajištění správné funkce snímačů.



Obrázek 79 - Požadavky na uložení enkodéru definovaném výrobcem

Jedná se zejména o tolerance upínacích částí enkodérů (obrázek 79) a dále o požadavky na souosost statoru a rotoru a přesně definovanou axiální vůli mezi těmito částmi. Nedodržení těchto parametrů by mohlo vést ke zhoršení přesnosti měření nebo k poruchové funkci snímače. Z tohoto důvodu bylo navrženo uložení enkodérů prostřednictvím přesně obrobených redukci, popsanych v části konstrukčního návrhu. Tyto redukce umožňují kontrolované a geometricky jednoznačné ustavení obou částí enkodéru vůči tělesu měřiče i zkrutnému členu.

Enkodéry zároveň disponují funkcí diagnostiky správnosti montáže, kterou lze vyhodnotit pomocí softwaru výrobce. V případě odchylky od požadovaných parametrů je možné jemně upravit axiální polohu pomocí kalibrovaných podložek, a tím dosáhnout předepsané vůle.

Dále je také nutné zajistit předem stanovenou hodnotu předepnutí radiálních ložisek pomocí redukce rotoru, tak aby bylo dosaženo kompenzace teplotních roztažností a nedošlo ke vzniku vůle mezi redukcí a ložiskem.

Čtení a vyhodnocení měřeného momentu

Při návrhu systému měření momentu bylo dále také nutné navrhnout způsob čtení a vyhodnocení naměřených veličin. V první fázi návrhu bylo k tomuto účelu uvažováno využití hardwaru (HW) od společnosti Dewesoft dostupného v laboratoři Ústavu konstruování. Tento přístup se ovšem po bližším posouzení ukázal jako nevhodný, a to především z důvodu nutnosti vysoce synchronního čtení obou enkodérů, které tento přístup umožňuje pouze omezeně. Díky tomu bylo přistoupeno k alternativnímu řešení, které zahrnuje využití vývojového mikrokontroleru Raspberry Pi Pico. Toto řešení zajišťuje požadované parametry z pohledu synchronního čtení a zároveň umožňuje vysokou míru kontroly a flexibility, zejména díky možnosti tvorby vlastního firmwaru.

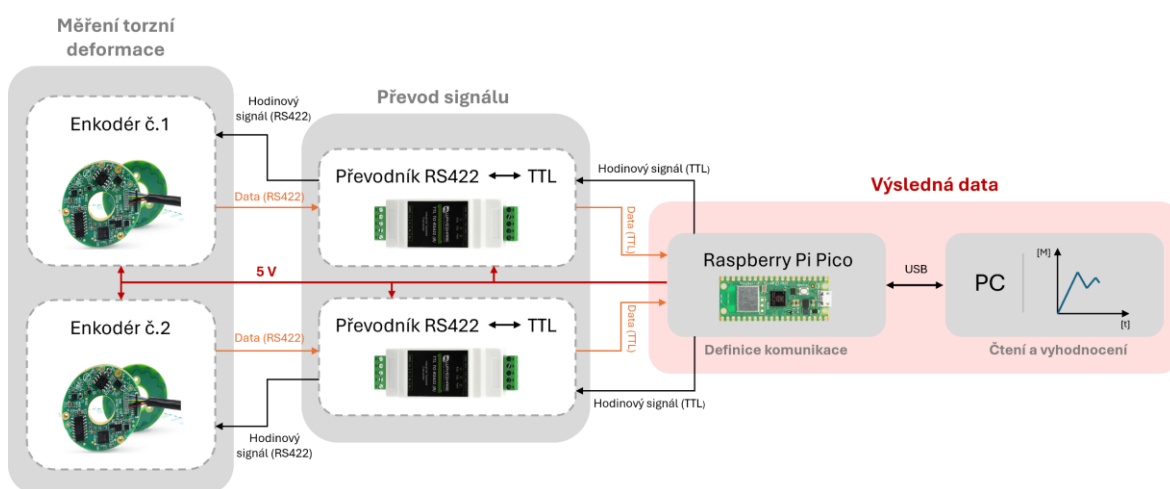
Pro návrh celkového systému čtení bylo v první řadě nutné definovat některé klíčové parametry vybraných enkodérů od společnosti Netzer (tabulka 59). Na základě těchto parametrů byla následně navržena celková architektura systému spolu s návrhem firmwaru.

Tabulka 59 – Klíčové parametry senzorů [49]

Parametr		Hodnota	Poznámka
Označení enkodéru	[–]	VLP-35-S-H-B-6-H	kapacitní, bezkontaktní, vakuově kompatibilní
Komunikační rozhraní	[–]	SSI	sériové synchronní rozhraní
Výstupní úroveň	[–]	RS422	diferenciální přenos
Rozlišení	[bit]	19	524 288 pulzů na otáčku
Napájecí napětí	[V]	5±5%	/

Jak lze vidět v předchozí tabulce, vybrané enkodéry komunikují pomocí diferenciálního přenosu, avšak mikrokontroler pracuje pouze s běžnými logickými úrovněmi. Z tohoto důvodu bylo nutné jej doplnit o dvojici převodníků, které zprostředkovávají komunikaci mezi RS 422 a TTL. Úlohou převodníků je tedy umožnit přenos hodinového a datového signálu mezi mikrokontrolerem a enkodéry, a to v obou směrech.

Vyhodnocení a napájení všech částí systému je následně realizováno pomocí nadřazeného osobního počítače, který je s mikrokontrolerem propojen prostřednictvím rozhraní USB. Mikrokontroler zde zajišťuje vlastní čtení dat ze snímačů a jejich přenos k dalšímu zpracování, zatímco pomocí počítače probíhá jejich záznam, ukládání a následná interpretace a vyhodnocení. Celková hardwarová architektura navrženého řešení, včetně vzájemného propojení jednotlivých komponent, je schématicky zobrazena na obrázku 80.



Obrázek 80 - HW architektura pro čtení a vyhodnocení měřeného momentu

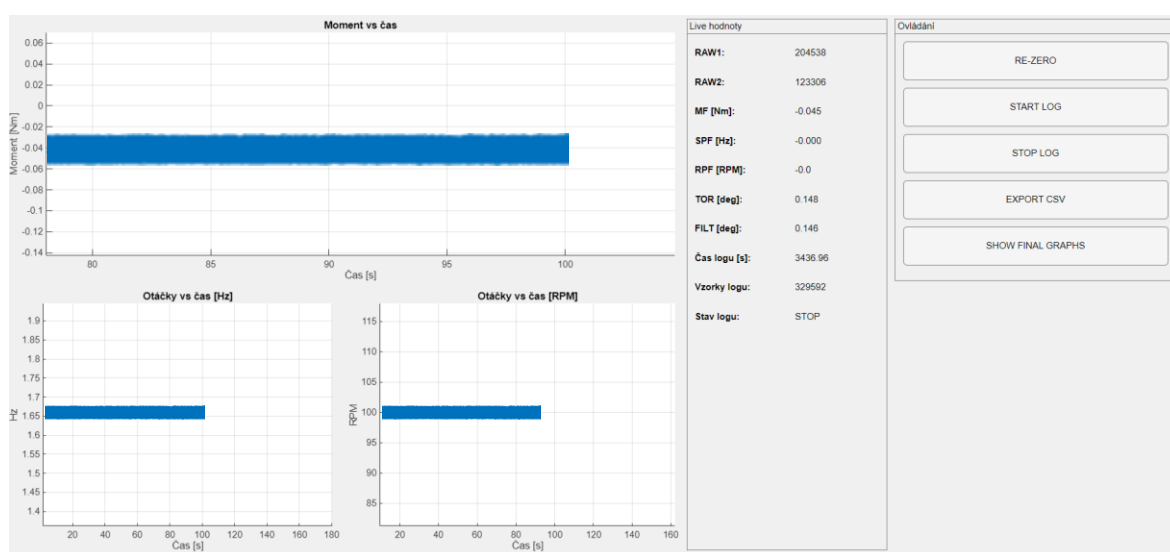
Jednotlivé výše uvedené hardwarové součásti určené pro čtení výsledného momentu, s výjimkou počítače jsou následně umístěny a elektronicky uspořádány v rámci samostatného rozvaděče. Umístění těchto komponent do rozvaděče bylo zvoleno z důvodu usnadnění montáže a manipulace s elektronikou. Konkrétní zapojení tohoto rozvaděče lze vidět v následujících kapitolách zabývajících se montáží a elektroinstalací.

Na hardwarovou architekturu přímo navazuje firmware mikrokontroleru Raspberry Pi Pico, jehož úkolem je realizovat synchronní čtení obou absolutních enkodérů a přenos naměřených dat do nadřazeného počítače.

Firmware mikrokontroleru byl navržen s využitím bloků PIO (Programmable Input/Output), které umožňují časově přesné generování a vzorkování digitálních signálů nezávisle na hlavním programu. Pro čtení obou enkodérů byly využity dvě stavové jednotky PIO, přičemž jedna zajišťuje generování společného hodinového signálu SSI a současné čtení prvního enkodéru, zatímco druhá paralelně čte datovou větev druhého enkodéru.

Tím je dosaženo velmi synchronního čtení enkodérů při měření obou úhlových poloh. Mikrokontroler v tomto případě vystupuje jako zařízení typu „master“ a enkodéry jako typ „slave“. Hodinový signál je generován přímo firmwarem v rozsahu odpovídajícím požadavkům rozhraní SSI (0,1 až 5,0 MHz). Po definici 19bitových hodnot z obou enkodérů firmware provádí jejich základní úpravu, určení vzájemného rozdílu, výpočet torzní deformace pomocí kalibračních konstant a předání dat do nadřazeného počítače.

Vyhodnocení a ukládání dat dále probíhá s využitím prostředí MATLAB, které slouží k online zobrazení a záznamu naměřených dat. Hodnoty jsou přenášeny do počítače přes USB sériové rozhraní a v reálném čase zobrazovány v grafické aplikaci³² (obrázek 81). To umožňuje průběžně sledovat chování soustavy během experimentu a současně ověřovat správnou funkci měřicího systému.



Obrázek 81 - Prostředí pro zobrazení a vyhodnocení dat v programu MATLAB

V rámci navrženého řešení je živě zobrazována závislost zátěžného momentu hnané větve na čase a také je možné sledovat přesnou hodnotu otáček systému. Tento přístup také umožňuje po provedení kalibrace sledovat hodnoty zatížení ve statickém stavu, což je výhodné zejména při prvotním nastavení předpětí před testem (viz kapitola 6.1.4). V průběhu testování je dále možné spustit a zastavit ukládání měřených dat, zobrazit jejich výslednou interpretaci pomocí grafických závislostí v prostředí MATLAB nebo také export všech dat ve formátu CSV pro případné další zpracování.

³² Grafické prostředí je navrženo pomocí skriptu v prostředí MATLAB, které je možné v případě následného využití, i mimo účely zařízení, jednoduše upravit podle požadavků uživatele. Tento skript lze nalézt jako jednu z příloh této práce (P5_DP).

6.1.4 Hnací větev

Poslední podsestavu experimentálního zařízení tvoří hnací větev, která slouží pro uložení testovacího a doplňkového kola. Současně tato větev zahrnuje systém pro aplikaci zátěže v okruhu (zátěžný systém).

Konstrukční návrh

Obdobně jako u sestavy hnané větve tvoří hlavní funkční část hnací větve doplňkové, resp. testované ozubené kolo (obrázek 82). Jejich uložení je konstrukčně shodné s řešením větve hnané. Přenos krouticího momentu na hřídel je realizován prostřednictvím těsného pera a axiální zajištění prostřednictvím matice typu „hard lock“. Uložení obou ozubených kol je opět navrženo symetricky.

Samotné hřídele jsou uloženy v páru radiálních ložisek, která jsou rovněž předepnuta pomocí „hard lock“ matic. Pro kompenzaci teplotních dilatací během testů jsou do sestavy integrovány vlnové podložky, analogicky k řešení na hnané větvi. Jednotlivé hřídele i ložiskové domky jsou dále doplněny průchozími otvory, které zabraňují vzniku uzavřených vzduchových kapes při vakuových testech.

Obrázek 82 - Sestava hnací větve spolu s popisem hlavních částí

Dominantním funkčním prvkem sestavy je ovšem zátěžný systém, který umožňuje aplikaci zátěže uzamčené pouze mezi obě větve systému. Systém se skládá z několika hlavních částí. Přímá aplikace zátěžného momentu je realizována pomocí zátěžné páky, která je tvarově připojena k hřídeli testovaného kola. Požadované zatížení vzniká pomocí silového působení mezi zátěžnou a pevnou pákou prostřednictvím utahování zátěžného šroubu.

143

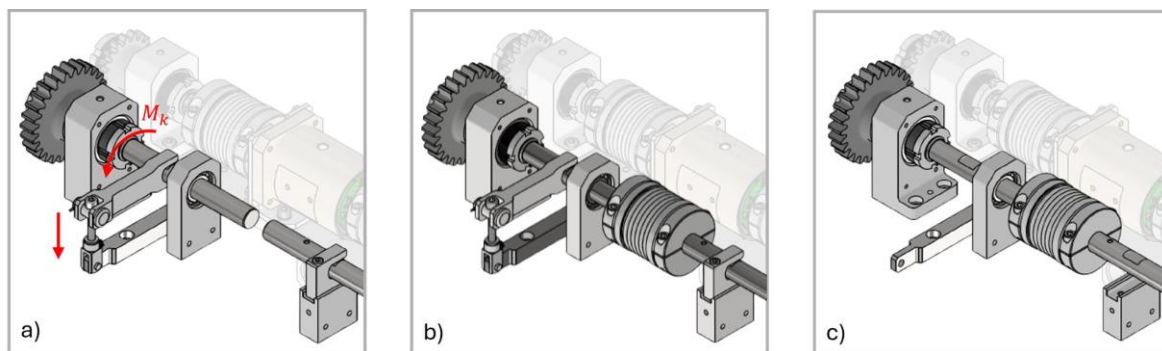
Pro zamezení nežádoucího otáčení obou soukolí v průběhu aplikace zátěže je využito aretačního členu (aretační těleso se zarážkou) umístěného na hřídeli doplňkového kola. Aretační člen je navržen jako dvoudílný, což umožňuje demontáž aretační zarážky po dosažení požadované hodnoty zatížení. Přenos krouticího momentu mezi oběma hřídeli je zajištěn pomocí pružné spojky, kterou je možné v průběhu zatěžování demontovat.

V návaznosti na výše popsané konstrukční řešení zátěžného systému je dále definován samotný postup aplikace zatížení.

V první fázi (obrázek 83a) je mechanicky rozpojena pružná spojka mezi hřídeli hnací a hnané větve, čímž dojde k přerušení přenosu momentu v okruhu. Následně je soukolí zajištěno proti pootočení pomocí aretačního členu se zarážkou umístěného na hřídeli doplňkového kola. Díky tomu je okruh zajištěn proti nežádoucímu otáčení v průběhu zatěžování.

Na hřídel testovaného kola je poté nasunuta zátěžná páka, která je prostřednictvím zátěžného šroubu spojena s pevnou pákou, jež je upnuta k upínací desce sestavy uložení. Utahováním zátěžného šroubu dochází ke vzniku síly mezi oběma pákami, která vyvolá definovaný krouticí moment na hřídeli testovaného kola. Velikost aplikovaného momentu je v reálném čase sledována pomocí měřiče momentu umístěného na hnané větvi, což umožňuje přesné dosažení požadované hodnoty zatížení.

Po dosažení předepsaného momentu je opětovně spojena pružná spojka mezi oběma hřídeli, čímž se torzní deformace, a tedy i zatížení, přeneso do celého okruhu (obrázek 83b). Následně je demontována aretační zarážka i samotná zátěžná páka (obrázek 83c). Výsledkem tohoto postupu je definované předepnutí testovacího (i doplňkového) soukolí.



Obrázek 83 - Postup aplikace provozního zatížení pomocí zátěžného systému

Montážní požadavky a tolerance

Obdobně jako u hnané větve je i v případě větve hnací nezbytné zajistit přesnou souosost všech rotačních prvků. Poloha ložiskových domků vůči upínací desce je proto definována dvojicí válcových kolíků umístěných v ose každého domku, které zajišťují opakovatelné a geometricky přesné ustavení při montáži.

Souosost ostatních komponent je dosažena vhodně zvoleným montážním postupem. Jednotlivé prvky jsou nejprve k upínací desce připevněny pouze volně, přičemž jejich výsledná poloha je určena ustavením na konkrétní hřídeli. Po vymezení polohy vůči hřídeli jsou spojovací prvky pevně dotaženy, čímž je zajištěna jejich výsledná pozice.

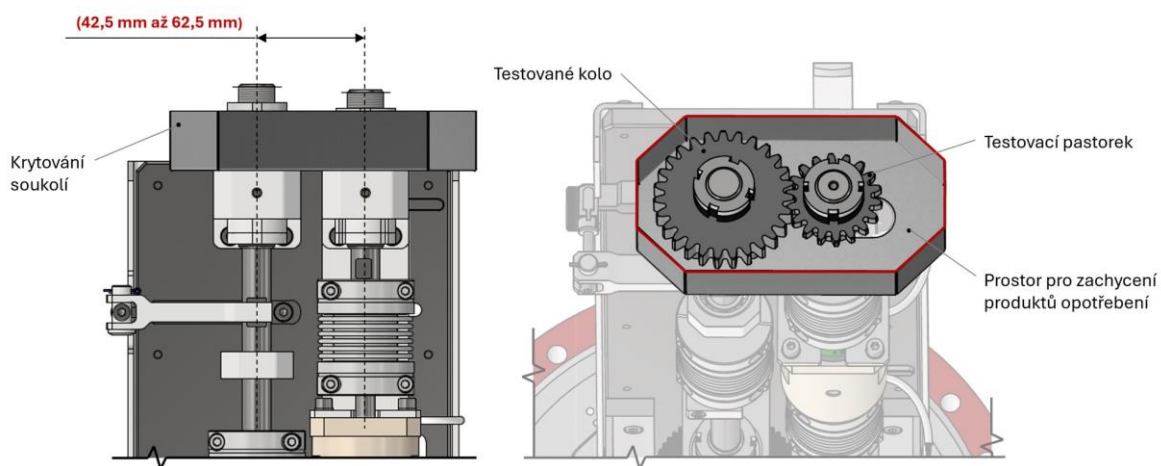
Z hlediska funkce uložení je dále nutné dodržet předem stanovený utahovací moment matic typu „hard lock“, který definuje hodnotu předpětí ložisek. Správná velikost předpětí je zásadní pro funkci vlnových podložek, které během testování kompenzují teplotní dilatace působící na ložiskové uložení.

6.1.5 Testované soukolí

Poslední hlavní část konstrukčního návrhu tvoří samostatné testovací soukolí, umístěné v horní části celého systému. Toto soukolí je tvořeno testovaným kolem uloženým v rámci hnací větve a testovaným pastorkem uloženým ve větvi hnané, přičemž společně představují primární testovaný vzorek.

Kromě tohoto hlavního soukolí umožňuje zařízení testovat i soukolí doplňkové, avšak konstrukční řešení je primárně navrženo pro sledování chování testovaného páru. Z tohoto důvodu je testovací soukolí také opatřeno krytováním, které slouží pro zachycení případných částic opotřebení a unklého maziva. Tyto produkty opotřebení lze následně kvantifikovat, například stanovením jejich hmotnosti, což umožňuje detailnější vyhodnocení vzniku konkrétní poruchy v soukolí. Současně krytování zabráňuje jejich šíření do ostatních částí zařízení nebo částí vakuové komory a vývěvy.

Konstrukční řešení testovaného soukolí lze vidět na obrázku 84.



Obrázek 84 - Umístění testovacího soukolí v systému (vlevo), detail soukolí (vpravo)

6.1.6 Výroba a nákup komponent

Na základě výše popsaného konstrukčního návrhu byla zpracována kompletní výkresová dokumentace (viz příloha P1_DP tohoto dokumentu), která sloužila jako podklad pro výrobu jednotlivých komponent zařízení. Následně byla zajištěna výroba všech nenormalizovaných dílů. Výroba většiny těchto součástí byla na základě poptávkového řízení realizována u společnosti CNC KOVO Kočí s.r.o., přičemž hlavním kritériem výběru byla minimalizace výrobních nákladů při zachování požadované kvality. Výjimku tvoří komponenty systému měření zátěžného momentu, které byly vzhledem k vyšším nárokům na přesnost a výstupní kontrolu poptány u společnosti Frentech Aerospace s.r.o.

Současně byl realizován nákup normalizovaných a komerčně dostupných prvků, jako jsou spojovací materiál, ložiska nebo elektronické komponenty. Tyto položky byly zajištěny prostřednictvím vybraných dodavatelů, jejichž přehled je uveden v příloze P3_DP tohoto dokumentu.

6.1.7 Shrnutí výrobních nákladů a objemu výroby

Celkové náklady (s DPH) na výrobu a nákup jednotlivých komponent navrženého zařízení a jejich porovnání s prvotním odhadem (viz kapitola 5.3) shrnuje tabulka 60.

Tabulka 60 – Porovnání skutečných a odhadovaných nákladů na realizaci

Skupina	Součásti	Odhad [Kč]	Skutečnost [Kč]	Rozdíl [%]
Vyráběné součásti	Hřídele	8 000	7 500	-6,3
	Ložiskové domky	8 500	7 900	-7,1
	Upínací díly	11 500	2 200	-80,9
	Plechové díly	3 000	1 250	-58,3
	Součásti sestavy upnutí	4 500	6 200	+37,8
	Součásti systému měření momentu	9 500	10 100	+6,3
	Součásti zátěžného systému	4 500	4 150	-7,8
	Testované a doplňkové soukolí	2 000	3 400	+70
Nakupované součásti	Ložiska, spojky	9 500	13 430	+41,4
	Elektronické komponenty	27 000	26 194	-3
	Spojovací materiál	2 500	8 876	+255
Celkem		90 500	91 200	+0,8

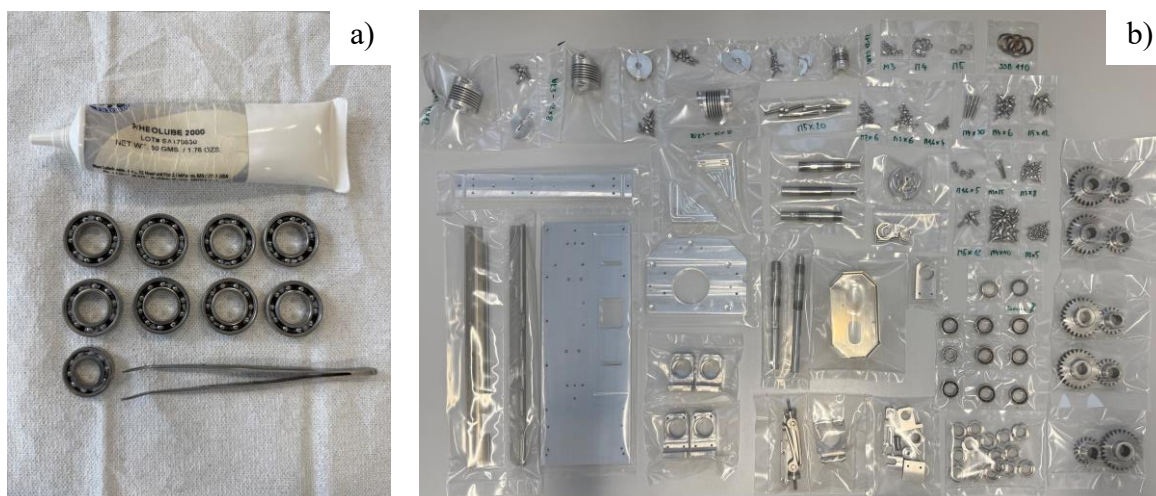
Rozdíl mezi odhadovanými a finálními náklady je způsoben především změnou cen některých nakupovaných součástí spolu s prvotním odhadem výrobních nákladů na základě konzultace s technologem konkurenční společnosti. Na základě výše uvedené celkové finální výše nákladů lze však konstatovat, že byla dodržena maximální hladina nákladů definována zadáním této práce.

6.2 Montáž

Montáž celkového zařízení probíhala v několika na sebe navazujících krocích. Nejprve bylo provedeno sestavení mechanických částí jednotlivých podsestav, na které následně navázala jejich kompletace do finální sestavy. Tato sestava byla poté integrována do nosného rámu a pohonného systému testeru ložisek (viz kapitola 4.1.2), přičemž v této fázi byly zároveň realizovány nezbytné úpravy pohonného systému. V závěrečné fázi byla provedena instalace senzoriky pro měření momentu a zapojení elektroinstalace příslušného rozvaděče.

6.2.1 Montáž mechanických prvků systému

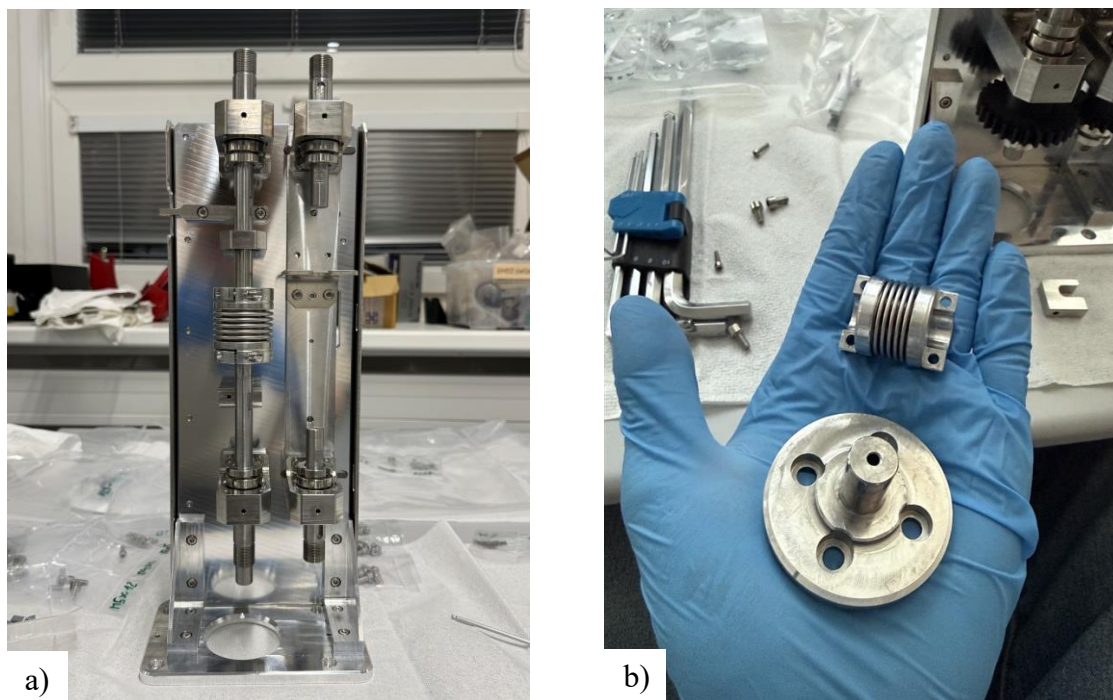
Před samotnou montáží jednotlivých mechanických prvků bylo nejprve zapotřebí provést určité doplňující kroky, které souvisí s cílovým provozním prostředím navrženého testovacího okruhu. Vzhledem k tomu, že bude zařízení provozováno v simulovaných podmínkách vesmírného prostředí, především z pohledu vysokého vakua, bylo nutné provést přípravu určitých dílů ještě před samotnou montáží. V první fázi bylo nutné provést důkladné očištění všech použitých komponent (včetně spojovacího materiálu, ložisek, spojek apod.) za účelem zamezení kontaminace vakuové vývěvy i ostatních komponent. Jednotlivé komponenty byly důkladně očištěny pomocí isopropylalkoholu nebo acetonu za využití ultrazvukové čističky a dále uzavřeny v ochranných obalech (obrázek 85).



Obrázek 85 - Aplikace vakuově kompatibilního maziva a), vyčištěné součásti připraveny k montáži b)

Zároveň bylo nutné důkladně očistit všechna ložiska od původního, vakuově nekompatibilního maziva. Po jejich očištění následovala aplikace vakuově kompatibilního maziva (obrázek 85a) Rheolube 2000, které bylo dostupné v tribologické laboratoři Ústavu konstruování.

Po očištění jednotlivých komponent následovala samotná montáž mechanických částí, která probíhala v několika navazujících krocích. Nejprve bylo provedeno přesné ustavení ložiskových domků na vertikální a posuvnou desku pomocí válcových kolíků, současně s ustavením navazujících komponent. Následně byly do sestavy osazeny jednotlivé hřídele prostřednictvím ložisek a ložiskových domků, přičemž všechny ložiskové páry byly předepnuty pomocí pojistných matic typu „hard-lock“ na předepsaný utahovací moment. V dalším kroku byly do okruhu instalovány hřídelové spojky a ostatní mechanické prvky s výjimkou systému měření momentu, jehož montáž proběhla až po jeho samostatném sestavení a zprovoznění elektronických komponent. Po celou dobu montáže (obrázek 86a) byl kladen důraz na udržení vysoké čistoty komponent, aby nedošlo k jejich kontaminaci a znehodnocení předchozího ultrazvukového čištění, přičemž montáž byla prováděna za použití ochranných latexových rukavic a odpovídajícím způsobem³³ očištěných nástrojů (obrázek 86b).



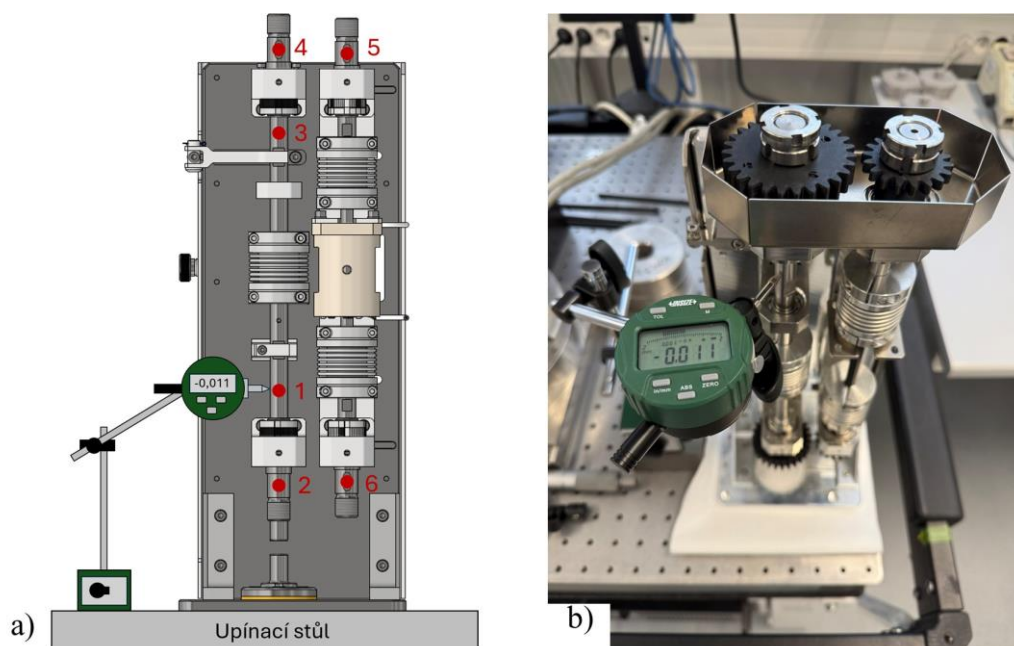
Obrázek 86 - Průběh montáže okruhu a), Postup montáže pro zachování požadované čistoty součástí b)

³³ Nástroje pro montáž byly taktéž očištěny v isopropylalkoholu pro zajištění čistoty a odstranění kontaminantů.

Kontrola geometrie a uložení klíčových součástí

Po montáži celkové sestavy byla provedena kontrola uložení a geometrie klíčových komponent, které přímo ovlivňují funkci zařízení. Jedná se zejména o hřídele v uzavřeném okruhu a jejich uložení prostřednictvím ložiskových párů. Pro zajištění správné funkce je nutné minimalizovat obvodové házení průměrů hřídelí, na nichž jsou uložena testovací a doplňková soukolí. Přítomnost házení může do systému vnášet nežádoucí vibrace způsobené nerovnoměrným rozložením hmoty vzhledem k ideální ose rotace. Hlavním důsledkem je však zhoršení podmínek záběru ozubení, které vede k nevyhovujícímu kontaktu mezi zuby. To může následně způsobit vznik odlišných mechanismů poruchy nebo zkreslení výsledků experimentálního testování³⁴.

Pro ověření házení hřídelí v konkrétních místech bylo využito digitálního úchylkoměru, který byl upnut spolu s celkovou sestavou na upínací stůl, jak lze vidět na obrázku 87. Pomocí úchylkoměru byly následně změřeny hodnoty obvodového házení na požadovaných průměrech, přičemž měření bylo provedeno na každém průměru vždy dvakrát a výsledná hodnota házení byla stanovena jako průměr těchto hodnot. Výsledné hodnoty lze vidět v tabulce 61.



Obrázek 87 - Znáznornění měřených míst a), Ustavení při měření b)

³⁴ Díky vzniklému obvodovému házení může dojít ke vzniku nerovnoměrného kontaktu boků zubů. Toto chování může zapříčinit vznik výrazně vyšších kontaktních tlaků a může vést k degradaci maziva nebo k akceleraci konkrétní poruchy (viz kapitola 2.6.4)

Tabulka 61 - Výsledné hodnoty obvodového házení

Měřené místo	Měřená hřídel	Celkové házení č.1 [mm]	Celkové házení č.2 [mm]	Výsledné obvodové házení
1	Hřídel č.1	0,051	0,056	0,053
2	Hřídel č.1	0,045	0,052	0,049
3	Hřídel č.1	0,020	0,012	0,016
4	Hřídel č.1	0,069	0,060	0,064
5	Hřídel č.1	0,051	0,066	0,058
6	Hřídel č.1	0,171	0,350	0,261

Z naměřených hodnot je patrné, že výsledné obvodové házení dosahuje zvýšených hodnot, a to zejména v místech 4, 5 a 6. Detailní analýzou bylo zjištěno, že příčinou je nedodržení geometrických tolerancí hřídelí předepsaných ve výkresové dokumentaci, konkrétně v oblastech jejich uložení v ložiskových párech. Tato nepřesnost se následně promítá do zvýšeného házení v místech uložení ozubených kol, což negativně ovlivňuje podmínky záběru soukolí. Zjištěný nesoulad mezi návrhovými požadavky a skutečným stavem byl konzultován s výrobcem a pro dosažení požadovaných parametrů systému bude nutné tyto komponenty v budoucnu nahradit.

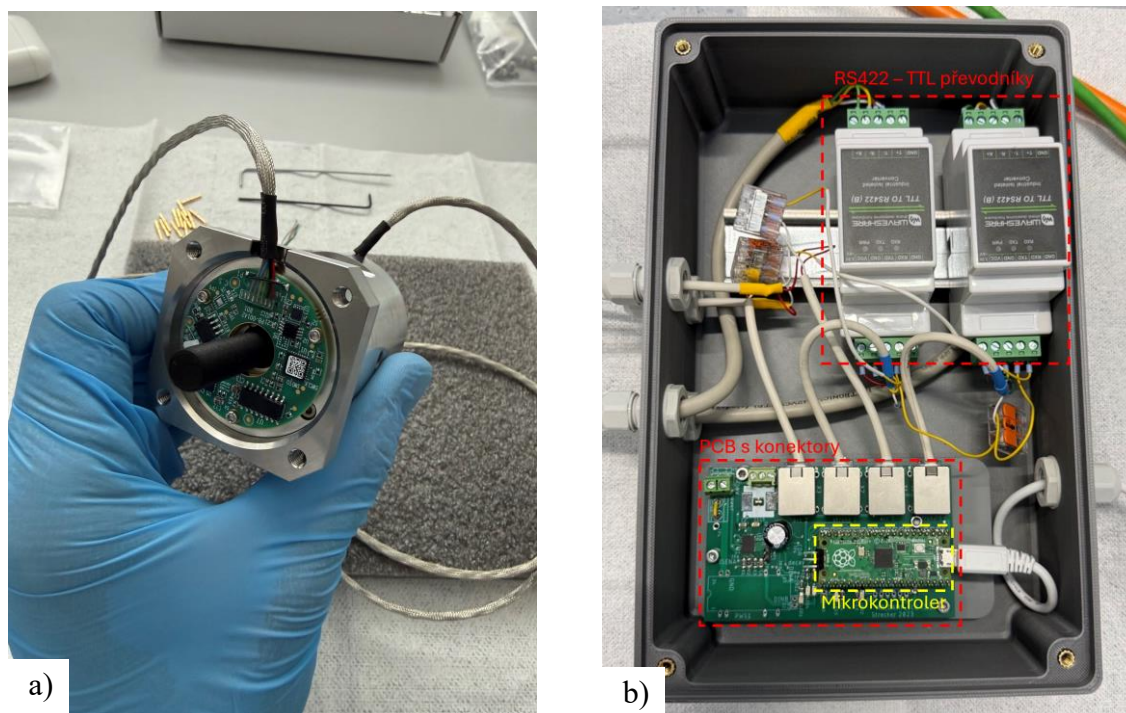
6.2.2 Montáž senzoriky a zapojení elektroinstalace

Další fáze montáže byla věnována sestavení senzoriky, konkrétně systému pro měření zátěžného momentu. Vzhledem k jeho komplexitě probíhala jeho montáž a zprovoznění odděleně od zbytku zařízení.

Nejprve byla po předchozím ultrazvukovém čištění provedena mechanická montáž, jejímž klíčovým krokem bylo přesné ustavení zkrutného (deformačního) členu pomocí dvojice hybridních ložisek. V tomto kroku bylo zároveň nutné dodržet předepsané utahovací momenty součástí, které zajišťují předpětí ložiskového páru. Po správném sestavení mechanických částí byly následně do systému integrovány samotné enkodéry (obrázek 88).

Následující část byla zaměřena na realizaci elektroinstalace a zapojení systému do příslušného rozvaděče, který slouží pro vyhodnocení zátěžného momentu během testů. Těleso rozvaděče bylo navrženo a vyrobeno technologií 3D tisku FDM. Do něj byly následně osazeny jednotlivé komponenty, zejména mikrokontroler a převodníky, které byly propojeny odpovídající kabeláží. Návrh kabeláže i její vedení uvnitř rozvaděče byly optimalizovány s ohledem na minimalizaci elektromagnetického rušení a vzniku signálového šumu. Po kompletním zapojení byla provedena kontrola správnosti zapojení pomocí multimetru a osciloskopu, načež byly k systému připojeny enkodéry.

Tím byla vytvořena měřicí část systému, připravená pro následnou kalibraci a ověření správné funkce pomocí validace jednotlivých částí systému a finálních validačních experimentů.



Obrázek 88 - Montáž mechanických částí a), Zapojení elektroinstalace v rámci rozvaděče b)

Celkový systém pro měření zátěžného momentu (obrázek 88a) byl následně umístěn v rámci hnané větve systému, a tím byla dokončena celková montáž součástí testovacího okruhu.

6.2.3 Úpravy pohonného systému a finální integrace

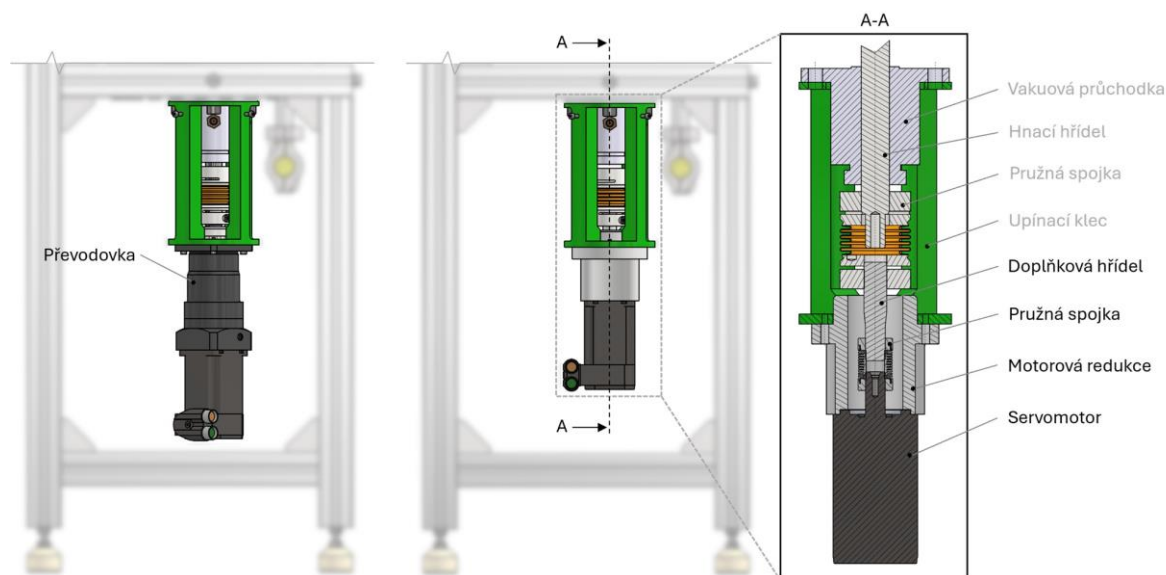
Po sestavení všech mechanických částí a zapojení elektroinstalace bylo přistoupeno k poslední fázi montáže, která zahrnuje dodatečné úpravy pohonného systému a finální integraci okruhu v rámci součástí testeru ložisek.

Úpravy pohonného systému

Jak již bylo popsáno, původní pohonný systém testeru ložisek se skládá ze servomotoru a doplňující převodovky s převodovým poměrem 100:1. Díky tomu není možné dosáhnout maximálních otáček v průběhu testování (1500 min^{-1}). Z tohoto důvodu bylo nutné navrhnout požadované úpravy uložení pohonného systému, tím způsobem, aby bylo možné zajistit jeho provoz bez využití převodovky a tím zajistit požadovanou rychlost otáčení.

Jak lze vidět na obrázku 89, tak v původním provedení byl servomotor spolu s převodovkou upevněn ke zbytku sestavy pomocí příruby převodovky.

Výstupní hřídel převodovky byla následně pomocí pružné spojky spojena s hnací hřídelí. Pro zajištění uložení samotného servomotoru bylo tedy po vyjmutí převodovky nutné doplnit sestavu o motorovou redukci, která slouží k upnutí pohonu ke zbytku sestavy. Pro zajištění přenosu výkonu na hnací hřídel byla následně sestava doplněna o doplňkovou hřídel a pružnou spojku. Redukce i doplňková hřídel byly vyrobeny pomocí 3D tisku technologií FDM z materiálu PLA. Hřídel bude v budoucnu nahrazena ocelovou variantou.



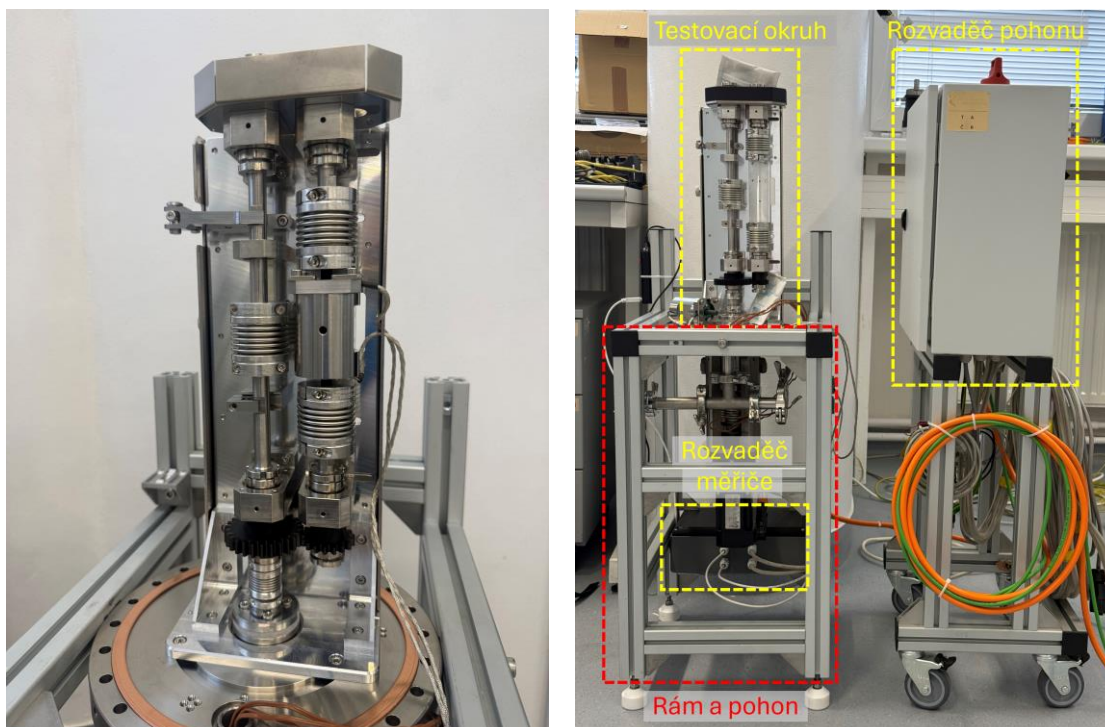
Obrázek 89 - Znáznornění úprav pohonu (šedý text – původní součásti, černý text – doplněné součásti)

Tato úprava pohonu dále také otevírá možnost pro případné umístění externího měřiče momentu mezi servomotor a hnací hřídel. Pomocí tohoto měřiči by bylo následně možné sledovat hodnotu momentu dodávaného servomotorem do systému, což by umožnilo analyzovat změny třecích ztrát v okruhu. Realizace této možnosti měření je tedy jednou z budoucích možností modifikace zařízení.

Finální integrace

Po montáži celkové sestavy okruhu a realizaci potřebných úprav pohonného systému byla následně provedena finální integrace. Tento krok tedy zahrnuje důkladné očištění připojovacích rozměrů příruby testeru ložisek spolu s finálním upnutím sestavy okruhu k této přírubě.

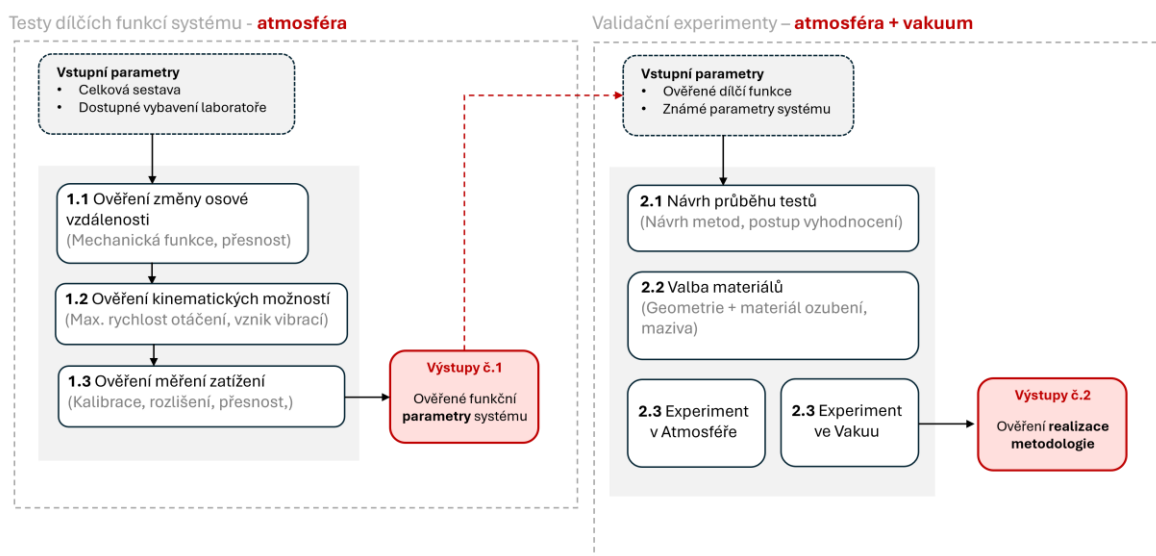
Takto sestavený systém (obrázek 90) se tedy skládá ze samotného testovacího okruhu připojeného k rámu a pohonnému systému testeru ložisek, vakuové komory (která je vždy k systému připojena až před průběhem testu) a příslušné turbomolekulární vývěvy. Pro možnost ovládání pohonu je k systému následně přidán rozvaděč pro řízení servopohonů dostupný v laboratoři tribologie Ústavu konstruování.



Obrázek 90 - Finální podoba systému po integraci

6.3 Validace zařízení

Po provedení celkové integrace systému bylo zapotřebí podrobit zařízení sérii validačních testů. Tyto testy byly navrženy s cílem ověřit správnou funkci dílčích částí systému spolu s jeho celkovou požadovanou funkcí, tedy životnostním testováním ozubených převodů v příslušných provozních podmínkách. Postup validace prezentuje schéma níže (obrázek 91).



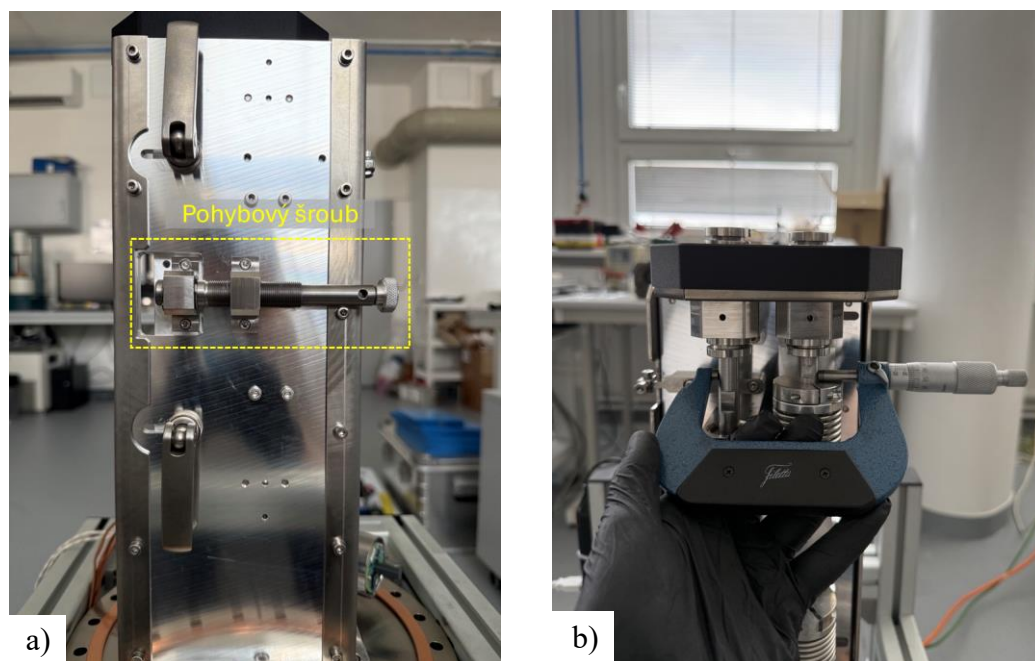
Obrázek 91 - Postup validačních testů

6.3.1 Testy dílčích funkcí systému

První fází validačních testů je ověření provozuschopnosti a případná definice omezení důležitých dílčích funkcí systému. Jak prezentuje předchozí schéma, jedná se o funkce zajišťující základní nastavení provozních parametrů testovaného soukolí, tedy jeho geometrii (rozsah změny osové vzdálenosti), zatížení (rozsah měření zatížení) a kinematické parametry (rozsah rychlost otáčení). Tyto funkce jsou v reálném provozu využity před samotným průběhem vakuového testu ³⁵ v atmosféře. Díky tomu bude i jejich ověření realizováno za atmosférických podmínek.

Ověření funkce změny osové vzdálenosti

Prvním z testovaných funkcí je avizovaná možnost změny osové vzdálenosti soukolí. Tato funkce je velmi důležitou součástí systému, jelikož umožňuje změnu geometrie soukolí. Změna osové vzdálenosti je realizována pomocí několika mechanických prvků, které byly podrobněji rozebrány v kapitole 6.1.2. Mezi hlavní prvky, které dále vstupují do této fáze ověření patří lineární vedení v podobě dvojice těsných per a také polohovací šroub (obrázek 92a), který umožňuje prvotní nastavení a přesné doladění finální osové vzdálenosti. Cílem tohoto testu je tedy ověření správné funkce těchto mechanických uzlů a definice přesnosti nastavení osové vzdálenosti.



Obrázek 92 – Zadní část okruhu (pohybový šroub a), Měření os. vzdálenosti pomocí mikrometru b)

³⁵ „Vakuový test“ v tomto kontextu zahrnuje požadované provozní podmínky simulující konkrétní vesmírnou aplikaci z pohledu teplot a tlaků.

Pro ověření celkové funkce a přesnosti ustavení bylo postupně nastaveno celkem deset poloh v rozsahu osové vzdálenosti 42,5 až 62,5 mm, vždy s konstantním inkrementem 2 mm. Každá požadovaná poloha byla následně kontrolována pomocí mikrometru (obrázek 92b), přičemž finální doladění bylo provedeno polohovacím šroubem s cílem ověřit jeho citlivost.

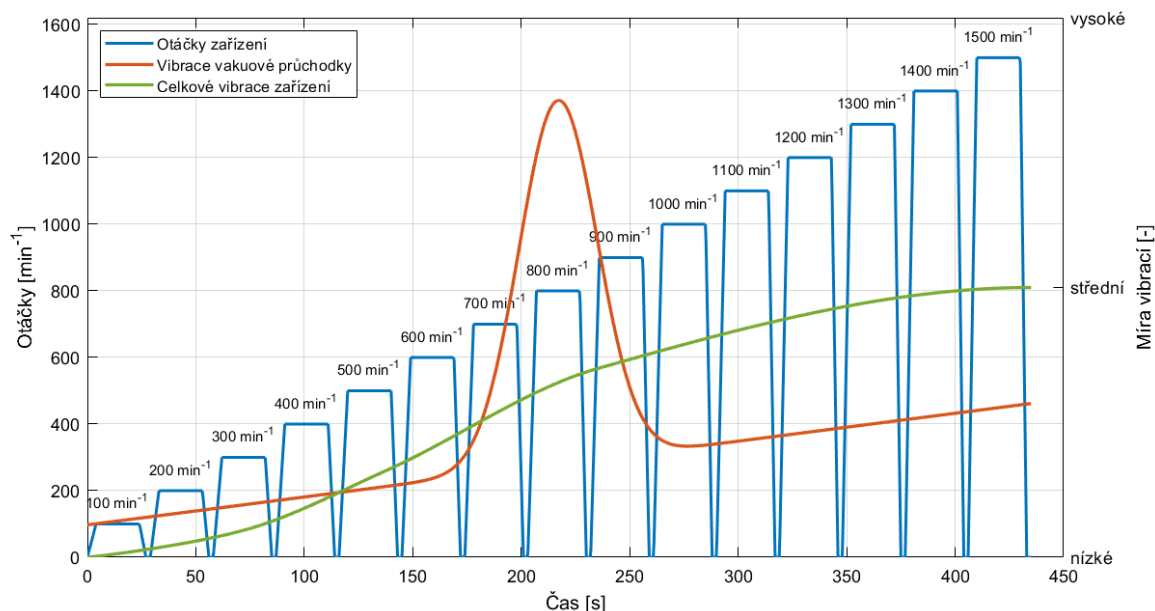
Na základě tohoto postupu bylo dosaženo průměrné přesnosti nastavení přibližně 0,1 mm. V průběhu měření se však projeví nedostatky v lineárním vedení hnané větve, kde vlivem nedodržení předepsaných rozměrů těsných per vznikala nežádoucí vůle. Ta se v některých případech projevila rozdílnou hodnotou osové vzdálenosti mezi testovaným a doplňkovým soukolím. Pro dosažení vyšší přesnosti bylo proto nutné finální polohu dodatečně korigovat mechanickým doladěním.

Současně se během opakovaného nastavování začalo projevovat zadrhávání pohybového šroubu v závitovém domku, pravděpodobně v důsledku suchého kontaktu závitů. Tento jev byl následně eliminován aplikací vakuově kompatibilního maziva, čímž došlo k obnovení plynulého chodu nastavovacího mechanismu.

Ověření kinematických možností systému

Další ověřovanou funkcí zařízení byly jeho kinematické možnosti, konkrétně dosažitelný rozsah otáček testovaného pastorku. Rotace soukolí je zajištěna servomotorem, který byl upraven (viz kapitola 6.2.3) s cílem dosáhnout navrhovaného rozsahu 0 až 1500 min^{-1} .

Cílem tohoto testu bylo experimentálně ověřit reálně dosažitelný rozsah provozních otáček a současně posoudit jejich vliv na vznik vibrací a dalších nežádoucích jevů v systému.



Obrázek 93 - Schématická závislost provozních otáček na vznik vibrací částí systému

Výše zobrazený graf (obrázek 93) představuje pouze schematické znázornění vlivu provozních otáček na vznik vibrací v systému. Pro analýzu chování sestavy byl zvolen postup postupného zvyšování otáček v diskretních krocích po 100 min^{-1} , přičemž po každém navýšení byly otáčky udržovány konstantní po dobu 30 s. Hodnota otáček byla snímána pomocí enkodéru servomotoru.

Vzhledem k absenci vhodných kvantitativních měřicích prostředků (např. akcelerometru) byly vibrace hodnoceny pouze kvalitativně, a to na základě subjektivního vjemu při dotyku konstrukce a podle intenzity generovaného hluku. Z tohoto důvodu mají hodnoty uvedené v grafu pouze orientační charakter a slouží pouze jako schematická indikace výskytu vibrací.

I přes toto omezení bylo možné identifikovat kritické oblasti provozu. Při dosažení otáček přibližně 800 min^{-1} došlo k nárůstu vibrací, které lze na základě akustického projevu označit za rezonanční stav, spojený s vakuovou průchodkou testeru ložisek. Tyto vibrace se v daném rozsahu dále přenášely do celé sestavy, což činí provoz v této oblasti nevhodným. Současně bylo pozorováno, že s rostoucími otáčkami dochází k postupnému nárůstu vibrací celého systému, přičemž výraznější změna nastává přibližně od 300 min^{-1} (přibližně druhá vlastní frekvence systému odvozená na základě numerické simulace viz 5.2.9), zatímco při nižších otáčkách jsou vibrace zanedbatelné.

Příčina tohoto jevu spočívá pravděpodobně jednak v částečné nevyváženosti pohonného systému, avšak dominantní vliv má zvýšené obvodové házení některých hřídelí, jak bylo uvedeno v kapitole 6.2.1. Pro snížení vibrací bude proto nezbytné tyto komponenty nahradit přesněji vyrobenými díly, které by tento jev měly z velké části eliminovat.

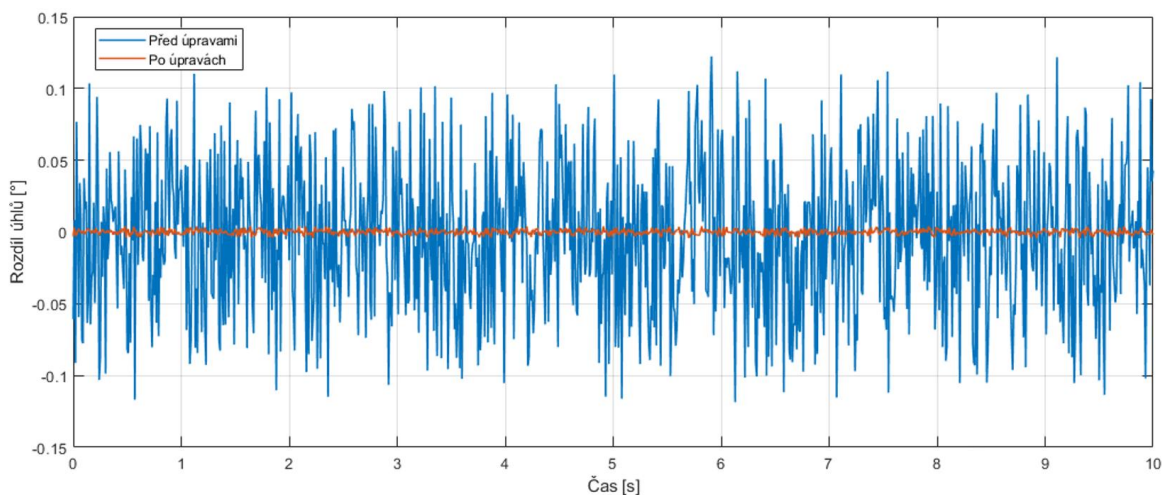
Na základě provedeného pozorování lze konstatovat, že zařízení je v současném stavu provozovatelné v rozsahu otáček přibližně 0 až 700 min^{-1} a 900 až 1500 min^{-1} při atmosférických podmínkách, a to za cenu určité úrovně vibrací (především nad hranicí 300 min^{-1}). Pro vakuové testování je však nutné tento rozsah dále omezit na přibližně 0 až 300 min^{-1} , a to z důvodu vysoké citlivosti turbomolekulární vývěvy na mechanické vibrace.

Ověření měření zátěže v systému

Následně bylo také přistoupeno k ověření samotného nastavení, a především měření zátěžného krouticího momentu. Měření momentu probíhá pomocí výše popsaného (kapitola 6.1.3) měřiče momentu a příslušného rozvaděče. Pro implementaci tohoto systému bylo v první fázi nutné ověřit jeho požadované parametry, které zahrnují citlivost, stabilitu čtení pomocí navrženého FW a možnosti kalibrace.

Pro realizaci tohoto testování bylo v první fázi nutné provést prvotní ověření funkce enkodérů a příslušného HW a FW pro jejich čtení. V této fázi byl nejprve připojen vždy pouze jeden enkodér a byla provedena kontrola komunikace přes rozhraní SSI a stability vyčítaných dat. Následně byly připojeny oba enkodéry současně přičemž proběhla potřebná úprava firmwaru pro zajištění požadavku vysoce synchronního čtení.

Výstupy těchto úprav byly sledovány pomocí osciloskopu, avšak v průběhu společného provozu se ukázalo, že mezi enkodéry dochází ke vzniku kapacitní vazby, která se projevila rušením datových signálů a vznikem zvýšeného šumu. Tento problém bylo nutné řešit pomocí dodatečného odizolování rotoru i statoru enkodérů od vodivých částí měřiče pomocí 3D tištěných vložek z vakuově kompatibilního polymeru. Vlivem těchto opatření došlo k výrazné eliminaci šumu, avšak za cenu snížení maximálního teoretického rozlišení měřiče. Rozdíl ve výstupních datech před a po dodatečných úpravách (při statické poloze enkodérů) zobrazuje obrázek 94.



Obrázek 94 - Výstupní data před a po aplikaci dodatečných úprav (za statického stavu)

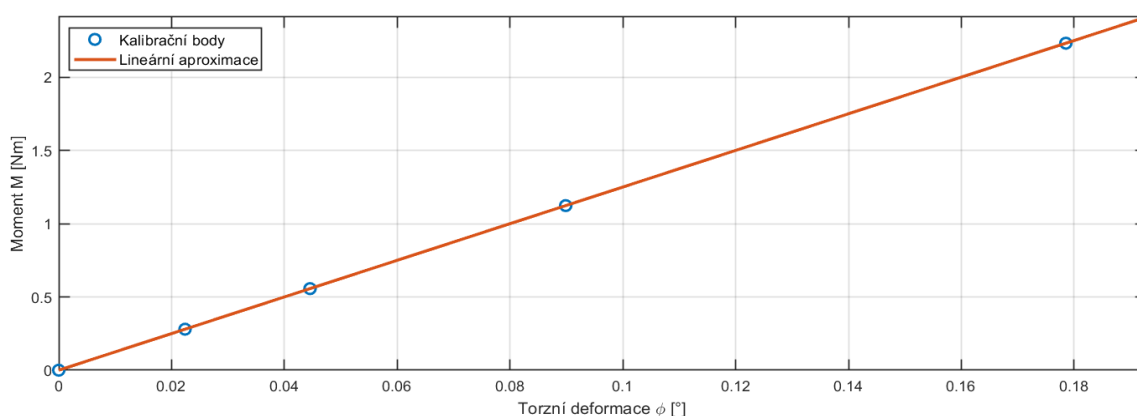
Jak lze vidět, po zajištění izolace došlo k výraznému zlepšení stability výstupních dat, avšak pouze v režimu statického zatěžování měřicího systému. Při následném ověření funkce za rotace se však začal projevovat periodický šum, který byl s největší pravděpodobností způsoben mírným čelním házením statoru a rotoru enkodérů. Tato nesouosost pravděpodobně vznikla v důsledku použití izolačních podložek vyrobených pomocí 3D tisku.

Zároveň se navzdory předchozí výpočetní analýze ukázalo, že při zatížení dochází k nedostatečné deformaci zkrutného členu. Úhlová deformace tohoto prvku se při nižších až středních zatíženích pohybuje v oblasti amplitudy šumu, který je generován zmíněným čelním házením, a díky tomu dochází k překrytí užitečného signálu s rušivou složkou.

Pro ověření této hypotézy byl systém při zatížení testován také s výrazně poddajnějším deformačním členem, konkrétně s hřídelí vyrobenou metodou 3D tisku, jejíž úhlová deformace je podstatně vyšší. Na základě tohoto experimentu lze konstatovat, že navržený měřicí systém je v současné konfiguraci využitelný pouze omezeně, a to především pro stanovení statického zatížení nebo sledování aktuálního trendu.

Pro spolehlivé měření absolutní hodnoty momentu při kontinuální rotaci bude nutné nahradit stávající izolační podložky konstrukčně vhodnější alternativou s vyšší geometrickou přesností, nebo použít poddajnější zkrutný člen, který zajistí dostatečně velkou měřitelnou deformaci i při nižších zatíženích a určité míře vzniklého šumu.

Dále bylo možné přistoupit k samotné kalibraci měřiče tak aby, bylo možné převést hodnoty úhlové deformace na hodnoty odpovídajícího momentového zatížení. Kalibrace byla provedena pomocí postupného zatěžování měřiče v celkově pěti stavech s využitím známé délky ramene a hmotnosti závaží, přičemž po každém zátěžném stavu byla zaznamenána hodnota úhlového rozdílu mezi enkodéry. Z těchto hodnot byla následně sestavena kalibrační křivka, kterou lze vidět na obrázku 95.



Obrázek 95 - Kalibrační křivka

Pro následný výpočet momentu ve firmwaru byla využita převrácená hodnota směrnice této křivky, tedy kalibrační konstanta k . Výsledný moment se tedy počítá podle následující rovnice.

$$M = k \cdot (\Delta\varphi - \Delta\varphi_0) \quad (41)$$

Kde $\Delta\varphi$ je aktuální úhlový rozdíl mezi enkodéry a $\Delta\varphi_0$ je konstantní úhlový rozdíl absolutní polohy enkodérů vlivem prvotní montáže.

Po kalibraci bylo možné také určit citlivost (rozlišitelnost) navrženého měřiče, která byla pro statické zatěžování stanovena na $\approx 0,001 \text{ Nm}$ přičemž pro kontinuální rotaci nebylo možné tuto veličinu vlivem vzniku šumu spolehlivě určit. Byl ovšem určena průměrná směrodatná odchylka měřeného rozdílu úhlu, která činí $0,015^\circ$.

6.3.2 Validační experimenty

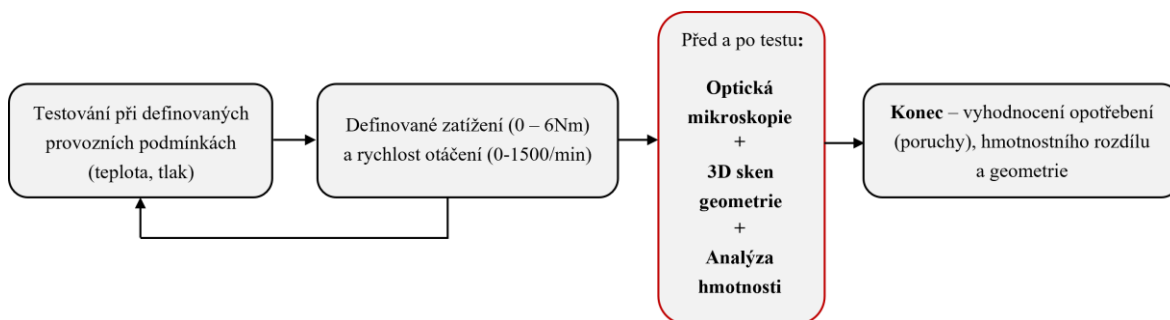
Po ověření dílčích částí systému bylo přistoupeno k finálním validačním experimentům. Cílem této části bylo ověřit cílovou funkci zařízení při průběhu experimentu a možnosti analýzy výsledných dat (dosaženého opotřebení) pomocí navržené metodiky, která zahrnuje dílčí metody vyhodnocení.

Návrh metodiky

Pro možnost analýzy dosaženého opotřebení (poruchy) testovaných soukolí byla navržena příslušná metodika, která umožňuje hodnocení změn povrchu a materiálových úbytků vzniklých během provozních zkoušek. Návrh metodiky vychází z požadavku na kombinaci kvalitativních i kvantitativních metod. Tyto metody jsou na testovací vzorky aplikovány vždy před a po průběhu testu, jejichž výstupy jsou následně porovnány.

Jednotlivé kroky byly sestaveny na základě dostupné odborné literatury, především publikace *Space Tribology Handbook* [4] a dále odborných prací autorů Purshkeho [8] a Nyberga [35], které se zabývají hodnocením opotřebení ozubení a tribologických systémů. Tyto zdroje definují využitě postupy pro analýzu kontaktního opotřebení, zejména v podmínkách omezeného mazání nebo suchého kontaktu, a to i v podmínkách vakua.

Navržená metodika proto kombinuje několik navzájem se doplňujících kroků, které jsou schematicky znázorněny na obrázku 96.



Obrázek 96 - Schéma navržené metodiky

Dílčí části vyhodnocení byly definovány následujícím způsobem:

- **Optická mikroskopie** umožňuje kvalitativní hodnocení povrchu zubů, identifikaci mechanismů opotřebení (např. abrazivní, adhezivní, únavové poškození) a sledování změn struktury povrchu před a po testu.
- **Analýza hmotnosti** poskytuje kvantitativní informaci o celkovém úbytku materiálu, což umožňuje porovnání míry opotřebení mezi jednotlivými testy.
- **3D skenování** umožňuje kvantitativní porovnání ideální geometrie ozubení s reálným vzorkem spolu s následnou změnou geometrie vlivem opotřebení.

Výše popsané metody byly v průběhu experimentů realizovány s využitím dostupného vybavení laboratoří Ústavu konstruování.

Pro ověření funkce navrženého systému byly validační experimenty rozděleny do dvou základních částí, které se liší definovanými podmínkami provozního prostředí, a to na rozsáhlejší atmosférické experimenty a následné finální vakuové experimenty.

Cílem tohoto rozdělení bylo nejprve ověřit celkovou funkčnost zařízení a navržené metodiky v běžných laboratorních podmínkách, které umožňují snadnější identifikaci případných nedostatků systému. Na tyto experimenty následně navazuje finální ověření v podmínkách simulujících vesmírné prostředí, kde je kladen důraz na reálné provozní tribologické chování testovaných soukolí.

Atmosférické validační experimenty

Tato sada experimentů byla primárně navržena za účelem ověření funkčnosti systému a navržené metodiky v kontrolovaných laboratorních podmínkách. Experimenty byly zaměřeny především na identifikaci vlivu provozních podmínek na vznik opotřebení, případně konkrétních poruch soukolí, a na posouzení schopnosti zařízení generovat dostatečně výrazné změny, které lze následně analyzovat pomocí navržené metodiky.

Celkově byly provedeny čtyři experimenty, při nichž bylo testováno osm soukolí. Pro účely analýzy vlivu jednotlivých parametrů byly zvoleny různé geometrie a materiálové varianty soukolí.

Z hlediska materiálového řešení byly využity dvě základní skupiny. První skupinu tvořila polymerní soukolí vyrobená technologií FDM z vakuově kompatibilního polykarbonátu (PC), který zde slouží jako zástupce polymerních materiálů. Druhou skupinu představovala soukolí vyrobená z nerezové oceli AISI 420, která je jedním z typických kovových materiálů využívaných ve vesmírném prostředí.

Pro oba uvedené materiály byly následně realizovány dvě odlišné geometrie soukolí. Tyto geometrie prezentuje tabulka 62.

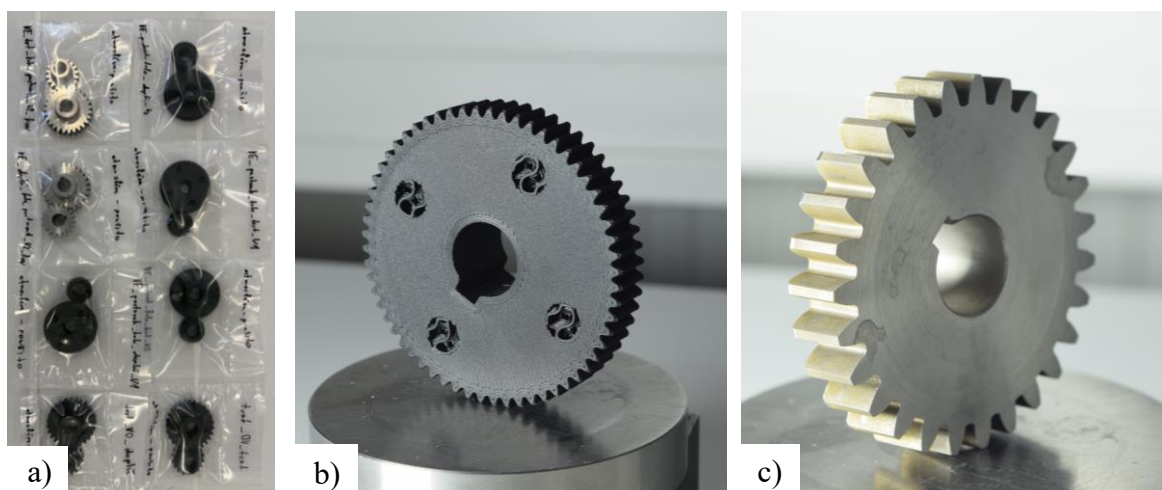
Tabulka 62 - Parametry testovaných geometrií

Parametr		Geometrie č.1 ³⁶	Geometrie č.2 ³⁷
Normálový modul	$m[mm]$	2	1
Počet zubů pastorku	$z_1[-]$	18	30
Počet zubů kola	$z_2[-]$	27	60
Převodový poměr	$i_{1,2}[-]$	1,5	2
Šířka zubu pastorku	$b_1[mm]$	5	7
Šířka zubu kola	$b_2[mm]$	10	10

³⁶ Dvě soukolí z AISI 420 a dvě soukolí z PC

³⁷ Čtyři soukolí z PC

Jednotlivé testované vzorky lze vidět na obrázku 97.



Obrázek 97 - Přehled všech vzorků a), zástupce geometrie č.2 z PC b), zástupce geometrie č.2 z AISI 420

V rámci každého ze čtyř provedených testů byla testována vždy dvojice soukolí (testovací a doplňkové) se stejnou geometrií a materiálem, která byla před zahájením testu podrobena vstupní analýze (mikroskopie, vážení, 3D sken). Pro každý test byly ovšem definovány rozdílné testovací podmínky, které shrnuje tabulka 63.

Tabulka 63 – Přehled atmosférických testů a odpovídajících provozních podmínek

Test	Materiál	Geometrie	Rychlost otáčení pastorku [min^{-1}]	Zatížení pastorku [Nm]	Doba testu [h]	Měřič momentu ³⁸
V0	PC	č.1	600	0,25	3	Měřič s plastovou hřídelí
V1	PC	č.2	480/1500	1,5 / 3	3	Bez měřiče
V2	PC	č.2	240	2,2	4	Měřič s ocelovou hřídelí
V3	AISI 420	č.1	240	3,3	2	Měřič s ocelovou hřídelí

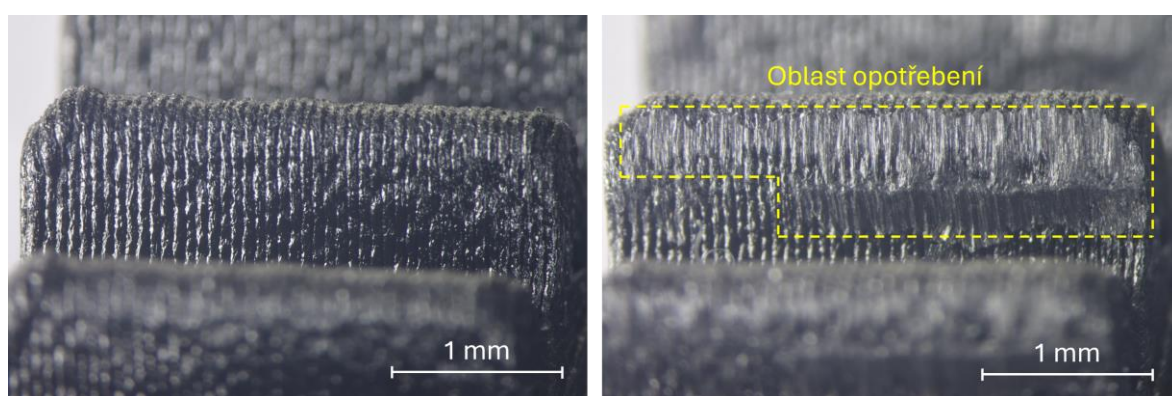
Tyto podmínky byly definovány především za účelem zmapování vlivu změny provozních parametrů a zároveň ověření funkce zařízení. Po průběhu každého z testů následovala opětovná sada měření (mikroskopie, vážení ...) za účelem vyhodnocení.

³⁸ Byl také sledován vliv rozdílné tuhosti zkrutného členu na kvalitu měřených dat (viz kapitola 6.3.1)

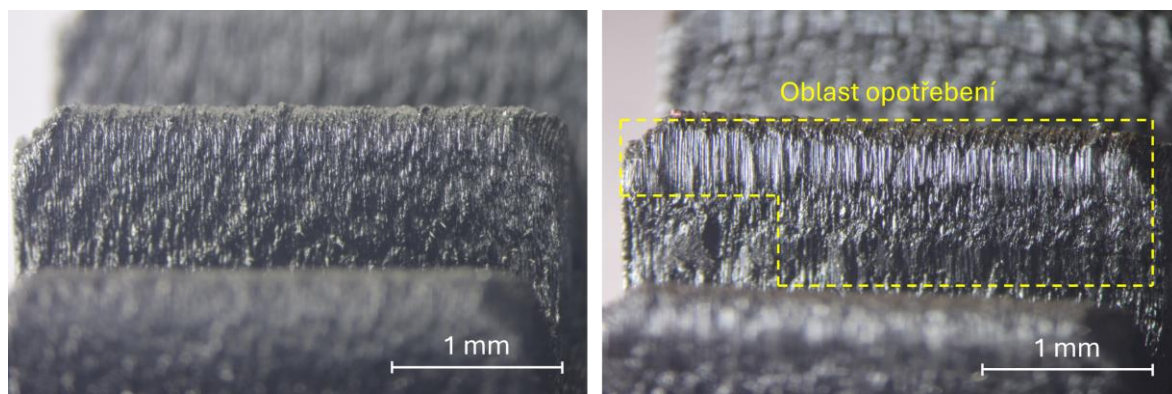
V následující části jsou prezentovány vybrané reprezentativní výsledky jednotlivých testů. Pro každý test je uvedeno vizuální hodnocení opotřebení jakožto dominantní výsledek testů spolu s hmotnostním úbytkem. Zároveň bude popsán průběh měřeného momentu.

První sada analyzovaných výsledků zahrnuje testy V1 a V2, v rámci kterých byla testována soukolí se shodnou geometrií vyrobená z materiálu PC. Tyto dva testy se lišily především délkou trvání a velikostí aplikovaného zatížení, přičemž u testu V1 bylo zatížení realizováno ve dvou stupních s vyšší maximální hodnotou.

Současně se jednotlivé vzorky lišily parametry výroby při použití technologie FDM, konkrétně nastavenou výškou vrstvy, což mohlo ovlivnit výslednou kvalitu povrchu. Následující obrázky prezentují rozdíl povrchu zubů před a po průběhu testu u vybraných pastorků.



Obrázek 98 - Detail povrchu testovaného pastorku před (vlevo) a po testu (vpravo) – test V1

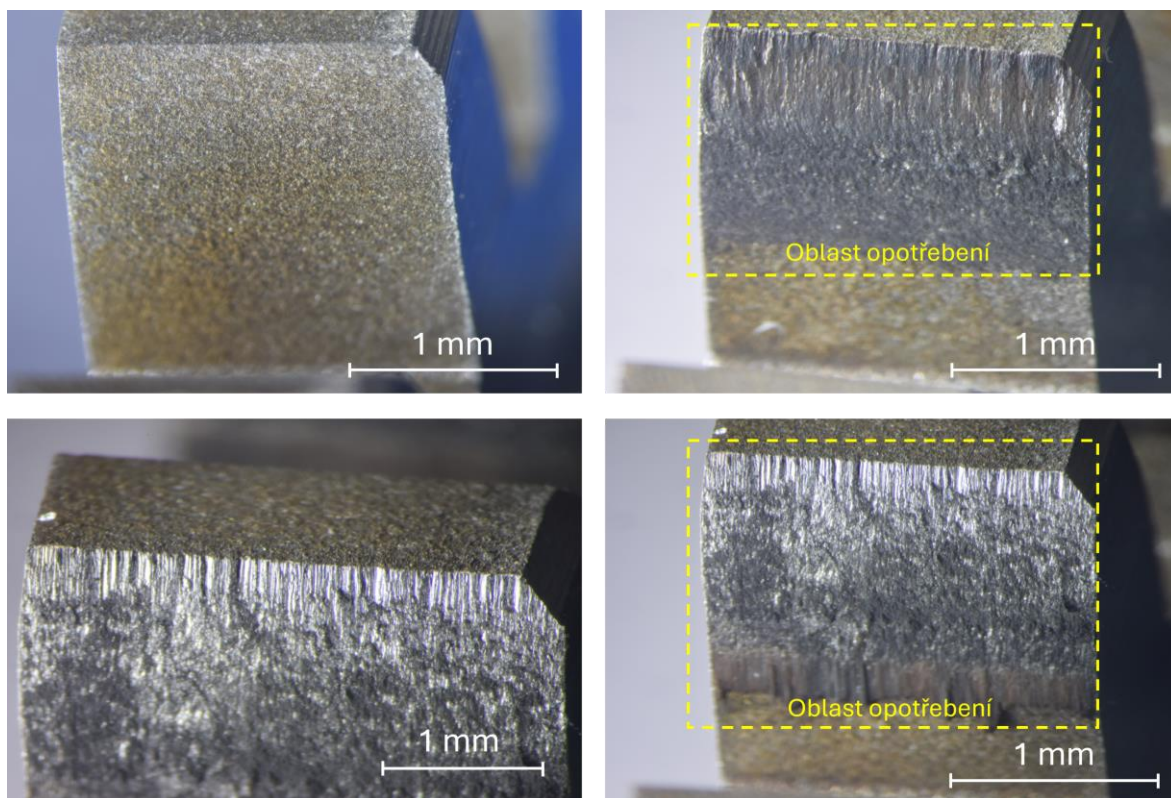


Obrázek 99 - Detail povrchu testovaného pastorku před (vlevo) a po testu (vpravo) – test V2

Jak lze vidět na výše uvedených obrázcích, tak lze pozorovat vznik opotřebení, které se v horní části zubu projevuje především rýhami orientovanými ve směru skluzu zubů. U vzorku z testu V1 je navíc možné vidět tvorbu lokálních shluků materiálu, které mohou v kombinaci s vyššími otáčkami a zatížením naznačovat i částečné teplotní ovlivnění kontaktní oblasti.

Hmotnostní úbytek se u testu V1 pohyboval přibližně na úrovni 0,021 g ($\approx 0,39\%$), zatímco u testu V2 dosahoval hodnoty 0,035 g ($\approx 0,55\%$).

Mezi další analyzované vzorky patří také ocelová soukolí, která byla testována při testu V3 s geometrií č.1. Tento test se od předchozích liší především materiálem vzorků a také zatížením. Následující obrázky prezentují rozdíl povrchu zubů před a po průběhu testu u vybraných pastorků.



Obrázek 100 - Detail povrchu testovaných pastorků před (vlevo nahoře) a po testu– test V3

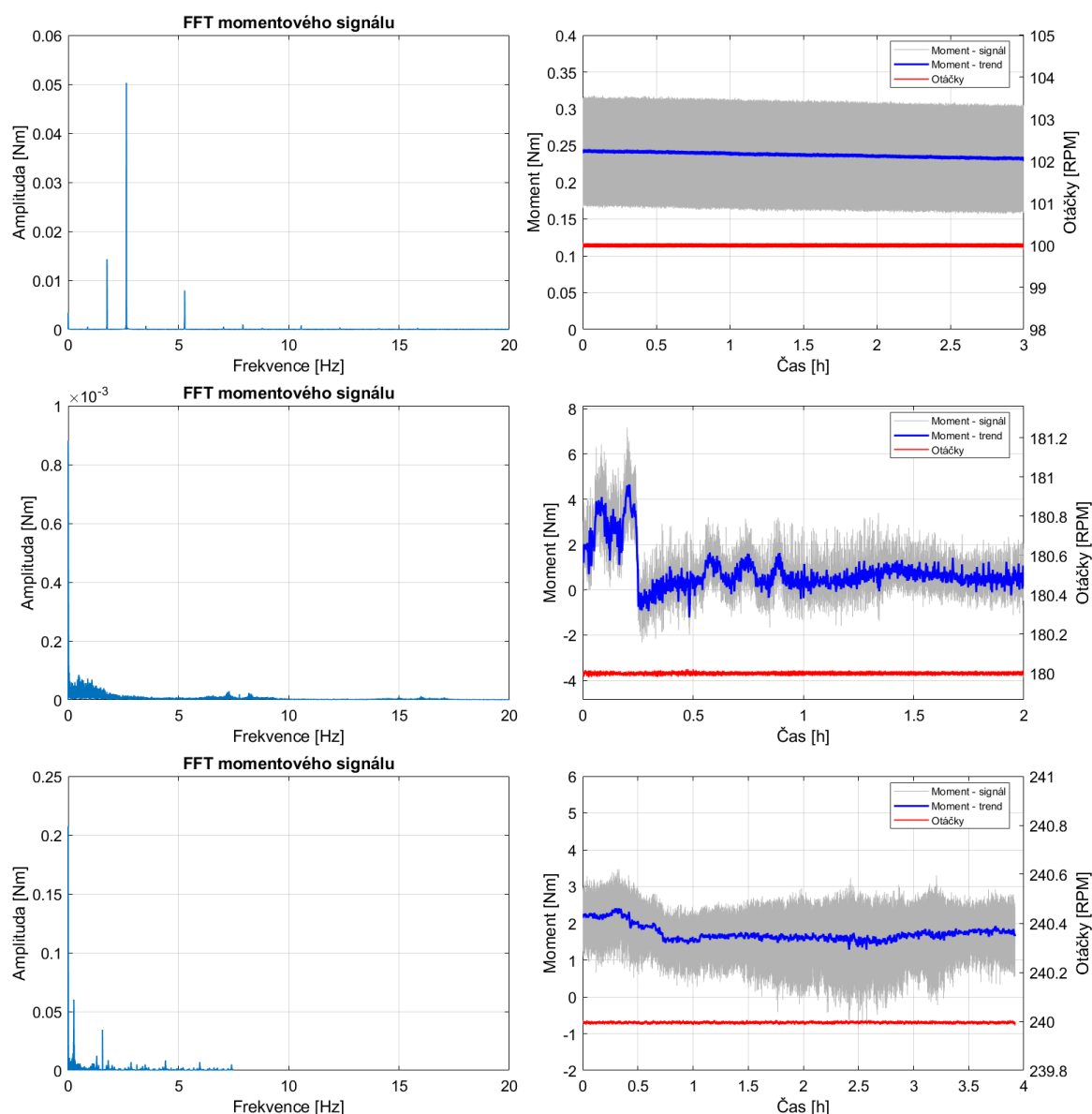
Podobně jako v předchozích případech lze sledovat vznik opotřebení především v oblastech největšího skluzu, kde je patrná tvorba abrazivních rýh na povrchu zubů. Abraze byla dále potvrzena přítomností velkého množství uvolněných částic, které se následně usazovaly v prostoru krytování soukolí.

Zároveň byl zaznamenán hmotnostní úbytek v řádu přibližně 0,1 % ($\approx 0,1$ g). V některých oblastech opotřeбенého povrchu je dále možné pozorovat kumulaci tmavých částic, pravděpodobně oxidického charakteru, které mohou naznačovat lokální teplotní ovlivnění kontaktní oblasti.

Během jednotlivých testů byl současně sledován průběh zátěžného momentu pomocí navrženého měřiče. Cílem bylo zejména opětovně ověřit jeho funkci při reálném zatížení a stanovit jeho praktické limity.

Na základě předchozích měření byl identifikován výskyt šumu, který v kombinaci s původně navrženým ocelovým deformačním členem dosahoval hodnot srovnatelných s měřeným rozdílem úhlové deformace. Z tohoto důvodu bylo v testu V0 přistoupeno k využití poddajnějšího zkrutného členu, zatímco v testech V2 a V3 byl ponechán původní ocelový člen. Cílem tohoto přístupu bylo umožnit přímé porovnání vlivu tuhosti deformačního členu na kvalitu měřených dat.

Níže lze vidět výsledné průběhy měřeného momentu, otáček spolu s frekvenční analýzou signálu pomocí Fourierovy transformace (FFT).



Obrázek 101 - Průběhy momentu, otáček a FFT momentového signálu při testu V0 a), V3 b) a V2 c)

Z porovnání průběhů momentu a jejich frekvenční analýzy pro jednotlivé testy je patrný zásadní vliv tuhosti zkrutného členu na kvalitu měření.

V případě testu V0, kde byl použit poddajný plastový zkrutný člen, vykazuje měřený moment stabilní průběh s relativně malým rozptylem. Frekvenční analýza (FFT) zároveň potvrzuje přítomnost dominantních frekvencí odpovídajících otáčkám soustavy a jejich násobkům. Tento výsledek odpovídá fyzikálnímu očekávání a indikuje, že měřič v tomto případě správně zachycuje reálné dynamické jevy v soustavě.

Naopak u testů V2 a V3, kde byl použit původně navržený zkrutný člen, jsou výsledky výrazně ovlivněny šumem. Absolutní hodnota momentu v těchto případech neodpovídá fyzikální realitě, což je dáno tím, že velikost úhlové deformace se dostává na úroveň šumu měření. Přesto však lze v průbězích pozorovat zachování trendu změn zatížení (postupné snížení zatížení pravděpodobně vlivem vzniku opotřebení nebo mechanickým záběhem ozubení). Frekvenční analýza v těchto případech neukazuje vazbu na otáčky soustavy, ale spíše náhodný charakter signálu. Ovšem funkčnost samotných enkodérů a jejich čtení je dále podpořena stabilními hodnotami měřených otáček, které odpovídají skutečným hodnotám.

Z uvedených výsledků vyplývá, že navržený měřič momentu je principiálně funkční, avšak jeho využitelnost je podmíněna dostatečnou poddajností zkrutného členu. Při nedostatečné deformaci dochází k dominanci parazitních vlivů a šumu, které znemožňují spolehlivé určení absolutní hodnoty momentu.

Vakuové validační experimenty

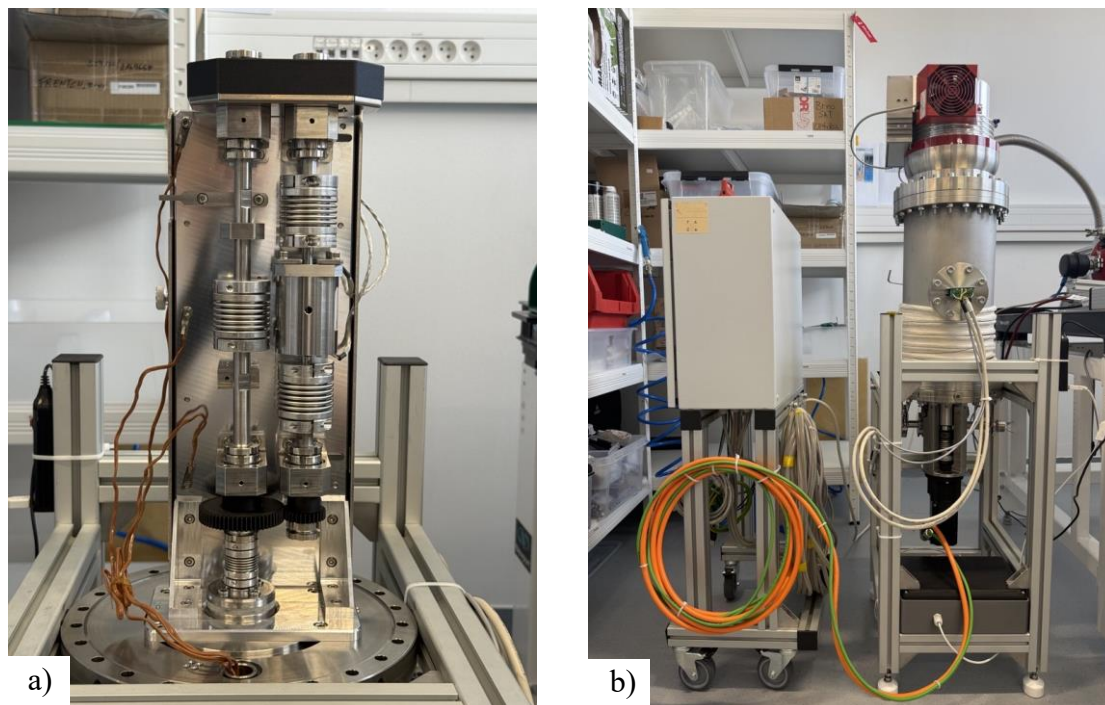
Po dokončení atmosférického testování bylo přistoupeno k finálním vakuovým experimentům, jejichž cílem bylo ověřit dlouhodobou provozuschopnost zařízení v podmínkách odpovídajících jeho primárnímu určení.

V těchto podmínkách byly realizovány dva experimenty označené V4 a V5, přičemž byly použity totožné vzorky ozubení z hlediska geometrie i materiálu jako v předchozích atmosférických experimentech V1 a V2. Konkrétní parametry jednotlivých testů a provozních podmínek jsou uvedeny v tabulce 64.

Tabulka 64 - Přehled atmosférických testů a odpovídajících provozních podmínek

Test	Materiál	Geometrie	Rychlost otáčení pastorku [min^{-1}]	Zatížení pastorku [Nm]	Doba testu [h]	Měřič momentu
V4	PC	č.2	120	2,2	24	Měřič s ocelovou hřídelí
V5	PC	č.2	120	2,2	3,5	Měřič s ocelovou hřídelí

Pro zajištění požadovaných vakuových podmínek a provozních teplot během uvedených experimentů bylo nutné celý systém doplnit o vakuovou komoru a vývěvu, stejně jako o systémy pro ohřev testovací sestavy a měření teploty (obrázek 102). Tím byly vytvořeny podmínky umožňující realizaci testů v prostředí simulujícím provozní podmínky kosmických aplikací.



Obrázek 102 - Testovací okruh doplněný o trojici termočlanků a), Celkový systém s vakuovou komorou, vývěvou a topným pásem b)

S využitím těchto modifikací bylo možné dosáhnout u testů V4 a V5 následující provozní prostředí z pohledu teplot a tlaků (tabulka 64)

Tabulka 65 – Provozní podmínky z pohledu teplot a tlaků dosažených při testech

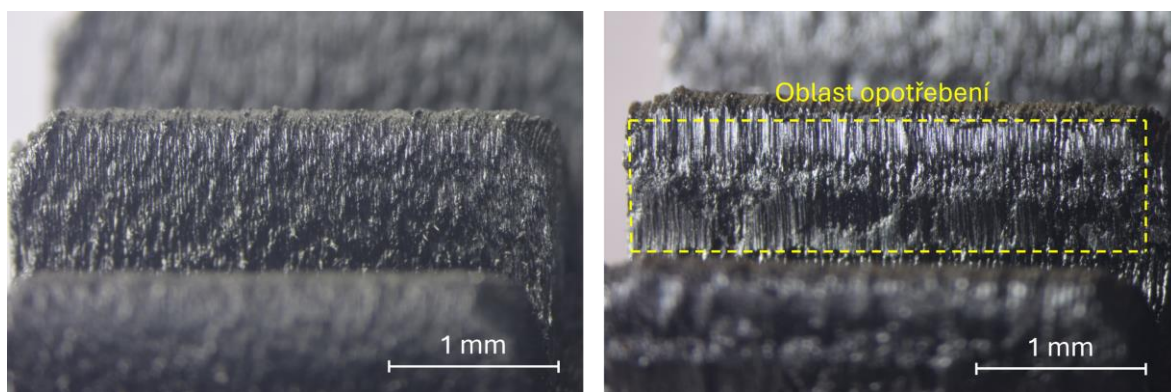
Test	Průměrný tlak při testu [Pa]	Minimální dosažený tlak [Pa] ³⁹	Průměrná teplota při testu [°C]	Maximální dosažená teplota [°C]
V4	5,12	$7,14 \cdot 10^{-3}$	25,3	60
V5	3,84	$1,41 \cdot 10^{-4}$	24,2 až 87,5	87,5

³⁹ Tento tlak byl dosažen ve statickém stavu zařízení pro ověření správně navržené ventilace vzduchových kapes a vhodného výběru materiálu z pohledu nízkého odplynování.

Z hlediska celého návrhového teplotního rozsahu nebylo během těchto experimentů možné realizovat testování při kryogenních teplotách, a to z důvodu nedostupnosti potřebného vybavení. Ověření funkce zařízení v těchto podmínkách bude proto nutné v budoucnu provést ve spolupráci s pracovištěm disponujícím termální komorou umožňující simulaci kryogenních teplot.

V následující části jsou opět prezentovány vybrané reprezentativní výsledky jednotlivých testů. Pro každý test je uvedeno vizuální hodnocení opotřebení jakožto dominantní výsledek testů spolu s hmotnostním úbytkem. Zároveň bude popsán průběh měřeného momentu, otáček a teploty (pro test V4).

První z experimentů byl realizován především pro ověření dlouhodobé funkce okruhu za podmínek vakua, přičemž byly opět realizovány kroky navržené metodiky. Před a po testu byly opět provedeny snímky povrchu zubů obou testovaných soukolí, díky kterým lze vidět cílený vznik určité míry opotřebení (obrázek 103).



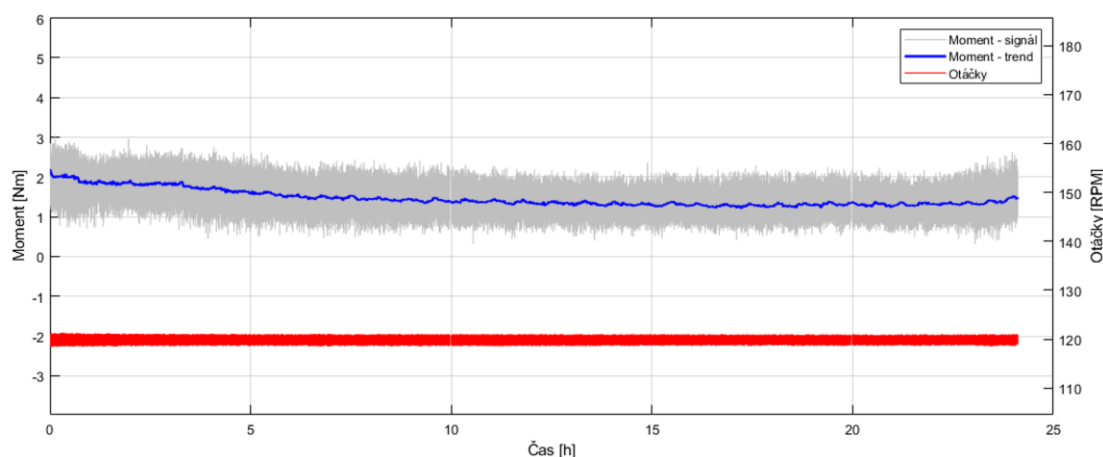
Obrázek 103 - Detail povrchu testovaného pastorku před (vlevo) a po testu (vpravo) – test V4

V průběhu tohoto testu došlo vlivem opotřebení, obdobně jako u atmosférických experimentů, ke vzniku rýh ve směru skluzu zubů, přičemž maximální hmotnostní úbytek dosáhl přibližně 0,6 % původní hmotnosti vzorku.

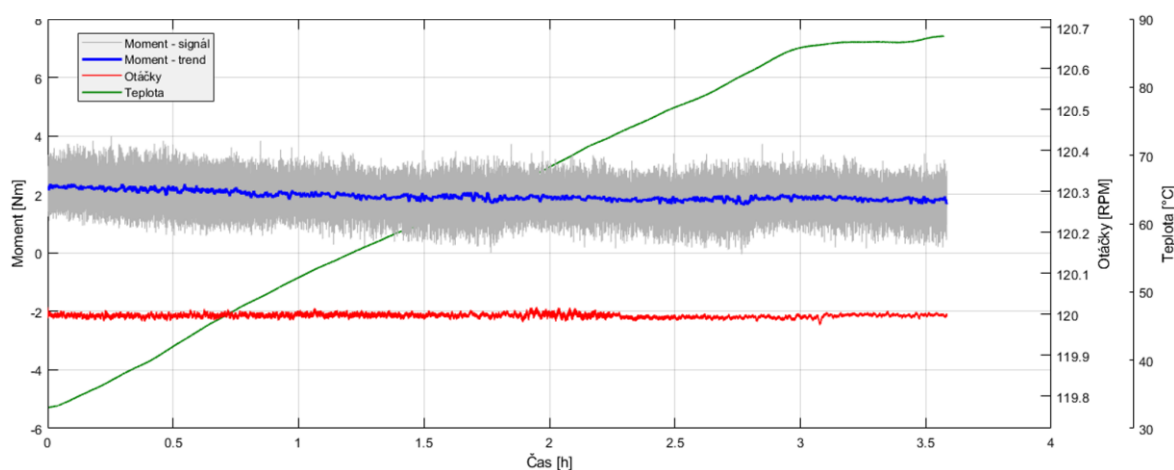
Z hlediska ověření celkové funkce zařízení byly však v obou experimentech sledovány především kinematické a dynamické veličiny v systému prostřednictvím navrženého měřiče momentu. U testu V4 bylo cílem ověřit stabilitu systému v nastavených provozních podmínkách a současně znovu posoudit funkci měřiče momentu. Následující experiment V5 pak rozšířil toto ověření o provoz při zvýšených teplotách.

V rámci tohoto testu se však nepodařilo dosáhnout plného návrhového rozsahu teplot až 100 °C, jelikož během ohřevu pomocí topného pásu došlo k překročení dovolené provozní teploty vakuové průchodky testeru ložisek. Vyšší teploty bude možné v budoucnu testovat po implementaci chladicího okruhu vakuové průchodky, který během realizace experimentů nebyl k dispozici.

Výsledné průběhy měřených veličin prezentují obrázky 104 a 105.



Obrázek 104 - Průběh zátěžného momentu a rychlosti otáčení pastorku – test V4



Obrázek 105 - Průběh zátěžného momentu, rychlosti otáčení pastorku a teploty okruhu – test V5

Jak lze pozorovat v průběhu dlouhodobého testu V4, měřené veličiny zůstávaly stabilní po celou dobu experimentu při průměrné teplotě okruhu 25,3 °C a tlaku 5,12 Pa. Na základě těchto výsledků lze konstatovat, že zařízení vykazuje z hlediska konstrukce i měření veličin pomocí navrženého měřiče momentu stabilní a funkční provoz.

Obdobná stabilita byla zaznamenána také během testu V5, kde zůstala konzistence naměřených dat zachována i při postupném zvyšování teploty okruhu až na maximální hodnotu 87,5 °C (měřeno pomocí termočlánků – obrázek 102) při průměrném tlaku 3,84 Pa.

Součástí experimentů bylo rovněž ověření minimální dosažitelné hodnoty tlaku ve vakuové komoře s cílem potvrdit návrhový rozsah až do úrovně $1 \cdot 10^{-4}$ Pa. Navzdory vlivům souvisejícím s parametry vývěvy, stavem těsnění i samotným postupem montáže vakuové komory bylo dosaženo minimální hodnoty tlaku $1,41 \cdot 10^{-4}$ Pa. Tento výsledek potvrzuje správnost návrhu ventilace vzduchových kapes i vhodnost použitých materiálů a komponent z hlediska jejich nízké míry odplynování.

6.4 Hodnocení klíčových parametrů

Cílem této kapitoly je celkové zhodnocení splnění jednotlivých cílů práce, které byly definovány a podrobně rozpracovány v kapitole 3, resp. 4.1. Tyto cíle, zahrnující i dílčí kroky řešení, jsou pro přehlednost rozděleny do následujících čtyř kategorií na základě, kterých bude také probíhat jejich hodnocení:

- Návrh parametrů testování
- Konstrukce experimentálního zařízení
- Realizace zařízení
- Validace funkcí zařízení

Přehledné shrnutí celkového hodnocení důležitých atributů výše uvedených cílů je prezentováno v tabulce 67, která se nachází na konci této kapitoly.

6.4.1 Návrh parametrů testování

Základní parametry testování byly navrženy na základě definovaných omezení vyplývajících z využitých součástí existujícího testeru ložisek a dále s využitím odborné literatury zabývající se ozubenými převody v kosmickém prostředí. S využitím těchto vstupů byly definovány (nejen pomocí analytických vztahů) následující parametry jejichž cílem bylo stanovit konkrétní rozsah hodnot, pro které bylo zařízení navrženo:

- **Maximální rozsahu vzorků soukolí**
Zde byl určen maximální rozsah testovaných soukolí (rozsah osové vzdálenosti) jejichž geometrii lze implementovat v rámci zástavbových prostor vakuové komory. Zároveň bylo definováno kritické soukolí, jehož geometrie byla využita při dalším určení maximálního zatížení.
- **Maximální zátěžný moment**
Tento parametr byl určen pomocí definovaného kritického soukolí s cílem stanovit maximální zatížení, které musí zařízení vyvodit pro vznik určité poruchy v průběhu testů.
- **Rozsah testovaných cyklů**
Tato hodnota udává rozsah počtu otáček testovaného soukolí, který odpovídá požadavkům konkrétních vesmírných mechanismů.
- **Rozsah rychlosti otáčení**
Požadované rychlosti otáčení, které musí zařízení v průběhu testování zajistit s ohledem na požadavky konkrétních vesmírných aplikací.
- **Parametry provozního prostředí z hlediska teplot a tlaků**
Návrh těchto parametrů vyplývá především z omezení využitých součástí testeru ložisek a zahrnuje rozsah podmínek odpovídajících konkrétním vesmírným misím.

Navržené rozsahy jednotlivých parametrů byly následně ověřeny během validace zařízení, a to jak při testování dílčích funkcí systému, tak i v průběhu reálného provozu během validačních experimentů. Následující tabulka 66 zobrazuje přehled hodnot navržených parametrů v porovnání s hodnotami experimentálně ověřenými.

Tabulka 66 – Porovnání navržených rozsahů parametrů s dosaženými hodnotami při testování

Parametr		Navržený rozsah	Testovaný rozsah	Druh testu
Rozsah osové vzdálenosti	[mm]	42,5 až 62,5	42,5 až 62,5	Test funkcí
Rozsah zátěžného momentu	[Nm]	0 až 6	0,25 až 4,5	Test funkcí + Experiment
Rozsah testovacích cyklů	[–]	1 až 1 000 000	28 800 až 172 800	Experiment
Rozsah rychlosti otáčení	[min ⁻¹]	1 až 1500	100 až 1500	Test funkcí + Experiment
Rozsah teplot	[°C]	-50 až 100	25,7 až 87,5	Test funkcí + Experiment
Rozsah tlaku	[Pa]	1 · 10 ⁻⁴ až 1 · 10 ⁵	1,41 · 10 ⁻⁴ až 1 · 10 ⁵	Experiment

Jak lze vidět, v průběhu validace se podařilo ověřit všechny hlavní funkce zařízení a většinu navržených provozních rozsahů. V některých případech však nebylo možné experimentálně pokrýt jejich celý rozsah. Omezení se týkalo především zátěžného momentu (v průběhu testování), kdy nesprávně vyrobená geometrie zubů testovaných nerezových soukolí vedla při vyšším zatížení ke vzniku nadměrných vibrací. Dále nebylo možné ověřit maximální počet testovacích cyklů z důvodu vysoké časové náročnosti experimentů a nebyl ověřen ani záporný teplotní rozsah kvůli nedostupnosti potřebného vybavení.

I přes tato omezení bylo úspěšně prokázáno, že zařízení je schopné provozu v širokém rozsahu provozních podmínek, pro které bylo primárně navrženo. Z tohoto důvodu lze samotný návrh parametrů považovat za splněný. Hodnocení validační části bude blíže specifikováno v kapitole „Validace funkcí zařízení“.

6.4.2 Konstrukce experimentálního zařízení

Cílem této části byl konstrukční návrh experimentálního okruhu, který započal na základě vybraných koncepčních řešení. Jednotlivé koncepty byly definovány na základě odborné literatury nebo zdrojů zabývajících se podobnými aplikacemi. Výsledná architektura zařízení byla navržena na základě funkce uzavřeného testovacího okruhu, konkrétně zařízení typu „back-to-back“. Dílčí systémy byly následně definovány vybranými koncepty, jejichž výsledný užitek se na základě vícekritériální analýzy ukázal jako nejvyšší.

Finální konstrukční návrh byl realizován především na základě cíli definovanými omezeními ze strany součástí využívaného testeru ložisek, dále předem stanovenými parametry testování a ostatními parametry vyplývajícími z podrobného matematického modelu.

Celkový systém byl konstrukčně navržen pro zachování co nejvyšší montážní, výrobní i funkční jednoduchosti tak, aby byla možná jeho snadná modifikace a případná údržba. Výsledný systém se dělí na několik dílčích podsestav, které do jisté míry umožňují samostatnou montáž, modifikaci a údržbu. Pro funkci finálního řešení byly v analýze cílů definovány zásadní parametry, které budou následně hodnoceny zvlášť.

Kompatibilita s testerem ložisek

Tento parametr významně ovlivňoval konstrukční návrh zařízení, a to především z důvodu omezených zástavbových prostor vakuové komory a její vertikální orientace. Z tohoto důvodu bylo nutné navrhnout jednotlivé podsestavy co nejkompaktněji a současně přizpůsobit vybrané konstrukční prvky i systémy vertikálnímu uspořádání zařízení. Součástí návrhu bylo rovněž dodržení dostupných připojovacích rozměrů testeru ložisek a vakuové komory.

Požadovanou kompatibilitu lze považovat za splněnou, což potvrdila bezproblémová integrace zařízení během montáže i následných experimentů popsanych v dalších částech. Současně se ukázalo, že navzdory kompaktním rozměrům a omezenému montážnímu prostoru nevykazuje zařízení žádná zásadní funkční omezení.

Možnost změny geometrie vzorků ozubení

Tento parametr byl řešen změnou osové vzdálenosti mezi hnacími a hnanými hřídeli pomocí lineárního vedení realizovaného těsnými pery a pohybového šroubu s metrickým závitem. Zvolená koncepce představovala konstrukčně jednoduché a finančně nenáročné řešení.

V průběhu ověřování se však ukázaly nedostatky související především s nepřesností uložení těsných per, které negativně ovlivňovaly opakovatelnost nastavení. Přesto bylo možné osovou vzdálenost nastavovat v celém požadovaném rozsahu s dosaženou přesností přibližně 0,1 mm, a to za využití pohybového šroubu doplněného mechanickým doladěním.

Do budoucna lze přesnost zvýšit použitím přesných ustavovacích přípravků definujících konkrétní osovou vzdálenost. Jako nevýhodu tohoto přístupu lze uvažovat nutnost výroby přípravku pro každý požadovaný rozměr zvlášť. I přes uvedené nedostatky lze tento parametr považovat za splněný, jelikož požadovaná přesnost nastavení nebyla specifikována.

Návrh systému zatížení a jeho měření

Další důležitou součástí konstrukční části byl návrh systému pro nastavení zátěžného momentu a jeho průběžné měření v průběhu testování. Konstrukce těchto částí byla inspirována navrženými koncepčními řešeními s výsledným nejvyšším užitekem.

Pro nastavení zatížení byl využit systém inspirovaný řešením nalezeným v odborné literatuře. Hlavním požadavkem návrhu však byla možnost aplikace zátěže i při vertikální orientaci zařízení. Výsledný systém proto tvoří dvojice pák se zátěžným šroubem, doplněná o aretaci proti rotaci a odnímatelnou pružnou spojku.

Při ověřování funkce i montáže se ukázalo, že navržený mechanismus umožňuje bezproblémovou aplikaci zatížení v celém požadovaném rozsahu. Současně bylo zjištěno, že pro statickou kontrolu systému měření momentu by bylo vhodnější využít zatěžování pomocí závaží zavěšeného na páce. Vzhledem k délce navržených pák však není tato metoda příliš praktická, a proto by bylo možné v budoucnu systém doplnit o jejich delší varianty. I přes tento dílčí nedostatek lze zátěžný systém považovat za plně funkční.

Pro měření zatížení byl na základě vybraného konceptu navržen měřič momentu využívající princip snímání torzní deformace pomocí dvojice vakuově kompatibilních absolutních enkodérů. Hlavním cílem návrhu bylo umožnit online sledování změn zatížení v uzavřeném výkonovém okruhu během experimentů. Z konstrukčního i montážního hlediska lze po rozsáhlém testování (i za podmínek vakua a zvýšených teplot) konstatovat, že systém byl z větší části navržen požadovaným způsobem.

Mezi hlavní konstrukční nedostatky lze zařadit především zvýšený rotační odpor ložisek při definovaném axiálním předepnutí, který může do určité míry ovlivňovat přesnost měření. Dalším problémem bylo konstrukční zanedbání elektrické izolace obou enkodérů od zbytku sestavy, která se navzdory konzultaci s výrobcem ukázala jako nezbytná. Izolace byla při montáži dodatečně realizována pomocí 3D tištěných podložek z vakuově kompatibilního polymeru, jejichž výrobní přesnost se však následně ukázala jako nedostatečná.

Z funkčního hlediska byly po dílčím ověření identifikovány také nedostatky související s navrženou torzní tuhostí zkrutného členu. Tato tuhost byla stanovena na základě matematického modelu a torzní analýzy systému, avšak výsledky byly částečně zkresleny zanedbáním poddajnosti samotných vzorků ozubení. Tento vliv se projeví zejména při testování polymerních nebo obecně poddajnějších soukolí oproti ocelovým variantám. V důsledku toho bude pro správnou funkci měřicího systému nutné torzní tuhost zkrutného členu v budoucnu určitým způsobem snížit.

I přes uvedené nedostatky lze konstrukční část systému měření momentu považovat za částečně splněnou. Hodnocení jeho funkčních parametrů a přesnosti měření je dále uvedeno v následujících kapitolách.

Funkce v podmínkách simulovaného vesmírného prostředí

Z hlediska provozního prostředí bylo nutné v konstrukčním návrhu zohlednit vliv vakua i vysokých a nízkých teplot v rozsahu omezeném parametry testeru ložisek. Požadavky na provoz ve vakuu byly řešeny především vhodnou volbou konstrukčních materiálů s nízkou mírou odplynování a návrhem ventilace všech potenciálních vzduchových kapes v systému.

Problematika vysokých a kryogenních teplot byla dále zahrnuta do matematického modelu prostřednictvím analýzy teplotních roztažností jednotlivých komponent. Na základě experimentálního ověření lze konstatovat, že zařízení vykazovalo bezproblémovou funkci ve vakuu i při zvýšených teplotách dosahujících 87,5 °C a minimálním dosaženém tlaku $1,41 \cdot 10^{-4}$ Pa. Ověření funkce při kryogenních teplotách však vzhledem k nedostupnosti potřebného vybavení nebylo možné realizovat.

6.4.3 Realizace zařízení

Dalším dílčím cílem hodnocení je samotná realizace zařízení, která zahrnovala výrobu jednotlivých součástí na základě výkresové dokumentace vytvořené v konstrukčním návrhu a nákup normalizovaných i komerčně dostupných komponent. Následně byla provedena montáž jednotlivých podsestav podle dokumentace sestavení a finální integrace zařízení v rámci součástí testeru ložisek. Hodnocení těchto dílčích kroků je podrobněji uvedeno v následujících částech.

Výroba a nákup komponent

Výroba součástí byla realizována vybranou společností na základě poptávkového řízení s cílem minimalizovat celkové výrobní náklady. Při vstupní kontrole a následném ověřování klíčových parametrů po sestavení zařízení však bylo zjištěno, že některé vyrobené díly neodpovídají tolerancím definovaným ve výkresové dokumentaci.

Nejvýznamnější odchylky byly identifikovány u hřídelí hnané větve, kde nebyly dodrženy předepsané tolerance obvodového házení válcových ploch určených pro uložení ložisek. Tyto nepřesnosti následně způsobovaly komplikace při montáži a současně negativně ovlivnily funkci zařízení, zejména z pohledu vibrací a přesnosti chodu soukolí. Odchylky byly zaznamenány také u délkových rozměrů zkrutného členu měřiče momentu, které bylo nutné při montáži dodatečně kompenzovat.

Dalším problémem bylo nedodržení plánovaných termínů výroby některých komponent, což se negativně promítlo do časového prostoru vyhrazeného pro finální testování i případné úpravy nebo výměnu součástí.

Naopak v případě nakupovaných normalizovaných a komerčně dostupných komponent nedošlo k významným komplikacím, díky čemuž bylo možné jejich integraci realizovat v plánovaném časovém rámci.

Celkové náklady na výrobu a nákup jednotlivých součástí dosáhly hodnoty 91 200 Kč, což představuje přibližně o 20 % nižší částku oproti předem stanovenému maximálnímu rozpočtu ve výši 110 000 Kč.

Montáž a integrace

Navzdory určitým nedostatkům souvisejícím s výrobními tolerancemi některých komponent byla celková montáž zařízení realizována bez zásadních komplikací. Následně proběhla úspěšná integrace okruhu do ostatních částí testeru ložisek, přičemž bylo nutné provést dílčí úpravy pohonného systému za účelem dosažení požadovaného rozsahu otáček. Po jejich realizaci bylo dosaženo funkce systému v předem definovaném provozním rozsahu, a tuto část lze proto považovat za splněnou.

6.4.4 Validace funkcí zařízení

Validace funkcí zařízení představovala jednu z klíčových částí této práce, jelikož jejím hlavním cílem bylo ověřit jak dílčí funkce jednotlivých konstrukčních uzlů, tak i celkovou provozuschopnost systému. Tato fáze byla rozdělena do dvou navazujících částí. První část se zaměřovala na ověření základních funkcí zařízení a správnosti konstrukčního řešení jednotlivých systémů. Druhá část byla následně věnována validačním experimentům, jejichž cílem bylo posoudit výslednou funkci zařízení v předem definovaných provozních podmínkách.

Ověření dílčích funkcí

V této části byly postupně ověřeny základní funkce zařízení, které definují provozní parametry systému při testech:

- **Změna osové vzdálenosti (změna geometrie vzorků soukolí)**

Možnost změny geometrie ozubení prostřednictvím změny osové vzdálenosti byla ověřena opakovanou sérií měření pomocí mikrometru. Během testování byla potvrzena základní funkce systému a stanovena přesnost opakovatelného nastavení přibližně 0,1 mm. Současně byly identifikovány nedostatky v přesnosti uložení hnané větve, které již byly popsány v rámci hodnocení konstrukční části zařízení.

- **Kinematické parametry systému**

Při tomto ověření byly identifikovány limity kinematických možností zařízení, především z hlediska maximálních provozních otáček. Při postupném zvyšování otáček docházelo ke vzniku mírných vibrací v okruhu i samotném testeru ložisek, které byly hodnoceny kvalitativním způsobem. Z tohoto důvodu bylo nutné zejména pro vakuové experimenty provozní rozsah otáček lehce omezit, aby nedocházelo k nadměrným vibracím systému.

Do budoucna lze tyto nedostatky minimalizovat především výměnou komponent způsobujících zvýšené vibrace při rotaci, zejména hřídelí s nevyhovujícím obvodovým házením.

- **Zatížení a měření jeho hodnoty**

Tato část validace byla zaměřena na možnost aplikace a měření zatížení v navrženém okruhu. Po dodatečných úpravách se podařilo eliminovat problémy se šumem při statickém zatěžování, a systém tak bylo možné považovat za plně funkční z hlediska měření momentu ve statickém režimu.

Při ověření za kontinuální rotace se však projeví problémy způsobené šumem, jehož amplituda při nižších zatíženích dosahovala obdobných hodnot jako samotný měřený signál. Tento závěr byl potvrzen testováním s výrazně poddajnějším zkrutným členem, u kterého došlo k výraznému potlačení vlivu šumu. Současně byla bezproblémově ověřena funkce navrženého hardwaru i firmwaru pro čtení enkodérů.

Validace tedy potvrdila správnou funkci systému při statickém zatížení, zatímco pro spolehlivé měření během kontinuální rotace bude nutné v budoucnu nahradit původní ocelový zkrutný člen poddajnější variantou.

Validační experimenty

Validační experimenty byly realizovány s cílem ověřit celkovou funkci okruhu i ostatních systémů při reálném provozu zařízení, tedy při samotném testování soukolí podle navržené metodiky vyhodnocení. Experimentální část byla rozdělena na dvě navazující sekce zahrnující atmosférické a vakuové testy.

- **Atmosférické experimenty**

Tato část experimentů prokázala celkovou funkčnost zařízení při standardních laboratorních podmínkách během testování celkem osmi soukolí se dvěma rozdílnými geometriemi a materiály. Současně byla ověřena funkce zařízení v širokém rozsahu provozních parametrů při celkové době testování 12 hodin.

Jednotlivé experimenty zároveň potvrdily schopnost zařízení vyvolat u všech testovaných vzorků definované poruchové mechanismy, které bylo možné dále kvalitativně i kvantitativně vyhodnocovat. V průběhu testů byla rovněž ověřena funkce měřiče momentu se dvěma variantami zkrutného členu, přičemž byla opět potvrzena nutnost snížení jeho torzní tuhosti. Celkově však byla funkce zařízení během atmosférických testů úspěšně potvrzena.

- **Vakuové experimenty**

V této části byla ověřena funkce zařízení v podmínkách simulujících vesmírné prostředí z hlediska tlaku i zvýšených teplot. Celkově byly realizovány experimenty na čtyřech soukolích s celkovou dobou testování 27,5 hodin.

První experiment potvrdil dlouhodobou provozuschopnost zařízení ve vakuu, zatímco druhý ověřil funkci systému při zvýšených teplotách a současně schopnost dosáhnout minimální požadované hodnoty tlaku.

Tabulka 67 - Shrnutí klíčových parametrů a jejich hodnocení

Cíl	Metrika	Závěr	Hodnocení
Návrh parametru testování	Návrh byl proveden na základě omezení testeru ložisek, rešerše a matematického modelu.	Byly navrženy odpovídající podmínky, jejichž rozsah byl (v určitém omezení) validován.	Splněno
Konstrukce experimentálního zařízení	Konstrukce na základě pěti koncepčních skupin byla ověřena na celkovou funkci a kompatibilitu pomocí validační fáze a integrace	Zařízení pro životnostní testování ozubení v podmínkách simulující vesmírné prostředí	Test. okruh: Splněno Měřič momentu: Částečně splněno Celkové: Splněno
Realizace zařízení	Ověřeno v průběhu montáže a integrace, Výroba: poptávkové řízení + ověření rozměrů, Montáž: manuálně	V určitých případech nedodrženy výrobní tolerance, montáž a integrace byly realizovány, Celkové náklady 91 200 Kč.	Smontovatelnost: Splněno Modularita: Splněno Servisovatelnost: Splněno Celkové: Splněno
Validace zařízení Ověření dílčích funkcí	Ověření možnosti změny geometrie vzorků, kinematických parametrů a nastavení a měření zatížení v testovacím okruhu	Změna geometrie: funkční s omezenou přesností, rozsah rychlosti otáčení: omezen díky vibracím, nastavení zatížení: plně funkční, měření zatížení: funkční staticky, dynamicky ověřen princip – funkční se zvýšenou mírou šumu	Změna geometrie: Splněno Kinematické parametry: Částečně splněno Nastavení a měření zátěže: Částečně splněno Celkové: Splněno
Validace zařízení Atmosférické experimenty	Ověření celkové funkce využitím navržené metodiky experimentu na vybraných vzorcích soukolí (geometrie + materiál)	Byla ověřena možnost realizace metodiky – analýza poruchy soukolí, celková funkce, měřič momentu: funkční s poddajnějším zkrutným členem – budoucí vývoj	Ověření metodiky: Splněno Analýza poruchy: Splněno Celková funkce okruhu: Splněno Funkce měřiče: Částečně splněno Celkové: Splněno
Validace zařízení Vakuové experimenty	Ověření při podmínkách simulující vesmírné prostředí na vybraných vzorcích soukolí. Ověření rozsahu provozních podmínek z pohledu teplot a tlaků	Ověření dlouhodobý provoz ve vakuových podmínkách, ověřen při zvýšených teplotách, ověřen minimální navržený tlak pro testy.	Dlouhodobý provoz: Splněno Funkce ve vakuu: Splněno Funkce při zvýšených teplotách: Splněno Celkové: Splněno

7 ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývala návrhem, realizací a experimentálním ověřením zařízení pro testování ozubených převodů v podmínkách simulujících kosmické prostředí. Hlavním cílem bylo navrhnout experimentální zařízení umožňující životnostní testování materiálů a maziv ozubených soukolí při definovaném zatížení, řízených provozních podmínkách a možnosti následného vyhodnocení vzniklých poruch. Zařízení bylo současně navrženo s ohledem na kompatibilitu se stávajícím testerem ložisek, zejména jeho pohonným systémem a vakuovou komorou.

Na základě rešeršní analýzy, definovaných omezení a vyhodnocení koncepčních variant bylo jako výsledné řešení zvoleno zařízení založené na principu uzavřeného testovacího okruhu typu „back-to-back“. Tato architektura umožnila realizovat cirkulaci zátěžného momentu uvnitř systému bez nutnosti použití brzdné jednotky, což bylo vhodné zejména vzhledem k omezenému zástavbovému prostoru vakuové komory a požadavku na integraci se stávajícím pohonným systémem. Výsledná konstrukce zahrnovala vertikálně orientovaný testovací okruh, zátěžný systém využívající dvojici pák a systém měření momentu založený na dvojici absolutních enkodérů.

V rámci předběžného a detailního návrhu byly stanoveny hlavní provozní parametry zařízení, provedena kontrola klíčových konstrukčních uzlů a bylo vytvořeno výsledné konstrukční řešení. Navržené zařízení bylo následně vyrobeno, smontováno a integrováno v rámci součástí stávajícího testeru ložisek. Celkové náklady na realizaci dosáhly hodnoty 91 200 Kč, čímž byl splněn požadavek na dodržení stanoveného finančního limitu.

Funkce zařízení byla ověřena pomocí dílčích testů a ověření, atmosférických a vakuových validačních experimentů. Byla ověřena možnost změny osové vzdálenosti s přesností nastavení 0,1 mm, aplikace zátěžného momentu, statické i dynamické měření zatížení, funkce testovacího okruhu a realizace navržené metodiky testování. Během atmosférických experimentů bylo otestováno osm soukolí se dvěma rozdílnými geometriemi a materiálovým provedením při celkové době testování 12 hodin. Tyto experimenty potvrdily schopnost zařízení vyvolat poruchové mechanismy soukolí a umožnit jejich následné vyhodnocení. Vakuové experimenty byly realizovány na čtyřech soukolích při celkové době testování 27,5 hodin. V jejich průběhu byl ověřen dlouhodobý provoz zařízení ve vakuu, funkce při zvýšených teplotách až 87,5 °C a dosažení minimální hodnoty tlaku $1,41 \cdot 10^{-4}$ Pa.

Mezi hlavní přínosy navrženého zařízení lze zařadit především:

- možnost realizace životnostních testů ozubených soukolí v podmínkách simulujících kosmické prostředí,
- vytvoření experimentální platformy pro testování různých kombinací geometrie, materiálů a maziv,
- návrh uzavřeného testovacího okruhu kompatibilního se stávajícím testerem ložisek,

- možnost změny osové vzdálenosti a tím rozšíření rozsahu testovaných vzorků,
- návrh vlastního systému pro vyvození a měření zátěžného momentu, který lze aplikovat i na další vakuové aplikace,

Současně byla v průběhu návrhu a validace identifikována dílčí omezení navrženého zařízení. Jedná se zejména o omezenou přesnost systému změny osové vzdálenosti, omezení dosažitelného rozsahu otáček vlivem mírných vibrací a zvýšený šum při dynamickém měření zátěžného momentu. Tato omezení však nezabraňují základní funkci zařízení a představují především podklad pro jeho další optimalizaci.

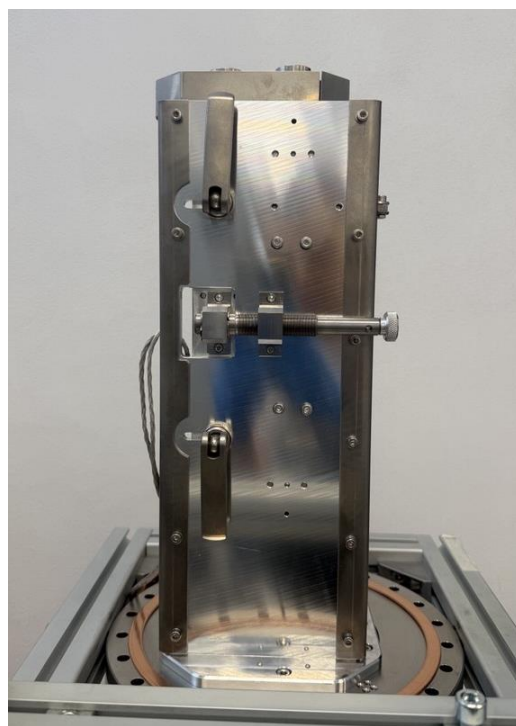
Možnosti dalšího vývoje zařízení zahrnují zejména:

- optimalizaci systému měření zátěžného momentu za účelem snížení šumu při dynamickém měření,
- úpravu zkrutného členu pro zvýšení citlivosti a stability měření,
- doplnění senzoriky pro měření vibrací, teplot v blízkosti záběru, třecích ztrát a dalších provozních veličin,
- rozšíření testování na širší spektrum materiálů, maziv, povlaků a geometrií ozubení,
- doplnění metodiky vyhodnocení o detailnější kvantifikaci opotřebení a analýzu kontaktních povrchů.

8 VÝSLEDEK VÝZKUMU PODLE RIV



Experimentální zařízení pro testování ozubených převodů v kosmických aplikacích



Datum: 22. 5. 2026

Typ výsledku: Gfunk – funkční vzorek

Autoři: Bc. Tadeáš Volf, Ing. David Košťál, Ph.D.

Popis výsledku:

Funkční vzorek experimentálního zařízení je určen pro životnostní testování čelních ozubených soukolí s přímými zuby v podmínkách simulujících vesmírné prostředí. Systém pracuje na principu uzavřeného testovacího okruhu typu back-to-back a skládá se z podsestavy pro integraci do navazujících systémů, dvojice větví pro uložení testovaných soukolí a systému pro vyvození a měření zatížení. Součástí měřicího systému je také příslušná elektronika umístěná v rozvaděči, která prostřednictvím navrženého firmwarového řešení umožňuje čtení a zpracování naměřených dat. Celková funkce zařízení byla ověřena pomocí série laboratorních zkoušek v atmosférických i vakuových podmínkách.

Umístění výsledku:

Laboratoř tribologie A3/519, Ústav konstruování, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně, Technická 2896/2, 616 69 Brno.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ROBERTS, E.W. Space tribology: its role in spacecraft mechanisms. *Journal of Physics D: Applied physics* [online]. 2012, (45), 1-18 [cit. 2026-05-15]. ISSN 1361-6463. Dostupné z: doi:10.1088/0022-3727/45/50/503001
- [2] P.J.L, Fernandes. *Tooth bending fatigue failures in gear* [online]. In: . Great Britain: Elsevier Science, 1996, s. 219-225 [cit. 2024-11-08]. ISSN 1350-6307. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/1350-6307\(96\)00008-8](https://doi.org/10.1016/1350-6307(96)00008-8).
- [3] PURSCHKE, Ralf, Alexander HOEHN a Ulrich WALTER. Application of synthetic gear wheels to space mechanisms. In: *2015 IEEE Aerospace Conference* [online]. IEEE, 2015, s. 1-12 [cit. 2024-11-08]. ISBN 978-1-4799-5379-0. Dostupné z: doi:10.1109/AERO.2015.7119047
- [4] ROBERTS, Emyr W. EUROPEAN SPACE AGENCY [ESA],. *Space tribology handbook*. 5th edition. Warrington, UK: European Space Tribology Laboratory, 2013, 529 s. 2. 852833696. Prepared by ESR Technology under ESA contract 19959/06/NL/IA & 4000103622/11/NL/RA.
- [5] SCHILBACH, Paul, Adam TVARUZKA, Haakon WARLOFF, Johan MURER, Anders WOLL FØSKE, Jens-Boye HAUGE a Torberg FREMNES. *DEVELOPMENT OF A ROTARY ACTUATOR WITH TWO STAGE ANTI-BACKLASH GEAR TRAIN FOR PLATO ANTENNA POINTING MECHANISM* [online]. ESA-ESTEC, Noordwijk, The Netherlands, 2025 [cit. 2026-04-09]. Dostupné z: <https://www.esmats.eu/esmatspapers/searchpapers.php?s=150&q=motor>
- [6] SAERENS, Elias, Stein Crispel CRISPEL, Pablo López García GARCÍA, Tom VERSTRATEN, Vincent DUCASTEL a Bram VANDERBORGHT. Scaling laws for robotic transmissions. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X19301739?via%3Di> hub [online]. Vrije Universiteit Brussel and Flanders Make, 1050 Brussels, Belgium: ScienceDirect, 2019, (140), 601-621 [cit. 2026-04-09]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.06.027>

- [7] FINCKENOR, Miria M., Kim K. DE GROH a Cory DUKE, DANSBERRY, Bryan a Carrie GILDER, ed. *Space Environmental Effects: A Researcher's Guide to: International Space Station* [online]. In: NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION [NASA]. 2015, 2020, s. 3-40 [cit. 2024-03-24]. NP-2020-09-018-JSC. Dostupné z: <https://www.nasa.gov/science-research/for-researchers/a-researchers-guide-to-space-environmental-effects/>

- [8] PURSCHKE, Ralf. *Synthetic Gear Wheels for Space Mechanisms* [online]. Technischen Universität München, 2015 [cit. 2026-04-10]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/Synthetic-Gear-Wheels-for-Space-Mechanisms-Purschke/a252130ef2bbcc27bd278b1741ed1fd286ab84e4>. Dizertační práce. Technischen Universität München. Vedoucí práce Univ.-Prof. Dr.-Ing. Horst Baier.

- [9] PATEL, Jotram, Gopal SAHU a Prakash Kumar SEN. *A study of common failure of gears* [online]. In: . Kirodimal Institute of Technology, Raigarh, 2015 [cit. 2024-11-08]. ISSN 2349-6002. Dostupné z: https://www.academia.edu/70485358/A_Study_on_Common_Failure_of_Gears

- [10] ALBAN, Lester E. *Systematic Analysis of Gear Failures* [online]. Metals Park, Ohio 44073: American Society for Metals, 1985 [cit. 2024-11-08]. ISBN 0-87170-200-2. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/Systematic-Analysis-of-Gear-Failures-Alban/a7d1809cfb296060d862de1400730d7dfe9c58c7>

- [11] BUDYNAS, Richard G. a J. Keith NISBETT. *Shigleyho konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, nakladatelství VUTIMUM, 2023. ISBN 978-80-214-5471-2.

- [12] HOLZBAUER, Roland, Andreas MERSTALLINGER, Lionel GAILLARD a Nathan BAMSEY. *Cold Welding under Space and Launch Conditions* [online]. In: . 47th Aerospace Mechanisms Symposium, NASA Langley Research Center, 2024 [cit. 2026-04-10]. Dostupné z: <https://www.esmats.eu/esmatpapers/index.php>

- [13] FUSARO, Robert a Michael KHONSARI. *Liquid Lubrication for Space Applications* [online]. In: . Cleveland: National Aeronautics and Space Administration, 1992, s. 3-6 [cit. 2024-03-24]. 19920022596. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/23921304_Liquid_lubrication_for_space_applications

- [14] PLANTE, Jeannette a Brandon LEE. *Environmental Conditions for Space Flight Hardware: A Survey* [online]. In: NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION [NASA]. 2005, s. 6 [cit. 2024-03-24]. 20060013394. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20060013394>

- [15] FUSARO, Robert L. *Lubrication of space systems* [online]. In: NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION [NASA]. Lewis Research Center Cleveland, Ohio, May 1994 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19940024896/downloads/19940024896.pdf>

- [16] KADOSKI, Tadeusz a Piotr Pawe WOJDYNA. *Liquid lubricants for space engineering and methods for their testing* [online]. In: . Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering Institute of Motor Vehicles and Transportation Gen. S. Kaliskiego Street 2, 00-908 Warsaw, Poland, 2011 [cit. 2024-11-08]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/267767121_Liquid_lubricants_for_space_engineering_and_methods_for_their_testing/citations

- [17] ECSS-E-HB-32-20 PART 1A. *Structural materials handbook - Part 1: Overview and material properties and applications*. 2011. Dostupné také z: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgclclefindmkaj/https://ecss.nl/wp-content/uploads/handbooks/ecss-e-hb/ECSS-E-HB-32-20_Part1A.pdf

- [18] BUTTERY, M., L. GAILLARD, S. RAJALA, E. ROBERTS, T. ROHR a A. MERSTALLINGER. *FOMBLIN Z25: A NEW METHOD FOR ITS DEGRADATION ASSESSMENT & PROPOSAL FOR SAFE OPERATION IN SPACE* [online]. In: . 15th European Space Mechanisms & Tribology Symposium, 2013 [cit. 2025-04-27]. Dostupné z: <chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgclclefindmkaj/https://www.esmats.eu/esmatspapers/pastpapers/pdfs/2013/buttery.pdf>

- [19] BUTTERY, Michael. *An Evaluation of Liquid, Solid, and Grease Lubricants for Space Mechanisms Using a Spiral Orbit Tribometer* [online]. In: . The European Space Tribology Laboratory (ESTL), ESR Technology, Warrington, UK, 2010 [cit. 2025-04-27]. Dostupné z: <chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgclclefindmkaj/https://esmats.eu/amspapers/pastpapers/pdfs/2010/buttery.pdf>

- [20] HENRY, T. a M HOLYNSKA. *Investigation of long-term storage of space materials for future constellation missions: study of Braycote® 601 EF lubricant* [online]. In: . Materials Science and Engineering, 2011 [cit. 2025-04-27]. Dostupné z: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1287/1/012011>
- [21] Braycote 601 EF datasheet. In: CASTROL. *Castrol.com* [online]. 2020 [cit. 2025-04-27]. Dostupné z: [chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://msdspds.castrol.com/bpglis/FusionPDS.nsf/Files/8E565B970E700637802585D00047F898/\\$File/bpxe-bm5dbg.pdf](chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://msdspds.castrol.com/bpglis/FusionPDS.nsf/Files/8E565B970E700637802585D00047F898/$File/bpxe-bm5dbg.pdf)
- [22] HOEHN, B.R, P OSTER, T TOBIE a K MICHAELIS. TEST METHODS FOR GEAR LUBRICANTS. In: *Goriva i Maziva* [online]. 2008, s. 141-152 [cit. 2024-11-08]. ISSN 0350-350X. Dostupné z: <https://www.proquest.com/docview/1676101667?sourcetype=Scholarly%20Journals>
- [23] JONES JR., W.R. a M.J. JANSEN. Tribology for space applications. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology* [online]. 2008, (222), 1-9 [cit. 2024-03-24]. Dostupné z: [doi:10.1243/13506501JET305](https://doi.org/10.1243/13506501JET305)
- [24] GAZDA, Lukáš a Gabriela ACHTENOVÁ. *Closed loop test stand for gearboxes* [online]. In: . CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Automotive, Combustion Engine and Railway Engineering, Technická 4, 166 07 Praha 6, Česká republika, 2020 [cit. 2025-04-27]. Dostupné z: <chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://stc.fs.cvut.cz/pdf20/10504.pdf>
- [25] TAKLOO, S. Dolatkah a M. MARDANI. Mechanically Closed Loop Gearbox Test Rig Controller. *Transactions on Machine Intelligence* [online]. 2020, 3(1) [cit. 2025-04-27]. Dostupné z: [doi:10.47176/TMI.2020.1](https://doi.org/10.47176/TMI.2020.1)
- [26] DYNBYL, Vojtěch. *Tvůrčí a standardizovaný vývoj převodových mechanismů* [online]. In: . České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní [cit. 2024-11-08]. Dostupné z: <chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://portal.cvut.cz/wp-content/uploads/2017/04/PP2010-02-Dynbyl.pdf>

- [27] HOEHN, Bernd-Robert, Peter OSTER, Thomas TOBIE a Klaus MICHAELIS. *TEST METHODS FOR GEAR LUBRICANTS* [online]. In: . 2008 [cit. 2024-10-05]. ISSN 0350-350X. Dostupné z: https://core.ac.uk/outputs/14396839/?utm_source=pdf&utm_medium=banner&utm_campaign=pdf-decoration-v1
- [28] ČESKÁ TECHNICKÁ NORMA. *Ozubená kola – Zkušební postupy FZG – Část 1: Zkušební metoda FZG A/8,3/90 relativní únosnosti olejů proti zadírání*. 2014. Dostupné také z: <https://csnonlinefirmy.agentura-cas.cz/Vysledky.aspx>
- [29] BAILEY, Thomas Jason. *DESIGN AND DEVELOPMENT OF FZG SETUP FOR TESTING ADVANCED LUBRICANTS IN GEARED SYSTEMS* [online]. In: . University of Arkansas, 2011 [cit. 2025-04-27]. Dostupné z: https://scholar.google.com/scholar?hl=cs&as_sdt=0%2C5&q=DESIGN+AND+DEVELOPMENT+OF+FZG+SETUP+FOR+TESTING+ADVANCED+LUBRICANTS+IN+GEARED+SYSTEMS&btnG=
- [30] RODRÍGUEZ, Jorge L. Moya, Guillermo Abreu RUANO, Rafael Goytisolo ESPINOSA a Maida Bárbara Reyes RODRÍGUEZ. Review on Methods of test gear transmissions. *ITEGAM- Journal of Engineering and Technology for Industrial Applications (ITEGAM-JETIA)* [online]. 2016, 2(6) [cit. 2025-04-28]. ISSN 2447-0228. Dostupné z: doi:10.5935/2447-0228.20160024
- [31] GONSALVIS, J, J SACHIDANANDA, H.K PRAKASH a A.R RAJESH. *DESIGN AND DEVELOPMENT OF POWER RECIRCULATING GEAR TEST RIG* [online]. In: . 13th International Conference on Applied Mechanics and Mechanical Engineering., 2008 [cit. 2024-11-08]. Dostupné z: doi:10.21608/amme.2008.39295
- [32] MANOJ, V., K. GOPINATH a G. MUTHUVEERAPPAN. *Development Of A Power Re-Circulating Gear Test Rig* [online]. In: . 2001 [cit. 2025-04-28]. Dostupné z: <chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://www.nacomm03.ammindia.org/Articles/Mac007.pdf>
- [33] WINKLER, Karl Jakob, Thomas TOBIE a Karsten STAHL. *FZG Test Methods – Testing and Characterization of High-Performance Gear Lubricants* [online]. In: . Munich, Germany, 2022 [cit. 2025-04-28]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/362902184_FZG_Test_Methods_-_Testing_and_Characterization_of_High-Performance_Gear_Lubricants

- [34] DYNBYL, Vojtěch. *Simulace provozních podmínek mechanismů v experimentálním výzkumu* [online]. In: . České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní [cit. 2024-11-08]. Dostupné z: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://portal.cvut.cz/wp-content/uploads/2017/04/HP2004-14.pdf
- [35] NYBERG, Erik a Dídac Llopart i Cervelló and Ichiro MINAMI. Tribology in Space Robotic Actuators: Experimental Method for Evaluation and Analysis of Gearboxes. *Aerospace* [online]. Luleå University of Technology, 2021, (8) [cit. 2025-04-28]. Dostupné z: doi:10.3390/aerospace8030075
- [36] BLANC, Alain, Ronan LE LETTY, Adam TVARUZKA a Sandro PATTI. *DESIGN, MANUFACTURING & VALIDATION CONSIDERATIONS FOR GEAR TRAIN DEVELOPMENTS* [online]. In: . European Space Agency, ESTEC, Noordwijk, The Netherlands, 2024 [cit. 2026-04-10]. Dostupné z: https://www.esmats.eu/esmatspapers/index.php
- [37] SMITHS ADVANCED METALS. 7075 Aluminium Sheets Sheets supplied to AMS 4048 High strength aluminium sheet for aerospace applications. *SMITHS Advanced metals* [online]. 2025 [cit. 2026-04-13]. Dostupné z: https://www.smithsadvanced.com/ams4048.htm?gad_source=1&gad_campaignid=23541022283&gbraid=0AAAAA-pKqX6w7uidYttWOgN5LzPdI_ZpY&gclid=Cj0KCQjwqPLOBhCiARIsAKRMPZp30sdr_oxmXMrVjSP9RSJrNfK6qBFTfMgCQbVjF3f7rd7t7OV8VLwaAhTAEALw_wcB
- [38] AZO MATERIALS. Stainless Steel - Grade 420 (UNS S42000). *AZO Materials* [online]. [cit. 2026-04-12]. Dostupné z: https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=972
- [39] AZO MATERIALS. Stainless Steel - Grade 304 (UNS S30400). *AZO Materials* [online]. [cit. 2026-04-12]. Dostupné z: https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=965
- [40] ČESKÁ TECHNICKÁ NORMA. *Ozubená kola. Moduly*. 1989. Dostupné také z: https://www.technicke-normy-csn.cz/csn-01-4608-014608-160204.html
- [41] ČESKÁ TECHNICKÁ NORMA. *Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přínými a šikmými zuby – Část 2: Výpočet trvanlivosti povrchu (pitting)*. Praha, 2014. Dostupné také z: https://csnonlinefirmy.agentura-cas.cz/Vysledky.aspx

- [42] STACHOWIAK, Gwidon W. a Andrew W. BATCHELOR. *Engineering tribology*. 3th edition. Amsterdam: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005, 801 s. ISBN 978-0-0805-3103-8.
- [43] *Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 21: Calculation of scuffing load capacity — Flash temperature method*. Geneva, 2017. Dostupné také z: <https://www.iso.org/standard/84148.html>
- [44] ČESKÁ TECHNICKÁ NORMA. *Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - Část 1: Základní principy, zavádění a všeobecné ovlivňující faktory*. Třetí vydání. Praha, 2020. Dostupné také z: <https://csnonlinefirmy.agentura-cas.cz/Vysledky.aspx>
- [45] PUGSLEY, Alfred, Sir. *The safety of structures*. London: Edward Arnold, 1966.
- [46] PILKEY, Walter D. a Deborah F. PILKEY. *Peterson's Stress Concentration Factors* [online]. ohn Wiley, 26 December 2007 [cit. 2026-04-13]. ISBN 9780470211106. Dostupné z: doi:10.1002/9780470211106
- [47] *Produktový katalog SKF: Valivá ložiska* [online]. In: . SKF Group 2019 [cit. 2026-04-14]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/rolling-bearings>
- [48] *Produktový katalog Raveo: Spojky, Řada WK3-H* [online]. In: . StS Coupling, 2025 [cit. 2026-04-14]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/kovove-vlnovcove-spojky-rada-wk3-h/>
- [49] *Produktový katalog Netzer: Hollow Shaft Encoder - VLP Product Line* [online]. In: . 2025 [cit. 2026-04-14]. Dostupné z: <https://netzerprecision.com/products/vlp-35/>
- [50] CERAMICSPEED. Xtreme 017 61803-2RS/CSB IO.CCoat. *Ceramicspeed* [online]. 2025 [cit. 2026-04-14]. Dostupné z: https://industry.ceramicspeed.com/products/xtreme-017-61803-2rs-csb-io-ccoat?_pos=1&_fid=1531252a4&_ss=c
- [51] ROTOR CLIP. MST-110. *Rotor Clip* [online]. 2025 [cit. 2026-04-14]. Dostupné z: <https://www.rotorclip.com/product/mst-110/>

- [52] JAENSCH, Malte, Karsten STAHL a Berthold SCHLECHT. *Zuverlässige Beurteilung der Zahnrad-Graufleckentragfähigkeit von Getriebeölen* [online]. In: . Technischen Universität München, 2022 [cit. 2025-04-28]. Dostupné z: <https://mediatum.ub.tum.de/1652981>

- [53] MOORE, Desmond F. *Principles and Applications of Tribology* [online]. International Series in Materials Science and Technology. Oxford: Pergamon Press, 1975 [cit. 2026-04-13]. ISBN 978-0-08-017902-5. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.1016/C2013-0-02605-9](https://doi.org/10.1016/C2013-0-02605-9)

- [54] ČESKÁ TECHNICKÁ NORMA. *Pera těsná s mezními úchylkami šířky e7 nebo h9*. 2. vydání. Praha: Český normalizační institut, 1989. Dostupné také z: <https://csnonlinefirmy.agentura-cas.cz/Vysledky.aspx>

- [55] SAGRALOFF, Nadine, Karl Jakob WINKLER, Thomas TOBIE, Karsten STAHL, Christopher FOLLAND a Tobias ASAM. Investigations on the Scuffing and Wear Characteristic Performance of an Oil FreeWater-Based Lubricant for Gear Applications. *Lubricants* [online]. Gear Research Centre (FZG), Technical University of Munich, 2021, (9) [cit. 2026-04-10]. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.3390/lubricants9030024](https://doi.org/10.3390/lubricants9030024)

- [56] GRUESCU, Corina, Ioan NICOARA, Rainer GILLICH a Ildiko FEKETE. *Fundamentals in Theory of Closed Loop Stands Designated to Gear Transmissions Testing* [online]. In: . 5 th International Vilnius Conference EURO Mini Conference, 2009 [cit. 2025-04-28]. ISBN ISBN 978-9955-28-482-6. Dostupné z: https://www.academia.edu/18070234/Fundamentals_in_Theory_of_Closed_Loop_Stands_Designated_to_Gear_Transmissions_Testing

- [57] ZIEGLTRUM, A., T. LOHNER a K. STAHL. TEHL simulation on the influence of lubricants on load-dependent gear losses. *Tribology International* [online]. 2017, **2017**(113), 252-261 [cit. 2026-04-10]. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.12.018](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.12.018) Get rights and content

- [58] SCHNEIDER, Steffen a Alfred KLING. *Effectiveness of Additive Packages in Gear Oils against Pitting in Slow Running Hypoid Gears* [online]. Institutsweg 1, 85435 Erding, Germany, 2015 [cit. 2025-04-28]. Dostupné z: <https://www.researchgate.net/publication/275208879>

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

10.1 Seznam použitých zkratek

3D	Tří dimenzionální
CNC	Počítačové číslicové řízení
ČSN	Česká technická norma
ČVUT	České vysoké učení technické v Praze
DPH	Daň z přidané hodnoty
ECSS	Evropská spolupráce pro standardizaci v kosmonautice
EHD	Elastohydrodynamický režim mazání
FDM	Fused Deposition Modeling
FFT	Rychlá Fourierova Transformace
FW	Firmware
FZG	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau
GEO	Geostacionární oběžná dráha Země
HW	Hardware
IAE	Institute of Aviation Engineering
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci
LEO	Nízká oběžná dráha Země
MAC	Vícenásobně alkylovaný cyklopentan
MKP	Metoda konečných prvků
MoS ₂	Disulfid molybdenu
MSP	Mezní stav pružnosti
MSÚ	Mezní stav únavy
NASA	Národní úřad pro letectví a vesmír
PAO	Polyalphaolefin
Pb	Olovo
PC	Polykarbonát

PEEK	Polyetheretherketon
PFPE	Perfluoropolyether
PIO	Programovatelné vstupy a výstupy
PLATO	Planetární tranzity a oscilace hvězd
PM	Polohovací mechanismus
PRISMA	Preferované položky systematických přehledů a metaanalýz
PTFE	Polytetrafluorethylen
RIV	Rejstřík informací o výsledcích
RM	Rotační mechanismus
ROM	Rozvinovací mechanismus
SKF	Název výrobce ložisek
SSC	Korozní praskání
SSI	Sériové synchronní rozhraní
TRL	Technologický stupeň připravenosti
TTL	Tranzistorově – tranzistorová logika
TUM	Technická univerzita v Mnichově
VUT	Vysoké učení technické v Brně
VVÚ	Výsledné vnitřní účinky

10.2 Seznam použitých symbolů a veličin

b_{h_1}	$[mm]$	Polovina šířky kontaktní oblasti
$\Delta V_{ad}/\Delta V_{ab}$	$[m^3]$	Objemový úbytek při adhezivním / abrazivním opotřebením
ΔV_{max}	$[m^3]$	Maximální přípustný úbytek objemu materiálu
h_{f1}/h_{f2}	$[mm]$	Výška zubu kritického pastorku/kola
h_{pera}	$[mm]$	Výška pera
C_0	$[kN]$	Základní dynamická únosnost
E_1	$[-]$	Redukovaný modul pružnosti materiálů pastorku a kola
E_e	$[-]$	Ekvivalentní modul pružnosti
F_{nad}/F_{nab}	$[N]$	Normálová síla v kontaktu pro adhezivní/abrazivní opotřebení

$F_{t_{ad}}/F_{t_{ab}}$	[N]	Tečná síla v kontaktu pro adhezivní/abrazivní opotřebení
F_n	[N]	Normálová síla v ozubení
F_{n_s}	[N]	Normálová síla působící na tělesa v kontaktu
F_p	[N]	Požadovaná síla předpětí
F_r	[N]	Radiální síla v ozubení
F_r	[N]	Radiální zatížení ložiska
F_t	[N]	Nominální obvodová síla
F_{t_s}	[N]	Tečná síla působící v ozubení
F_{y11-32}	[N]	Výsledné hodnoty sil ve vazbách
H_b	[HB]	Tvrdost boků zubů
K_A	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
$K_{H\alpha}$	[-]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů
K_V	[-]	Součinitel vnitřních dynamických sil
K_{ab}	[-]	Součinitel abrazivního opotřebení
K_{ad}	[-]	Součinitel adhezivního opotřebení
L_{pera}	[mm]	Délka pera
M_k	[Nm]	Krouticí moment
M_o	[Nm]	Ohybový moment
M_{omax}	[Nm]	Maximální ohybový moment
M_{rr}	[Nm]	Třecí moment odvalováním
M_{sl}	[Nm]	Skluzový třecí moment
M_z	[Nm]	Zátěžný moment
$M_{z_{ad}}/ M_{z_{ab}}$	[Nm]	Zátěžný moment pro adhezivního/abrazivního opotřebení
M_{z_p}	[Nm]	Zátěžný moment pro vznik pittingu
M_{z_s}	[Nm]	Zátěžný moment pro vznik scuffingu
M_{zmax}	[Nm]	Maximální krouticí moment
M_{zt}	[Nm]	Krouticí moment pro překonání ztrát v okruhu
M_{zt}	[Nm]	Výsledný ztrátový moment v okruhu

M_{ztl}	[Nm]	Celkový ztrátový moment
M_{zto}	[Nm]	Výsledný ztrátový moment v ozubení
N_{MN}	[Nm]	Nominální rozlišení měřiče krouticího momentu
N_{nom}	[°]	Nominální rozlišení enkodérů
N_{oz}	[–]	Počet záběrů zubů
P_0	[N]	Ekvivalentní zatížení ložiska
P_{h1}/P_{h2}	[mm]	Normální rozteč kritického pastorku/kola
P_{tb1}/P_{tb2}	[mm]	Základní rozteč kritického pastorku/kola
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
R_r	[–]	Redukovaný poloměr křivosti
R_{red}	[–]	Redukovaný poloměr křivosti
S_H	[–]	Bezpečnost proti vzniku únavového poškození boků zubů
T_{fmax}	[°C]	Maximální přírůstek maziva v kontaktu
T_{max}	[°C]	Maximální teplota v kontaktu
T_{pmin}, T_{pmax}	[°C]	Teoretický teplotní rozsah soukolí vstupujícího do kontaktu
$U_A; U_B$	[m/s]	Obvodové rychlosti ozubených kol na hlavové kružnici
Z_B	[–]	Součinitel jednopárového záběru
Z_E	[–]	Součinitel mechanických vlastností materiálu
Z_H	[–]	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
Z_L	[–]	Součinitel maziva
Z_{NT}	[–]	Součinitel počtu cyklů
Z_R	[–]	Součinitel drsnosti boků zubů
Z_V	[–]	Součinitel obvodové rychlosti
Z_W	[–]	Součinitel tvrdosti
Z_X	[–]	Součinitel velikosti
Z_β	[–]	Součinitel sklonu zubu
Z_ε	[–]	Součinitel délky dotykových křivek boků zubů
$a_{1,2}$	[mm]	Osová vzdálenost kritického pastorku/kola

a_{12max}	[mm]	Maximální hodnota osové vzdálenosti
b_1/b_2	[mm]	Šířka zubu kritického pastorku/kola
b_{pera}	[mm]	Šířka pera
d_1/d_2	[mm]	Průměr roztečné kružnice kritického pastorku/kola
d_{min_MSP}	[mm]	Minimální průměr hřídele vůči MSP
d_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice
d_{a1}/d_{a2}	[mm]	Průměr hlavové kružnice kritického pastorku/kola
d_{amax}	[mm]	Maximální hodnota průměru hlavové kružnice
d_{b1}/d_{b2}	[mm]	Průměr základní kružnice kritického pastorku/kola
d_{f1}/d_{f2}	[mm]	Průměr patní kružnice kritického pastorku/kola
$i_{1,2}$	[—]	Převodový poměr kritického pastorku/kola
i_b	[—]	Počet kuliček ložiska
$k_{MSÚ}$	[—]	Bezpečnost vůči MSÚ
k_n	[—]	Návrhový součinitel
k_{nx}	[—]	Faktor ovlivňující pravděpodobnost havárie
k_{ny}	[—]	Faktor ovlivňující závažnost následků havárie
k_{ppero}	[—]	Požadovaná bezpečnost pera
k_s	[—]	Statická bezpečnost ložisek
l_{umax}	[mm]	Rozsah zašroubování utahovacího šroubu
m_n	[mm]	Normálový modul
m_{n1}/m_{n2}	[mm]	Normálový modul kritického pastorku/kola
n_b	[bit]	Rozlišení enkodérů
n_{p360}	[—]	Počet pulzů enkodéru na otáčku
t_1	[mm]	Hloubka drážky v náboji
z_1/z_2	[—]	Počet zubů kritického pastorku/kola
α_n	[°]	Normálový úhel záběru
α_{t1}/α_{t2}	[°]	Čelní úhel záběru kritického pastorku/kola
$\alpha_\sigma, \alpha_\tau$	[—]	Součinitelé tvaru
β_σ, β_τ	[—]	Součinitelé vrubu

σ_{hlim}	[MPa]	Limitní napětí v dotyku
σ_H	[MPa]	Napětí v dotyku
σ_{H0}	[MPa]	Nominální napětí v dotyku
σ_a	[MPa]	Mezní amplituda napětí cyklu
σ_{ck}	[MPa]	Korigovaná mez únavy
σ_{dpero}	[MPa]	Dovolený tlak na bocích drážek pro pero
σ_m	[MPa]	Mezní střední hodnota napětí cyklu
σ_{red_dov}	[MPa]	Dovolená hodnota redukovaného napětí
σ_{red_max}	[MPa]	Maximální hodnota redukovaného napětí pro kritické místo
τ_{dpero}	[MPa]	Dovolené napětí ve střihu
φ_{celk}	[°]	Celková torzní deformace
H	[HB]	Indentační tvrdost boků zubů
Δ	[mm]	Hodnota teplotní roztažnosti
E	[GPa]	Youngův modul pružnosti
G	[GPa]	Modul pružnosti ve smyku
K	$\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	Tepelná vodivost
L	[mm]	Celková délka skluzu
T	[N]	Tečná síla
b	[mm]	Pracovní šířka ozubení
d	[mm]	Roztečný průměr
k	[–]	Kontaktní koeficient
n	$[min^{-1}]$	Rychlost otáčení
u	[–]	Převodové číslo
α	[°]	Kontaktní úhel
μ	[–]	Poissonův poměr
ρ	$[kg/m^3]$	Hustota
σ	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	Specifické teplo

11 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 - PRIZMA diagram.....	17
Obrázek 2 - Druhy ozubených převodů v kosmických aplikacích	18
Obrázek 3 - Únavový lom v patě zubu a), Kontaktní únavové poškození (pitting) b), Abrazivní opotřebení c), Adhezivní opotřebení d).....	23
Obrázek 4 - Typické změny viskozity (vlevo) a doby potřebné pro odpaření maziva (vpravo) v závislosti na teplotě (upraveno).....	26
Obrázek 5 - Základní druhy povlaků a běžná tloušťka jejich vrstvy (upraveno).....	32
Obrázek 6 - Druhy testovacích metod maziv (upraveno).....	34
Obrázek 7 - Schéma konceptu otevřeného okruhu (upraveno)	35
Obrázek 8 - Obecné schéma konstrukce otevřeného okruhu pro testování ozubených kol (upraveno).....	35
Obrázek 9 - Schéma sestavení uzavřeného okruhu (upraveno).....	36
Obrázek 10 - Obecné schéma konstrukce uzavřeného okruhu pro testování ozubených kol (upraveno)	36
Obrázek 11 – Schéma obecného konceptu okruhu typu „back-to-back“	37
Obrázek 12 - Popis částí testovacího okruhu FZG (upraveno)	38
Obrázek 13 - Vizualizace a popis částí testovacího okruhu FZG.....	38
Obrázek 14 - Popis částí zkušebního okruhu pro testování hypoidního soukolí (upraveno)	39
Obrázek 15 - Popis částí zkušebního okruhu pro testování šnekových soukolí (upraveno).....	39
Obrázek 16 - Umístění zkrutného členu a zátěžného mechanismu v řezu schéma okruhu FZG (upraveno).....	40
Obrázek 17 - Vyvození zátěžného momentu pomocí páky a), dvojice pák b)	41
Obrázek 18 - Mechanismus využívající planetový a šnekový mechanismus (upraveno) ..	41
Obrázek 19 - Hydraulický mechanismus (upraveno)	42
Obrázek 20 - Mechanismu využívající principu axiální síly u ozubení se šikmými zuby (upraveno).....	42
Obrázek 21 - Zjednodušené schéma obecné metodika, převzato a upraveno z	44
Obrázek 22 - Obecné schéma modifikace testovacího okruhu pro simulaci vesmírného prostředí (upraveno)	45

Obrázek 23 - Konstrukce uzavřeného testovacího okruhu a) Termálně vakuová komora b)	46
Obrázek 24 - Zjednodušené schéma postupu metodiky	47
Obrázek 25 - CNC skenovací zařízení a), Hodnoty součinitele opotřebení v závislosti na podmínkách testu b)	47
Obrázek 26 - Schéma konceptu konstrukčního řešení testovacího zařízení GATR.....	48
Obrázek 27 - Zjednodušené schéma postupu metodiky	49
Obrázek 28 - Vyhodnocení topografie povrchu pomocí 3D profilometrie.....	50
Obrázek 29 - Nerovnoměrné rozložení kontaktního tlaku a), Druhy nepřesností uložení soukolí b).....	50
Obrázek 30 - Zobrazení toku výkonu u uzavřeného a) a otevřeného b) testovacího okruhu	55
Obrázek 31 - Hlavní části testeru ložisek (vlevo), detail zástavbového prostoru (vpravo)	64
Obrázek 32 - Chronologická struktura postupu pro plnění cílů a omezení z nich plynoucí omezení	66
Obrázek 33 – Black box schéma zařízení.....	67
Obrázek 34 - Glass box schéma zařízení.....	68
Obrázek 35 - Schéma výběru koncepčních řešení	69
Obrázek 36 - Vybraná koncepční architektura systému	71
Obrázek 37 - Vizualizace monolitické klece (vlevo), schéma a popis jejího využití v okruhu (vpravo).....	73
Obrázek 38 - Vizualizace modulární klece (vlevo), schéma a její popis v rámci okruhu (vpravo).....	74
Obrázek 39 - Vizualizace vertikální upínací desky (vlevo), schéma a popis její funkce b okruhu (vpravo).....	75
Obrázek 40 - Popis systému dvojice pák (vlevo), umístění v rámci okruhu (vpravo).....	77
Obrázek 41 – Popis systému posuvného soukolí (vlevo), umístění v rámci okruhu (vpravo)	78
Obrázek 42 – Popis a umístění měření zátěžného momentu pomocí konvenčního měřiče	80
Obrázek 43 - Popis a umístění měření zátěžného momentu pomocí foliových tenzometrů	81
Obrázek 44 - Popis a umístění měření zátěžného momentu pomocí dvojice enkodérů	82
Obrázek 45 - Schéma koncepčního řešení změny velikosti soukolí.....	85

Obrázek 46 - Výsledné koncepční řešení experimentálníhoho zařízení	87
Obrázek 47 - Zobrazení tvarového řešení zařízení uvnitř vakuové komory a součástí testeru ložisek	89
Obrázek 48 - Schéma tvarového řešení základních částí zařízení	90
Obrázek 49 - Rozměry zástavbového prostoru (vlevo), základní rozměry zařízení (vpravo)	91
Obrázek 50 - Rozložení konkrétních materiálů v rámci zařízení	93
Obrázek 51 - Schéma postupu a dílčích částí matematického modelu	94
Obrázek 52 - Grafická závislost pro návrh základních parametrů kritického soukolí	99
Obrázek 53 – Schéma základních rozměrů kritického soukolí	100
Obrázek 54 - Umístění hřídelí v systému a), Tok kroutícího momentu v okruhu b).....	107
Obrázek 55 - Schéma postupu výpočtové analýzy únosnosti hřídelí	108
Obrázek 56 - Schéma rozložení silového působení v kritickém soukolí	109
Obrázek 57 - Uvolnění vazeb a nahrazení silovým působením ve vazbách – hřídel č.1 .	109
Obrázek 58 - Uvolnění vazeb a nahrazení silovým působením ve vazbách – hřídel č.2 .	110
Obrázek 59 - Uvolnění vazeb a nahrazení silovým působením ve vazbách – hřídel č.3, 4 a 5	110
Obrázek 60 - Grafické znázornění výsledných vnitřních účinků pro hřídele č.1 a 2	111
Obrázek 61 - Kritická místa s vrubovými účinky – hřídel č.1	113
Obrázek 62 - Kritická místa s vrubovými účinky – hřídel č.2	113
Obrázek 63 - Kritická místa s vrubovými účinky – hřídel č.3, 4 a 5	113
Obrázek 64 - Uložení ozubeného pera na hřídeli s využitím těsného pera	115
Obrázek 65 - Geometrie a umístění drážky pro aretaci	116
Obrázek 66 - Umístění ložisek v systému a), Tok zátěžného momentu skrz umístění ložisek	117
Obrázek 67 - Řez zátěžným systémem (dvojice pák) a), Umístění zátěžného systému v okruhu b).....	121
Obrázek 68 - Jednotlivé prvky v systému vykazující torsní deformaci.....	122
Obrázek 69 - Umístění zkrutného člene v rámci měřiče momentu	124
Obrázek 70 - Působení teplotních roztažností na ložiska uložení hřídelí a), Působení teplotních roztažností na ložiska zkrutného člene měřiče momentu b)	127

Obrázek 71 - Schéma kontaktu v ložisku	129
Obrázek 72 - původní konstrukce sestavy a), upravená konstrukce pomocí výztužných profilů b).....	131
Obrázek 73 - Výsledné konstrukční řešení experimentálního okruhu spolu s popisem hlavních podsestav	133
Obrázek 74 - Rozdělení zařízení do jednotlivých podsestav	134
Obrázek 75 - Podsestava upnutí spolu s popisem jeho hlavních částí	135
Obrázek 76 - Sestava hnané větve spolu s popisem hlavních částí	136
Obrázek 77 - Systém změny osové vzdálenosti a popis jeho hlavních částí a funkcí	137
Obrázek 78 - Sestava měřiče momentu a popis jeho hlavních částí	138
Obrázek 79 - Požadavky na uložení enkodéru definovaném výrobcem	139
Obrázek 80 - HW architektura pro čtení a vyhodnocení měřeného momentu	141
Obrázek 81 - Prostředí pro zobrazení a vyhodnocení dat v programu MATLAB	142
Obrázek 82 - Sestava hnací větve spolu s popisem hlavních částí	143
Obrázek 83 - Postup aplikace provozního zatížení pomocí zátěžného systému.....	144
Obrázek 84 - Umístění testovacího soukolí v systému (vlevo), detail soukolí (vpravo) .	145
Obrázek 85 - Aplikace vakuově kompatibilního maziva a), vyčištěné součásti připraveny k montáži b).....	147
Obrázek 86 - Průběh montáže okruhu a), Postup montáže pro zachování požadované čistoty součástí b).....	148
Obrázek 87 - Znázornění měřených míst a), Ustavení při měření b).....	149
Obrázek 88 - Montáž mechanických částí a), Zapojení elektroinstalace v rámci rozvaděče b)	151
Obrázek 89 - Znázornění úprav pohonu (šedý text – původní součásti, černý text – doplněné součásti).....	152
Obrázek 90 - Finální podoba systému po integraci.....	153
Obrázek 91 - Postup validačních testů	153
Obrázek 92 – Zadní část okruhu (pohybový šroub) a), Měření os. vzdálenosti pomocí mikrometru b)	154
Obrázek 93 - Schématická závislost provozních otáček na vznik vibrací částí systému .	155
Obrázek 94 - Výstupní data před a po aplikaci dodatečných úprav (za statického stavu)	157
Obrázek 95 - Kalibrační křivka.....	158

Obrázek 96 - Schéma navržené metodiky	159
Obrázek 97 - Přehled všech vzorku a), zástupce geometrie č.2 z PC b), zástupce geometrie č.2 z AISI 420.....	161
Obrázek 98 - Detail povrchu testovaného pastorku před (vlevo) a po testu (vpravo) – test V1	162
Obrázek 99 - Detail povrchu testovaného pastorku před (vlevo) a po testu (vpravo) – test V2	162
Obrázek 100 - Detail povrchu testovaných pastorků před a po testu– test V3	163
Obrázek 101 - Průběhy momentu, otáček a FFT momentového signálu při testu V0 a), V3 b) a V2 c)	164
Obrázek 102 - Testovací okruh doplněný o trojici termočlánků a), Celkový systém s vakuovou komorou, vývěvou a topným pásem b)	166
Obrázek 103 - Detail povrchu testovaného pastorku před (vlevo) a po testu (vpravo) – test V3	167
Obrázek 104 - Průběh zátěžného momentu a rychlosti otáčení pastorku – test V3	168
Obrázek 105 - Průběh zátěžného momentu, rychlosti otáčení pastorku a teploty okruhu – test V4	168

12 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 – Konkrétní aplikace ozubených převodů v kosmu podle druhu převodovky ..	20
Tabulka 2 - Přehled parametrů ozubených převodů vzhledem ke konkrétní aplikaci	22
Tabulka 3 - Teplotní podmínky vzhledem ke kategorii mise	25
Tabulka 4 - Rozdělení nejčastěji využívaných materiálů ozubení podle skupin materiálů.	27
Tabulka 5 - Parametry olejů Fomblin Z25 a Nye 2001a.....	30
Tabulka 6 - Parametry olejů Braycot 601 a Braycot 601 EF.....	31
Tabulka 7 - Parametry povlaků tuhých maziv.....	33
Tabulka 8 - Porovnání účinnosti při využití různých typů povlaků	33
Tabulka 9 - Standardizované testovací metody	43
Tabulka 10 – Souhrn parametrů testovaných soukolí a průběhu testu.....	44
Tabulka 11 – Parametry zařízení a průběhu testu.....	46
Tabulka 12 - Parametry převodovky a průběhu testu.....	49
Tabulka 13 - Nejčastěji se vyskytující materiály ozubených převodů	53
Tabulka 14 - Souhrn nejčastěji využívaných maziv	54
Tabulka 15 - Výhody a nevýhody obou řešení.....	55
Tabulka 16 - Shrnutí parametrů testování maziv ozubených převodů.....	57
Tabulka 17 - Přehled atributů a cílů, C-cíle, F-funkce, O-omezení, Z-způsoby	60
Tabulka 18 - Vyplývající parametry omezení	65
Tabulka 19 - Vybrané hodnocení kritérií	70
Tabulka 20 - Doporučený bodovací systém.....	70
Tabulka 21 - Hodnocení kritérií uložení a jejich normovaná váha	76
Tabulka 22 - Hodnocení kritérií zátěžného systému a jejich normovaná váha	79
Tabulka 23 - Hodnocení kritérií systému měření zátěžného momentu a jejich normovaná váha	84
Tabulka 24 - Hodnocení kritérií systému změny velikosti soukolí a jejich normovaná váha	86
Tabulka 25 – Výběr materiálů	92
Tabulka 26 - Parametry výše popsaných materiálů	93
Tabulka 27 – Vstupní parametry integrace částí testeru ložisek	95

Tabulka 28 – Parametry průběhů testů	95
Tabulka 29 - Výsledné hodnoty maximální hlavové kružnice a osově vzdálenosti testovaného soukolí	96
Tabulka 30 - Výpočtové poruchy testovaného ozubení spolu s použitou výpočetní metodou	97
Tabulka 31 - Vliv základních parametrů soukolí na vznik konkrétní poruchy	98
Tabulka 32 - Geometrické parametry kritického soukolí	100
Tabulka 33 – Dodatečné vstupní hodnoty výpočtu	101
Tabulka 34 - Dodatečné vstupní hodnoty	103
Tabulka 35 - Dodatečné vstupní parametry výpočtu	105
Tabulka 36 - Souhrn výsledných hodnot	106
Tabulka 37 - Výsledné hodnoty sil ve vazbách a vnější zatížení hřídelí	110
Tabulka 38 - Maximální hodnoty zatížení hřídelí	111
Tabulka 39 – Výsledky kontroly minimálních průměrů hřídelí	112
Tabulka 40 - Minimální hodnoty bezpečností pro jednotlivé hřídele	114
Tabulka 41 - Vstupní parametry	115
Tabulka 42 - Vstupní parametry výpočtu	118
Tabulka 43 - Výsledky statické bezpečnosti a životnosti pro jednotlivá ložiska	119
Tabulka 44 - Vstupní parametry výpočtu	120
Tabulka 45 – Výsledné hodnoty torsní deformace a tuhosti hřídelí	122
Tabulka 46 - Hodnoty torsní tuhosti a deformace spojek	123
Tabulka 47 - Výsledné kontrolní parametry zátěžného systému	123
Tabulka 48 - Vstupní parametry výpočtu	124
Tabulka 49 - Výsledky torsní deformace a tuhosti aktivního úseku zkrutného člene	125
Tabulka 50 – Výstupní parametry enkodéru a měřiče momentu	125
Tabulka 51 - Bezpečnost zkrutného člene vůči MSP	125
Tabulka 52 - Vstupní parametry výpočtu	126
Tabulka 53 - Výsledky celkových teplotních dilatací	128
Tabulka 54 - Vstupní parametry výpočtu	129
Tabulka 55 - Výsledné hodnoty	130

Tabulka 56 - Parametry pružného člene	130
Tabulka 57 - Výsledné hodnoty vlastních frekvencí	131
Tabulka 58 - Odhadované náklady na realizaci	132
Tabulka 59 – Klíčové parametry senzorů	140
Tabulka 60 – Porovnání skutečných a odhadovaných nákladů na realizaci	146
Tabulka 61 - Výsledné hodnoty obvodového házení	150
Tabulka 62 - Parametry testovaných geometrií	160
Tabulka 63 – Přehled atmosférických testů a odpovídajících provozních podmínek	161
Tabulka 64 - Přehled atmosférických testů a odpovídajících provozních podmínek	165
Tabulka 65 – Provozní podmínky z pohledu teplot a tlaků dosažených při testech	166
Tabulka 66 – Porovnání navržených rozsahů parametrů s dosaženými hodnotami při testování	170
Tabulka 67 – Shrnutí klíčových parametrů a jejich hodnocení	176

13 SEZNAM PŘÍLOH

P1_DP.....	Výkresová dokumentace, 3D modely
P2_DP.....	Analytické výpočty
P3_DP.....	Seznam součástí (BOM), seznam výkresů, cenové nabídky
P4_DP.....	Vícekritériální analýza konceptů
P5_DP.....	Popis HW a FW řešení pro četní měřiče momentu