České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní – Ústav konstruování a částí strojů

Bakalářská práce

Návrh testovacího stavu pro identifikaci tuhosti ozubení

Design of the test rig for the mesh stiffness identification

Petr Kadeřábek

Vedoucí práce: Ing. Jan Flek

Studijní program: Konstruování podporované počítačem

Praha 2022

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v přiloženém seznamu.

V Praze dne ....

Petr Kadeřábek

Poděkování

Děkuji vedoucímu práce Ing. Janu Flekovi za jeho trpělivost, neocenitelné rady a odbornou pomoc při tvorbě bakalářské práce.

Petr Kadeřábek

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kadeřábek** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **483229**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**

Studijní program: **Strojírenství**

Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh testovacího stavu pro identifikaci tuhosti ozubení

Název bakalářské práce anglicky:

Design of the test rig for the mesh stiffness identification

Pokyny pro vypracování:

V rámci bakalářské práce vypracujte návrh konstrukce testovacího stavu pro identifikaci tuhosti ozubení:
Osnova:
- Rešerše problematiky tuhosti ozubení (možnosti analytického modelování, experimentálního stanovování a měření)
- Vytvoření 3D CAD modelu testovacího stavu pro identifikaci tuhosti ozubení
- Zpracování vybrané výkresové dokumentace
- Provedení kontrolních výpočtů vybraných konstrukčních uzlů
- Vyhodnocení, závěry

Seznam doporučené literatury:

MORAVEC, Vladimír. Konstrukce strojů a zařízení II.: Čelní ozubená kola: teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-722-5051-5.
ŠALAMOUN, Čestmír a Miloš SUCHÝ. Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1990. ISBN 80-03-00532-9.
RAGHUWANSHI, N. K.; PAREY, A.: Experimental measurement of spur gear mesh stiffness using digital image correlation technique. Measurement, ročník 111, 2017: s. 93-104, ISSN 0263-2241, doi:https://doi.org/10.1016/j.measurement.2017.07.034

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jan Flek ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **05.04.2022** Termín odevzdání bakalářské práce: **03.06.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Jan Flek	Ing. František Lopot, Ph.D.	doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

. _____ _____

Datum převzetí zadání Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Anotační list

Název práce:	Návrh testovacího stavu pro identifikaci tuhosti ozubení
Autor:	Petr Kadeřábek
Rok:	2022
Studijní program:	Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí práce:	Ing. Jan Flek
Bibliografické údaje:	Počet stran: 68 Počet obrázků: 50 Počet tabulek: 7 Počet příloh: 1

Abstrakt:

Bakalářská práce se zabývá návrhem modulárního testovacího stavu pro identifikaci tuhosti ozubení. Práce je rozdělena do dvou hlavních částí - teoretické a praktické. Teoretická rešerše představuje problematiku a současný výzkum v oblasti tuhosti ozubení. Praktická část představuje cestu řešení od prvotní koncepce po finální návrh testovacího stavu, dokumentaci procesu tvorby 3D návrhu, výpočty vybraných konstrukčních uzlů, výkresovou dokumentaci vybraných součástí a závěrečné zhodnocení.

Klíčová slova:	testovací stav, evolventní ozubení, tuhost ozubení, 3D návrh, senzory

Title:	Design of the test rig for the mesh stiffness identification
Author:	Petr Kadeřábek

Abstract:

The bachelor thesis deals with the design of a modular test rig for the mesh stiffness identification. The thesis is divided into two main parts - theoretical and practical. The theoretical research presents the issues and current research in the

field of gearing stiffness. The practical part presents the solution path from initial concept to final design of the tsting rig, documentation of the 3D design process, calculations of selected structural nodes, drawings of selected components and final evaluation.

Keywords: | test rig, involute gear, mesh stiffness, 3D design, senzors

Seznam použitých symbolů a označení

Symbol	Jednotka	Význam
c_i	$[N \cdot mm^{-1} \cdot \mu m^{-1}]$	Tuhost
u_i, δ_i	$[\mu m]$	Deformace
m	$[kg]$	Hmotnost
l_i	$[mm]$	Délka
M_k	$[N \cdot m]$	Kroutící moment
w_i	$[N \cdot mm^{-1}]$	Šířkové zatížení
d	$[mm]$	Průměr roztečné kružnice
d_b	$[mm]$	Průměr základní kružnice
d_a	$[mm]$	Průměr hlavové kružnice
a	$[mm]$	Osová vzdálenost
m_n	$[mm]$	Normálový modul
z	[1]	Počet zubů
σ_t	$[N \cdot mm^{-2}]$	Pevnost v tahu
R_e	$[N \cdot mm^{-2}]$	Mez kluzu
α	[°]	Záběrový úhel
ε	[1]	Relativní prodloužení
x	$[mm]$	Součinitel posunutí
b	$[mm]$	Šířka zubů
F_t	$[N]$	Obvodová síla
F_r	$[N]$	Radiální síla
C_0^*	$[N]$	Statická únosnost ložiska
A_i	$[N]$	Reakční síla v ložiskách
E	$[N \cdot mm^{-2}]$	Modul pružnosti v tahu
I	$[mm^4]$	Kvadratický moment průřezu
Q_i	$[N]$	Axiální síla
k_i	[1]	Koeficient bezpečnosti
f_i	[1]	Koeficient tření

Symbol	Jednotka	Význam
M_{KK}	$[N \cdot m]$	Utahovací moment
M_Z	$[N \cdot m]$	Třecí moment v závitu
M_{TM}	$[N \cdot m]$	Třecí moment pod maticí
γ	$[°]$	Úhel stoupání závitu
φ	$[°]$	Úhel tření závitu
P	$[mm]$	Rozteč závitu
β	$[°]$	Úhel profilu závitu
ρ_M	$[mm]$	Střední poloměr třecí plochy pod maticí
p_i	$[MPa]$	Tlak
A_s	$[mm^2]$	Styčná plocha
N_i	$[N]$	Normálová síla
T_i	$[N]$	Tečná síla
M_o	$[N \cdot m]$	Ohybový moment

Obsah

1 Úvod **1**

2 Dynamický model ozubeného převodu **4**

3 Tuhost ozubení **6**

3.1 Jednopárová tuhost 6

3.2 Dvoupárová tuhost 7

4 Analyticko-simulační metody **8**

4.1 Model ISO 6336-1-2019 8

4.1.1 Jednopárová tuhost 9

4.1.2 Dvoupárová tuhost 9

4.1.3 Tuhost ozubení v závislosti na čase 9

4.2 Deformační model 10

4.3 Metoda konečných prvků 13

4.4 Porovnání metod 13

5 Experimentální ověřování **15**

5.1 Přehled problematiky 15

5.1.1 Experimentální měření tuhosti ozubení pomocí metody digitální korelace obrazu 15

5.1.2 Experimentální měření tuhosti ozubení pomocí tenzometrie 17

6 Návrh konstrukce testovacího stavu **20**

6.1 Upevnění k rámu 21

6.2 Uložení hřídelů 23

6.3 Uchycení vzorků 25

6.4 Výběr vzorků ozubení 28

7 Rozbor zatížení **29**

8 Rozbor tuhostí a deformací **32**

8.1 Stanovení tuhostí a deformací zubů 32

8.1.1 Jednopárová tuhost a deformace 32

8.1.2 Dvoupárová tuhost a deformace . . . 33
8.2 Stanovení deformací hřídelů . . . 33
8.3 Stanovení deformace zastavovacího šroubu . . . 34

9 Návrh a kontrola spojovacího materiálu 36
9.1 Zastavovací šroub . . . 36
9.1.1 Návrh zastavovacího šroubu . . . 37
9.1.2 Návrh utahovacího momentu . . . 39
9.1.3 Kontrola zastavovacího šroubu . . . 40
9.2 Šroubové pole pro uchycení páky . . . 41
9.2.1 Návrh velikosti šroubů a utahovacího momentu . . . 41
9.2.2 Pevnostní kontrola . . . 42
9.3 Šrouby pro připojení hřídelových domků . . . 42
9.4 Šrouby do T–matic . . . 44

10 Kontrola vzpříčení 47

11 Kontrola čepu 50
11.1 Návrhové výpočty . . . 50
11.1.1 Kontrola na ohyb . . . 51
11.1.2 Kontrola na střih . . . 52
11.1.3 Kontrola na otlačení . . . 52
11.2 Volba průměru čepu . . . 52

12 Senzory 53
12.1 Měření úhlu natočení . . . 53
12.1.1 Výpočet měřeného úhlu natočení pro jednopárovou tuhost . . . 54
12.1.2 Výpočet měřeného úhlu natočení pro dvoupárovou tuhost . . . 54
12.1.3 Výpočet úhlu natočení od deformace zastavovacího šroubu . . . 54
12.1.4 Výběr inkrementálního snímače . . . 54
12.1.5 Připojení inkrementálního snímače . . . 54
12.1.6 Další možnosti měření natočení . . . 56
12.2 Měření deformace a napětí v patě zubu . . . 56
12.2.1 Očekávané relativní prodloužení . . . 57
12.2.2 Umístění a montáž tenzometrů . . . 57
12.2.3 Návrh zapojení tenzometru . . . 57
12.2.4 Výběr vhodného tenzometru . . . 58

13 Závěr 59

Seznam literatury 61

Seznam obrázků **65**

Seznam tabulek **67**

Seznam příloh **68**

Seznam použitého softwaru **68**

1 Úvod

Tato práce se věnuje návrhu testovacího stavu, který experimentálně analyzuje tuhost přímého evolventního ozubení při statickém zatížení. Při záběru ozubených kol dochází k periodicky se opakující změně tuhosti. To je způsobené tím, že střídavě jsou v záběru obvykle buď jeden nebo dva zuby. Tento fakt má za následek proměnlivé střídání jednopárové a dvoupárové tuhosti. Změny tuhosti se při vysokých otáčkách negativně projevují na mechanismu. Dochází kvůli tomu k tvorbě vibrací a emisi hluku do okolí. Vysoké vibrace také mohou z dlouhodobého hlediska snižovat životnost zařízení a tím pádem zvyšovat provozní náklady.

Při podrobné znalosti zatížení ozubení, je možné minimalizovat nežádoucí efekty fenoménu proměnlivého průběhu tuhosti ozubení, a tím zvýšit účinnost a životnost zařízení obsahujících převodový mechanismus. Ačkoliv do této oblasti je věnováno nemalé množství prostředků, lze říci, že k dnešnímu dni probíhají veškeré analýzy tuhostí ozubení téměř pouze pomocí analyticko-simulačních metod. O těchto metodách je v práci dále pojednáno, stručně se však jedná o metody založené na výpočetních modelech, které často nemají oporu v experimentálním ověření. Ke dni psaní práce existují vědecké práce, věnující se analýze tuhosti ozubených kol pomocí experimentálního měření, avšak jedná se pouze o malé množství příspěvků oproti analytickým metodám. První studie byla provedena roku 2016. [1] Stejní autoři provedli ještě druhou navazující studii v roce 2019. [2]

Řešení zmíněných autorů se však nezdá být úplně ideální – poloha měřených ozubených kol není nastavitelná, čili nelze experimentálně měřit vliv korekcí či změny osové vzdálenosti. Dále se rám jeví jako málo tuhý, takže do měření se s velkou pravděpodobností vnáší velké nejistoty a v neposlední řadě jimi použitá kola nemají normalizovaný tvar patního přechodu. Vytipované problémy slouží jako důležité podklady pro to, aby návrh konstrukce vlastního zařízení tyto aspekty eliminoval a lépe vyhověl požadavkům na experimentální zařízení pro měření tuhosti ozubení.

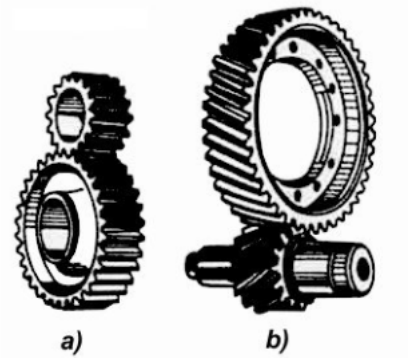
Tato práce se v určité míře opírá o výzkumnou činnost vedoucího bakalářské práce, která se věnuje dynamické analýze ozubených převodů, [3] [4]. První část textu je věnována obecné rešerši možných typů analyticko-simulačních a experimentálních

analýz tuhosti ozubení, jejich principům a postupům. Jedná se o teoretický úvod potřebný k úspěšnému návrhu testovacího stavu. V druhé části je popsán samotný postup návrhu testovacího stavu. Ten obsahuje rozbor zatížení celé sestavy a tuhostí. Dále návrh nosného rámu, šroubů a svěrných pouzder. Navazují kapitoly obsahující kontrolní výpočty vybraných uzlů a návrh senzorů a jejich umístění, pro měření potřebných fyzikálních veličin. Poslední částí je závěr obsahující zhodnocení práce a jakým způsobem bude výsledek práce užit. Také jsou diskutována možná vylepšení do budoucna a případná návaznost na diplomovou práci. Přílohu tvoří vybraná výkresová dokumentace spolu s 3D modelem testovacího stavu.

Teoretická část

2 Dynamický model ozubeného převodu

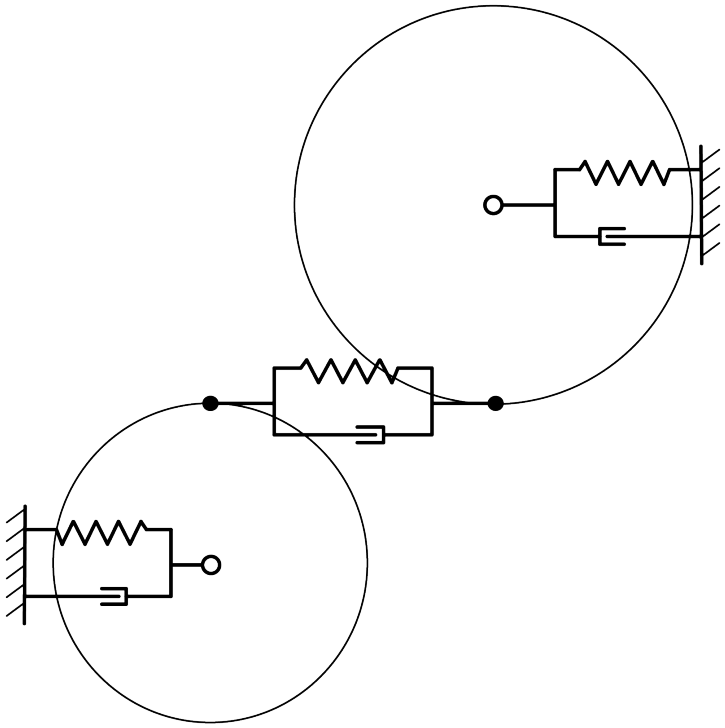
Jedním z nejsložitějších problémů ozubení je jeho vnitřní dynamika. Za ideálních podmínek, při dokonale tuhých materiálech a dokonale přesnému výrobnímu procesu by se ozubený převod hladce odvaloval s konstantním převodový poměrem, měl v čase neměnnou tuhost a tedy i minimální vibrační a hlukové emise. V důsledku nedokonalého výrobního procesu a reálné tuhosti se začnou projevovat odchylky od ideálního chodu a to mimo jiné úchylkou převodového poměru a pro tuto práci důležitou periodicky se měnící tuhostí, která je zdrojem vnitřního buzení celé soustavy. [5]



Obrázek 1: Ozubené soukolí se zuby a) přímými b) šikmými [6]

V moderních rychlootáčkových převodových ústrojích se dnes využívají ozubená kola převážně s šikmým ozubením (viz obr. 1b) zejména kvůli nižší hlučnosti, avšak je možné se stále setkat s ozubením přímým (viz obr. 1a) v aplikacích, kde vyšší hluková emise není relevantní nebo je pouze krátkodobého charakteru (typickým příkladem je reverzní rychlostní stupeň v převodovkách automobilů). Tato práce se zaměřuje pouze na ozubení přímé, což s sebou nese určitá zjednodušení a konstrukční specifika, na které bude upozorněno později. Pro lepší uchopení problematiky je možné považovat jednotlivé zuby za vetknuté nosníky s jasně danou geometrií a vlastními deformačními vlastnostmi a tedy zahrnout i periodickou změnu tuhosti,

v důsledku střídání jednoho a dvou párů spoluzabírajících zubů u přímého ozubení[1]. Aby bylo možné tuhost analyzovat, je třeba uvažovat model převodu, ve kterém jsou jednotlivé uzly nahrazeny sestavami pružin a tlumičů, reprezentující tuhost a tlumení v uložení hřídelů ozubených kol a v místě kontaktu zubů (obr. 2). Díky této náhradě se může nahlížet na tuto sestavu jako na ustáleně kmitající dynamickou soustavu buzenou periodicky se měnící tuhostí. [5] [7]



Obrázek 2: Dynamický model převodu (graficky upraveno) [5]

Jak je patrné z obrázku 2, pro co možná nejvíce vypovídající měření je nutné navrhnout uložení kol tak, aby bylo řádově tužší než měřená tuhost ozubení, kvůli možnému vnesení chyby a následnému nepřesnému měření v důsledku nechtěné deformace.

[1] U šikmého ozubení se jedná o střídání m a $m+1$ párů, nejčastěji je však $m = 2$.

3 Tuhost ozubení

Jak bylo popsáno v předchozí kapitole, na jednotlivé zuby se může hledět jako na vetknuté nosníky podléhající deformaci vlivem vnějšího zatížení od druhého zubu v daném páru. Zatížení je možné zjistit ze silového rozkladu v bodě kontaktu zubů. Deformaci je možné získat z kvantitativního vyjádření tuhosti ozubení c (vztah 3.1), kde w vyjadřuje délkové (respektive šířkové) zatížení zubu a δ jeho deformaci.

$$c = \frac{w}{\delta} \tag{3.1}$$

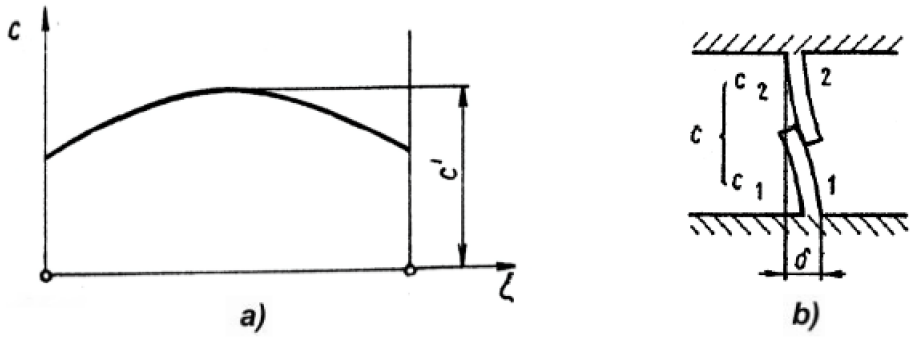
Vzhledem k tvarové složitosti zubů (a to i při zanedbání odchylek od ideálního tvaru vlivem výrobního procesu) je teoretický exaktní výpočet velice náročný. Tento problém se dá řešit experimentálně nebo analyticko-simulačními metodami (viz kapitola 4).

Jak již bylo výše zmíněno, tuhost se mění periodicky v důsledku střídání počtu párů zubů v záběru, v závislosti na součiniteli záběru ε. z tohoto důvodu jsou používány pojmy jednopárová a dvoupárová tuhost. [5] [7]

3.1 Jednopárová tuhost

Tuhost i deformace nejsou konstantní a průběžně se mění v závislosti na tom, v jakém bodě záběru se ozubená kola nachází. Jednopárovou tuhost obecně definuje vztah 3.1. u evolventního ozubení se bod záběru pohybuje po přímce. Největší deformace zubu bude v důsledku namáhání ohybem. Tato deformace roste s velikostí ramena a pro zub bude tedy platit, že největší deformace bude v momentě, kdy je bod kontaktu na vrcholu zubu (největší rameno). Průběh tuhosti jednoho páru je znázorněn na obr. 3a a je z něj zřejmé, že největší tuhost bude mít pár přibližně uprostřed záběru. Tuto tuhost označujeme c'. v tomto bodě je totiž teoreticky bod dotyku v místě, kde se dotýkají roztečné kružnice ozubených kol. Model lze také nahradit sériovým zapojením dvou pružin, viz obr. 3b. [5]

Tuhost jednoho páru zubů přímého ozubení je definovaná vztahem 3.1. Jedná se o tuhost vztaženou na jednotku šířky, tudíž její rozměr je $\frac{N}{m^2}$. Vzhledem k běžným



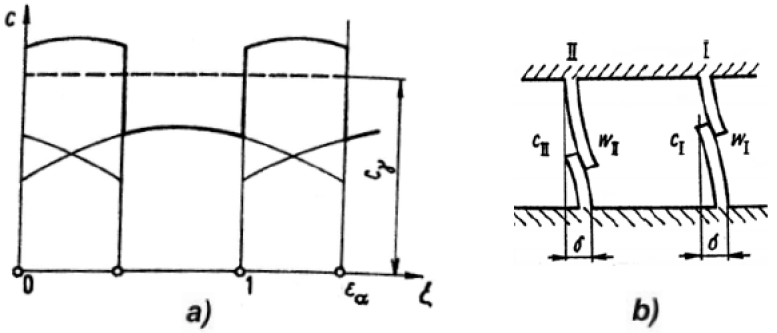
Obrázek 3: Jednopárová tuhost a) průběh b) nahrazení sériovým zapojením pružin [5]

rozměrům zkoumaných ozubení je užití základní jednotky v soustavě SI nepraktické, a proto se šířkové zatížení w vyjadřuje v jednotkách $\frac{N}{mm}$. Deformace δ se běžně vyjadřuje v μm. Promítnutím těchto jednotek do jednotky tuhosti vznikne netradiční jednotka, jejíž výsledná podoba je $\frac{N}{mm \cdot \mu m}$ (v jednotkách SI platí $1\frac{N}{mm \cdot \mu m} = 10^9 \frac{N}{m^2}$).

3.2 Dvoupárová tuhost

Podobně jako v předchozí kapitole, tak i zde se vychází ze vztahu 3.1. Předpokládáme, že celková tuhost je složena ze dvou dílčích tuhostí dvou párů zubů. z tohoto důvodu budeme předpokládat i celkové šířkové zatížení jako sumu dvou dílčích šířkových zatížení od dvou párů $w = w_I + w_{II}$. Deformaci uvažujeme stejnou pro oba dva páry zubů.

Situaci lze modelovat jako dvě paralelní pružiny, viz obr. 3b. Celková tuhost bude tedy periodicky proměnlivá podle toho, zda jsou zrovna v záběru dva páry zubů, anebo pouze jeden. Tato závislost je zobrazena na obr. 3a. Také je zaveden pojem *záběrová tuhost* c_γ, jehož definice bude uvedena v nadcházející kapitole. [5]



Obrázek 4: Dvoupárová tuhost a) průběh b) nahrazení sériovým zapojením pružin [5]

4 Analyticko-simulační metody

Následující kapitola se věnuje rozboru používáných metod k analýze ozubených převodů. Jedná se o analytické a simulační metody, které jsou založeny na výpočetních modelech. Aktuálně jsou k návrhu přímých ozubených kol používány téměř výhradně tyto metody.

4.1 Model ISO 6336-1-2019

Tato metoda je založena na užití empirických vztahů, které byly určeny sadou experimentů provedených na škále ozubených soukolí. Stanovení tuhosti ozubení pomocí této metody je popsáno v normě *ISO 6336-1-2019*. Je důležité uvést, že se jedná o revizi normy z roku 2006. Spoustu zdrojů uvedených v této kapitole pracovalo právě s touto starší verzí normy.

Tato metoda je vhodná pro rychlé návrhové výpočty, jelikož stanovení hodnot tuhostí vychází pouze z empirických konstant daných normou a základní informace o soukolí - v tomto případě se jedná o počty zubů z_1 a z_2 a hodnoty korekcí x_1 a x_2. Hlavní nevýhodou metody je velmi limitovaný rozsah použitelnosti. Ozubené soukolí musí splňovat následující podmínky, aby tato metoda mohla být užita:

- Ozubení musí být vnější
- Ozubení musí být přímé
- Musí se jednat o standardní profil zubu:
  - Záběrový úhel $\alpha = 20°$
  - Koeficient výšky hlavy zubu $h_{a0} = 1,2$
  - Koeficient výšky paty zubu $h_{f0} = 1,0$
  - Zaoblení paty $\rho_0 = 0,2$
- Pro korekce platí:
  - $x_1 \geq x_2$
  - $-0,5 \leq x_\Sigma \leq 2,0$

Další nevýhodou této metody je vysoká nepřesnost, která může dosahovat hodnot až 20 %. [5] [8]

4.1.1 Jednopárová tuhost

Teoretickou tuhost c'_{th} jednoho páru zubů v záběru lze pomocí této normy stanovit dle vztahu 4.1

$$\frac{1}{c'_{th}} = C_1 + \frac{C_2}{z_1} + \frac{C_3}{z_2} - C_4 \cdot x_1 - C_5 \cdot \frac{x_1}{z_1} - C_6 \cdot x_2 - C_7 \cdot \frac{x_2}{z_2} + C_8 \cdot x_1^2 + C_9 \cdot x_2^2, \quad (4.1)$$

kde C_1 - C_2 jsou empiricky stanovené konstanty odečtené z tab. 4.1. Hodnoty z_1 - z_2 jsou počty zubů pastorku a kola, hodnoty x_1 - x_2 jsou korekce pastorku a kola. [8] [5] [9]

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
$0,04723$	$0,15551$	$0,25791$	$0,00635$	$0,11654$
C_6	C_7	C_8	C_9	-
$0,00193$	$0,24188$	$0,00529$	$0,00182$	-

Tabulka 4.1: Konstanty z ISO 6336-1-2006, převzato z [5] [9]

Z této teoretické tuhosti jednoho páru zubů můžeme vypočítat reálnou tuhost jednoho páru zubů soukolí v záběru c' dle vztahu 4.2

$$c' = c'_{th} C_M C_R C_B \cos\beta \quad (4.2)$$

kde C_M je korekční součinitel, C_R součinitel tvaru, C_B součinitel vyjadřující vliv nestandardního profilu zubů a β je úhel sklonu ozubení. [8]

4.1.2 Dvoupárová tuhost

Dvoupárovou tuhost je možné vyjádřit jako tzv. záběrovou tuhost c_γ, kterou lze spočítat ze vztahu 4.3

$$c_\gamma = (0,75\varepsilon_\alpha + 0,25)c' \quad (4.3)$$

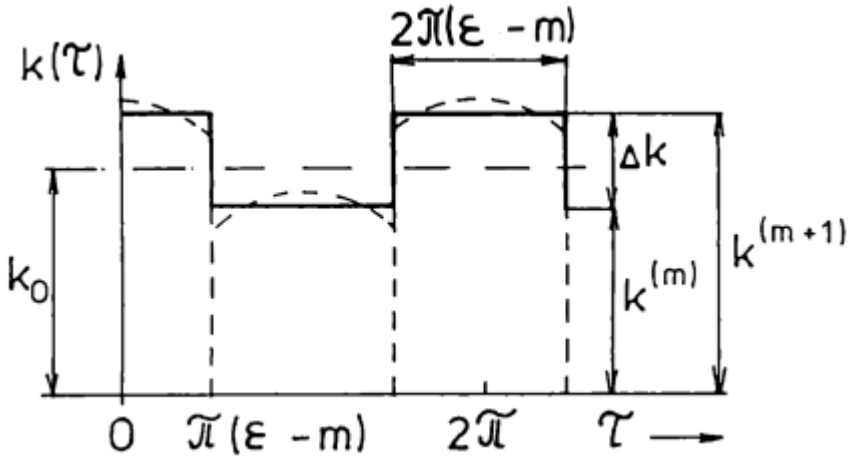
kde ε_α je součinitel záběru ozubení a c' je reálná tuhost jednoho páru zubů v záběru dle vztahu 4.2. [10]

4.1.3 Tuhost ozubení v závislosti na čase

V předešlých kapitolách byly odvozeny vztahy pro výpočet jednopárové a dvoupárové tuhosti. Tyto hodnoty lze dosadit do Fourierovy řady (4.4) a získat pro dynamickou analýzu časový průběh tuhosti.

$$k(\tau) = c' + (c_\gamma - c') \cdot (\varepsilon - m) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \cdot (c_\gamma - c')}{\pi n} \cdot \sin\left[\pi n \cdot (\varepsilon - m)\right] \cdot \cos n\tau, \quad (4.4)$$

kde c' je reálná tuhost jednoho páru zubů v záběru, c_γ je dvoupárová tuhost, τ je čas a ε je součinitel záběru, přičemž pro přímé ozubení uvažujeme $\varepsilon = \varepsilon_\alpha$, tedy součinitel záběru evolventou. Dále pro přímé ozubení platí, že $m = 1$. Výsledný průběh ozubení má poté tvar dle následujícího obr. 5. [11]



Obrázek 5: Průběh celkové tuhosti ozubení, převzato z [10]

4.2 Deformační model

Tento model řeší model pomocí deformačních energií. na zuby je pohlíženo jako na vetknuté nosníky s tím, že k vetknutí dochází v místě patní kružnice. Tyto nosníky jsou následně namáhány ohybem, smykem a axiálním tlakem (ve směru osy zubu). [4]

Pro tyto druhy namáhání jsou stanoveny deformační energie dle vzorců 4.5, 4.6 a 4.7,

$$U_b = \frac{F^2}{2K_b}, \quad (4.5)$$

$$U_s = \frac{F^2}{2K_s}, \quad (4.6)$$

$$U_a = \frac{F^2}{2K_a}, \quad (4.7)$$

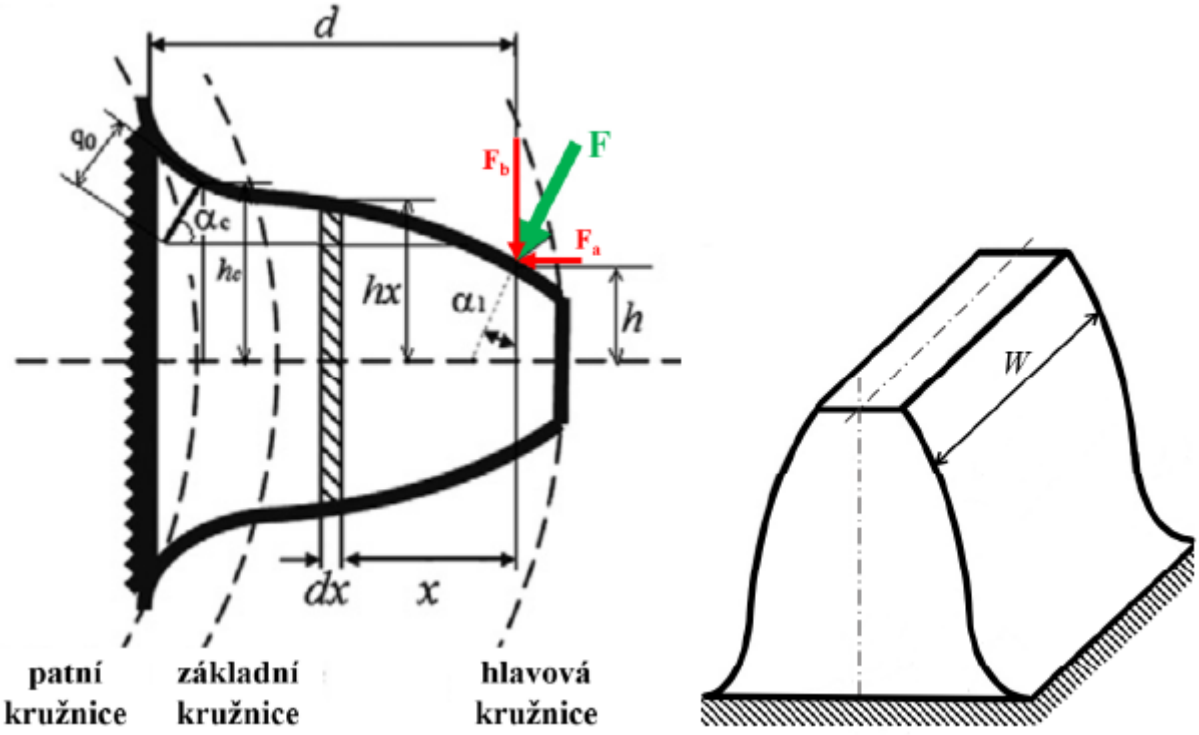
ze kterých jsou následně odvozeny tři dílčí deformační energie – ohybová U_b, smyková U_s a axiální U_s tlaková viz vzorce 4.8, 4.9 a 4.10,

$$U_b = \int_0^d \frac{M^2}{2EI_x} dx, \tag{4.8}$$

$$U_s = \int_0^d \frac{1,2F_b^2}{2GA_x} dx, \tag{4.9}$$

$$U_a = \int_0^d \frac{F_a^2}{2EA_x} dx, \tag{4.10}$$

kde E je Youngův modul pružnosti v tahu, G je Youngův modul pružnosti ve smyku, A_x je plocha průřezu kolmého na axiální osu zubu a I_x je moment setrvačnosti odříznuté části zubu ve vzdálenosti x od paty zubu. Tato vzdálenost je zároveň rameno, na kterém působí záběrová síla F, [12]. Tato síla se na boku zubu rozloží do směru axiálního F_a, který způsobuje tlakové namáhání zubu a do příčného směru na sílu F_b, který je na axiální směr kolmý a zub namáhá na ohyb. Obrázek tohoto schématu je na obrázku 6. [4]



Obrázek 6: Namáhání zubu jakožto vetknutého nosníku, převzato z [4]

Síly F_a a F_b lze rozepsat s využitím záběrového úhlu α_1 dle rovnic 4.11 a 4.12. Ohybový moment M působený silou F lze rozepsat jako funkci jednotlivých složek viz vztah 4.13

$$F_a = Fsin\alpha_1, \tag{4.11}$$

$$F_b = Fcos\alpha_1, \tag{4.12}$$

$$M = F_b x - F_a h, \tag{4.13}$$

kde h značí vzdálenost od axiální osy zubu v příčném směru v místě působiště síly F. [4]

Při uvažování rovností mezi vztahy 4.5-4.5 a 4.8-4.10 spolu s využitím rovnic 4.11-4.13 jsou výsledkem vztahy pro jednotlivé složky tuhostí zubů v záběru.

$$\frac{1}{K_b} = \int_0^d \frac{(xcos\alpha_1 - hsin\alpha_1)^2}{EI_x} dx, \tag{4.14}$$

$$\frac{1}{K_s} = \int_0^d \frac{1,2cos^2\alpha_1}{GA_x} dx, \tag{4.15}$$

$$\frac{1}{K_a} = \int_0^d \frac{sin^2\alpha_1}{EA_x} dx, \tag{4.16}$$

Tyto tuhosti se postupně projevují na každém zubu v záběru a sami o sobě dávají poměrně dobrou představu o celkové tuhosti soukolí. v průběhu let však přibyly další dva druhy tuhostí, které dále zpřesňují výpočetní model – kontaktní-Hertzova tuhost K_h a tuhost, která se snaží reflektovat skutečný tvar paty zubu K_f dle vzorce 4.18. První zmíněnou tuhost K_h lze vypočítat vztahem 4.17. [13] [14]

$$\frac{1}{K_h} = \frac{4(1-\nu^2)}{\pi EW}, \tag{4.17}$$

kde ν je Poissonova konstanta a W je šířka ozubení. Je důležité uvést, že existuje více vztahů, dle kterých lze tuto hodnotu určit. Jiný vztah je uveden například v [15].

Poslední zmíněnou tuhost K_f je možné vyjádřit ze vztahu 4.18.

$$\frac{1}{K_f} = \frac{\delta_f}{F}, \tag{4.18}$$

kde δ_f značí deformaci paty zubu. Tuto hodnotu není jednoduché získat, podrobný postup však může být nalezen v [13].

Celkové tuhosti můžeme získat jako funkce všech dílčích tuhostí. Pro tuhost jednoho páru zubů v záběru platí vztah 4.19

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{K_{b1}} + \frac{1}{K_{s1}} + \frac{1}{K_{a1}} + \frac{1}{K_{f1}}} + \frac{1}{\frac{1}{K_{b2}} + \frac{1}{K_{s2}} + \frac{1}{K_{a2}} + \frac{1}{K_{f2}} + \frac{1}{K_h}}, \tag{4.19}$$

kde index 1 značí pastorek a index 2 kolo. [11]

Pro tuhost dvou párů zubů v záběru platí vztah 4.20:

$$K_2 = \sum_{i=1}^{2} \frac{1}{\frac{1}{K_{b1,i}} + \frac{1}{K_{s1,i}} + \frac{1}{K_{a1,i}} + \frac{1}{K_{f1,i}}} + \sum_{i=1}^{2} \frac{1}{\frac{1}{K_{b2,i}} + \frac{1}{K_{s2,i}} + \frac{1}{K_{a2,i}} + \frac{1}{K_{f2,i}} + \frac{1}{K_{h,i}}}, \tag{4.20}$$

kde suma od 1 do 2 značí jednopárový a dvoupárový záběr. [11]

4.3 Metoda konečných prvků

Mezi často používané metody patří metoda konečný prvků (MKP), anglicky *Finite Element Method (FEM)*. Jedná se o simulační metodu založenou na matematickém modelu, kdy je 2D nebo 3D model pomocí generované sítě s uzly rozdělen na dílčí výpočtové elementy - prvky. [16]

Zadefinovány jsou kromě sítě také okrajové podmínky - tedy uložení modelu, které zajistí odebrání požadovaných stupňů volnosti a dále zatížení v uzlech, které odpovídají působišti silových účinků. Následně je možné získat výsledek simulace, a tím výsledné namáhání modelu. z hlediska MKP modelu ozubení je problém složitější, jelikož záběr ozubených kol vede na kontaktní úlohu, která má svá specifika. Pomocí této metody se nejčastěji provádí analýza kontaktních Hertzových tlaků a ohybového namáhání. Metoda je časově náročná a mezi její základní problémy patří vyhovující rozdělení modelu na konečné prvky, simulace kontaktní úlohy - vzájemné tření povrchů a definice kontaktních ploch. [16]

Metoda MKP byla použita k řešení tuhosti ozubení například ve článcích *Stresses and deformations in involute spur gears by finite element method* [17] a *Involute Gear Tooth Stresses Analysis Using Finite Element Modeling* [18].

4.4 Porovnání metod

V předchozích kapitolách byly shrnuty základní metody pro analýzu tuhosti ozubení – Model ISO 6336-1-2019, Deformační model a Metoda konečných prvků. k datu psaní práce je nejhojněji využívaná právě metoda deformačních energií, jelikož má oproti ostatním metodám značné výhody. Výhody a nevýhody jednotlivých přístupů jsou shrnuty níže:

1. ISO 6336-1-2019
    - Výhody:
        - jednoduché výpočtové vztahy
        - kratší výpočtový čas
    - Nevýhody:
        - omezení pouze na ozubení s přímými zuby
        - vysoká nepřesnost až 20%
2. Deformační model
    - Výhody:
        - vysoká přesnost
        - možnost modifikovat teoretický model dle aktuálních podmínek, během nichž je soukolí v provozu
        - aplikovatelnost metody na libovolné geometrie zubů
        - vhodné i pro šikmé ozubení
    - Nevýhody:
        - vysoká teoretická náročnost na tvorbu modelu
        - vysoká časová náročnost
3. Metoda konečných prvků
    - Výhody:
        - vysoká přesnost
        - možnost využití jak 2D, tak 3D modelů
        - univerzální nástroj pro pevnostní analýzu nejen ozubených kol
    - Nevýhody:
        - vysoká náročnost především z hlediska výpočetního času a finančních nákladů
        - vysoká náročnost z hlediska korektního nastavení modelu

5 Experimentální ověřování

V této části jsou popsány experimentální metody užité při analýze tuhosti ozubených kol v záběru. Experimentální přístupy vyhodnocování tuhosti ozubení představují další způsob, jak získat relevantní data popisující tuhost ozubení. Společně s analyticko-simulačními nástroji pak tvoří metodiku, při které lze prvním uvedeným způsobem tuhost ozubení stanovit a druhým zmíněným způsobem tyto výsledky ověřit. Experimentální měření skýtá velkou výhodu ve věrnějším zachycení reality oproti matematickým modelům a následné korekce výsledků analytických výpočtů. Další možné uplatnění experimentálních metod lze najít na pracovištích, kde není možnost efektivně využívat analyticko-simulační nástroje. Zpracování kapitoly je formou rešerše odborných článků a závěrečných prací, které jsou volně dostupné na webu. Jak již bylo zmíněno v kapitole 1, experimentální metody v oblasti tuhosti ozubení představují zatím mizivě prozkoumanou oblast. z tohoto důvodu není k dispozici větší množství literatury. Z tohoto důvodu je zpracování kapitoly provedeno formou rešerší dvou zásadních odborných prací zmíněných v kapitole 1. Tyto práce přímo souvisejí s tématem bakalářské práce.

5.1 Přehled problematiky

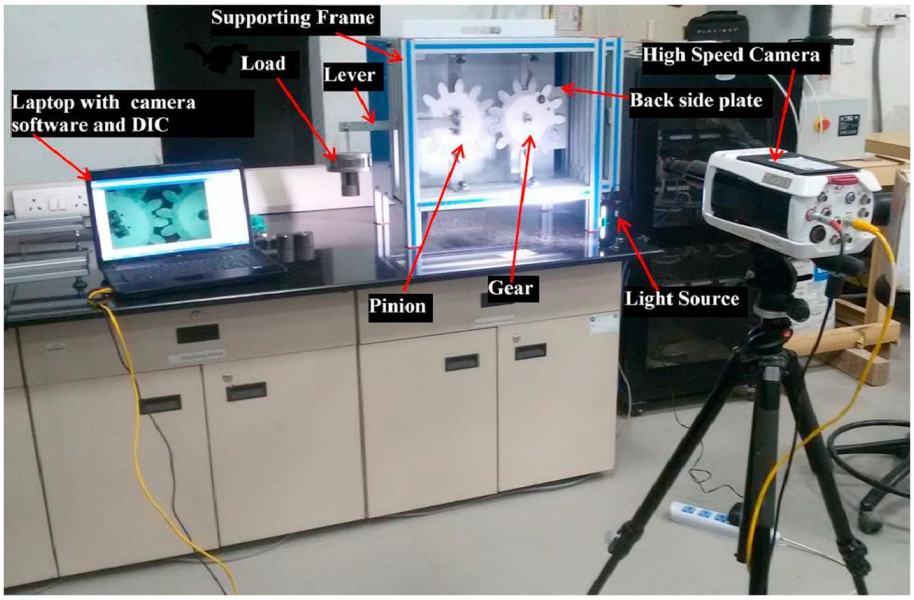
5.1.1 Experimentální měření tuhosti ozubení pomocí metody digitální korelace obrazu

Autoři: Naresh K. Raghuwanshi, Anand Parey
Pracoviště: Indian Institute of Technology Indore

V této práci - [19] je vyhodnocována tuhost pomocí metody DIC - digital image corellation (metoda digitální korelace). Metoda spočívá v tom, že na měřené evolventní ozubení je aplikována bílá barva s naneseným černým rastrem. To vytvoří jakousi síť bodů. Poté jsou ozubená kola zatěžována pomocí pákového mechanismu. U toho je celý proces zatížení ozubených kol snímán vysokorychlostní kamerou s vysokým rozlišením, které činí až 2000 pixelů na 1 mm. Díky tomu vznikne

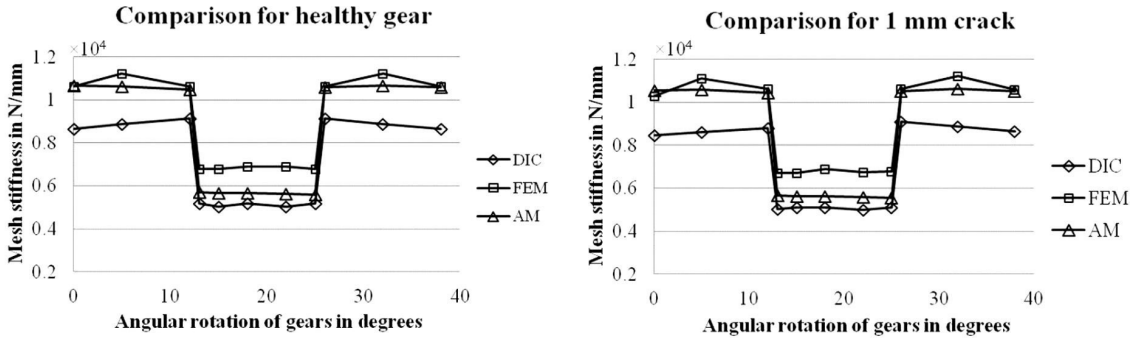
v momentě zatížení od 50 do 100 snímků. Pomocí porovnávání sekvence jednotlivých snímků se dá vyhodnotit posunutí jednotlivých bodů na ozubeném soukolí. Pro jednotlivé body jsou vyhodnocovány složky posunutí ve směru horizontální a vertikální osy. z toho lze získat hodnotu celkového posunutí, z čehož je možné posléze vyvodit celkovou velikost deformace ozubených kol v příslušných místech.

Zatěžování kol probíhá na speciálně navrženém měřícím rámu a metoda DIC je realizována v prostředí Matlab. Rám měřícího zařízení by měl být navrhnut tak, aby měl vysokou tuhost a tím pádem co nejméně ovlivňoval experimentální měření. Autoři ve své práci zatěžovali nejprve ozubení bez poškození. Poté proběhlo měření na sadě ozubení s tím, že zde autoři simulovali trhlinu v patě zubu. Poškození bylo simulováno zářezem do zubu pod úhlem 45 ° od osy zubu. Hloubka zářezu na pěti měřených kolech byla od 1 mm do 5 mm (stupňováno po 1 mm). Testovací stav je zobrazen na obr. 7. [19]



Obrázek 7: Testovací sestava pro experimentální měření pomocí DIC - převzato z [19]

Na závěr autoři provedli porovnání výsledků získaných pomocí DIC s výsledky získanými analytickou metodou (AM) a metodou konečných prvků (FEM). Tyto výsledky jsou zobrazeny na obr. 8. [19]



Obrázek 8: Výsledky měření pro ozubené kolo bez vady (vlevo) a s vadou (vpravo), kde DIC je výsledek získaný experimentálně. FDM získáno metodou MKP a AM získáno metodou deformačního modelu - převzato z [19]

5.1.2 Experimentální měření tuhosti ozubení pomocí tenzometrie

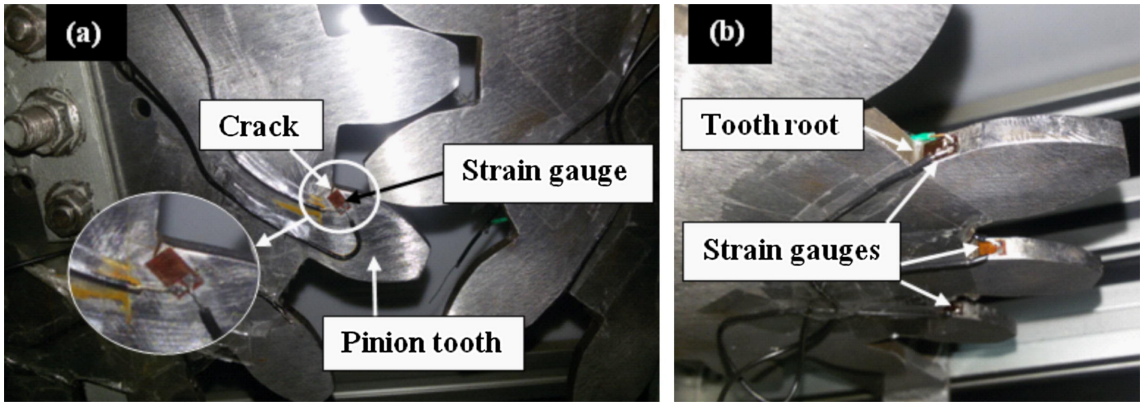
Autoři: Naresh K. Raghuwanshi, Anand Parey
Pracoviště: Indian Institute of Technology Indore

Autoři článku z kapitoly 5.1.1 se tomuto tématu věnovali i v dalším jejich příspěvku. Měření proběhlo na stejném, z předchozí kapitoly již známém, testovacím zařízení. Experimentální přístup se liší pouze metodou měření deformací. Měření bylo provedeno na ozubeném kole bez závad a poté na sadě kol se závadou v podobě trhliny s postupnou délkou 0,4 mm, 1 mm, 2 mm, 3 mm a 5 mm. [19]. V tomto případě bylo měření deformací provedeno použitím tenzometrů. Pomocí těchto senzorů je možné měřit relativní prodloužení materiálu ozubených kol. Z toho lze odvodit velikost mechanického napětí součásti. [20]

Autoři pomocí této metody změřili také tzv. faktor intenzity napětí, což je pojem z lomové mechaniky. Tato veličina charakterizuje napěťové pole v okolí čela trhliny. [20]

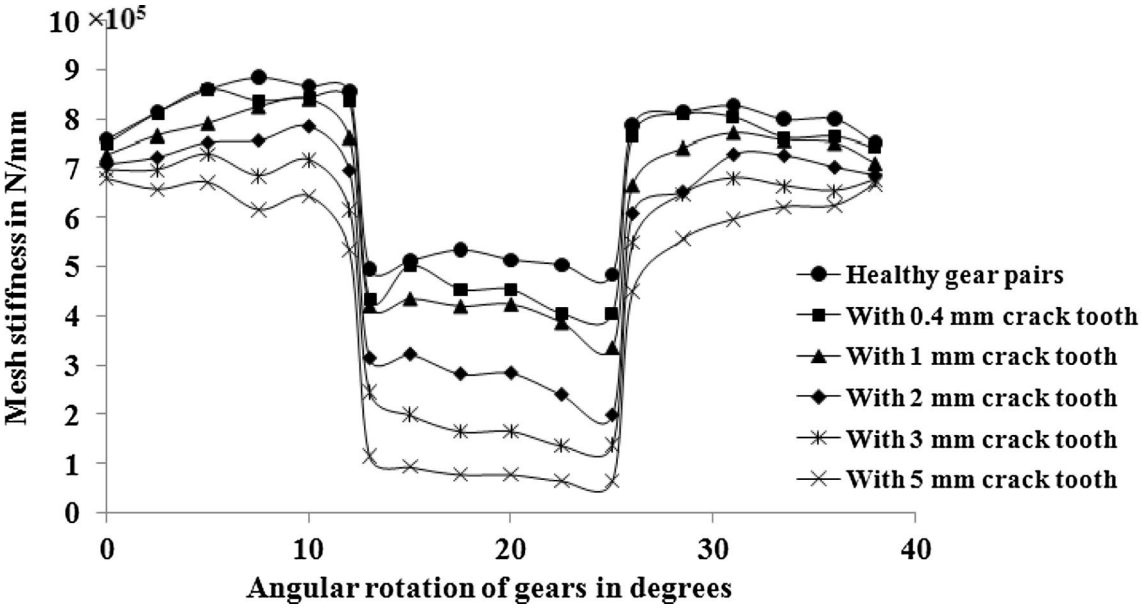
Tenzometry byly nainstalovány na ozubená kola pomocí lepidla. Povrch byl před instalací obroušen, odmaštěn a očištěn. Po instalaci byla na tenzometry nanesena silikonová pasta k ochraně před vnějším poškozením tenzometrů či jevů, které by zvyšovali nejistotu měření, jako například teplotní roztažnost. Měřící stav s nainstalovanými tenzometry je zobrazen na obr. 9. Tenzometry byly umístěné na patách zubů a dále na boku ozubených kol v oblasti trhlin v radiálním směru. [20]

Tenzometry byly umístěné celkem na šesti jednotlivých patách zubů, aby během postupného záběru jednotlivých zubů bylo možno měřit deformace těchto zubů. Z naměřených dat autoři poté vyhodnotili hodnoty jednopárových a dvoupárových



Obrázek 9: Testovací stav s vyobrazenými tenzometry - převzato z [20]

tuhostí ozubených kol. Tyto hodnoty byly získány pomocí deformačního modelu, do kterého byly dosazeny hodnoty změřených napětí. Výsledky měření všech šesti měřených kol jsou shrnuty na obr. 10. [20]



Obrázek 10: Výsledky pro jednotlivá měřená ozubená kola [20]

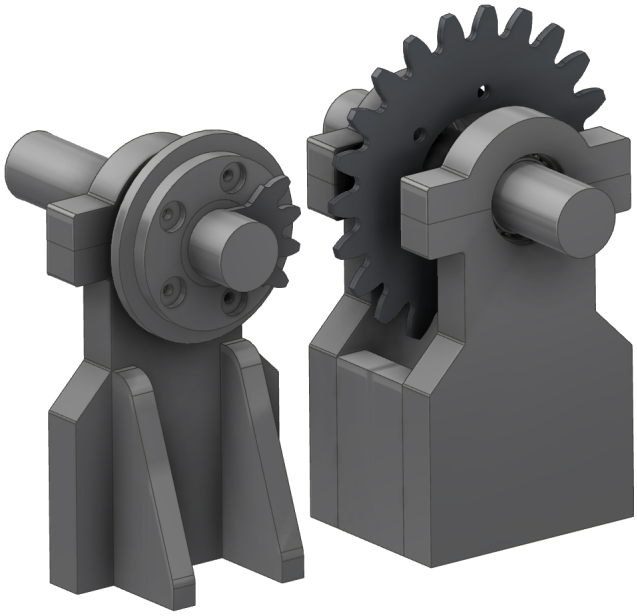
Z tohoto obrázku je patrné, že tuhost s rostoucí délkou trhliny klesá, což bylo přesně dle očekávání autorů a lze to objasnit tím, že trhliny v součástech nám budou mechanické vlastnosti zhoršovat. [20]

Praktická část

6 Návrh konstrukce testovacího stavu

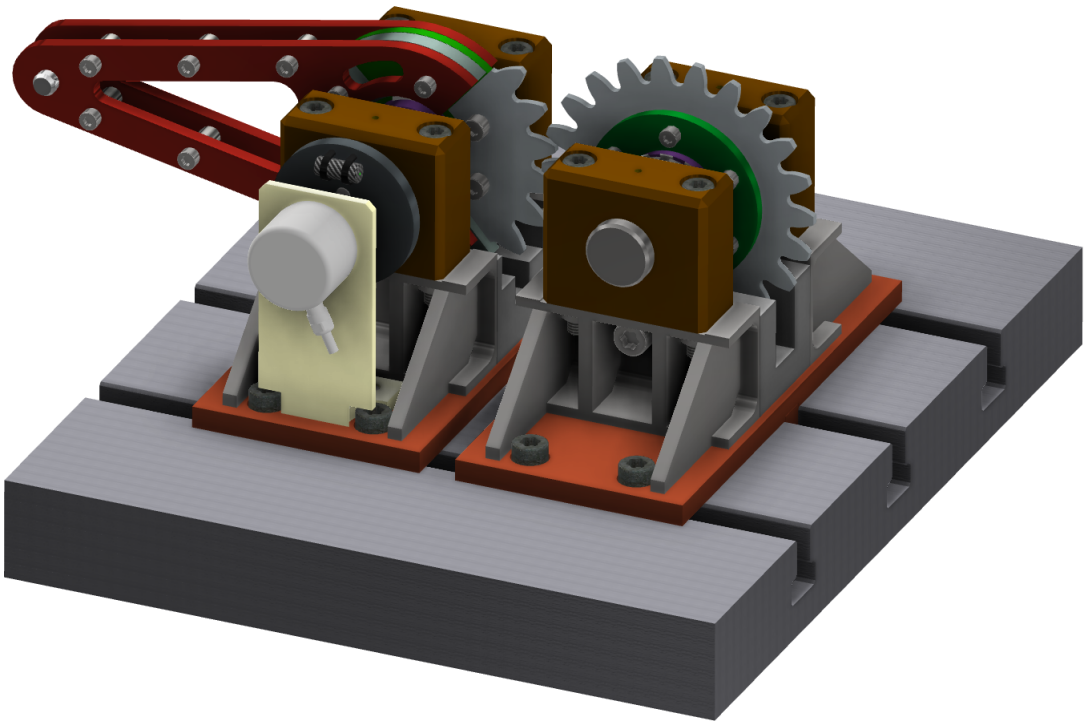
Následující kapitoly této práce obsahují popis postupu návrhu testovacího stavu, jeho postupný vývoj v čase (jakožto i nastínění řešení, od kterých bylo následně upuštěno), kontrolu vybraných konstrukčních uzlů, výběr kupovaných normalizovaných součástí a v neposlední řadě výběr vyhovujících senzorů.

Prvotní idea o funkčnosti testovacího zařízení vycházela ze základního koncepčního návrhu, který je vidět na obrázku 11. Ten počítal převážně s užitím svařených dílců řezaných pomocí laseru. Upevnění a adjustace osové vzdálenosti měly být zajištěny pomocí lineárního vedení (není zobrazeno). Umístění hřídelů s ozubenými koly bylo řešeno ložisky uchycenými přes radiální přírubu, kdy zatěžovaný hřídel se segmentem pastorku byl uchycen letmo pouze jedním ložiskem. Princip zatěžování pomocí závaží umístěného na páce byl zachován ve všech návrzích.



Obrázek 11: Původní návrh testovacího stavu

Jak je vidět na obrázku 12, konstrukce dostála značných změn. Idea konstrukce zůstala zachována, tedy dvě svařované konstrukce, pastorek zatěžovaný přes páku závažím a kola umístěna na hřídelích. Avšak základním nosným prvkem svařenců jsou zde UPE–profily s dodatečným žebrováním. Prostor mezi UPE–profily je vyplněn obráběnými kvádry (ČSN 42 5549-90×160-S235JR), tak aby byla umožněna rotace ozubených kol a zároveň byl dodržen požadavek na tuhost celé nosné konstrukce. Hřídele nejsou uloženy v kupovaných ložiskových domcích s kuličkovými ložisky, ale v jejich vyráběné kluzné obdobě, hřídel pastorku není uložen letmo. Zatěžovací páka byla zdvojena a navržena jako výpalek. Vše bylo konstruováno s ohledem na vysokou tuhost tak, aby tuhost rámu negativně neovlivňovala měřenou tuhost ozubení.

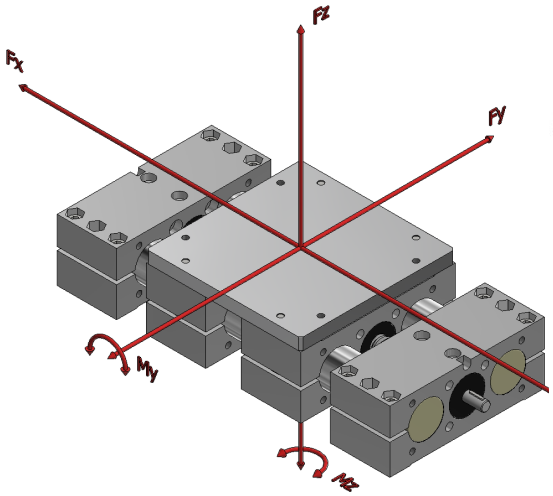


Obrázek 12: Konečná podoba testovacího stavu

6.1 Upevnění k rámu

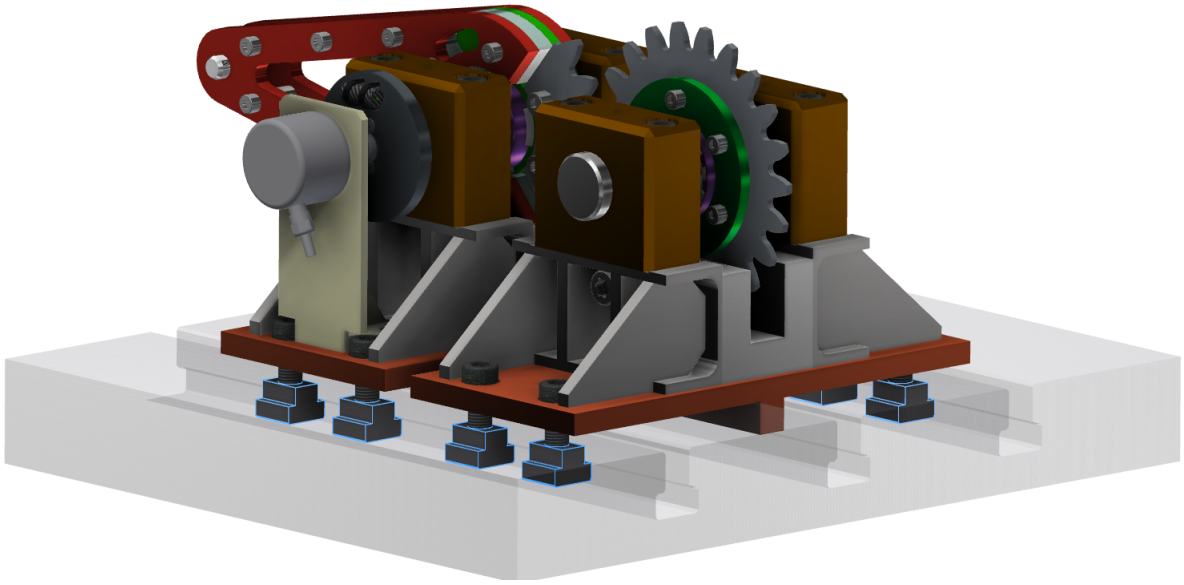
Po vyčíslení hodnoty M_y (viz kapitola 7) bylo zjištěno, že vybrané lineární vedení *INOCON ILD-18* (viz obrázek 13) nevyhovuje a bylo nutno vybrat jiné řešení. V úvahu připadala i jiná lineární vedení (například ALUROL AD-420, viz obrázek 14), ale vzhledem k nedostupnosti (popř. vysoké ceně) těchto součástí v době tvorby návrhu, bylo upuštěno od tohoto druhu řešení a přistoupilo se k upevnění ke stolu

s T–drážkami pomocí T–matic (viz obrázek 15). Silové působení na stůl a matice je představeno v kapitole 9.



Obrázek 13: Lineární vedení INOCON ILD [21]

Obrázek 14: Lineární vedení ALUROL [22]

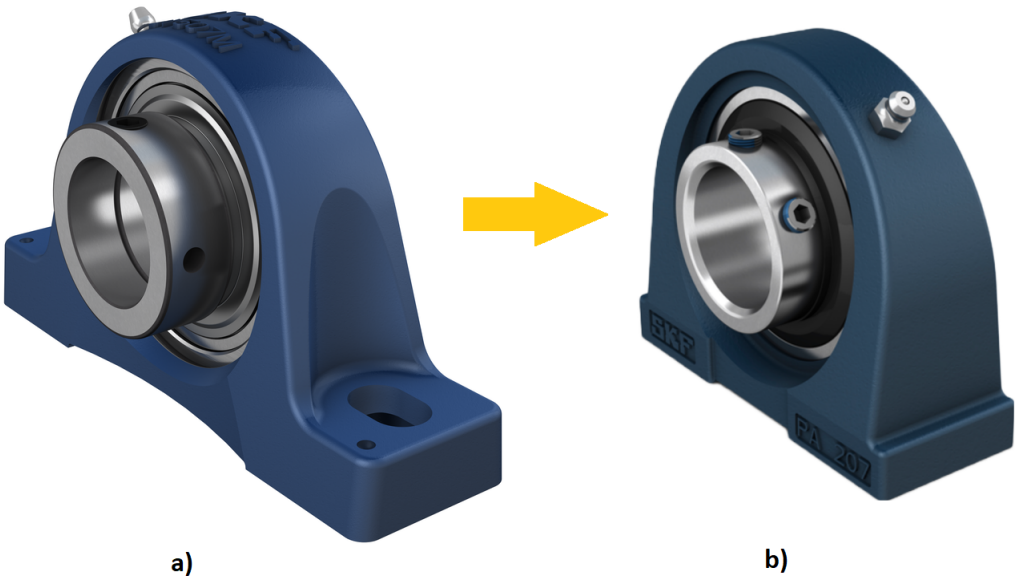


Obrázek 15: Upevnění pomocí T–matic - zvýrazněny modře

6.2 Uložení hřídelů

Uložení hřídelů prošlo v průběhu návrhů několika stádii a změnami. Prvotní návrh vycházel z předpokladu, že hřídele budou mít průměr $d = 40\ mm$ a ložiskový domek s odpovídajícím otvorem bude mít dostatečnou statickou únosnost C_0, jelikož v této aplikaci chybí dynamická složka zatížení. Vzhledem ke statickému charakteru testování a faktu, že hřídele nejsou namáhány na krut z důvodu jednak zatěžování vstupního kola přímo v jeho ose, a jednak fixace disku výstupního kola přímo na rám, byl zvolený domek *SKF SY 40 FM* (viz obrázek 16a) vybrán na základě rozměrové shody otvoru pro hřídel.

Při dalším postupu v návrhu se ukázalo, že tento ložiskový domek má nevhodně velké vnější rozměry a při požadavku na zachování celkových kompaktních rozměrů testovacího stavu musí být zvolen domek prostorově úspornější. Volba padla na ložiskový domek *SKF UCPA 208* (viz obrázek 16b) s obdobnými parametry, ale zásadně menšími zástavbovými rozměry díky upevňování pomocí dvojice šroubů do závitových děr velikosti M14×20 nacházejících se na spodní straně.



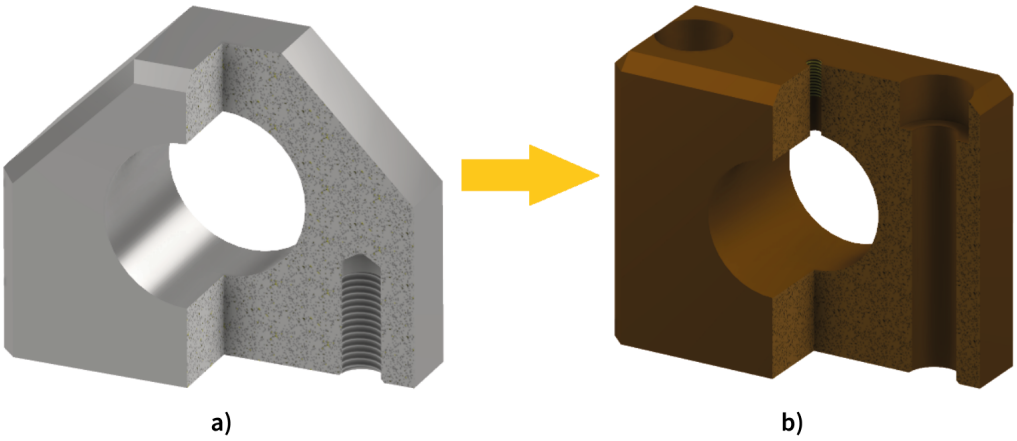
Obrázek 16: Ložiskové domky a) SKF SY 40 FM [23] b) SKF UCPA 208 [24]

Po odborné diskuzi vyvstala obava, zdali se naklopení v ložiskových domcích nebude negativně promítat do deformace hřídelů a zanášet chybu do měření. Proti tomuto stála varianta domky nechat vyrobit jako kluznou variantu. Byla provedena analýza deformací hřídelí v softwaru *RFEM 6*. Na hřídele bylo nahlíženo spíše jako na osy, jelikož není realizován přenos kroutícího momentu. Hladké hřídele jsou zároveň vyztuženy nesenými komponenty pro uchycení disků kol. Analýza ukázala,

že rozdíl v deformacích je řádový v neprospěch uložení do ložiskových domků (podrobnější popis uveden v kapitole 8).

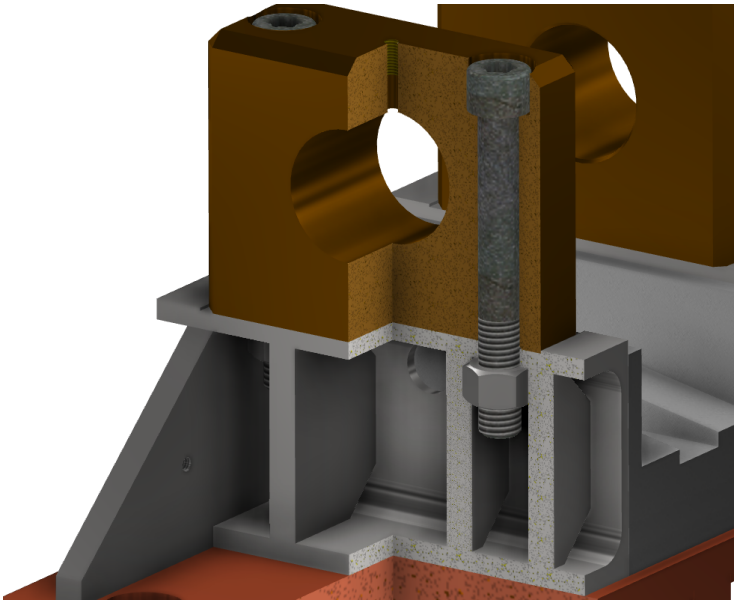
Z výše uvedených důvodů se konstrukční návrh vydal směrem kluzných domků. Jako rozměrová předloha sloužil ložiskový domek *SKF UCPA 208*, jelikož zapadal rozměrově do konstrukčního návrhu. Starší návrh domku (viz obrázek 17a) přejal vnější i připojovací rozměry, včetně upevňování pomocí dvojice šroubů do závitových děr M14 umístěných ze spodní strany domku. Též bylo přidáno zkosení pro lepší přístup k vzorkům ozubení. Toto řešení se ovšem ukázalo jako nevhodné pro tuto aplikaci. Šrouby pro uchycení o délce 25 *mm* by se museli zavést zespodu, což by značně ztěžovalo montáž. Hlavním faktorem pro hledání jiné koncepce byl ovšem fakt, že hlavu šroubu by ze dvou stran v těsné blízkosti obklopovaly vypálené profily plnící vyztužovací funkci a bylo by nemožné šroub utáhnout momentovým klíčem.

Další návrh (viz obrázek 17b) tedy řeší nedostatek smontovatelnosti návrhu předchozího. Tato varianta domku místo závitových děr ze spodní strany má průchozí otvory se zapuštěním pro válcovou hlavu šroubu, který se vkládá shora. Vnější obrys je tedy kvádr. Byl přidán i otvor pro dodávání maziva. V úvahu připadal i určitý koncepční mezistupeň, který by zachoval zkosení a siluetu staršího návrhu a zároveň by měl průchozí otvory, což by ale značně prodražilo jeho výrobu oproti variantě bez zkosení (tedy finální).



Obrázek 17: Návrhy kluzných domků v řezu a) Starší návrh b) Finální návrh

Vzhledem k absenci závitové díry ve finálním návrhu domku, bylo třeba umístit z vnitřní strany UPE–profilu matici velikosti *M14*. Vzhledem k problému utahování v tomto místě (popsáno výše) bylo nutné upravit rozteč mezi výztužnými profily tak, aby matice byla pozičně zajištěna a nebylo ji potřeba utahovat klíčem. Tohoto bylo dosaženo zmenšením vzdálenosti mezi profily na velikost 22 *mm*. Detail finálního řešení uchycení je vidět na obrázku 18.



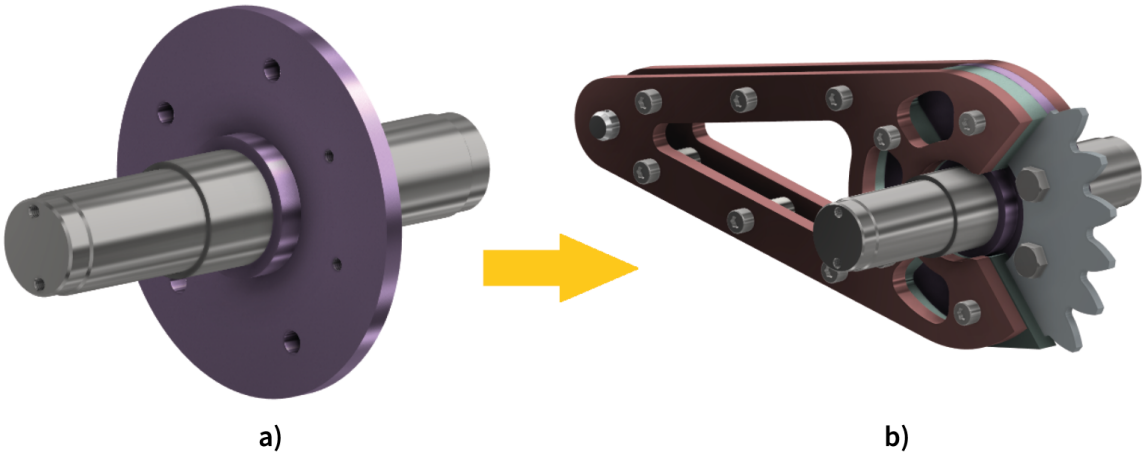
Obrázek 18: Detail finálního uchycení domku - řez

6.3 Uchycení vzorků

Jako prvotní koncept pro uchycení ozubeného vzorku byla použita příruba, ke které by se páka a testovaný segment ozubení připevňoval pomocí šroubového pole. S ohledem na pozdější potřebu realizace byl navržen odstupňovaný hřídel s přivařenou přírubou (viz obrázek 19a) se zvětšeným průměrem v prostoru mezi domky pro vymezení středové polohy. Příruba byla též jednou odstupňována (na obrázku 19a fialově). Na hlavním disku se nacházela dvě šroubová pole, jedno o čtyřech průchozích dírách pro upevnění zatěžovací páky, druhé o dvou závitových dírách pro připevnění ozubeného segmentu.

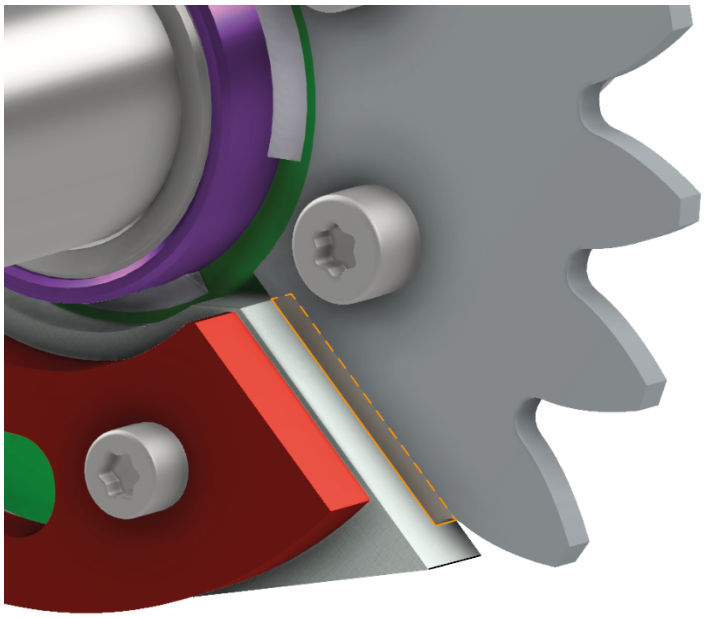
Z důvodu vytvoření symetrie zatěžování byla do návrhu přidána druhá zatěžovací páka a distanční disk s odpovídajícími otvory pro šrouby (na obrázku 19b zeleně). V této fázi návrh počítal s připevněním ozubeného segmentu pomocí dvojice šroubů, které by přenášeli silové účinky ze zatěžovací páky přes přírubu na tento segment.

Vzhledem k modularitě testovacího stavu se počítá s testováním segmentů s různými parametry a tedy různou velikostí patní kružnice. To znamená různou vzdálenost středu připojovacích šroubů od pat zubů, což by vedlo k různě velkému zpevnění mezi jednotlivými testovacími segmenty a snížení vypovídající hodnoty výsledků z měření při vzájemném porovnávání. Proto bylo přistoupeno k úpravě disku tak, aby největší z testovaných segmentů dosedal celou boční plochou (viz



Obrázek 19: Původní návrh vstupního hřídele a) pro jednu zatěžovací páku b) pro distanční disk a dvě zatěžovací páky

obrázek 20 - styčná plocha oranžově) na tento disk, že byl vytvořen převis v místě přerušení.



Obrázek 20: Dotyková plocha kola a segmentu

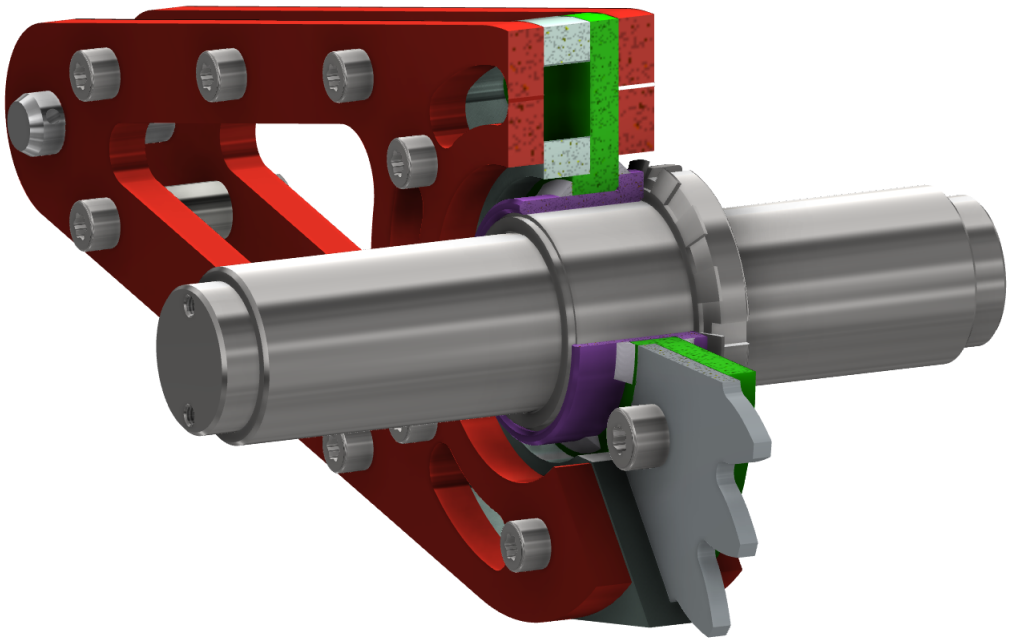
Výše popsaný návrh počítal s přivařením příruby na hřídel, což by mohlo vést k deformacím příruby a hřídele v důsledku prohřátí těchto částí a jejich tvarové změně. Zároveň by toto nerozebiratelné spojení s hřídelem snížilo modularitu testovacího stavu. Z těchto důvodů byl návrh opět modifikován tak, aby se hřídel od příruby dal oddělit. Toho bylo dosaženo použitím samostředícího svěrného pouzdra na hladkém hřídeli průměru 45 mm. Pouzdro samotné nepřenáší žádný kroutící

moment a byla tedy vybrána varianta *RCK55-D45/55*[1] (viz obrázek 21). Vymezení axiální polohy hřídele je řešeno pomocí stavěcích kroužků *DIN 705A-45/70×18* (obrázek 22).

Obrázek 21: Svěrné pouzdro RCK 55 [25]

Obrázek 22: Stavěcí kroužek DIN 705A [26]

Aby byla zajištěna správná funkčnost samostředícího svěrného pouzdra, bylo potřeba upravit návrh příruby. Finální verze příruby se tedy skládá z nátrubku s odsazením (viz obrázek 23 - fialově), do kterého se vsune celé svěrné pouzdro, a nátrubek je navařen do příruby (na obrázku 23 - zeleně).



Obrázek 23: Finální podoba spojení hřídele a příruby - řez

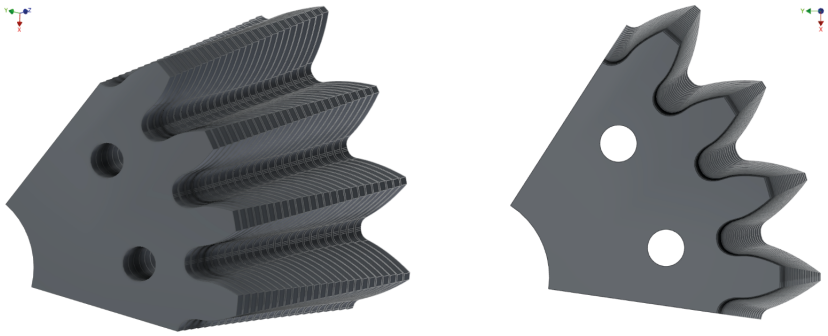
[1]Podmínky pro zajištění správné funkce pouzdra jsou uvedeny výrobcem v katalogovém listu - viz [25]

6.4 Výběr vzorků ozubení

Jednou ze základních vlastností testovacího stavu má být jeho modularita umožňující testování různých vzorků segmentů ozubení s rozdílnými parametry, aby bylo možné jednotlivé výsledky mezi sebou porovnat a identifikovat trend.

Testovací stav je navrhován na parametry ozubení uvedených v tabulce 7.1. K testování je ovšem navržena sada 25 různých vzorků s rozdílnou osovou vzdáleností a tedy různými velikostmi dílčích parametrů ozubení (jako součinitele posunutí, roztečné, patní a hlavové průměry, ...). Změny tvaru zubů v závislosti na osové vzdálenosti zachycuje obrázek 24, kde jsou všechny vzorky srovnány za sebe, a jsou na něm patrné pouhým okem změny geometrie promítající se do podřezání a špičatosti jednotlivých zubů.

Osové vzdálenosti vzorků jsou odstupňovány po $0,5\ mm$ a jsou v rozmezí od $a = 173\ mm$ do $a = 185\ mm$. Parametry jako modul, záběrový úhel, počty zubů, či šířka kola jsou pro všechna kola stejná.



Obrázek 24: Segmenty vzorků ozubení

Výběr materiálu podléhal zejména kritériím opakovatelnosti a dostupnosti. Při návrhovém zatížení $M_k = 1000\ Nm$ je očekáváno napětí v patě zubu přibližně 900 MPa (dle výpočtového softwaru pro ozubení KISSsoft). Z tohoto důvodu byl vybrán materiál *HARDOX® 500*, aby bylo možné provozovat vzorky pod mezí kluzu materiálu. Vybraný materiál *HARDOX® 500* (v tloušťce 5 mm) je otěruvzodrná ocel se zaručenou tvrdostí 470 HBW a obvyklou mezí kluzu 1400 MPa (kompletní materiálová charakteristika viz [27]).

Celá sada vzorků z výše uvedeného materiálu bude vyrobena metodou elektroerozivního obrábění(viz [28]), aby byla zaručena tvarová přesnost zejména boků zubů. Při použití např. metody vypalování laserem by mohlo docházet k podřezávání segmentů a kvalita povrchu boků zubů by nemusela být dostatečná, což by vedlo k vnášení chyb do měření.

7 Rozbor zatížení

Návrh testovacího stavu a jeho dimenzování vychází z předpokladu, že maximální velikost kroutícího momentu je $M_k = 1000\ Nm$ (při páce o délce 250 mm tedy hmotnost závaží bude přibližně 400 kg). Testovací stav je koncepčně pojat tak, aby na něm bylo možné testovat různé sady vzorků ozubení. Návrhové výpočty vychází ze základních údajů o zatížení a navrženém vzorku ozubeného soukolí. Základní hodnoty týkající se soukolí jsou uvedeny v tabulce 7.1.

Název	**Symbol**	**Kolo 1**	**Kolo 2**
Kroutící moment	M_k	1000 Nm	
Osová vzdálenost	a	180 mm	
Normálový modul	m_n	8 mm	
Záběrový úhel	α	20°	
Valivý úhel záběru	α_{wt}	23, 247°	
Počet zubů	z	22	22
Šířka zubů	b	5 mm	5 mm
Součinitele posunutí	x	0	0, 5399
Průměr roztečné kružnice	d	176 mm	176 mm
Průměr základní kružnice	d_b	165, 386 mm	165, 386 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	191, 362 mm	200 mm

Tabulka 7.1: Hodnoty základní sady ozubených vzorků z programu KISSsoft

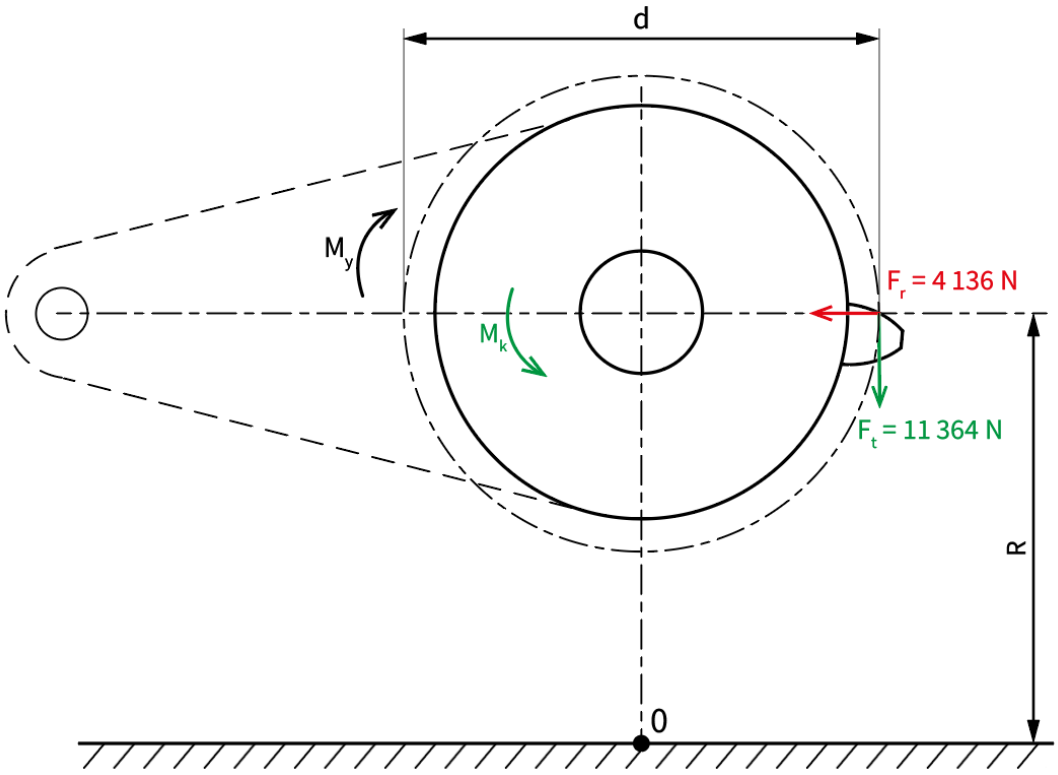
Pro další výpočty je nutné znát složky normálové síly F_N působící v bodě dotyku zubů na roztečné kružnici, tedy obvodovou sílu F_t a radiální sílu F_r, pro které platí vztahy 7.1 a 7.2.

$$F_t = \frac{M_k}{r}, \tag{7.1}$$

$$F_r = F_t \cdot tg\alpha, \tag{7.2}$$

kde r je poloměr roztečné kružnice.

Pro ozubení s výše zvolenými parametry tedy vychází hodnoty $\boldsymbol{F_t = 11364\ N}$ a $\boldsymbol{F_r = 4136\ N}$.



Obrázek 25: Schéma působení sil při zatížení

Dřívější verze návrhu počítala s uchycením nosných částí zařízení na lineární vedení a uložením hřídelů do ložiskových domků, bylo tedy nutné znát moment působící na základní rám (na obrázku 25 znázorněn jako M_y) a reakční síly působící v místě uložení hřídelů, z kterých lze následně zjistit statické namáhání v místě uložení a vybrat příslušné ložiskové domky.

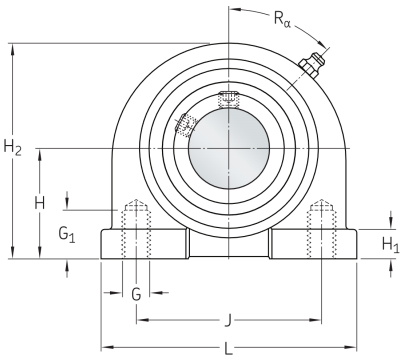
$$M_y = -F_t r + F_r R, \tag{7.3}$$

$$C_0^* = \sqrt{(A_x)^2 + (A_y)^2}, \tag{7.4}$$

Ve vztahu 7.3 rameno R vyjadřuje výšku osy hřídele nad základním rámem. V době výpočtu se $R = 110\ mm$, jednalo se o součet výšky 60 mm předběžně vybraného U–profilu (obrázek 26) a osové výšky 50 mm (na obrázku 27 rozměr H)

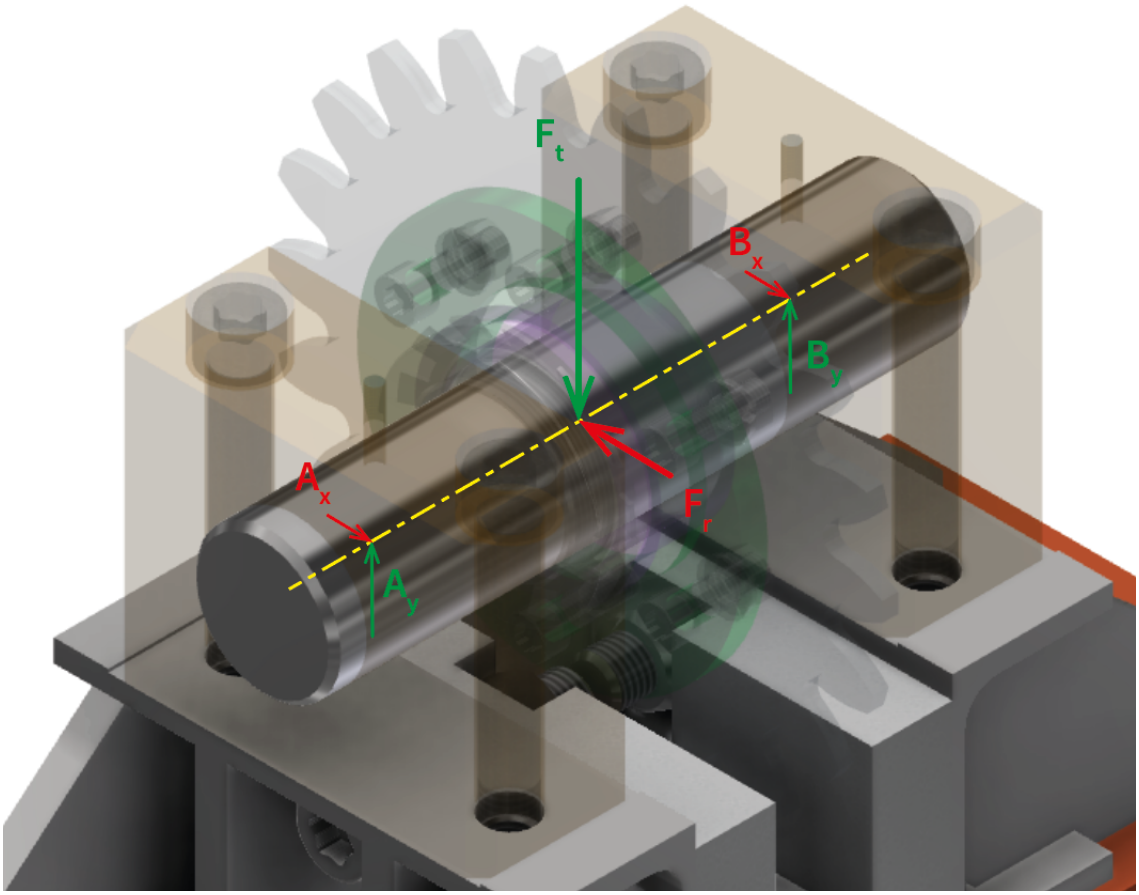
ložiskového domku *SKF UCPA 208*, který byl předběžně zvolen pro vyhovující velikost montážního otvoru pro hřídel. Pro tyto hodnoty platí $M_y = 545\ Nm$.

Obrázek 26: U–profil DIN 1026 [29]



Obrázek 27: SKF UCPA 208 - rozměry [24]

Vztah 7.4 vyjadřuje statickou únosnost ložiska vyvolanou silami $A_x = \frac{F_r}{2} = 2068\ N$ a $A_y = \frac{F_t}{2} = 5682\ N$ a je rovna $C_0^* = 6046,6\ N$.



Obrázek 28: Schéma působení sil v ložiskových domcích

8 Rozbor tuhostí a deformací

Tato kapitola pojednává o dílčích tuhostech a deformacích vybraných konstrukčních uzlů a součástí. Analýza tuhostí a deformací je důležitá pro vytvoření představy o kritických místech, které mohou negativně ovlivňovat výsledky měření testovaných segmentů. Proto bude nejdřív stanovena tuhost (respektive deformace) záběru zubů, která je od měření očekávána. Následně může být tato hodnota použita jako reference pro porovnání tuhostí (respektive deformací) dalších částí návrhu a zhodnoceno, zda bude testovací stav plnit svoji funkci.

8.1 Stanovení tuhostí a deformací zubů

Pro předběžné stanovení tuhostí zubů bylo využito metody *ISO 6336-1-2019* představené v kapitole 4.1.

8.1.1 Jednopárová tuhost a deformace

Po dosazení hodnot testovacího ozubení z tabulky 7.1 do vztahů z kapitoly 4.1.1 je získána hodnota tuhosti pro jednopárový záběr $\boldsymbol{c_1 = 12,10\ \frac{N}{mm\mu m}}$.

Deformaci je možné vyjádřit ze vztahu 3.1 jako podíl šířkového zatížení a tuhosti (viz vztah 8.1). Šířkové zatížení (vztah 8.2) je podíl obvodové síly a šířky ozubení (viz kapitola 3). Hodnoty užité ve výpočtu $F_t = 11364\,N$ a $b = 5\,mm$ pochází z kapitoly 7.

$$\delta = \frac{w}{c} \tag{8.1}$$

$$w = \frac{F_t}{b} \tag{8.2}$$

Po vyčíslení vztahů 8.1 a 8.2 je získána hodnota deformace pro jednopárový záběr $\boldsymbol{\delta_1 = 187,7\ \mu m = 0,188\ mm}$.

8.1.2 Dvoupárová tuhost a deformace

Tuhost dvou párů zubů lze spočítat za pomoci vzorce 4.3 z kapitoly 4.1.2. Užité hodnoty jsou $c' = c_1 = 12,10 \frac{N}{mm\mu m}$ (viz předchozí kapitola). Po vyčíslení je výsledná hodnota tuhosti pro dvoupárový záběr $\boldsymbol{c_2 = c_\gamma = 22,63 \frac{N}{mm\mu m}}$.

Deformaci je možné získat pomocí vztahů 8.1 a 8.2 z předchozí kapitoly. Výsledná hodnota deformace pro dvoupárový záběr je $\boldsymbol{\delta_2 = 100,4\ \mu m = 0,100\ mm}$.

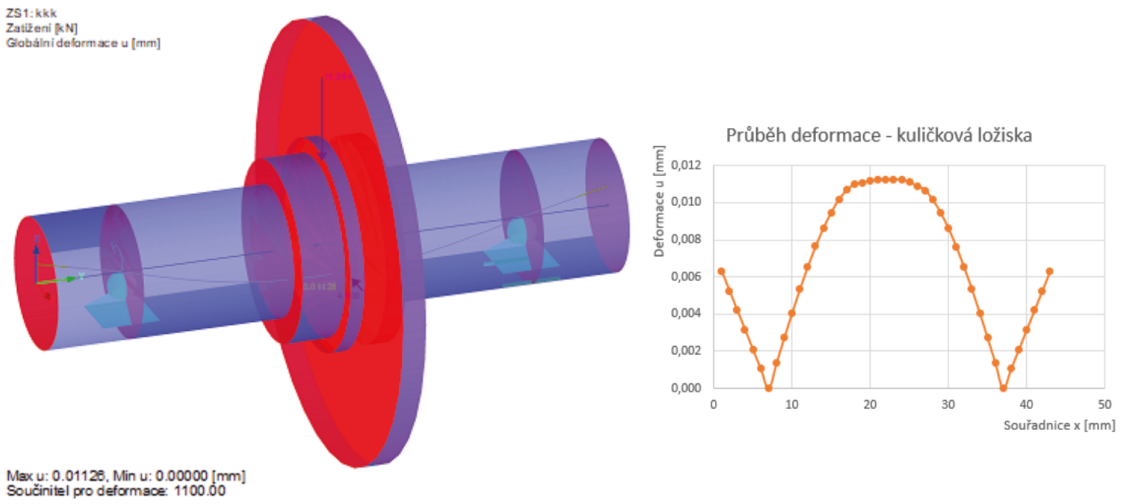
8.2 Stanovení deformací hřídelů

Jak bylo nastíněno v kapitole 6.2, existuje rozdíl v deformacích hřídelů při uložení do ložiskových domků s kuličkovými ložisky a do domků bez kuličkových ložisek. Tento rozdíl je v neprospěch ložiskových domků. Výsledky analýzy z programu *RFEM 6* a jednotlivé průběhy je možno vidět na obrázcích 29 a 30. Rozdíl v deformacích je dán zejména možností mírného naklopení v ložiskovém domku a ve vzdálenosti reakcí od středu hřídele. U ložiskových domků reakční síly působí v polovině šířky ložiska, u kluzných domků na jejich vnitřní straně, kde vstupuje hřídel do domku.

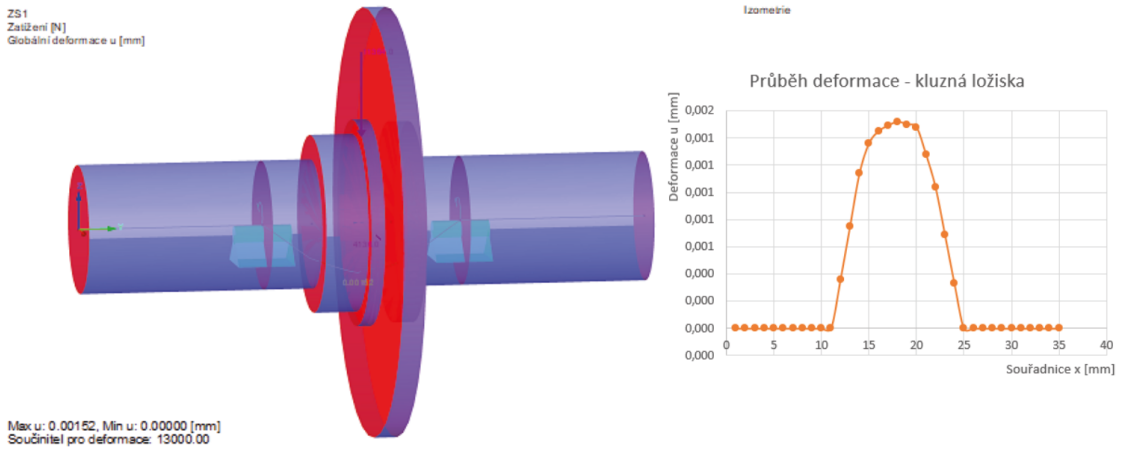
Očekávaná deformace pro první případ - uložení do ložiskových domků - je $\boldsymbol{u_L = 0,01126\ mm}$.

Očekávaná deformace v případě uložení do domků kluzných, je $\boldsymbol{u_K = 0,00152\ mm}$.

Při porovnání hodnoty deformace u_K hřídele uloženého do kluzných domků a hodnoty deformace δ_2 dvoupárového záběru zubů je možno vidět, že deformace hřídele je o dva řády menší a tedy nám nebude výrazným způsobem ovlivňovat měření.



Obrázek 29: Analýza deformace při použití ložiskových domků - výstup RFEM 6



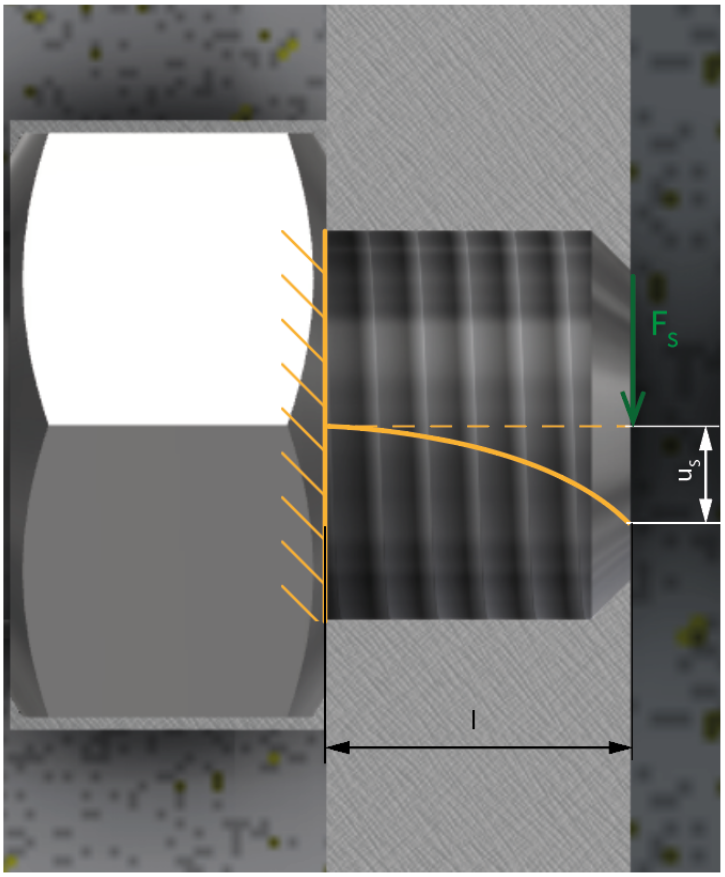
Obrázek 30: Analýza deformace při použití kluzných domků - výstup RFEM 6

8.3 Stanovení deformace zastavovacího šroubu

Poslední důležitý konstrukční uzel, který by mohl negativně ovlivnit výsledky měření svojí deformací je zastavovací šroub. Zastavovací šroub je umístěn kolmo k výstupnímu (zastavovanému) disku a plní funkci brzdy (podrobněji v kapitole 9.1). K deformaci lze přistoupit jako k ohybu vetknutého nosníku, kde délka $l = 12,5\ mm$ je vzdálenost mezi maticí a diskem, $F_S = 14245\ N$ je síla působící na šroub (viz dále kapitola 9.1) a u_S je hledaná deformace, kterou je možno nalézt pomocí vztahu 8.3. I je kvadratický moment průřezu kruhu popsaný vztahem 8.4, kde $d_3 = 13,546\,mm$ je malý průměr závitu *M16*.

$$u_S = \frac{F_S l^3}{3EI} \tag{8.3}$$

$$I = \frac{\pi d_3^4}{64}, \tag{8.4}$$



Obrázek 31: Schema deformace zastavovacího šroubu

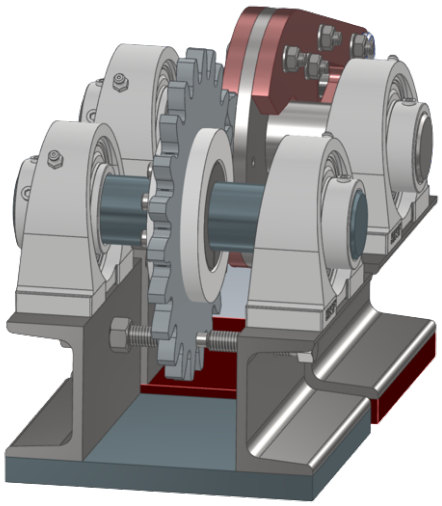
Po vyčíslení vztahů uvedených výše byla nalezena hodnota deformace šroubu $\boldsymbol{u_S = 0,171\ \mu m = 0,000171\ mm}$. V kontextu očekávaných deformací zubů (viz kapitola 8.1) je patrný rozdíl v několika řádech a tedy deformace šroubu nebude ovlivňovat vlastní měření.

9 Návrh a kontrola spojovacího materiálu

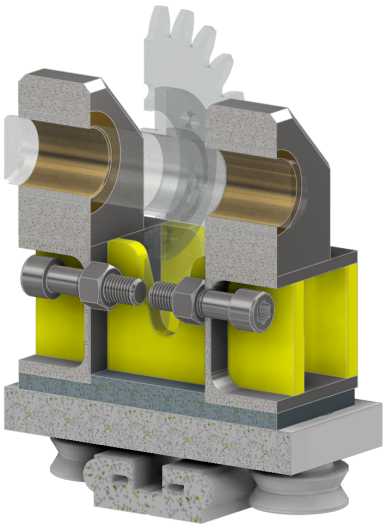
V této kapitole budou navrženy šrouby v důležitých konstrukčních uzlech. Nejdříve dvojice šroubů zastavujících hnané kolo. Dále šroubové pole spojující zatěžovací páku. A nakonec šrouby připevňující hřídelové (ložiskové) domky a šrouby do T–matic připevňující celou sestavu na stůl.

9.1 Zastavovací šroub

Aby bylo možné dosáhnout stanoveného cíle, tedy zastavení (hnaného) kola 2 v libovolné poloze, bylo zvoleno zastavování pomocí dvou protilehlých šroubů (tedy pomocí tření), kde jeden šroub bude utahován a druhý plní pouze poziční funkci pro zabránění průhybu disku kola. Nikoliv pomocí umisťování čepu do předem připravených děr (tedy tvarově), jako je tomu v práci [2], což umožní aretaci kola v libovolné poloze. Zařízení je navrženo s ohledem na možnou budoucí implementaci elektromagnetické brzdy, avšak tímto návrhem se práce nezabývá z důvodu vysokých výrobních nákladů. Původní návrh počítal s přivařením matic k nosným U–profilům s vyvrtanými otvory, aby bylo možné šrouby utahovat zvenčí testovacího stavu (viz obrázek 32 a 33, kde je možné vidět další variantu původního návrhu s žebrováním a lineárním vedením). Po přidání středového vyztužovacího dílce (viz kapitola 6) bylo možné umístit matice bez přivařování přímo do obdélníkového otvoru odpovídajících rozměrů, čímž bylo zároveň dosaženo zmenšení vyložení brzdícího šroubu a zjednodušení montáže (viz obrázek 34). Výpočet je prováděn pouze pro jeden šroub, avšak výsledný zastavovací účinek je v praxi navýšen o působení protilehlého šroubu.



Obrázek 32: Původní návrh - verze 1



Obrázek 33: Původní návrh - verze 2

9.1.1 Návrh zastavovacího šroubu

Pro správný výběr zastavovacího šroubu je nutno vypočítat silu Q_S (viz obrázek 35), kterou je třeba vyvinout na bok zastavovaného kola.

Síla Q_S působí axiálně v ose šroubu a je možné ji zjistit vztahem 9.1.

$$Q_S = \frac{F_S}{f_S}, \tag{9.1}$$

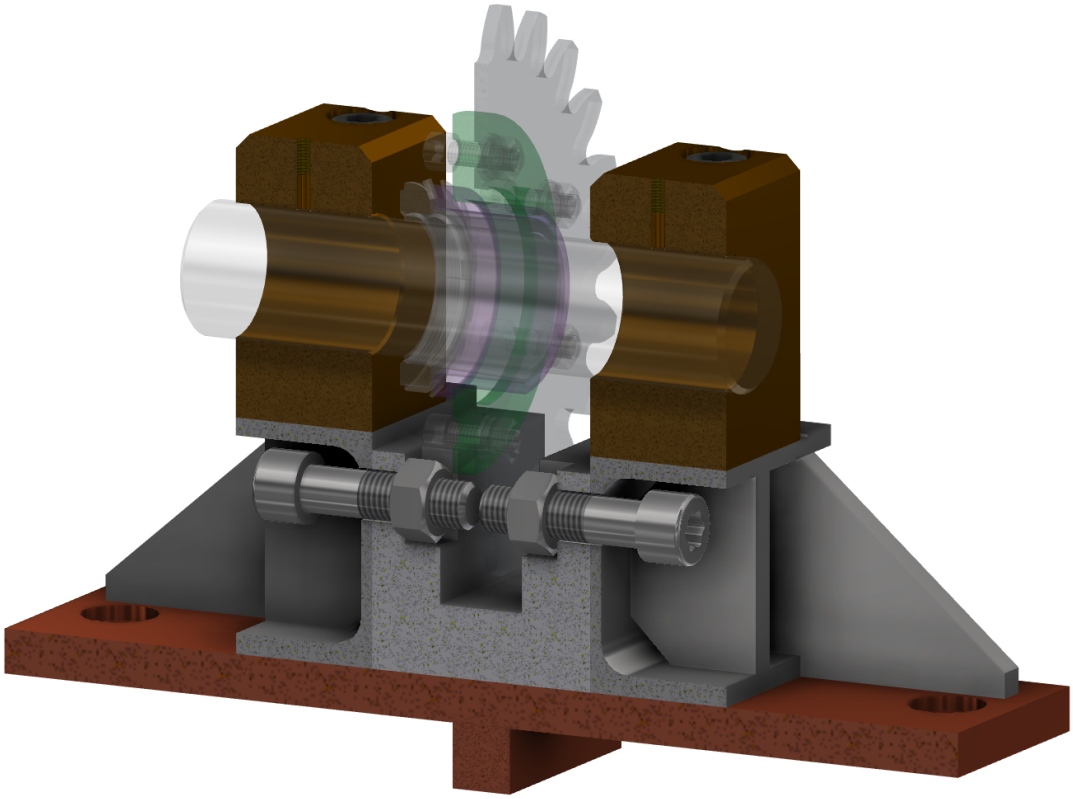
kde f_S je koeficient tření (pro suchý kontakt ocel-ocel je hodnota stanovena na $0,2$) a F_S je třecí síla působící ve vzdálenosti r_S od osy ozubeného kola (viz obrázek 35). Rameno r_S je zvoleno tak, aby jeho velikost byla co největší a zároveň šroub nezasahoval do ozubení. Pro aktuální návrh platí $r_S = 70,2\ mm$. Aby zvolený šroub zastavil ozubené kolo, musí platit vztah 9.2.

$$F_S > \frac{M_k}{r_S} \tag{9.2}$$

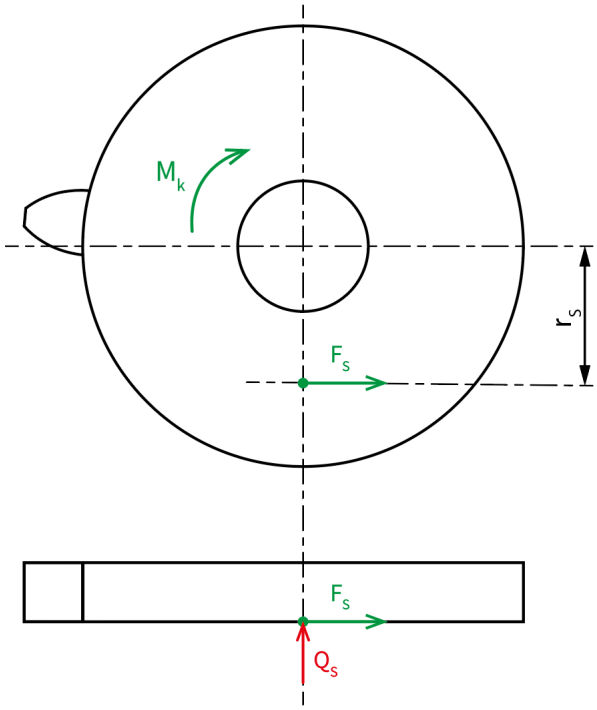
Po vyčíslení vztahů 9.1 a 9.2 byla získána hodnota $Q_S = 71225\ N$ při uvažovaném zatěžovacím momentu $M_k = 1000\ Nm$. Pro výběr konkrétního šroubu je třeba znát minimální hodnotu malého průměru závitu šroubu, kterou je možné získat ze vztahu 9.3.

$$d_3' \geq \sqrt{\frac{4Q_S k_S'}{R_e \pi}}, \tag{9.3}$$

kde $k_S' \approx 1,2$ vyjadřuje návrhovou bezpečnost a R_e jmenovitou mez kluzu (pro šroub pevnostní třídy 10.9 se $R_e = 900\ MPa$). Pro tyto hodnoty je $d_3' \geqq 11,00\ mm$.



Obrázek 34: Finální návrh zastavování – řez



Obrázek 35: Schéma sil působících na brzděné kolo

Jako odpovídající šroub s $d_3 = 13,546\ mm$ byl zvolen šroub **ISO 14579 - M16×60 - 10.9**. Zakončení válcovou hlavou bylo zvoleno s ohledem na žebrování v blízkosti hlavy šroubu a možné problematičnosti nasazování nástrčného klíče v případě použití šroubu s šestihrannou hlavou.

9.1.2 Návrh utahovacího momentu

Utahovací moment šroubu se vypočte dle vztahu 9.4

$$M_{KK} = M_Z + M_{TM}, \tag{9.4}$$

kde M_Z je třecí moment v závitu a M_{TM} je třecí moment pod maticí. [30]

Výpočet třecího momentu v závitu

M_Z je dán vztahem 9.5

$$M_Z = Q\frac{d_2}{2}\tan(\gamma + \varphi'), \tag{9.5}$$

kde Q je osová síla působící v šroubu, d_2 je střední průměr vnějšího závitu, γ je úhel stoupání závitu a φ je úhel tření v závitu. Ze vztahu 9.6 je možné vypočítat úhel stoupání závitu γ.

$$\gamma = \arctan\left(\frac{P}{\pi d_2}\right), \tag{9.6}$$

kde P je rozteč daného závitu. Úhel tření v závitu φ' spočítáme dle vztahu 9.7

$$\varphi' = \arctan\left(\frac{f}{\cos\beta_n}\right), \tag{9.7}$$

kde f je součinitel tření v závitu a β_n je poloviční úhel profilu závitu v normálovém řezu. Poloviční úhel profilu závitu v normálovém řezu β_n získáme ze vztahu 9.8

$$\beta_n = \arctan(\tan\beta\cos\gamma), \tag{9.8}$$

kde β je normalizovaný poloviční úhel profilu závitu v osovém řezu.

Výpočet třecího momentu pod maticí

Výpočet třecího momentu M_{TM} pod maticí je uvažován dle vztahu 9.9

$$M_{TM} = Q f_M \rho_M, \tag{9.9}$$

kde Q je osová síla v šroubu f_M je součinitel tření pod maticí a ρ_M je střední poloměr třecí plochy pod maticí. Poslední jmenovanou proměnou lze vypočítat pomocí vztahu 9.10[1].

$$\rho_M = \frac{1}{2}\left(\frac{s}{2} + \frac{D}{2}\right), \tag{9.10}$$

kde D je průměr díry pro příslušný šroub a s je průměr dosedací plochy.

Pro brzdící šroub platí parametry uvedeny v tabulce 9.1[2] a dle výše uvedených vztahů je utahovací moment $\boldsymbol{M_{KK} = 253,1\ Nm}$.

Q	d_2	P	f_M	ρ_M	β
71225 N	14,701 mm	2 mm	0,15	13 mm	30°

Tabulka 9.1: Výpočtové parametry pro brzdící šroub

9.1.3 Kontrola zastavovacího šroubu

Šroub vyhovuje, pokud platí vztah 9.11.

$$\sigma_t = \frac{4Q_S}{\pi d_3^2} \leq \frac{R_e}{k'_S} = \sigma_D, \tag{9.11}$$

Po vyčíslení je $\sigma_t = 494,22$ MPa a $\sigma_D = 750$ MPa. Šroub ISO 14579 - M16×60 - 10.9 vyhověl, výsledná bezpečnost je $k_S = 1,52$ a je potřeba jej utáhnout momentem $253,1\ Nm$.

V místě kontaktu šroubu a boku disku kola působí tlak p_S definovaný vztahem 9.12.

$$p_S = \frac{Q_s}{A_S}, \tag{9.12}$$

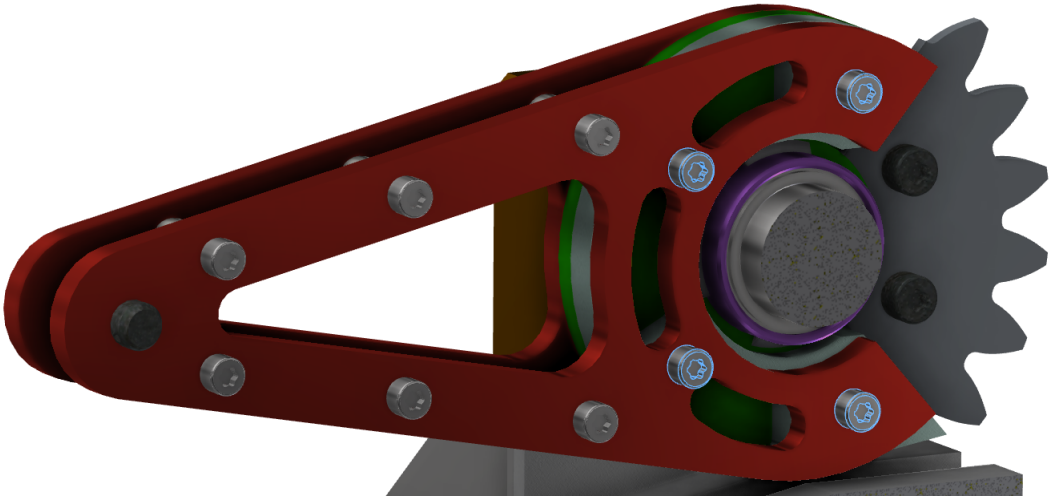
kde $A_S = 132,73\ mm^2$ je styčná plocha mezi obrobeným koncem zastavovacího šroubu. Velikost tohoto tlaku je tedy $p_S = 536,6\ MPa$. Aby se minimalizovalo otlačování boku disku kola, při reálném měření se mezi zastavovací šroub a kolo bude vkládat pásovina odpovídající velikosti.

[1] Vztah 9.10 platí pouze pro dosedací plochu typu mezikruží.

[2] Hodnota ρ_M je v tomto konkrétním případě dosazena, jelikož se nejedná o dosedací plochu typu mezikruží mezi dírou a hlavou šroubu, nýbrž osoustružený konec šroubu na průměr 13 mm dosedající na bok ozubeného kola.

9.2 Šroubové pole pro uchycení páky

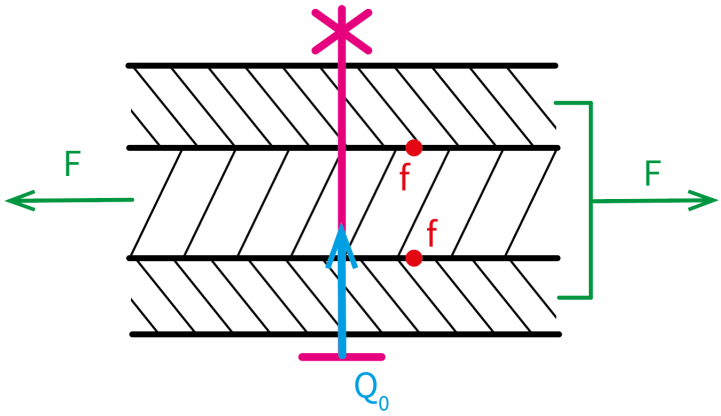
Zatěžovací páka je uchycena kruhovým polem skládajícím se ze čtyř šroubů prostrčenými průchozími dírami na roztečném průměru $r = 55,5$ a zajištěnými odpovídajícími pružnými podložkami a maticemi z druhé strany (viz obrázek 36 - šrouby zvýrazněny modře).



Obrázek 36: Uchycení páky šroubovým polem

9.2.1 Návrh velikosti šroubů a utahovacího momentu

Výpočet pro návrh pole je obdobný jako v kapitole 9.1.1 (s rozdílem dvou styčných ploch. tedy dvojnásobkem součinitele tření f - viz obrázek 37) a po dosazení jsou získány hodnoty uvedené v tabulce 9.2, kde $Q_{1/4}$ značí hodnotu přenášené axiální síly jedním šroubem.



Obrázek 37: Schéma šroubového spoje

F	Q	$Q_{1/4}$	d_3'
$18018,02\ N$	$60060,06\ N$	$15015,02\ N$	$5,049\ mm$

Tabulka 9.2: Výsledné hodnoty návrhu šroubového pole

Byly tedy zvoleny šrouby **ISO 14579-M8×40-12.9** s $d_3 = 6,466$.

Postup výpočtu utahovacího momentu je popsán v kapitole 9.1.2 a výpočtové parametry jsou uvedeny v tabulce 9.3.

Q	d_2	P	f_M	D	s	β
$15015,022\ N$	$7,188\ mm$	$1,25\ mm$	$0,15$	$9\ mm$	$13\ mm$	$30°$

Tabulka 9.3: Výpočtové parametry pro šroubové pole

Pro výše zmíněné hodnoty vychází utahovací moment jednotlivých šroubů $\boldsymbol{M_{KK} = 24,84\ Nm}$.

9.2.2 Pevnostní kontrola

Dle vztahu 9.11 vychází pro jednotlivé šrouby v poli $\boldsymbol{\sigma_t = 457,26\ MPa}$ a $\boldsymbol{\sigma_D = 750\ MPa}$. Šrouby ISO 14579-M8×40-10.9 vyhověli s výslednou bezpečností $\boldsymbol{k = 1,64}$.

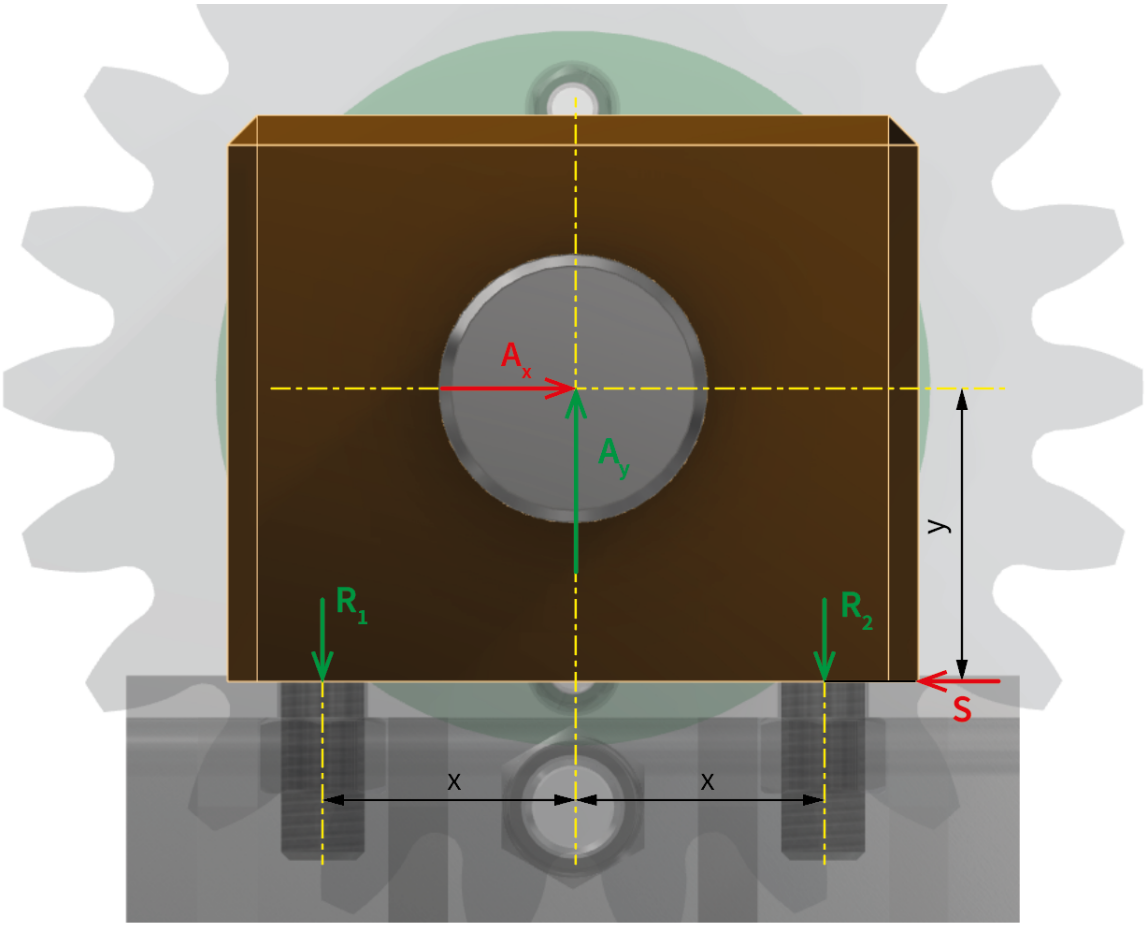
9.3 Šrouby pro připojení hřídelových domků

Výběr připojovacích šroubů je podmíněn znalostí silových účinků v místě připojení. Z působení sil patrného z obrázku 38 je možné sestavit soustavu rovnic 9.13.

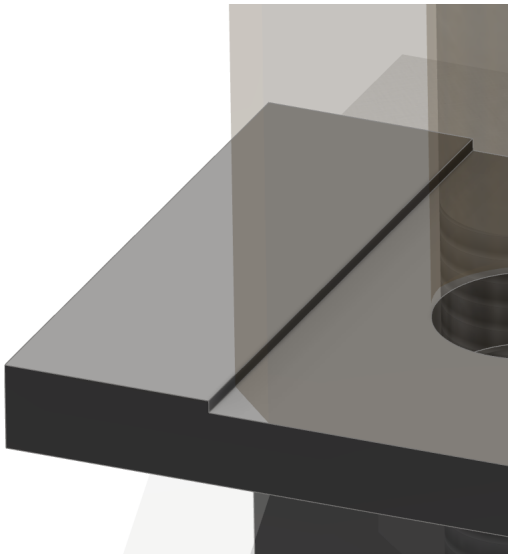
$$\begin{cases} A_x - S = 0, \\ A_y - R_1 - R_2 = 0, \\ -R_2x + R_1x - A_xy = 0 \end{cases} \tag{9.13}$$

Radiální reakce na šrouby nepůsobí, jelikož celý domek je zasazen v obrobené drážce v UPE–profilu (viz obrázek 39), je tedy zajištěn tvarově. Velikosti ramen mají hodnoty $x = 42\ mm$ a $y = 49,2\ mm$.

Po vyjádření ze soustavy 9.13 jsou získány hodnoty $\boldsymbol{S = A_x = 2068\ N}$, $\boldsymbol{R_1 = 4052,26\ N}$ a $\boldsymbol{R_2 = 1629,75\ N}$. Osová síla Q připadající na jeden ze šroubů držících domky je tedy rovna hodnotě R_1.



Obrázek 38: Silový rozklad v hřídelovém domku



Obrázek 39: Detail drážky pro domek

Domky byly navrženy jako náhrada za *SKF UCP 208* a vychází rozměrově ze své průmyslové předlohy a používají stejnou velikost šroubů - M14. Proto budou šrouby rovnou zkontrolovány dle vztahu 9.11 s parametry $Q = R_1$, $k = 1,2$, $d_3 = 11,546\ mm$ a $R_e = 900\ MPa$.

Po vyčíslení získáme hodnoty $\boldsymbol{\sigma_t = 38,7\ MPa}$ a $\boldsymbol{\sigma_D = 750\ MPa}$. Pro tyto hodnoty platí $k = 19,4$ a jedná se tedy o spoj s největší rezervou, což vytváří poměrně velký prostor pro modifikace do budoucna.

Utahovací moment je možno vyčíslit pomocí vztahů z kapitoly 9.1.2 s hodnotami uvedenými v tabulce 9.4 a jeho hodnota je $\boldsymbol{M_{KK} = 11,34\ Nm}$.

Q	d_2	P	f_M	D	s	β
$4052,26\ N$	$12,701\ mm$	$2\ mm$	$0,15$	$15,5\ mm$	$21\ mm$	$30°$

Tabulka 9.4: Výpočtové parametry šroubů připojujících domky

9.4 Šrouby do T–matic

Obdobně jako v předchozí kapitole je potřeba zjistit osovou sílu působící na jeden šroub. Silový rozklad je patrný z obrázku 40, označení pro reakce R_i a vzdálenosti x a y zůstalo stejné pro zachování přehlednosti při vyčíslování. Velikosti vzdáleností jsou rovny $x = 37,5\ mm$ a $y = 143,2\ mm$. Dále je možno sestavit soustavu rovnic 9.14.

$$\begin{cases} A_x - S_1 - S_2 = 0, \\ A_y - R_1 - R_2 = 0, \\ -R_2x + R_1x - A_xy = 0, \end{cases} \tag{9.14}$$

kde platí vztah 9.15. Pro získání axiálních sil S_{Q1} a S_{Q2}, které musí vyvinou šrouby, aby nedošlo k prosmyknutí celé sestavy vůči stolu s drážkami, je nutno použít vztah 9.16. Koeficient tření je uvažován $f = 0,2$.

$$\frac{A_x}{A_y} = \frac{S_i}{R_i} = tg\ \alpha, \tag{9.15}$$

$$S_{Qi} = \frac{S_i}{f}. \tag{9.16}$$

Po vyřešení a vyčíslení vztahů 9.14 - 9.16 velikosti reakcí jsou:

$$\boldsymbol{R_1 = 6789,5\ N},$$
$$\boldsymbol{R_2 = 1107,5\ N},$$
$$\boldsymbol{S_1 = 2471,1\ N},$$
$$\boldsymbol{S_2 = 403,1\ N},$$
$$\boldsymbol{S_{Q1} = 12355,4\ N},$$
$$\boldsymbol{S_{Q2} = 2015,4\ N}.$$

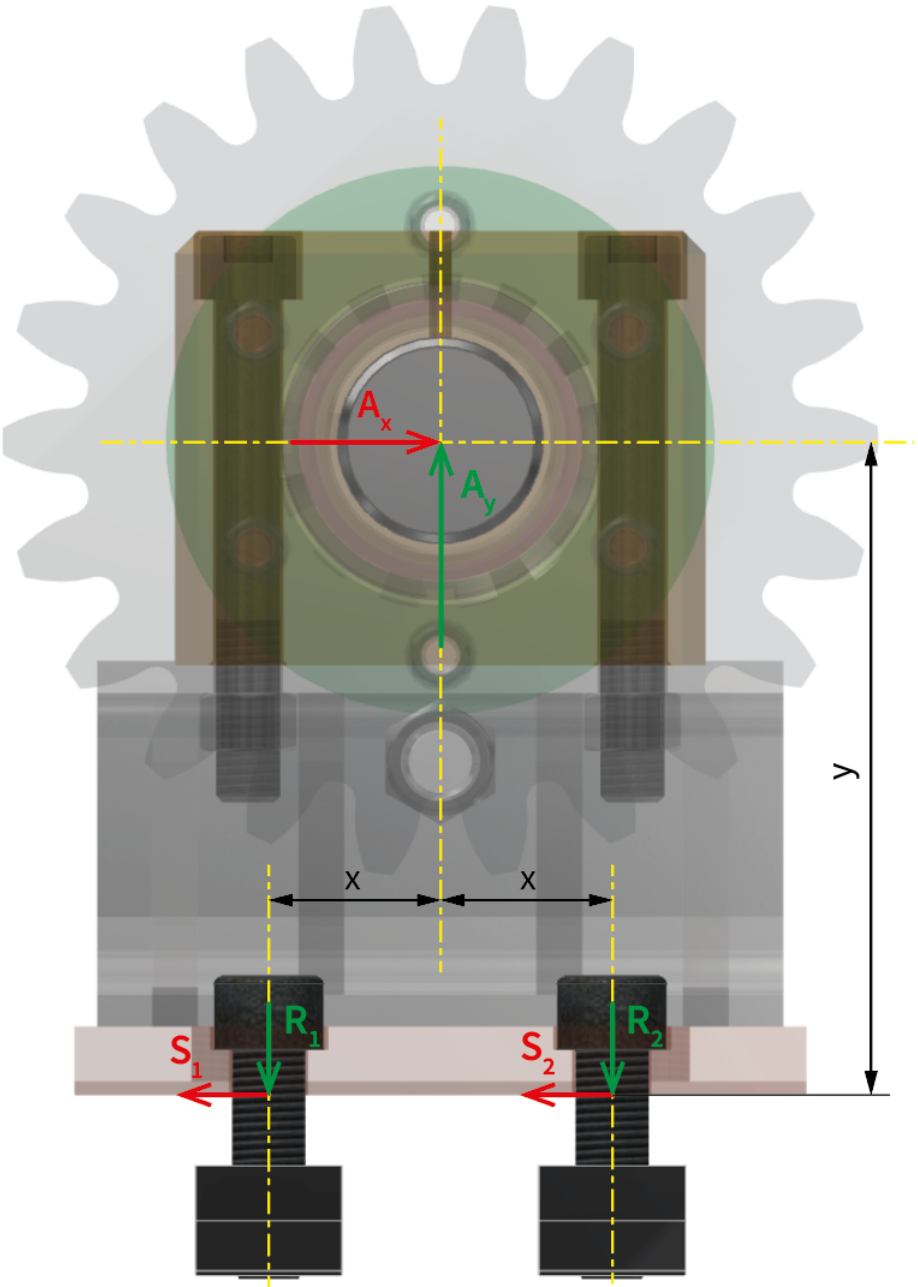
Prostor pro návrh šroubů jako takových byl opět omezen faktem, že velikost drážek ve stolu a příslušných matic je předem dána, jelikož testovací stav bude umístěn v laboratořích ústavu, pod kterým tato práce vzniká. Velikost odpovídá maticím **DIN 508-20-M16-10** a je přistoupeno rovnou ke kontrole šroubu M16 (s parametry: $Q = S_{Q1} = 12355,4\ N$, $k = 1,2$, $d_3 = 13,546\ mm$ a $R_e = 900\ MPa$) dle vztahu 9.11.

Vybraný šroub **ISO 14579-M16×50-10.9** vyhověl s hodnotami $\boldsymbol{\sigma_t = 85,73\ MPa}$ a $\boldsymbol{\sigma_D = 750\ MPa}$ a výsledná bezpečnost je $k = 8,75$.

Utahovací moment s hodnotami uvedenými v tabulce 9.5 po vyčíslení pomocí vztahů z kapitoly 9.1.2 je roven $\boldsymbol{M_{KK} = 39,03\ Nm}$.

Q	d_2	P	f_M	D	s	β
$7214,13\ N$	$14,701\ mm$	$2\ mm$	$0,15$	$17,5\ mm$	$24\ mm$	$30°$

Tabulka 9.5: Výpočtové parametry šroubů do T–matic

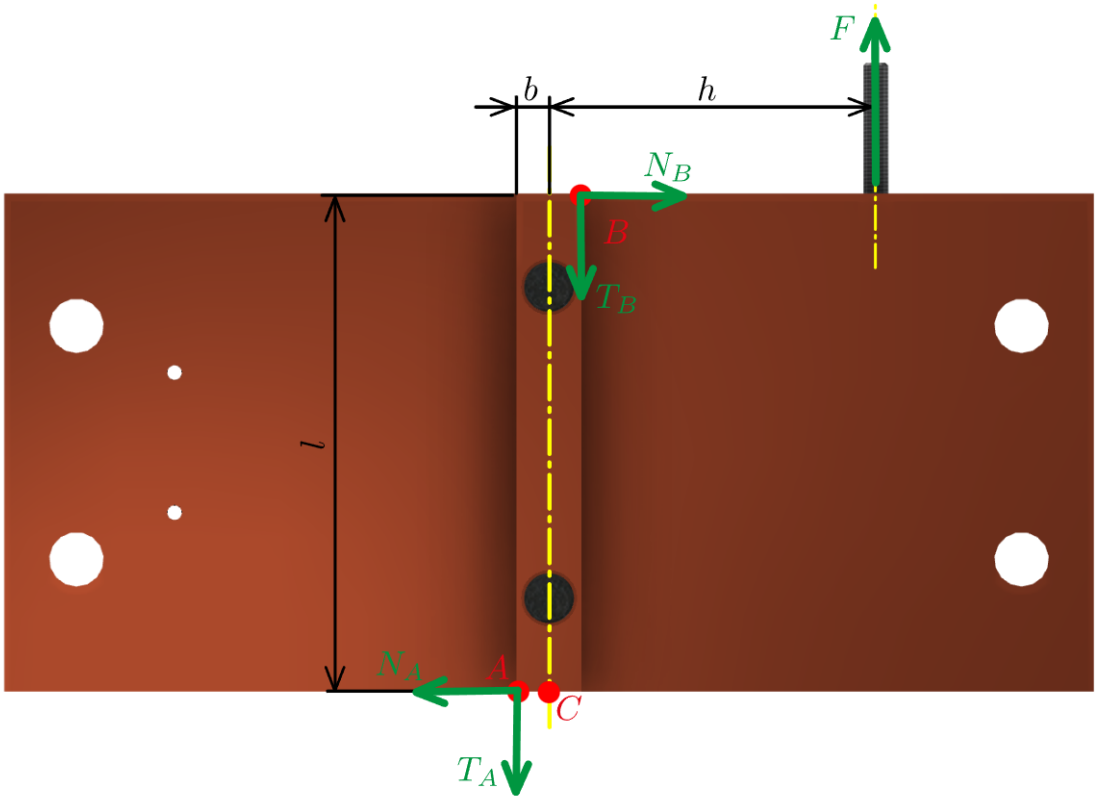


Obrázek 40: Silový rozklad do šroubů T–matic

10 Kontrola vzpříčení

Jak již bylo nastíněno v kapitole 6.1, konstrukce je ukotvena do stolu s T–drážkami pomocí T–matic. Osovou vzdálenost ozubených kol je možné měnit pomocí stavěcího šroubu *ISO 14580 M6x50-4.8*. Otáčením šroubu se část konstrukce posouvá ve směru T–drážky. Pro správnou funkčnost je nutné ověřit, aby při tomto posuvu nedošlo ke vzpříčení uvnitř T–drážky.

Výpočet bude odvozen ze silového působení na těleso uložené uvnitř T–drážky (viz obrázek 41). Síla od stavěcího šroubu F působí ve vzdálenosti h od osy drážky.



Obrázek 41: Silový rozklad při kontrole vzpříčení

Na těleso dále působí v bodě A normálová síla N_A a tečná síla T_A. V protilehlém bodě B působí opět normálová síla N_B a tečná síla T_B.

Rovnice rovnováhy vůči bodu tělesa C jsou zobrazeny níže.

$$x : F - T_A - T_B = 0, \tag{10.1}$$

$$y : N_A - N_B = 0, \tag{10.2}$$

$$M_C : T_A \frac{b}{2} - T_B \frac{b}{2} - N_B l + Fh = 0. \tag{10.3}$$

Dále platí následující vztahy mezi normálovou a třecí silou.

$$T_A = N_A f, \tag{10.4}$$

$$T_B = N_B f. \tag{10.5}$$

Kde f je koeficient tření povrchů. Z rovnice 10.2 platí $N_A = N_B$, užitím této rovnosti na vztahy 10.4 a 10.5 je získána rovnost $T_A = T_B$. Užitím těchto závěrů ve vztahu 10.1 je získán vztah $F = 2N_B f$. Nyní bude pomocí těchto vztahů upravena rovnice 10.3 do vztahu

$$-N_B l + 2N_B fh = 0, \tag{10.6}$$

kde vydělením rovnice normálovou sílou N_B a poté jednoduchou algebraickou úpravou lze získat následující vztah

$$h = \frac{l}{2f}, \tag{10.7}$$

kde při platnosti této rovnice je získána hodnota h_{kr}. Při hodnotách $h \geq h_{kr}$ dojde ke vzpříčení nezávisle na velikosti působící síly. [31] Pro zajištění, že nedojde ke vzpříčení, musí platit rovnost $h \leq h_{kr}$. Pro námi navrhnutou konstrukci platí hodnoty $h = 105\ mm$, $l = 160\ mm$. Hodnota součinitele tření f je odečtena z obrázku 42.

Materiál třecích ploch	Za klidu μ_0		Za pohybu μ	
	suché	mazáno	suché	mazáno
ocel – ocel	0,15 až 0,20	0,10 až 0,12	0,10 až 0,20	0,03 až 0,09
ocel – litina	0,20 až 0,30	0,13 až 0,27	0,17 až 0,18	0,05 až 0,10
ocel – bronz	0,11 až 0,15	0,10 až 0,20	0,10 až 0,15	0,005 až 0,008
litina – litina	0,25	0,16 až 0,18	0,15	0,07 až 0,15
litina – bronz	0,25	0,08	0,15 až 0,20	0,07 až 0,15
bronz – bronz	0,25	0,10 až 0,11	0,20	0,06 až 0,12
kůže – litina	0,30 až 0,60	0,12 až 0,15	0,40 až 0,60	0,12 až 0,15
pryž – asfalt	0,50 až 0,70	–	0,60 až 0,80	0,10 až 0,15
ferodo – litina	0,60 až 0,70	–	0,20 až 0,40	–
ferodo – ocel	–	–	0,50 až 0,60	0,30 až 0,50
tvrzená tkanina – ocel	–	–	0,25 až 0,40	0,03 až 0,12
polyamid – ocel	–	–	0,20 až 0,45	0,04 až 0,20
polyvinylchlorid – ocel	–	–	0,60	–

Obrázek 42: Hodnoty součinitele tření f pro různé povrchy a provozní podmínky [32]

Jedná se o styk ocel-ocel a styk je ošetřen mazivem. Platí tedy $f = 0,06$. Hodnotu h_{kr} lze stanovit dle vztahu níže.

$$h_{kr} = \frac{l}{2f}. \tag{10.8}$$

Pro $h = 105\,mm$ platí, že $\boldsymbol{h \leq h_{kr} = 1333,33\,mm}$ a tedy je zajištěno, že ke vzpříčení nedojde.

11 Kontrola čepu

Zatěžovací páka obsahuje čep, který bude během experimentálního měření zatěžován závažím. Byl zvolen materiál *ČSN EN E335* (staré značení *ČSN 11 600*). Vlastnosti tohoto materiálu byly zvoleny dle následujícího obrázku 43.

Materiál čepu:	11 373	11 423	11 500	11 600
σ_{Do} (MPa)	70	80	100	120
τ_D (MPa)	50	60	70	80
Materiál spojované součásti:	šedá litina	ocel na odlitky	11 343	11 500
p_D (MPa)	60 až 80	70 až 90	100	120

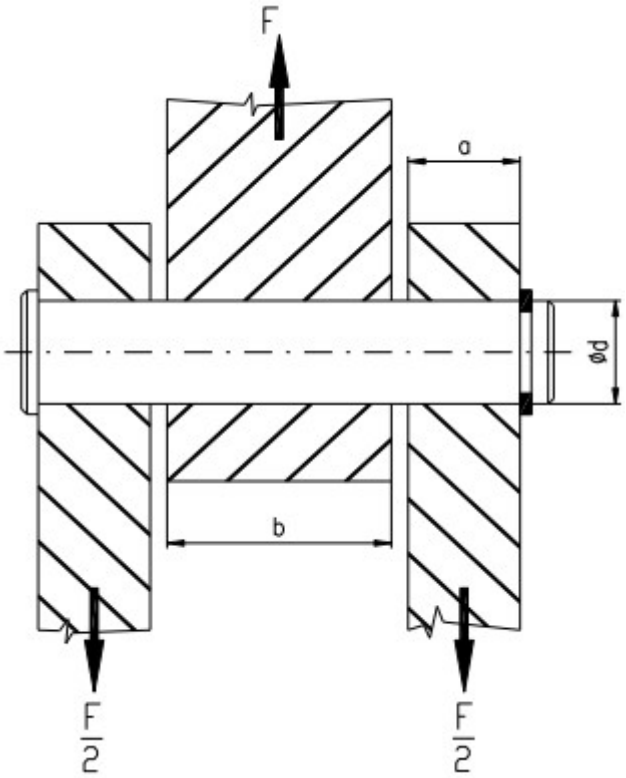
Obrázek 43: Mechanické vlastnosti materiálů, vybraný materiál zvýrazněn [30]

11.1 Návrhové výpočty

Čep navrhujeme tak, aby vydržel namáhání ohybem a střihem. Dále je důležité, aby čep neměl příliš vysoký kontaktní tlak, jinak by mohlo dojít k otlačení. Užité vzorce jsou převzaty a algebraicky upraveny z [30]. Ve vzorcích se vychází ze zatížení čepu tak jak je vyobrazeno na obrázku 44.

Známé hodnoty jsou $a = 10\,mm$, $b = 21\,mm$, $F = 4000\,N$. Hodnota síly F je ekvivalent přibližnému zatížení závažím o hmotnosti 400 kg. Zvolená bezpečnost k je 2.

Materiálové konstanty odečtené z obrázku 43 jsou $\sigma_{Do} = 120$ MPa a $\tau_D = 80$ MPa. Návrhovým výpočtem bude stanovena hodnota průměru čepu d.



Obrázek 44: Zatížení čepu [33]

11.1.1 Kontrola na ohyb

Pro maximální hodnotu ohybového momentu M_o platí následující vztah [30]

$$M_o = \frac{1}{8} F l, \tag{11.1}$$

kde l je celková délka čepu, pro naší konstrukci lze zanedbat malé vůle a uvažovat, že $l = 2a + b = 2 \cdot 10 + 21 = 41\,mm$. Po vyčíslení je hodnota $M_o = 20500\,N$.

Minimální velikost průměru čepu $\boldsymbol{d_{MinOhyb} = 15,06\,mm}$ z hlediska ohybu je vypočtena z následujícího vztahu:

$$d_{MinOhyb} = \sqrt[3]{\frac{10 M_o k}{\sigma_{Do}}}. \tag{11.2}$$

11.1.2 Kontrola na střih

Minimální velikost průměru čepu $\boldsymbol{d_{MinStrih} = 7,98\,mm}$ z hlediska střihu je vypočtena z následujícího vztahu.

$$d_{MinStrih} = \sqrt[2]{\frac{2Fk}{\tau_D \pi}}. \tag{11.3}$$

11.1.3 Kontrola na otlačení

Kontrola na otlačení se počítá na nejmenší zatěžované ploše. Jelikož platí $a < b$, pak bude minimální velikost průměru čepu $d_{MinTlak}$ z hlediska tlaku vypočtena dle následujícího vztahu:

$$d_{MinTlak} = \frac{Fk}{2ap_D}, \tag{11.4}$$

kde maximální kontaktní tlak p_D byl stanoven jako 40 MPa dle zdroje [34]. Po vyčíslení $\boldsymbol{d_{MinTlak} = 10,00\,mm}$

11.2 Volba průměru čepu

Na základě předchozích výpočtů byl zvolen průměr čepu takový, aby platilo $d \geq max(d_{MinOhyb}, d_{MinStrih}, d_{MinTlak})$. První čep z normalizované řady průměrů splňující tuto podmínku má $d = 16\,mm$. Výsledný čep byl stanoven jako **ISO 2341 B-16×50-E335**.

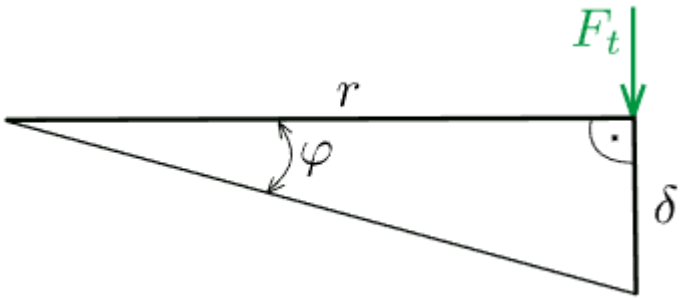
12 Senzory

Tato kapitola představuje veličiny potřebné pro analýzu výsledků měření a následně uvádí konkrétní způsoby zjišťování těchto veličin prostřednictvím vybraných měřidel a zařízení.

12.1 Měření úhlu natočení

Pro měření úhlu natočení byl zvolen inkrementální rotační snímač (IRC). Jedná se o senzor, který měří relativní natočení pomocí speciálního kolečka obsahujícího vhodně umístěné průsvitné a neprůsvitné části. Sada paprsků dopadá na různé části kolečka. Vyhodnocení proběhne dle toho, zda paprsek projde skrze kolečko (dopad na průsvitnou část), anebo neprojde (dopad na neprůsvitnou část).

Abychom byli schopni vybrat inkrementální snímač, je nezbytné vědět, jak velká změna úhlu natočení bude měřena. Úhel natočení φ je znázorněn na obrázku 45.



Obrázek 45: Úhel natočení φ ozubeného kola

Kde r je poloměr roztečné kružnice, δ je deformace a F_t je tečná síla vyvozující deformaci. Z obrázku je patrné, že platí vztah 12.1

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\delta}{r}\right), \tag{12.1}$$

kde hodnoty deformací δ_i jsou vyčísleny v kapitole 8.1.

Dále je vycházeno ze znalosti, že se střídají dvě tuhosti ozubení – jednopárová a dvoupárová. Kvůli tomuto faktu je třeba spočítat výsledné úhly natočení dva – pro jednopárovou tuhost a dvoupárovou tuhost.

12.1.1 Výpočet měřeného úhlu natočení pro jednopárovou tuhost

Úhel natočení φ_1 pro jednopárovou tuhost (pro hodnotu deformace $\delta_1 = 0,188\ mm$) byl stanoven dle vztahu 12.1 na hodnotu $\boldsymbol{\varphi_1 = 0,122°}$.

12.1.2 Výpočet měřeného úhlu natočení pro dvoupárovou tuhost

Úhel natočení φ_2 pro dvoupárovou tuhost (pro hodnotu deformace $\delta_2 = 0,100\ mm$) byl stanoven dle vztahu 12.1 na hodnotu $\boldsymbol{\varphi_2 = 0,064°}$.

12.1.3 Výpočet úhlu natočení od deformace zastavovacího šroubu

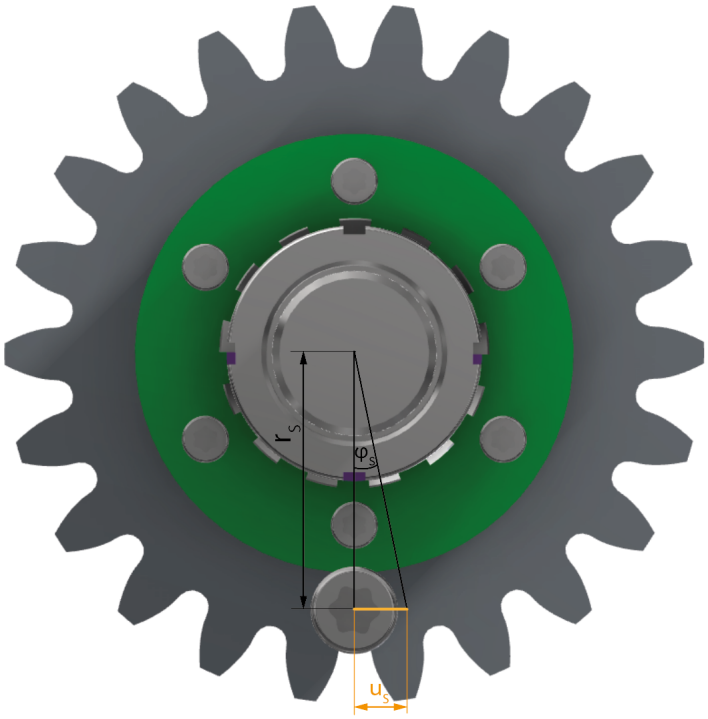
Úhel natočení φ_S způsobený deformací zastavovacího šroubu (pro hodnotu deformace $u_S = 0,000171\ mm$ a rameno $r_S = 70,2\ mm$, viz obrázek 46) byl stanoven obdobně jako předchozí úhly natočení dle vztahu 12.1 na hodnotu $\boldsymbol{\varphi_1 = 0,0001396°}$. Toto natočení nebude ovlivňovat měření.

12.1.4 Výběr inkrementálního snímače

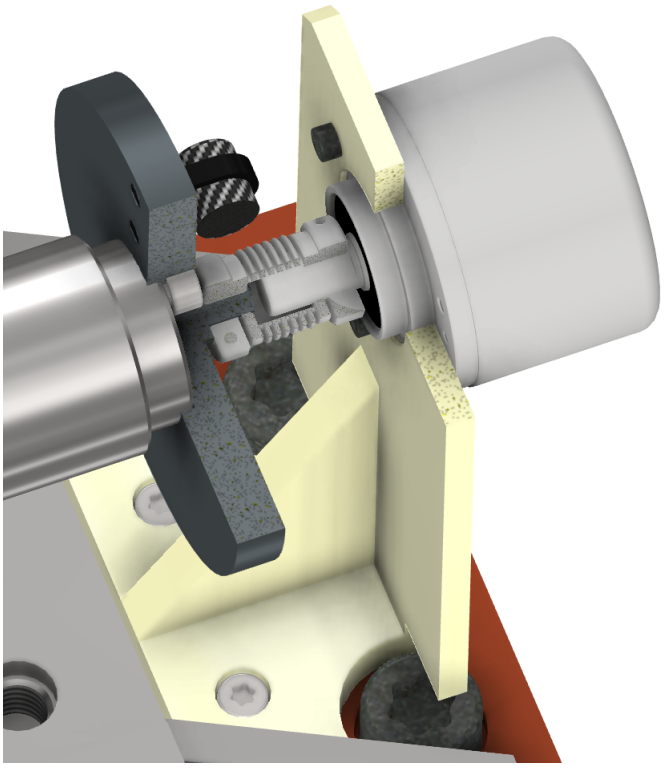
Na základě výsledků předchozí kapitoly byl vybrán inkrementální rotační snímač *DFS60 Inox*. Tento snímač má maximální odchylku $\pm 0,0015°$. [35]

12.1.5 Připojení inkrementálního snímače

Výrobce doporučuje pro připojení k hřídeli využít jedné z vlnovcových spojek. Jelikož tato konkrétní aplikace neklade nároky na přenášení vysokých otáček (nejedná se o dynamické měření), či krouticího momentu, byla vybrána spojka *KUP-0610-B*. Pro umístění do požadované výšky k hřídeli byl navrhnut držák s odpovídajícími montážními otvory pro připojení snímače. Vzhledem k potřebě snímač pouze umístit, je počítáno s výrobou držáku metodou FDM (Fuse Deposition Model) na 3D tiskárně. Pro spojení vlnovcové spojky s hřídelí byla navržena příruba s odpovídajícím hřídelovým zakončením (viz obrázek 47).



Obrázek 46: Schéma natočení od deformace zastavovacího šroubu



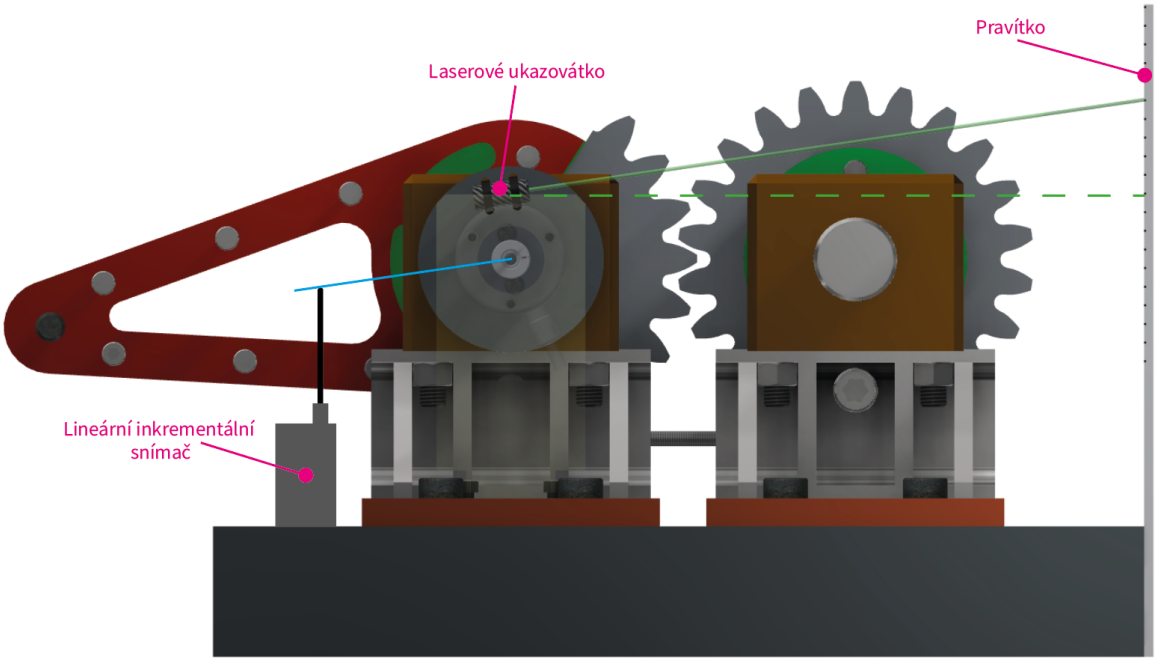
Obrázek 47: Připojení inkrementálního snímače - řez

12.1.6 Další možnosti měření natočení

V úvahu připadají, kromě měření inkrementálním rotačním snímačem, i další možnosti měření. Jednou z možností je připevnění laserového ukazovátka k přírubě (pro připojení IRC), které při natočení hřídele bude měnit svoji polohu na pravítku (či odměřovacím terči) umístěném v odpovídající vzdálenosti, zpravidla několika metrů.

Další možnou metodou je užití inkrementálního lineárního snímače ovládaného přes páku připevněnou ke vstupní hřídeli. Výhodou této metody je přímé odečítání násobku lineární deformace, nikoliv úhlu jako u předchozích metod.

Obě možné metody jsou schématicky zobrazeny na obrázku 48.



Obrázek 48: Schéma alternativních metod měření natočení

12.2 Měření deformace a napětí v patě zubu

Pro měření vnitřního napětí (resp. deformace) byl zvolen podobný postup jako v [20] – užití tenzometrů. Tenzometr je senzor, který dokáže převádět změnu mechanické deformace na změnu elektrického odporu. Tím dokážeme nepřímo měřit deformaci.

Tenzometr je třeba vybrat s ohledem na očekávané hodnoty relativního prodloužení a montážní plochu. Dále je potřeba tenzometr správně namontovat a zapojit.

12.2.1 Očekávané relativní prodloužení

Tenzometry obvykle dokáží měřit relativní prodloužení alespoň $\pm 3\,\%$. V žádném odborném článku se nepodařilo najít, že by někdy ozubená kola v záběru dosahovala tak vysokých hodnot relativního prodloužení. Proto bude předpokládáno, že tenzometr s maximálním relativním prodloužením alespoň $\pm 3\,\%$ bude vyhovovat.

12.2.2 Umístění a montáž tenzometrů

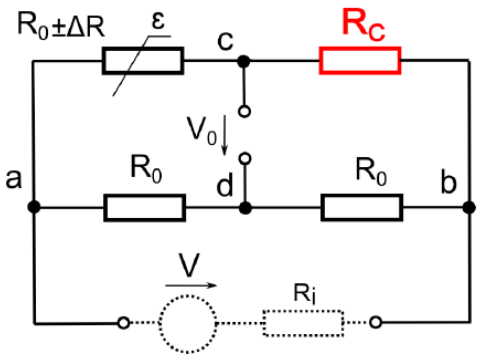
Podobně jako v [20] je plánováno tenzometry umístit na více po sobě jdoucích zubů, aby bylo možné zaznamenávat deformaci v počátku záběru a poté i v momentě, kdy zub vystoupí ze záběru a bude odlehčen. Prozatím není plánováno simulovat poškození v patě zubu, proto stačí umístit všechny tenzometry pouze na boky zubů podobně jako v [20].

Maximální rozměry tenzometru jsou dány velikostí nejmenšího vzorku měřeného ozubeného kola, které má šířku zubu $5\,mm$ a délku zubu přibližně $10,9\,mm$. Maximální velikost tenzometru byla stanovena přibližně $10,0 \times 4,6\,mm$.

Montážní plocha musí být před montáží obroušena a odmaštěna. Tenzometry jsou poté nalepeny speciálním lepidlem a zakryty ochrannou pastou, která brání mechanickému poškození. Podrobnější informace mohou být nalezeny v [36].

12.2.3 Návrh zapojení tenzometru

Tenzometry se obvykle zapojují v tzv. můstkovém zapojení, které má více konfigurací. Pro naší aplikaci bylo vybráno zapojení do tzv. $\frac{1}{4}$ můstku s teplotní kompenzací, které je zobrazeno na obrázku níže.



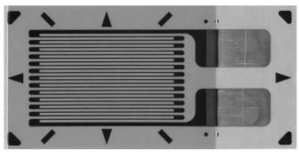
Obrázek 49: Zapojení tenzometru do $\frac{1}{4}$ můstku s teplotní kompenzací [37]

Červeně je vyznačen samotný tenzometr. Tenzometr mění svůj odpor nejen s deformací, avšak i s teplotou. Proto je nalevo od něj umístěn resistor, který

mění svůj odpor s teplotou. Tento resistor má zároveň stejnou teplotu jako měřící tenzometr. To umožní kompenzovat teplotní změny tenzometru. Díky tomu je měřena pouze deformace, kterou měříme nepřímo jako napětí V_0. Více o principu fungování tohoto zapojení je možné nalézt v literatuře [37].

12.2.4 Výběr vhodného tenzometru

Na základě předchozích kapitol byl zvolen tenzometr **Micro-Measurements MMF403930** (obrázek 50), který lze v době psaní práce zakoupit na českém internetovém obchodě [38]. Tenzometr má velikost $6,35 \times 4,57\,mm$ a snese maximální relativní prodloužení $\pm 5\,\%$.



Obrázek 50: Tenzometr Micro-Measurements MMF403930 [38]

13 Závěr

V teoretické části byla nastíněna problematika tuhosti ozubených kol v záběru, která je charakteristická periodicky opakujícím se střídáním jednopárové a dvoupárové tuhosti u přímého ozubení. Dále byl uveden přehled nejpoužívanějších analyticko-simulačních metod pro řešení této problematiky. Postupně byly představeny metody řešení dle ISO 6336-1-2019, deformačními energiemi a v neposlední řadě pomocí metody konečných prvků. V závěru teoretické části bylo pojednáno o, v této oblasti zcela novému, přístupu zjišťování tuhosti ozubených kol v záběru, a to právě pomocí experimentálních metod.

V praktické části byl navrhnut testovací stav pro experimentální analýzu tuhosti přímých ozubených kol v záběru. Důraz byl kladen na co nejvyšší tuhost konstrukce, protože v opačném případě by mohla být negativně ovlivněna kvalita měřených dat.

Výsledkem této snahy je upevnění celé konstrukce do stolu obsahujícího T-drážky pomocí T-matic. Stůl slouží jako rám testovacího stavu. Konstrukce je navrhnuta tak, aby bylo možné posunutím části konstrukce v T-drážce měnit osovou vzdálenost ozubených kol. Toto posunutí je realizováno pomocí stavěcího šroubu a je doplněné kontrolním výpočtem proti nežádoucímu vzpříčení. Dále bylo navrhnuto uložení hřídelů ozubených kol ve vyráběné obdobě kluzných ložisek a samotné uchycení měřených vzorků ozubených kol pomocí zastavovacího šroubu. Tyto návrhy byly provedeny vždy tak, aby byl splněn požadavek co nejvyšší tuhosti konstrukce.

Návrh zatěžování ozubených kol je realizován pomocí páky obsahující čep, na který se připojí závaží. Čep je dimenzován, aby vydržel zatížení $4000\,N$, což odpovídá hmotnosti závaží cca $400\,kg$. Dále práce obsahuje návrh vhodného spojovacího materiálu pro zastavovací šroub, šroubové pole pro uchycení páky, šrouby pro připojení hřídelových domků a šrouby do T–matic. To vše je doplněno pevnostními výpočty.

Také byla navrhnuta série 25 různých vzorků ozubených kol, jejichž tuhost v záběru lze na navrženém testovacím stavu měřit. V kombinaci s nastavitelnou osovou vzdáleností toto vytváří mnoho možných konfigurací měření. V senzorické části jsou navrhnuty dva vhodné principy nepřímého měření tuhosti ozubených kol

v záběru. První princip je pomocí inkrementálního rotačního snímače. Toto řešení umožňuje měření uhlového natočení hřídele způsobeného deformací zubů ozubených kol. Dalším způsobem, jak měřit deformace a také napětí v patách zubů, je využití tenzometrického měření. V obou částech je navrhnut vhodný senzor, který by bylo možné k měření použít.

Na základě požadavků na výrobu byl vytvořen 3D model a požadovaná výkresová dokumentace vybraných částí. 3D model ve formátu STEP a výkresová dokumentace ve formátu PDF jsou připojeny jako přílohy.

Na závěr je důležité zdůraznit, že navržený testovací stav je již ve fázi výroby a v budoucnu na něm bude prováděno experimentální měření. Toto vytváří prostor pro tvorbu nových odborných prací. V budoucnu by bylo možné vytvořit další vzorky ozubení z jiných materiálů (například hliníku pro větší hodnoty deformací, či plexiskla pro využití fotoelasticimetrie), popřípadě simulovat poškození zubů.

Seznam literatury

1. RAGHUWANSHI, Naresh K.; PAREY, Anand. Experimental measurement of gear mesh stiffness of cracked spur gear by strain gauge technique. *Measurement*. 2016, roč. 86, s. 266–275. ISSN 0263-2241. Dostupné z DOI: https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.03.001.
2. RAGHUWANSHI, Naresh K.; PAREY, Anand. A New Technique of Gear Mesh Stiffness Measurement Using Experimental Modal Analysis. *Journal of Vibration and Acoustics*. 2019, roč. 141, č. 2. ISSN 1048-9002. Dostupné z DOI: 10.1115/1.4042100. 021018.
3. FLEK, Jan. *Dynamická analýza ozubených převodů*. Praha, 2020. Dostupné také z: https://dspace.cvut.cz/handle/10467/79847. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze.
4. FLEK, Jan. *Dynamika ozubených převodů*. Praha, 2021. Souhrná kritická rešerše. České vysoké učení technické v Praze.
5. ŠALAMOUN, Čestmír; SUCHÝ, Miloš. *Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN ISBN 80-030-0532-9.
6. LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1996. ISBN 80-718-3008-9.
7. HAJŽMAN, Michal; BYRTUS, Miroslav; ZEMAN, Vladimír. *Dynamická analýza a optimalizace převodových ústrojí*. Plzeň, 2004. Dostupné také z: http://home.zcu.cz/~mhajzman/vyzprava.pdf. Závěrečná výzkumná zpráva. Západočeská univerzita v plzni.
8. *Calculation of load capacity of spur and helical gears–Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors*. Standard. International Organization for Standardization.

9. MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II. čelní ozubená kola : teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-722-5051-5.

10. SLAVÍK, Jaromír; STEJSKAL, Vladimír; ZEMAN, Vladimír. *Základy dynamiky strojů*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-010-1622-6.

11. CAO, Zheng; ZAIGANG, Chen; HANJUN, Jiang. Nonlinear dynamics of a spur gear pair with force-dependent mesh stiffness. *Nonlinear Dynamics*. 2020, roč. 99, č. 2, s. 1227–1241. Dostupné z DOI: https://doi.org/10.1007/s11071-019-05348-0. Copyright - Nonlinear Dynamics is a copyright of Springer, (2019). All Rights Reserved.

12. CHEN, Zaigang; SHAO, Yimin. Dynamic simulation of spur gear with tooth root crack propagating along tooth width and crack depth. *Engineering Failure Analysis*. 2011, roč. 18, č. 8, s. 2149–2164. ISSN 1350-6307. Dostupné z DOI: https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2011.07.006.

13. SAINSOT; VELEX, P.; DUVERGER, O. Contribution of Gear Body to Tooth Deflections—A New Bidimensional Analytical Formula. *Journal of Mechanical Design*. 2004, roč. 126, č. 4, s. 748–752. ISSN 1050-0472. Dostupné z DOI: 10.1115/1.1758252.

14. SAXENA, Ankur; CHOUKSEY, Manoj; PAREY, Anand. Effect of mesh stiffness of healthy and cracked gear tooth on modal and frequency response characteristics of geared rotor system. *Mechanism and Machine Theory*. 2017, roč. 107, s. 261–273. ISSN 0094-114X. Dostupné z DOI: https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.10.006.

15. YU, Wennian; MECHEFSKE, Chris. A New Model for the Single Mesh Stiffness Calculation of Helical Gears Using the Slicing Principle. *Iranian Journal of Science and Technology: Transactions of Mechanical Engineering*. 2018, roč. 43. Dostupné z DOI: 10.1007/s40997-018-0173-x.

16. BATHE, Klaus-Jürgen. *Finite element procedures*. New Jersey: Prentice Hall, 2006. ISBN 978-0-9790049-0-2.

17. WEI, Zeping. *Stresses and deformations in involute spur gears by finite element method*. 2004. University of Saskatchewan.

18. BEKHEET, Noaman. Involute Gear Tooth Stresses Analysis Using Finite Element Modeling. *American Scientific Research Journal for Engineering, Technology, and Sciences*. 2017, roč. 34, s. 269–284.

19. RAGHUWANSHI, Naresh K.; PAREY, Anand. Experimental measurement of spur gear mesh stiffness using digital image correlation technique. *Measurement*. 2017, roč. 111, s. 93–104. ISSN 0263-2241. Dostupné z DOI: https://doi.org/10.1016/j.measurement.2017.07.034.

20. RAGHUWANSHI, Naresh K.; PAREY, Anand. Experimental measurement of gear mesh stiffness of cracked spur gear by strain gauge technique. *Measurement*. 2016, roč. 86, s. 266–275. ISSN 0263-2241. Dostupné z DOI: https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.03.001.

21. *Jednosměrná jednotka ILD-DOUBLE*. [B.r.]. Dostupné také z: https://mnsystems.cz/trubkove-linearni-jednotky/dvoutrubkove-jednotky/jednosmerna-jednotka-ild-double.

22. *LINEÁRNÍ VEDENÍ ALUROL*. [B.r.]. Dostupné také z: https://www.teatechnik.cz/alurol-1/.

23. *Ložiskový domek SKF SY 40FM*. [B.r.]. Dostupné také z: https://www.skf.com/au/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/productid-SY%5C%2040%5C%20FM.

24. *Ložiskový domek UCPA 208*. [B.r.]. Dostupné také z: https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-UCPA%5C%20208.

25. *SVĚRNÉ POUZDRO RCK55*. [B.r.]. Dostupné také z: https://shop.retezyolomouc.cz/sverne-pouzdro-rck55-d-45-55/p9695.

26. *Aretační kroužek DIN 705A-45/70×18*. [B.r.]. Dostupné také z: https://www.akros.cz/krouzek-45-70-x18-staveci-din-705a-a1.

27. *Hardox® 500*. [B.r.]. Dostupné také z: https://www.ssab.com/cs-cz/products/brands/hardox/products/hardox-500.

28. *Elektroerozivní obrábění EDM*. [B.r.]. Dostupné také z: https://www.invocz.cz/elektroerozivni-obrabeni-edm-dratovani-hloubeni.

29. *Nerezové U profily*. [B.r.]. Dostupné také z: https://www.matezex.cz/u-profily.html.

30. BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef. *Části strojů: (Sv. 1)*. 5., přeprac. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00046-7.

31. FLORIAN, Zdeněk; ONDRÁČEK, Emanuel; PŘIKRYL, Karel. Mechanika těles: statika. In: Vyd. 7., V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007, s. 147–148. ISBN 978-80-214-3440-0.

32. LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

33. PALÁT, Hynek. *Kolíky a čepy* [online]. 2011 [cit. 2022-07-18]. Dostupné z: `https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-04.pdf`.

34. E-KONSTRUKTÉR, Admin. *Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel* [online]. 2013 [cit. 2022-07-19]. Dostupné z: `https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel`.

35. INTELLIGENCE, SICK Sensor. *Inkrementální enkodér DFS60 Inox* [online] [cit. 2022-07-12]. Dostupné z: `https://www.sick.com/cz/cs/encodery/inkrementalni-enkoder/dfs60-inox/c/g354652`.

36. *Strain Gauge Installation* [online] [cit. 2022-07-20]. Dostupné z: `https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/strain-gauge-installation`.

37. NOVÁK, Martin. *Introduction to sensors for electrical and mechanical engineers*. Boca Raton, 2020. ISBN 978-036-7518-219.

38. COMPONENTS, RS. *Tenzometr 6.35mm Lineární 350 Ω Micro-Measurements* [online] [cit. 2022-07-20]. Dostupné z: `https://cz.rs-online.com/web/p/tenzometry/2236464`.

Seznam obrázků

1 Ozubené soukolí se zuby a) přímými b) šikmými [6] 4
2 Dynamický model převodu (graficky upraveno) [5] 5

3 Jednopárová tuhost a) průběh b) nahrazení sériovým zapojením pružin [5] 7
4 Dvoupárová tuhost a) průběh b) nahrazení sériovým zapojením pružin [5] 7

5 Průběh celkové tuhosti ozubení, převzato z [10] 10
6 Namáhání zubu jakožto vetknutého nosníku, převzato z [4] 11

7 Testovací sestava pro experimentální měření pomocí DIC - převzato z [19] 16
8 Výsledky měření pro ozubené kolo bez vady (vlevo) a s vadou (vpravo), kde DIC je výsledek získaný experimentálně. FDM získáno metodou MKP a AM získáno metodou deformačního modelu - převzato z [19] 17
9 Testovací stav s vyobrazenými tenzometry - převzato z [20] 18
10 Výsledky pro jednotlivá měřená ozubená kola [20] 18

11 Původní návrh testovacího stavu 20
12 Konečná podoba testovacího stavu 21
13 Lineární vedení INOCON ILD [21] 22
14 Lineární vedení ALUROL [22] 22
15 Upevnění pomocí T–matic - zvýrazněny modře 22
16 Ložiskové domky a) SKF SY 40 FM [23] b) SKF UCPA 208 [24] . . . 23
17 Návrhy kluzných domků v řezu a) Starší návrh b) Finální návrh . . . 24
18 Detail finálního uchycení domku - řez 25
19 Původní návrh vstupního hřídele a) pro jednu zatěžovací páku b) pro distanční disk a dvě zatěžovací páky 26
20 Dotyková plocha kola a segmentu 26

21 Svěrné pouzdro RCK 55 [25] 27
22 Stavěcí kroužek DIN 705A [26] 27
23 Finální podoba spojení hřídele a příruby - řez 27
24 Segmenty vzorků ozubení 28

25 Schéma působení sil při zatížení 30
26 U–profil DIN 1026 [29] 31
27 SKF UCPA 208 - rozměry [24] 31
28 Schéma působení sil v ložiskových domcích 31

29 Analýza deformace při použití ložiskových domků - výstup RFEM 6 . 34
30 Analýza deformace při použití kluzných domků - výstup RFEM 6 . . 34
31 Schema deformace zastavovacího šroubu 35

32 Původní návrh - verze 1 37
33 Původní návrh - verze 2 37
34 Finální návrh zastavování – řez 38
35 Schéma sil působících na brzděné kolo 38
36 Uchycení páky šroubovým polem 41
37 Schéma šroubového spoje 41
38 Silový rozklad v hřídelovém domku 43
39 Detail drážky pro domek 44
40 Silový rozklad do šroubů T–matic 46

41 Silový rozklad při kontrole vzpříčení 47
42 Hodnoty součinitele tření f pro různé povrchy a provozní podmínky [32] 48

43 Mechanické vlastnosti materiálů, vybraný materiál zvýrazněn [30] . . 50
44 Zatížení čepu [33] 51

45 Úhel natočení φ ozubeného kola 53
46 Schéma natočení od deformace zastavovacího šroubu 55
47 Připojení inkrementálního snímače - řez 55
48 Schéma alternativních metod měření natočení 56
49 Zapojení tenzometru do $\frac{1}{4}$ můstku s teplotní kompenzací [37] 57
50 Tenzometr Micro-Measurements MMF403930 [38] 58

Seznam tabulek

4.1 Konstanty z ISO 6336-1-2006, převzato z [5] [9] 9

7.1 Hodnoty základní sady ozubených vzorků z programu KISSsoft 29

9.1 Výpočtové parametry pro brzdící šroub 40
9.2 Výsledné hodnoty návrhu šroubového pole 42
9.3 Výpočtové parametry pro šroubové pole 42
9.4 Výpočtové parametry šroubů připojujících domky 44
9.5 Výpočtové parametry šroubů do T–matic 45

Seznam příloh

Příloha č. 1: CD

Seznam použitého softwaru

Autodesk Inventor 2022
Dlubal software RFEM6
KISSsoft AG
Adobe Illustrator
Overleaf LaTeX editor