



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

KONSTRUKCE SPECIÁLNÍHO PŘÍPRAVKU PRO NAMÁHÁNÍ KRUTEM PŘI VYUŽITÍ UNIVERZÁLNÍHO TESTOVACÍHO STROJE

TORSIONAL STRESS FIXTURE DESIGN USING A UNIVERSAL TESTING MACHINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Kučík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej

Vaverka

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Jiří Kučík**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Vaverka**
Akademický rok: 2023/24

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

Konstrukce speciálního přípravku pro namáhání krutem při využití univerzálního testovacího stroje

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V dnešní době je na trhu řada zařízení, která nabízejí testování materiálů v různých konfiguracích – tah, tlak, ohyb, krut. Posledně zmiňovaný není moc obvyklý a ani příslušenství pro jeho realizaci nenabízejí všichni výrobci. Vlastní konstrukce takového přípravku by navíc umožnila upínání vlastních vzorků pro potřeby testování strukturovaných materiálů vyráběných kovovým 3D tiskem.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Konstrukční návrh specializovaného příslušenství pro univerzální testovací stroj, které by umožnilo testování v krutu a upnutí vzorků strukturovaných materiálů.

Díličí cíle bakalářské práce:

- rešerše současných řešení na trhu,
- koncepční návrh způsobu testování na univerzálním testovacím stroji,
- konstrukční návrh přípravku,
- návrh tvaru vzorků.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, digitální data.

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

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

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

Seznam doporučené literatury:

HAILU, Y.M., NAZIR, A., HSU, CP. a JY JENG. Investigation of torsional properties of surface- and strut-based lattice structures manufactured using multiJet fusion technology. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2022, roč. 119, s. 5929–5945. ISSN 1433-3015.

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. Příklad 7.
vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s, ISBN 978-80-214-2629-0.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato práce má za cíl navrhnout přípravek na zkoušku statickým krutem pro univerzální testovací stroj série AGX-V2 od firmy Shimadzu. Přípravek umožňuje mechanické převedení lineárního pohybu na rotační a upevnění vzorků. Součástí návrhu je způsob uchycení přípravku ke stroji, geometrie testovaných vzorků a jejich upevnění. V úvodní části práce je uveden stručný přehled možných způsobů převedení pohybu, standardizace zkoušek v krutu a příklady několika testovacích strojů pro zkoušku krutem. Konceptní část je zaměřena na navrhnutí variant daného přípravku. Jsou navrženy dvě varianty, kde první je založena na principu ozubených kol a druhá na principu vaček. Ty jsou porovnány pomocí metody konečných prvků. Z výsledků je poté vybrán přípravek s ozubeným mechanismem, jež je schopen kroutit vzorky plné i strukturované při předpokládaném maximálním kroutícím momentu 250 Nm. V konstrukční části je proveden finální návrh mechanismu, který je poté zkontrolován pomocí metody konečných prvků a analytických pevnostních výpočtů.

KLÍČOVÁ SLOVA

statická zkouška v krutu, metoda konečných prvků, pevnostní výpočty, převod translace na rotaci, univerzální testovací stroj

ABSTRACT

This thesis aims to design a fixture for static torque testing for the Shimadzu AGX-V2 series universal testing machine. The fixture enables the mechanical conversion of linear motion to rotational motion and the securing of samples. The design includes the method of attaching the fixture to the machine, the geometry of the tested samples, and their fixation. The introductory part of the thesis provides a brief overview of possible motion conversion methods, the standardization of torque tests, and examples of several torque testing machines. The conceptual part focuses on designing variants of the fixture. Two variants are proposed: the first based on the principle of gears and the second on the principle of cams. These are compared using the finite element method. Based on the results, the fixture with the gear mechanism is selected, capable of torquing both solid and structured samples at an assumed maximum torque of 250 Nm. In the construction part, the final design of the mechanism is carried out and then verified using the finite element method and analytical strength calculations.

KEYWORDS

Static torsion test, finite element method, strength calculations, translation to rotation conversion, universal testing machine

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUČÍK, Jiří. *Konstrukce speciálního přípravku pro namáhání krutem při využití univerzálního testovacího stroje* [online]. Brno, 2024 [cit. 2024-03-25]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157677>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Ondřej Vaverka.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval především vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Ondřeji Vaverkovi za věnovaný čas, užitečné rady, trpělivost a odborné vedení při tvorbě této práce. Dále bych rád poděkoval své rodině za podporu a ohleduplnost, kterou projevila po dobu mého studia.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

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

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Kinematické mechanismy	14
2.1.1	Vačkové mechanismy	14
2.1.2	Mechanismy ozubených kol	15
2.1.3	Šroubové mechanismy	16
2.2	Zkoušení v krutu	17
2.2.1	Příklady ČSN norem používaných při testování na krut	17
2.2.2	Únavová zkouška v krutu	17
2.2.3	Statická zkouška v krutu	19
2.3	Příklady zařízení pro zkoušení v krutu	21
2.3.1	Upínací přípravky pro zkušební vzorek	23
2.4	Rotační snímače	25
2.5	Univerzální testovací stroj AGX-100kNV2	26
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	29
3.1	Cíl práce	29
3.2	Analýza problému	29
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	31
4.1	Varianta 1 – přípravek s hřebenovým převodem	31
4.2	Varianta 2 - přípravek s vačkovým převodem	32
4.3	Testovací vzorky	33
4.4	Pevnostní analýza	35
4.4.1	Výsledky pro variantu č.1:	36
4.4.2	Výsledky pro variantu č.2:	38
4.4.3	Porovnání	40
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	41
5.1	Dokončení varianty č.1	41
5.2	Kontrola pevnostním výpočtem	41
5.2.1	Vzorek	42

5.2.2	Hřídel	42
5.2.3	Kolo	49
5.2.4	Hřeben	51
5.2.5	Pero	53
5.2.6	Vodící kolíky	54
5.3	Kontrola metodou konečných prvků	56
5.3.1	Výsledky první varianty	57
5.3.2	Výsledky druhé varianty	59
6	DISKUZE	62
7	ZÁVĚR	64
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	65
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	67
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	71
11	SEZNAM TABULEK	73
12	SEZNAM PŘÍLOH	74

1 ÚVOD

V současné době je dostupné široké spektrum zařízení určených k testování různých vzorků či dílů, včetně testování tahem, tlakem, ohybem nebo krutem. Každé specializované zařízení si však vyžaduje značné investice a zabírá místo, které by mohlo být využito efektivněji. Proto se vyvíjejí různé adaptéry a přípravky pro existující stroje, aby mohly provádět širší spektrum testů. Mezi různými druhy testování není testování v oblasti krutu moc obvyklé. Uplatňuje se ale například při testování hřídelí, pružin, drátů, šroubů či jiných součástí. Zde je totiž klíčová znalost chování materiálu při smykovém zatížení pro zajištění bezpečnosti a spolehlivosti mechanických součástí a zařízení.

Existuje mnoho přípravků pro univerzální testovací zařízení pro zkoušku tahem, tlakem nebo i ohybem v kombinaci s krutem. Bohužel ne všechna zařízení disponují možností testovat pomocí zkoušky v krutu, jelikož neobsahují vlastní torzní pohon. Příkladem může být univerzální testovací stroj série AGX-V2 od firmy Shimadzu, jež nedisponuje vlastním torzním motorem a není na něj žádný přípravek, který by mu umožnil toto testování.

S vývojem technologií jsou v dnešní době na vzestupu aditivní technologie, které umožňují inženýrům používat pro návrhy součástí i netradiční prvky, jako jsou například strukturované materiály. Ty se relativně často testují na tah, tlak, popřípadě i ohyb. Další informace by o jejich chování přineslo jejich testování v krutu, které se nedělá a nejsou pro něj běžně k dostání žádné normy.

Tato práce se zaměřuje na vývoj přípravku, který by pomocí kinematického mechanismu převedl translační pohyb na rotační a umožnil tak testování krutem. Přínosem takového přípravku by z ekonomického hlediska bylo snížení nákladů v porovnání se zakoupením doplňujícího stroje specializovaného na krut. Další výhodou bude ve snížení potřebných nároků na prostor.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Kinematické mechanismy

Kinematické mechanismy jsou zařízení, která slouží k přeměně jednoho pohybu na druhý. Nejčastěji přeměňují rotační pohyb na translační (přímočarý) a obráceně. Využívají se prakticky v každém mechanickém zařízení. Přeměna je uskutečněna pomocí mechanismů jako jsou ozubená kola, klikové, vačkové či šroubové mechanismy. V následujících podkapitolách jsou podrobněji rozepsané mechanismy umožňující převod pohybu.


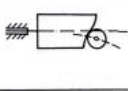

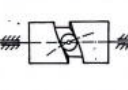

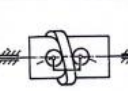



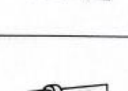

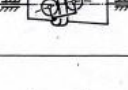

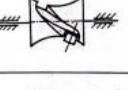


2.1.1 Vačkové mechanismy

Vačkové mechanismy umožňují přesné řízení pohybu a tím i činnosti stroje. Příkladem řízení pomocí vačkového mechanismu může být otevírání a zavírání ventilů v motoru.

Jako vačkový se označuje mechanismus s jedním stupněm volnosti, který zahrnuje alespoň jednu vačku spojenou s ostatními členy alespoň jednou obecnou kinematickou vazbou [1]. Nejjednodušší vačkový mechanismus se skládá ze tří částí: rám, vačka a hnaný člen. Při otáčení vačky se hnaný člen pohybuje podle tvaru vačky. Využívá se k převedení rotačního pohybu na posuvný vratný nebo kývavý (otáčivý nebo naklápěcí) pohyb a v některých případech i opačně.

Mezi různými druhy vaček, zobrazenými na Obr. 2-1, je pro tuto práci důležitá axiální drážková vačka, jež umožňuje i obrácenou transformaci z lineárního pohybu na rotaci [1]. Axiální vačky mají obvykle tvar válce, na jehož plášti nebo čele je vytvořena činná plocha vačky. Tato plocha má křivkový styk s kladkou, která koná rovinný pohyb vzhledem k rámu mechanismu. Při pohybu vytváří osa kladky vůči vačce obecnou šroubovitou plochu.

Tab. 3. Příklady vaček rovinných a prostorových vačkových mechanismů

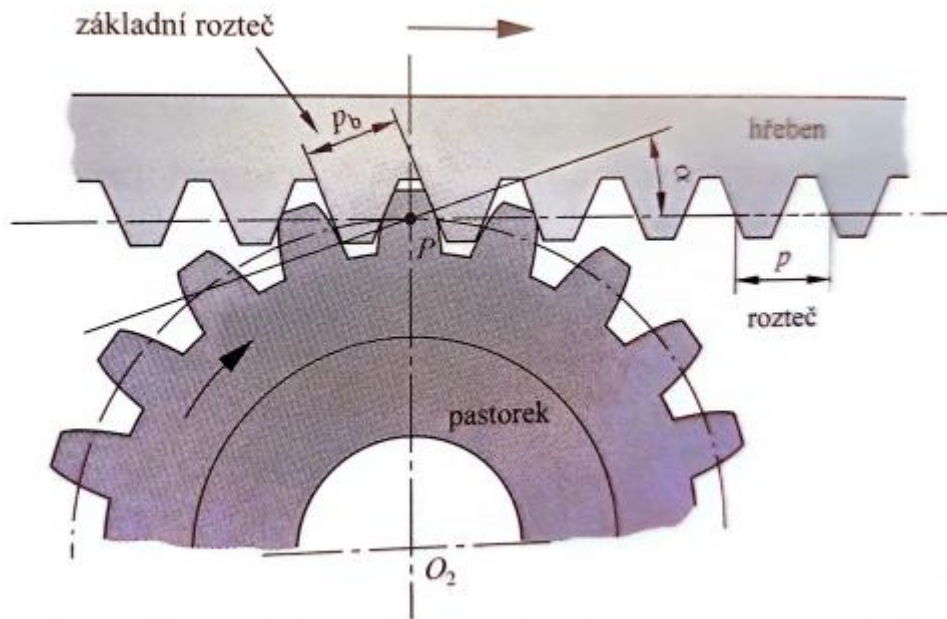
Vačky rovinných vačkových mechanismů	Název	Vačky prostorových vačkových mechanismů	Název
	Vnější radiální vačka		Vnější axiální vačka
	Vnitřní radiální vačka		Axiální drážková vačka
	Radiální drážková vačka		Axiální dvojvačka
	Radiální dvojvačka		Axiální kuželová drážková vačka
	Radiální dvojvačka		Axiální kuželová dvojvačka
	Radiální dvojvačka		Globoidní drážková vačka
	Radiální vačkový segment (otočný)		Globoidní dvojvačka
	Vačkový segment (posuvný)		Kuželová vačka pro sférický vačkový mechanismus

Obr. 2-1 Typy vačkových mechanismů [1]

2.1.2 Mechanismy ozubených kol

Převodové mechanismy s ozubenými koly jsou nejčastěji používané převody. Hodí se pro menší vzdálenosti os, výkony a otáčky. Výhodou je jednoduchá konstrukce, spolehlivost a vysoká účinnost. Nevýhodou je tuhý přenos sil, kmity a nerovnoměrnost dané úchytkami ozubení, při vyšších rychlostech i hluchost [2]. Využívají se například v hodinářství, převodovkách automobilů nebo průmyslových strojích jako jsou obráběcí stroje.

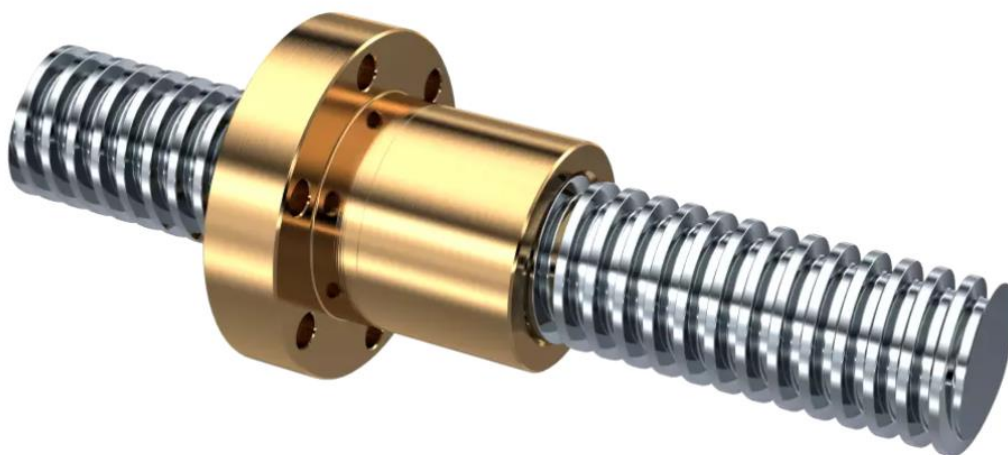
Speciální kategorií ozubených převodů je převod pomocí hřebene a ozubeného kola (Obr. 2-2). Ozubený hřeben vzniká, když se u ozubeného kola zvětší průměr roztečné plochy a ostatních sousedních ploch na nekonečno. Odpovídajícím rovinným útvarem je pak profil ozubeného hřebene, u něhož evolventní profil zubu přechází do přímky. Poněvadž profily boků zubů jsou kolmé na přímkou záběru, je jejich sklon dán úhlem záběru α [3]. Ozubený hřeben se používá například u hřebenových pohonů, kde může nahradit pohybové šrouby.



Obr. 2-2 Záběr pastorku s ozubeným kolem [3]

2.1.3 Šroubové mechanismy

Pohybové šrouby, konkrétněji kluzné pohybové šrouby (Obr. 2-3), slouží k přeměnění rotačního pohybu na posuvný, výjimečně i opačně [3]. Fungují na principu pohybu po šroubovici, což je složení dvou pohybů – otáčení okolo osy a posunu ve směru této osy. Výhodou tohoto mechanismu je vysoká polohová přesnost, proto se běžně používají jako vodící šrouby soustruhů, zvedáků a sklíčidel. Nevýhodou je vysoké tření, malé stoupání závitu a nižší tuhost, čímž vznikají vysoké ztráty při přeměně pohybu a nízký kroutící moment.



Obr. 2-3 Trapézový pohybový šroub s maticí

2.2 Zkoušení v krutu

Zkušební proces zaměřený na měření krutu je prováděn pomocí zařízení, která se buď specializují na zkoušení v krutu nebo jsou univerzální a kombinují krut s jiným zatížením. Měří se kroutící moment na torzním motoru a natočení pomocí rotačních snímačů. Rozlišují se dva typy zkoušek v krutu. První je únavová zkouška a druhá je statická zkouška krutem.

2.2.1 Příklady ČSN norem používaných při testování na krut

- ČSN ISO 1352 (zkoušení únavy krutem)

Tato norma specifikuje podmínky pro provádění únavových zkoušek při konstantní amplitudě kroutícího napětí na kovových zkušebních vzorcích. Součástí normy je tvar vzorku, jeho příprava a popis zkoušení [5].

- ČSN ISO 9649 (Drát, zkouška střídavým krutem)

Tato norma specifikuje metodu stanovení schopnosti kovového drátu se podrobit plastické deformaci střídavým krutem [6]. Tato zkouška se používá k detekování povrchových vad a k posouzení tvářitelnosti.

- ČSN ISO 7800 (Drát, zkouška jednoduchým krutem)

Tato norma specifikuje zkoušku tvářitelnosti pro ocelové dráty v případě zatížení jednoduchým krutem [7]. Touto zkouškou se ověřuje způsobilost drátů specifických typů a průměrů se plasticky deformovat jednoduchým jednosměrným krutem.

2.2.2 Únavová zkouška v krutu

Únavová zkouška spočívá ve střídavém zatěžování vzorku, přičemž se zjišťuje počet zatěžovacích cyklů do porušení vzorku [5]. Zatěžovací cykly mají sinusový tvar s konstantní amplitudou a zkouška končí přerušением vzorku nebo po překročení předem daného počtu cyklů. Rozměry pro zkušební vzorky s kruhovým a trubkovým průřezem jsou uvedeny v Tab. 2-1 a Tab. 2-2. Zakončení zkušebních vzorků je obvykle čtyřhranné, šestihranné nebo kruhové, existují však i jiné tvary zakončení.

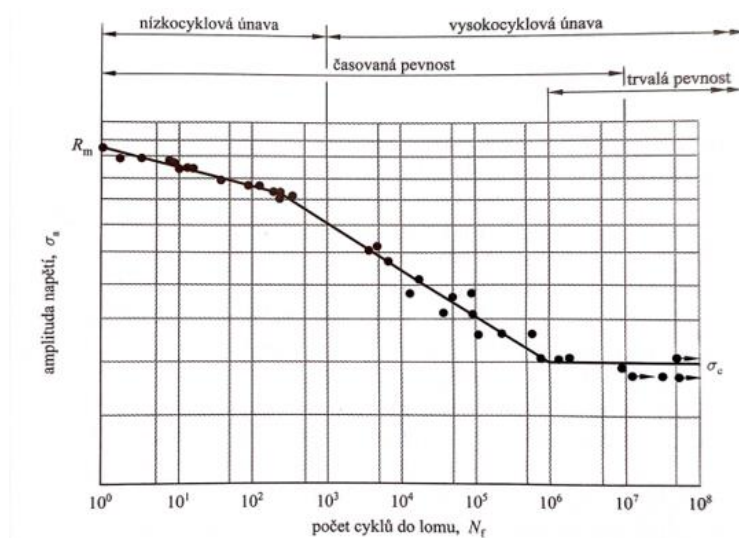
Průměr válcové měřené délky, v milimetrech	$5 \leq d \leq 12$
Zkoušená délka	$L_c \leq 5d$
Přechodový poloměr (z rovnoběžného úseku do upínacího konce)	$r \geq 3d$
Vnější průměr (upínací konec)	$D \geq 2d$
Mezní úchylka d musí být $\pm 0,05$ mm.	

Tab. 2-1 Rozměry zkušebních vzorků kruhového průřezu [5]

Tloušťka stěny ve zkoušené části, t	$0,05d_0$ až $0,1d_0$
Vnější průměr zkoušené části	d_0
Přechodový poloměr (z rovnoběžného úseku do upínacího konce), r	$\geq 3d_0$
Zkoušená délka, L_c	$1d_0$ až $3d_0$
Vnější průměr (upínací konec)	$D \geq 1,5d_0$
Doporučuje se udržovat soustřednost mezi vnějším průměrem, d_0 , a vnitřním průměrem, d_i , v rozmezí $0,01t$.	

Tab. 2-2 Rozměry zkušebních vzorků trubkového průřezu [5]

Únavová zkouška je důležitá pro určení chování materiálu při působení měnícího se zatěžování nižším, než je mez pevnosti. Pro přesnost měření je nutné provést několik desítek únavových zkoušek. Výsledky se zanáší do grafu čímž vznikne Wöhlerova křivka, jež říká kolik cyklů vydrží vzorek při daném střídavém napětí [3].



Obr. 2-4 Wöhlerova křivka [3]

2.2.3 Statická zkouška v krutu

Tato zkouška zjišťuje chování materiálu při působení kroutícího momentu a slouží ke kontrole kvality testovaných dílů. Na rozdíl od únavové zkoušky, rozměry nebo geometrie vzorků pro statickou zkoušku v krutu nejsou definované žádnou normou. Výjimkou je specifikace pro zkoušku drátů podle ČSN ISO 7800, kde je vypsána pouze závislost jmenovitého rozměru drátu na vzdálenosti čelistí, které ho svírají.

Průběh statické zkoušky v krutu spočívá v postupném zvyšování kroutícího momentu v ose vzorku až do porušení zkušební vzorku nebo do předem specifikovaného parametru. Tím může být dosažení daného kroutícího momentu, popřípadě daného natočení.

Z natočení vzorku a kroutícího momentu se vypočítává smykové napětí v krutu (1) a modul pružnosti ve smyku (2). Vzorec (2) je upravenou verzí vztahu pro úhel zkroucení a platí jen při zatěžování v pružné oblasti. Ve výsledku dostáváme diagram závislosti smykového napětí na natočení od začátku testu až do porušení vzorku.

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{J_p} \cdot \rho \quad (1)$$

$$G = \frac{M_k \cdot L}{J_k \cdot \varphi} \quad (2)$$

Kde:

$M_k [Nmm]$	Kroutící moment
$J_k, J_p [mm^4]$	Polární kvadratický moment
$L [mm]$	Zkoušená délka vzorku
$\varphi [rad]$	Úhel natočení
$\rho [mm]$	Poloměr vnějšího povrchu

Polární kvadratický moment $J_p (J_k)$ pro kruhový (3), čtverhranný (4) a šestihranný (5) průřez se vypočítá:

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (3)$$

$$J_k = 0,141 \cdot a^4 \quad (4)$$

$$J_k = 1,039 \cdot a^4 \quad (5)$$

Průřezový modul v krutu W_k pro kruhový (6), čtverhranný (7) a šestihranný (8) průřez se vypočítá:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (6)$$

$$W_k = 0,208 \cdot a^3 \quad (7)$$

$$W_k = 0,189 \cdot s^3 \quad (8)$$

Kde:

$d[mm]$ Průměr vzorku

$a[mm]$ Délka strany čtverce

$s[mm]$ Vzdálenost mezi dvěma protilehlými stranami šestihranu

2.3 Příklady zařízení pro zkoušení v krutu

- ZwickRoell



Obr. 2-5 Zkušební přístroj ZwickiLine [8]

ZwickiLine je stolový vertikální testovací stroj umožňující zkoušení tahem/tlakem, krutem a jejich kombinací [8]. Vyrábí se ve dvou verzích – s lineárním elektrickým motorem o maximální síle 2.5 kN a torzním elektrickým motorem s kroutícím momentem 2Nm nebo silou 5 kN a kroutícím momentem 20 Nm. Firma neuvádí způsob upnutí zkušebního tělesa.

- Anton Paar



Obr. 2-6 Zkušební přístroj UTM Micro [9]

UTM Micro je univerzální stolní testovací zařízení pro zkoušení mechanických dílů při nízkém zatížení (-50 N a 50 N ve vertikálním směru, 0.0005 N až 40 N pro horizontální směr a 1 nNm až 230 mNm v krutu). Zařízení je vybaveno příslušenstvím pro zkoušení materiálu v reálných podmínkách (od teploty -160 °C do 1000 °C a vlhkosti od 5 % RV (relativní vlhkost) do 95 % RV) [9]. Využívá se pro měření vláken a tenkých pevných látek. Navíc je také vhodný k měření tepelné roztažnosti pevných vzorků ve tvaru tyčinek. Toto zařízení využívá pravoúhlé úchyty k uchycení vzorků pro zkoušku krutem.



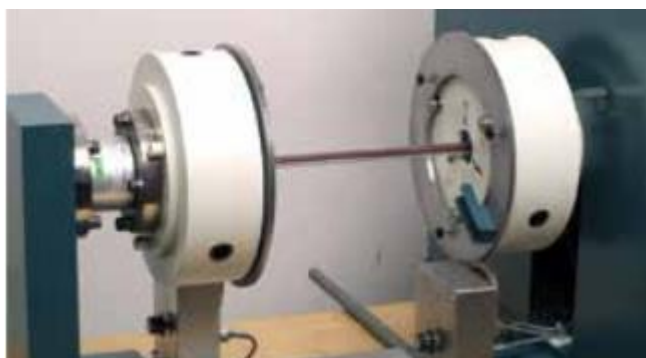
Obr. 2-7 Pevné pravoúhlé uchycení [9]

- Tinius Olsen



Obr. 2-8 Testovací zařízení Tinius Olsen

Tento testovací přístroj slouží k testování při vysokých kroutících momentech. Podle zakoupeného modelu, jež je ve čtyřech verzích, je možné dosáhnout maximálního kroutícího momentu 1000, 6000, 12000 a 30000 Nm. První verze je stolní, zbylé jsou podlahové [10]. Pro uchycení zkušební vzorku je použito sklíčidlo.



Obr. 2-9 Sklíčidlo pro uchycení vzorku [10]

2.3.1 Upínací přípravky pro zkušební vzorek

- Upínací kleštinová pouzdra

Podle funkce se pouzdra rozdělují na tažná, tlačná, jednostranná a dvoustranná (příklad tlačné kleštiny je na Obr. 2-10) [11]. Principem jejich funkce je zatlačování kleštiny do kuželové dutiny upínače, přičemž se využívá její dělené konstrukce. Ta se začne svírat při utažení a vytváří téměř rovnoměrný tlak na upnutý člen, čímž zamezuje jeho pohybu. Většinou slouží k upínání tyčí, obrobků a nástrojů soustruhů a frézek.



Obr. 2-10 Tlačná kleština s upínačem [12]

- **Skličidla**

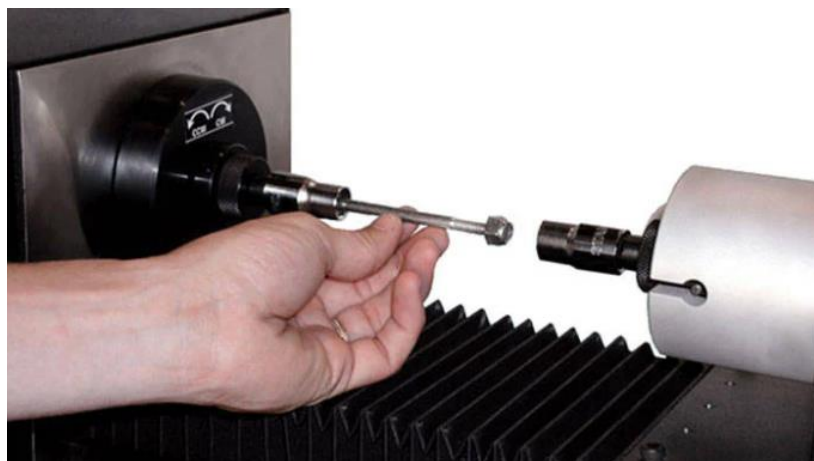
Skličidlo je upínací součást soustruhů, fréz a vrtaček. Slouží k upnutí pracovních nástrojů nebo obrobků. Skličidla bývají tříčelist'ová, viz např. Obr. 2-11, nebo mohou být i dvou nebo více čelist'ová. Při dotahování se pohybují všechny čelisti najednou (pokud není nastaveno jinak) a tím se vycentruje a upne vzorek. Výhodou tohoto upínání je široká škála průměrů, které je možné upnout, a možnost upnutí za otvory.



Obr. 2-11 Tříčelist'ové sklíčidlo [13]

- **Nástrčná hlavice**

Nástrčné hlavice se vyrábí v široké škále velikostí a tvarů. Tvary, které je možné upnout, mohou být například čtyřhranné či šestihřanné. Upnutí je tvarové a není zde vyvíjena síla jako v případě sklíčidel. Nástrčné hlavice jsou našroubovány nebo přišroubovány k výstupní hřídeli nebo torznímu článku na rámech [14]. Výhodou je jednoduché nasazování a variabilita velikostí. Nevýhodou je, že vzorek je nasazen do nástrčných hlavice, ale není pevně připevněn. Další nevýhoda je nutnost vyměnit hlavici při změně velikosti nebo tvaru vzorku.



Obr. 2-12 Nástrčné hlavice pro upnutí vzorku [14]

2.4 Rotační snímače

Rotační snímače slouží pro měření otáček a úhlů natočení. Snímače se rozdělují dle poskytovaných informací na absolutní a přírůstkové (inkrementální) [15].

- Absolutní snímače:

Absolutní rotační enkodér je snímač, který zaznamenává počet otáček a současně přesnou polohu v rámci jedné otáčky (360°). Při výpadku napájení může navázat na informaci o své poloze a pokračovat ve snímání. Absolutní enkodéry se dělí na jednotáčkové a víceotáčkové, které poskytují unikátní informaci o poloze i v rámci více otáček [16].



Obr. 2-13 Absolutní snímače [17]

- inkrementální snímače:

Inkrementální enkodér pracuje v rámci jedné otáčky (360°), další otáčky jsou přičítány jako přírůstky k původním hodnotám. Snímač nemá schopnost si při výpadku napájení určit svoji původní pozici [16].

Podle principu snímání se dále dělí na optické a magnetické.

- magnetické rotační snímače:

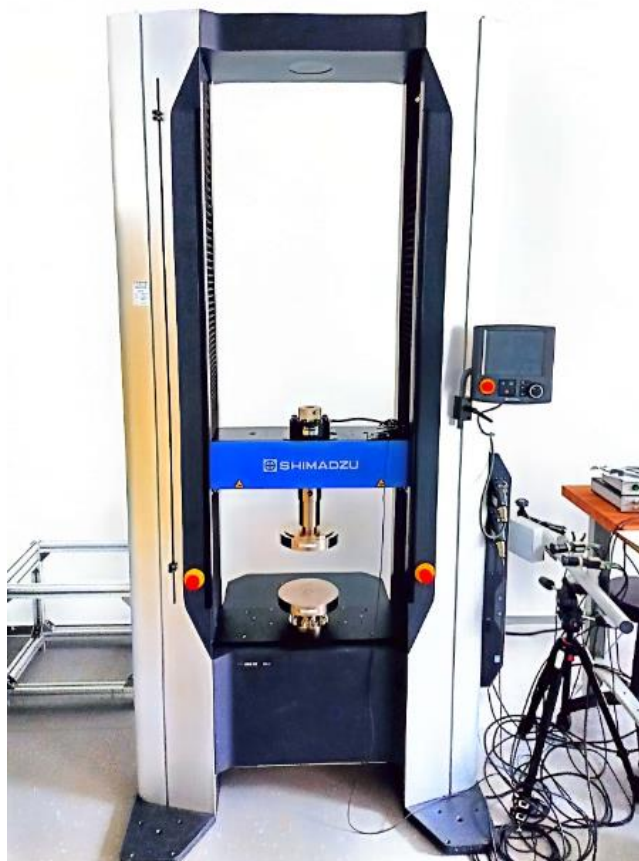
Magnetické rotační snímače používají k detekci rotačních pohybů senzory s Hallovým jevem. Tyto senzory snímají orientaci permanentního magnetu připevněného k hřídeli. Mikroprocesor pak na základě signálů ze senzoru vypočítá úhel natočení hřídele. Díky svému jednoduchému mechanickému principu je magnetický rotační snímač menší a mnohem pevnější než optický rotační snímač. Přesnost měření se pohybuje kolem 0,1° [15].

- optické rotačních snímače:

Senzory s průchozím paprskem vyzařují světlo skrz štěrby vyleptané na skleněném disku s povrchovou úpravou. Při lámání paprsků se generují impulzy. Optické rotační snímače jsou velmi přesné, ale zároveň složité jednotky, které se skládají z mnoha jednotlivých součástí. Výroba skleněných disků s povrchovou úpravou je obtížná a nákladná. Ve srovnání s rotačními snímači s magnetickou technologií mají vyšší přesnost, ale jsou náchylnější k poškození při vystavení nárazům a vibracím [15].

2.5 Univerzální testovací stroj AGX-100kNV2

Tento univerzální testovací stroj umožňuje testování v tahu, tlaku a ohybu. Maximální síla, jež je zařízení schopno vyvinout, je 100 kN. Pro každé z těchto testování má testovací stroj vyhrazený přípravek (adaptér). K zařízení se nedodávají torzní motory pro testování v krutu. Z tohoto důvodu je vhodným kandidátem pro doplnění o mechanický přípravek na testování v krutu.

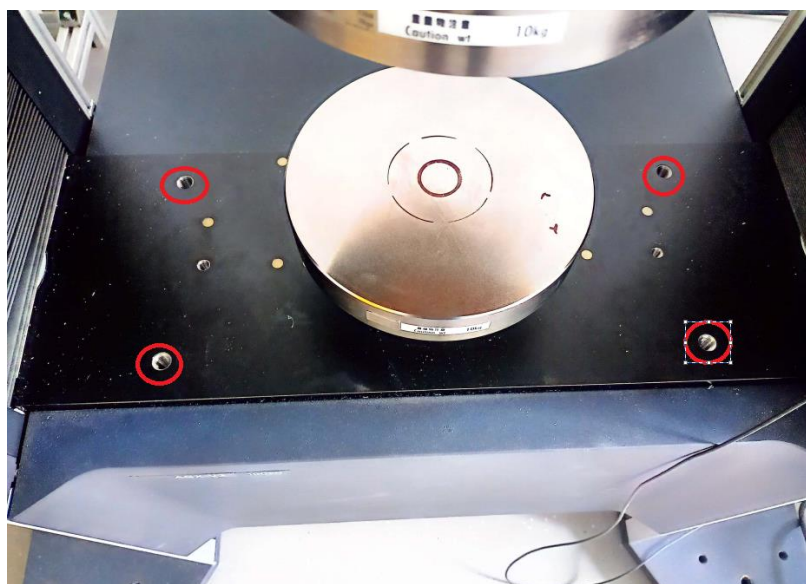


Obr. 2-14 Univerzální testovací stroj AGX-100kNV2

Využitelný prostor je o ploše podstavy 600x210 mm a výšce 1440 mm. Pro připevnění navrhovaného přípravku pro testování v krutu je možno využít čtyř kotvicích děr se závitem M12 (Obr. 2-16), které jsou rozmístěny na podstavě stroje ve vzdálenosti 160x410 mm. Připojení k příčnicku je možné pomocí otvoru o průměru 50 mm (Obr. 2-15) s kolmou dírou pro pojistný kolík o průměru 17,4 mm.



Obr. 2-15 Připojovací část stroje



Obr. 2-16 Kotvící díry se závitem

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Cíl práce

Cílem bakalářské práce je vytvoření konstrukčního návrhu specializovaného příslušenství pro univerzální testovací stroj, které by umožnilo testování v krutu a upnutí vzorků strukturovaných materiálů. Dílčí cíle jsou:

- Koncepční návrh způsobu testování na univerzálním stroji,
- konstrukční návrh přípravku
- návrh tvaru testovacích vzorků.

3.2 Analýza problému

V kapitole 2.1 bylo představeno několik kinematických mechanismů, které dokáží převádět translační pohyb na rotační. Mechanismy na principu posuvných šroubů nejsou vhodné kvůli potřebě velké síly k vyvolání potřebného momentu. U vačkových mechanismů lze použít jediný typ – axiální vačku. Ostatní typy totiž převádí rotační pohyb na posuvný nebo rotační na rotační se změnou osy. Pro mechanismy s ozubenými koly vyhovuje jen převod s hřebenem, ostatní druhy mění jen polohu, případně i natočení osy rotace. Pro tvorbu konceptu přípravku byly vybrány dva mechanismy, konkrétně axiální vačka a hřebenový převod.

Při návrhu se přípravek musí vejít do prostoru, který vychází z konstrukce univerzálního testovacího stroje AGX-100kNV2 od firmy Shimadzu. Tento prostor je o maximální ploše podstavy 600x210 mm a výšce 1440 mm. Přípravek musí být opatřen čtyřmi závitovými dírami M12 ve vzdálenosti 160x410 mm, aby bylo možné ho připevnit ke stroji.

Z požadavků uživatele musí být přípravek schopen otočení minimálně o 180°. Mezi dalšími požadavky je možnost testovat hlavně aditivně vyráběné strukturované materiály z hliníku. Délka strany krychlových buněk struktury by se měla pohybovat kolem 10 mm.

Vzorek je navrhován pro jednoduchou zkoušku v krutu. Geometrie vzorku při testování jednoduchým krutem není normovaná, je ale možné se inspirovat geometrií z normy pro únavu. Z této normy je možné převzít rozsahy hodnot pro přechodový poloměr a délku měřené části. Dále je možné se inspirovat v zakončení vzorků.

Upnutí vzorků do kleštin nebo sklíčidel je zbytečně komplikované, je možné se ale inspirovat nástrčnými hlavicemi a pravoúhlým upínáním. Upínání inspirované nástrčnými hlavicemi má tu výhodu, že umožňuje upínání na nedělenou hřídel, což zvyšuje její schopnost snášet vyšší namáhání. Nevýhodou je nutnost nasouvání vzorku po ose hřídele a vyšší přesnost hlavy vzorku. Druhá část upínání je inspirována pravoúhlým upínáním. Obsahuje odnímatelnou část, díky které je zde dost prostoru pro nasunutí vzorku. Odnímatelná část je připojena dvěma šrouby ke druhé části upínání.

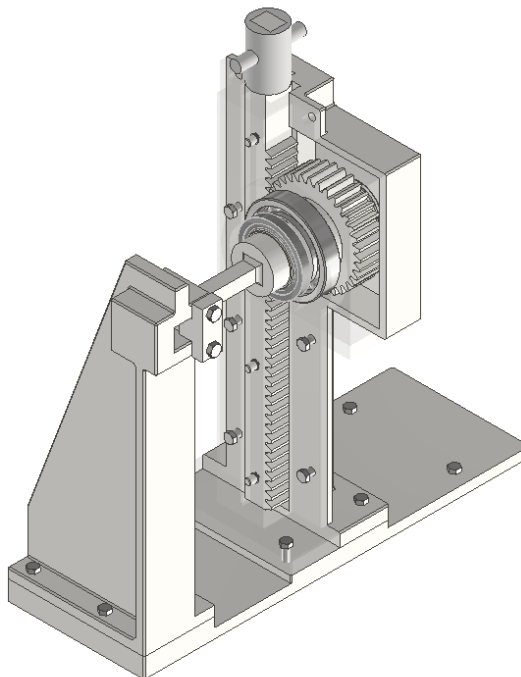
Pro měření otáček je možné použít rotační snímače. Lze využít jednootáčkové absolutní snímače fungující na elektromagnetickém principu. Pro umožnění připojení je potřeba mít volný konec hřídele, který se otáčí stejně jako vzorek. Pro zjišťování kroutícího momentu by bylo ideální využít přepočít síly, jež vyvíjí příčnick, na moment vzniklý pomocí kinematických mechanismů. Zde by byla nutnost změřit ztráty v přípravku.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

4.1 Varianta 1 – přípravek s hřebenovým převodem

První varianta vychází z konceptu převodu translačního pohybu na rotační za pomoci ozubených převodů. Základem je ozubený hřeben, který vykonává translační pohyb a ozubené kolo, které ho převádí na rotační. Hřeben je připojen k příčnicku a veden ve vodících drážkách, které jsou v rámu přípravku. Ozubené kolo je v záběru s hřebem a přenáší tečnou a radiální sílu, vzniklou při záběru na hřídel skrz pero. Hřídel je opatřen dvěma radiálními ložisky, jež eliminují ohybová napětí a ponechají čistý kroutící moment vzniklý od tečné síly. Na konci hřídele je díra čtvercového průřezu, do které se zasouvá testovaný vzorek. Tato část upevnění je inspirována nástrčnými hlavicemi. Druhou část ukotvení tvoří svěrák. Upevněný je na rameni, které musí být vycentrováno s osou hřídele.

Výhodou této varianty je možnost nakoupit normalizované součásti a jednodušší aplikace rotačního senzoru. K nevýhodám patří větší rozměr celého přípravku, vyšší potřebná tuhost, vyšší potřebná výška přípravku a pracovní výška stroje z důvodu délky hřebene. Pracovní výška celého stroje je pak přibližně od 640 mm do 1 metru.



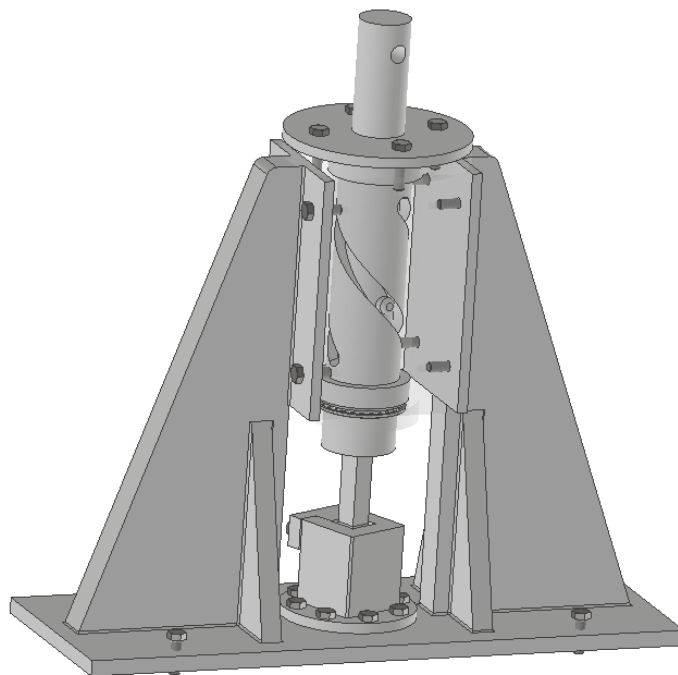
Obr. 4-1 Model varianty č.1

4.2 Varianta 2 - přípravek s vačkovým převodem

Druhá varianta vychází z vačkového mechanismu, konkrétněji z axiální drážkové vačky. Základem je dutý válec se dvěma drážkami po 180 stupních, které jsou ve šroubovici s úhlem stoupání 45°. V dutém válci je hřídel s otvorem, ve kterém je kolík. Vše je zapouzdřené a připevněné ke stojanu na desce.

Na hřídel je vyvinuta tahová síla, která se přenáší na vačku pomocí kontaktu mezi kolíkem a drážkou. Přenesená síla se na vačce rozloží na axiální a tečnou. Axiální sílu zachytávají axiální ložiska, která ji pak následně přenášejí do rámu. Tím zabraňují nechtěnému axiálnímu pohybu vačky. Tečná síla způsobuje moment na vačce. Moment se pak přenáší na vzorek a způsobuje v něm požadované zatížení. Upevnění je podobné jako v první variantě. Jeden konec vzorku je nasunut do čtvercového otvoru ve spodní části vačky a druhý konec je ve svěráku.

Výhodou této varianty je nižší počet potřebných dílů. Vzorek je v ose, což snižuje nárok na tuhost mechanismu a tím i nežádoucí zatížení v jiných směrech. Celý mechanismus má přibližnou pracovní výšku od 550 mm do 750 mm, což je nižší než v případě první varianty. Nevýhodou pro tuto variantu je špatná aplikace rotačního senzoru a možnost zakoupit jen malé množství standardizovaných dílů, většina je nutná vyrobit na zakázku.

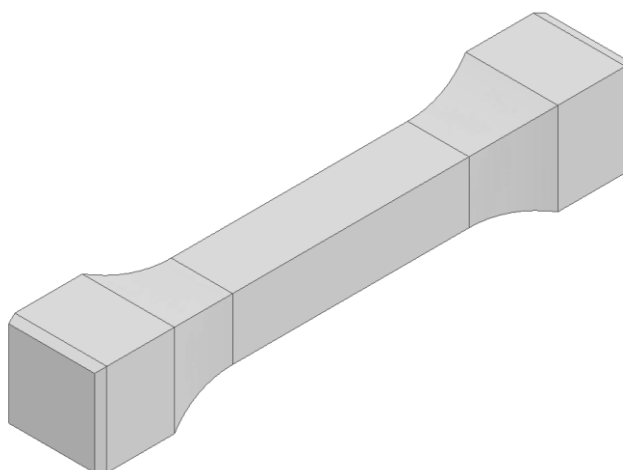


Obr. 4-2 Model varianty č.2

4.3 Testovací vzorky

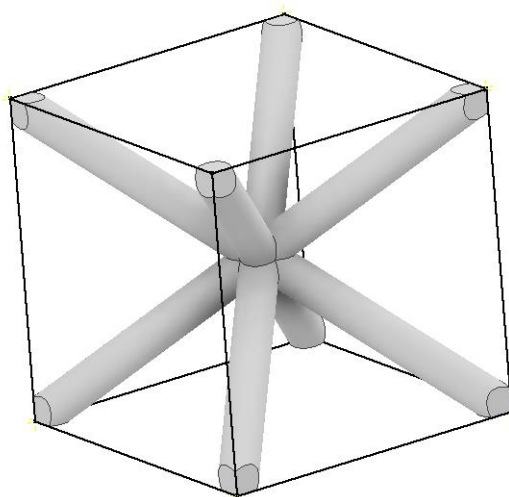
Testovací vzorky byly inspirovány normou ČSN ISO 1352 pro zkoušení únavy krutem. Konkrétněji zakončení, které je čtvercového průřezu, dále přechodový poloměr (z měřeného úseku do upínacího konce), jehož velikost je rovna trojnásobku jmenovitého rozměru a nakonec měřená délka, která má být menší než pětinásobek jmenovitého rozměru. Byly navrženy dva druhy testovacích vzorků. První má průřez plného čtverce a druhý je strukturovaný. První varianta byla vybrána jako krajní případ, jelikož má největší průřezový modul. Druhá vychází z požadavků uživatele a ze zadání. Zakončení pro upevnění na obou stranách je čtvercového průřezu o délce hrany 30 mm a hloubce 25 mm. Celková délka obou vzorků je 175 mm.

Testovací vzorek číslo jedna má plný čtvercový průřez se jmenovitým rozměrem (délkou hrany) 20 mm a přechodovým poloměrem 60 mm, měřená délka je 77 mm. Jelikož průřezový modul v krutu je největší z obou vzorků, bude při stejné mezi pevnosti dané materiálem potřeba největší kroutící moment k překroucení vzorku. Proto bude vzorek č.1 použit k dimenzování přípravku.

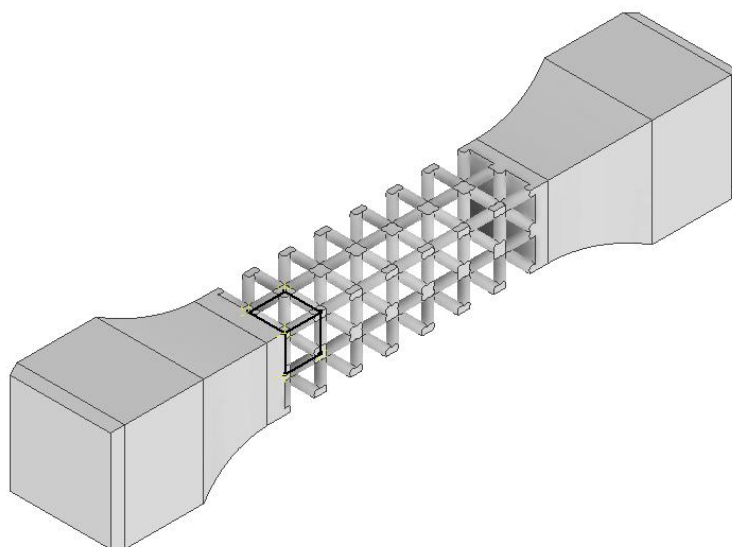


Obr. 4-3 Testovací vzorek č.1

Vzorek číslo dva má, na rozdíl od předchozí varianty, strukturovaný čtvercový průřez se jmenovitým rozměrem (vzdáleností dvou protilehlých stran) rovných 20 mm a přechodovým poloměrem 60 mm. Struktura je tvořena krychlovými buňkami o délce strany 10 mm. Struktura je typu BCC (Body centered cubic) s průměrem prutů 2,5 mm (výsledný vzhled struktury je zobrazen na Obr. 4-4). Měřená část vzorku obsahuje tuto strukturu v rozložení 2x2x7. Měřená délka je 70 mm.



Obr. 4-4 Struktura vzorku č.2



Obr. 4-5 Testovací vzorek č.2

4.4 Pevnostní analýza

Důležitým parametrem testovacího přípravku je jeho tuhost. Pro její zjištění a porovnání obou variant byla využita metoda konečných prvků (MKP), konkrétněji software ANSYS Workbench mechanical 2022 R2. Pro snížení výpočetního času a hardwarových nároků byly modely obou variant zjednodušeny. Mezi zjednodušování patří odstranění všech nepotřebných geometrických tvarů, zkosení, zaoblení, šroubů, nezatižených zubů a nahrazení ložisek mezikružím. Dále u první varianty byl hřeben s vodícími kolíky zjednodušen na jedno těleso. Stejně zjednodušení bylo aplikováno na hřídel a ozubené kolo. Všem dílům sestavy byl přiřazen obecný materiál Structural steel z materiálové knihovny softwaru Ansys. Pro vzorek byl použit opět materiál z knihovny, konkrétněji Aluminium Alloy. Důležité mechanické vlastnosti těchto materiálu jsou Youngův modul a Poissonův poměr. Pro structural steel je to konkrétně $E = 210 \text{ GPa}$ a $\mu = 0,3$. Pro Aluminium Alloy je to $E = 71 \text{ GPa}$ a $\mu = 0,33$.

Pro porovnání obou variant byly zvoleny stejné okrajové podmínky. Podstava přípravku byla pevně uchycena vazbou Fixed a zatížení od příčnicku bylo simulováno 1000 N, které působí směrem nahoru. Zjednodušeny byly i kontakty. Ty byly rozděleny na ty, které se nesmí hýbat (kontakt Bonded) a ty, které se hýbat musí (kontakt Fractionless). Pro jednodušší výpočet a simulaci přesného vedení hřebene a hřídele pro pohyb vačky, byla hřebenu předepsána vazba, která omezovala jeho pohyb pouze na směr nahoru a odebírala všechny ostatní stupně volnosti. To stejné bylo provedeno u hřídele vačky.

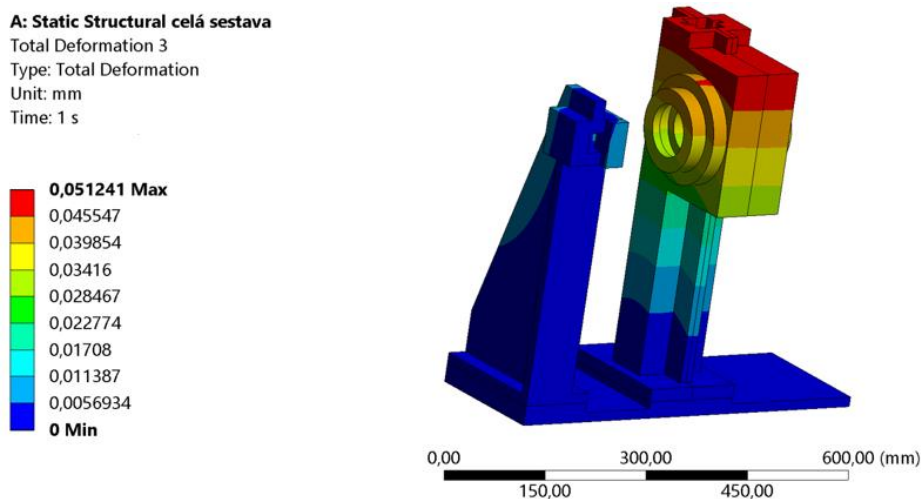
U první varianty s ozubeným hřebenem byl kontakt Fractionless použit na kontaktní plochy mezi vodícími kolíky a stěnou drážek, mezi plochami zubů a na dotkových plochách mezi hřídelí a zjednodušenými ložisky. Bonded kontakt byl použit místo šroubů, které byly odstraněny při zjednodušení.

Pro druhou variantu s vačkou byl kontakt Fractionless použit na kontaktní plochách mezi vačkou a krytem, vačkou a hřídelem, vačkou a poklopem, kolíkem a vačkovou drážkou a mezi vačkou a zjednodušenými axiálními ložisky. Bonded kontakt zde nahrazuje šrouby a kontakt mezi hřídelí a kolíkem. Zde nahrazuje lícování s přesahem.

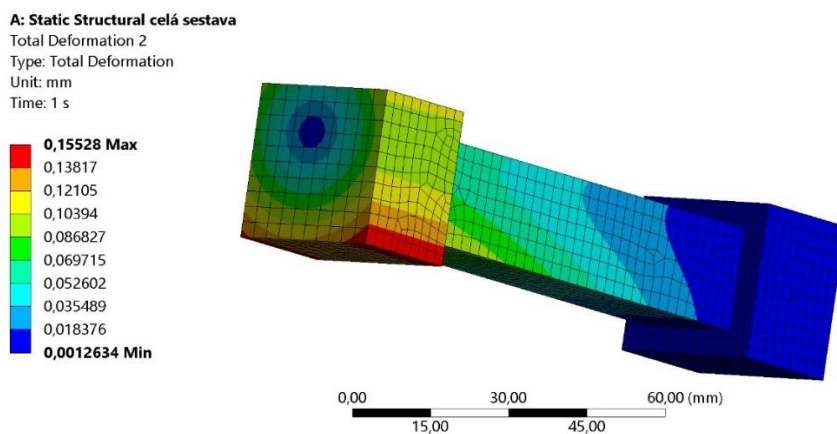
Při generování sítě konečných prvků (Mesh) byla nastavena základní velikost 10 mm. Pro první variantu byla tato síť zjemněna na 5 mm pro hřeben, ložiska a oddělovací část upínání a na 3 mm pro vzorek a hřídel. Pro povrchy zubů a vodících čepů byla použita velikost sítě 2 mm. U druhé varianty byla síť zjemněna na 5 mm pro vačku, svěrák a hřídel. Výraznější zjemnění bylo provedeno na vzorku a axiálních ložiscích, kde byla velikost 3 mm. Největší zjemnění bylo provedeno na kolíku. Zde je velikost 2 mm.

4.4.1 Výsledky pro variantu č.1:

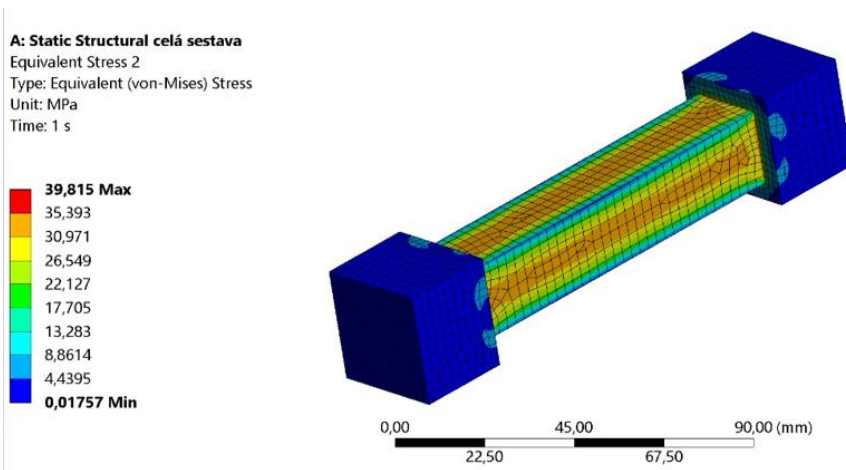
Nejdůležitější je znát deformace rámu, jelikož mechanismus se bude hýbat. Při kontrole napětí je třeba se zaměřit na nejvíce zatížené těleso. Poslední parametr byl vyvolaný kroučící moment při zatížení 1000 N.



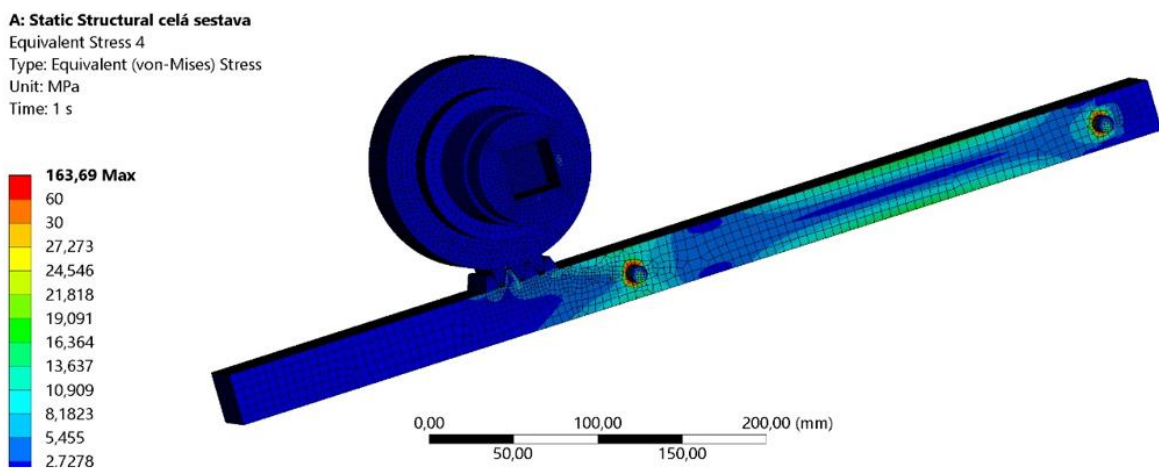
Obr. 4-6 Deformace rámu



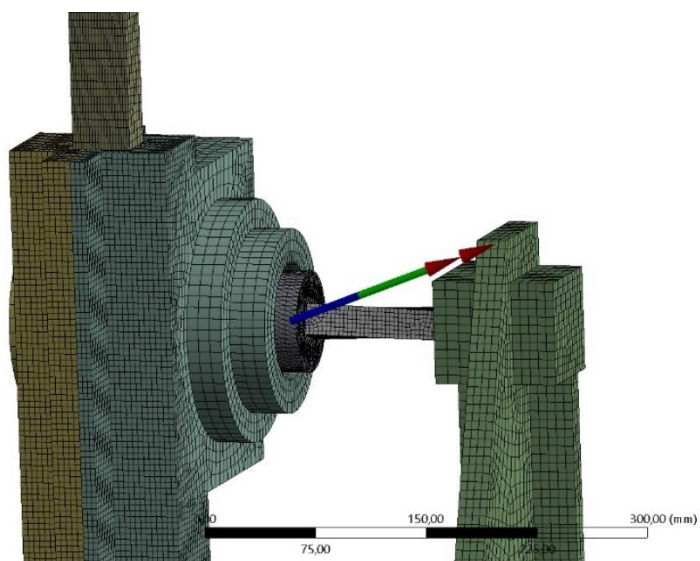
Obr. 4-7 Deformace ve vzorku



Obr. 4-8 Redukované napětí ve vzorku



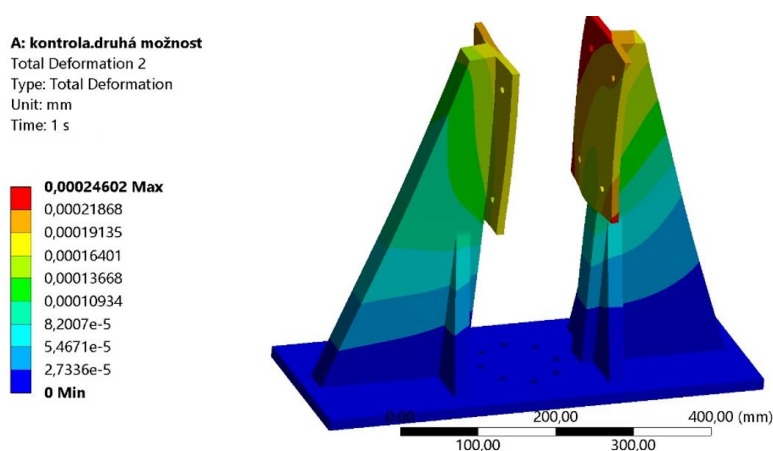
Obr. 4-9 Redukované napětí v mechanismu (upraven rozsah barev pro lepší přehlednost)



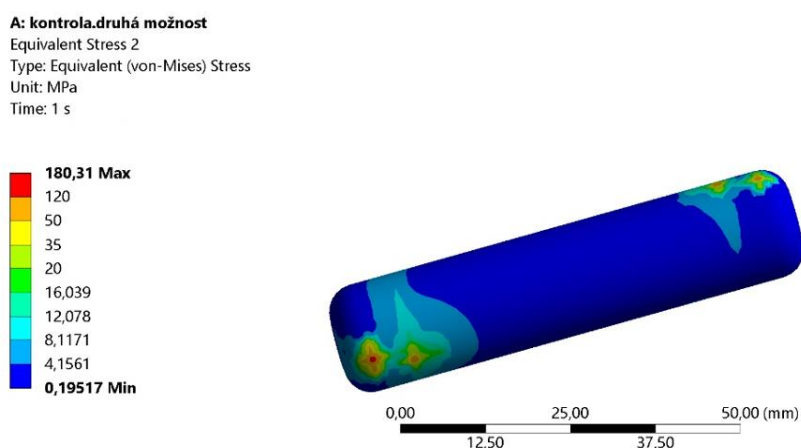
Obr. 4-10 Moment na výstupu varianty č.1

Výsledky ukázaly, že největší deformace na rámu je 0,05mm. Tato deformace nevypadá vysoce. Při pohledu na směr momentu jde ale vidět, že je potřeba přípravek zpevnit, jelikož směr momentu nejde osou vzorku (Obr. 4-10). Na Obr. 4-9 lze lépe vidět, jak moment deformuje vzorek a střed deformace, který není v ose obrobku. Vypočítaný moment je 32,9 Nm v ose vzorku. V dalších osách je to 12,1 a 3,6 Nm. Tady lze vidět nechtěné dodatečné zatížení ohybovým momentem, vyvolaným nedostatečnou tuhostí přípravku. Maximální redukované napětí na vzorek vyvolané tímto zatížením je potom 39,8 MPa. Nejvíce zatíženým členem mechanismu jsou vodící kolíky. Toto zatížení je vysoké zejména kvůli zjednodušení, kde jsou kolíky a hřeben modelovány jako jedno těleso. Zde se nachází ostrý přechod, jež slouží jako koncentrátor napětí.

4.4.2 Výsledky pro variantu č.2:

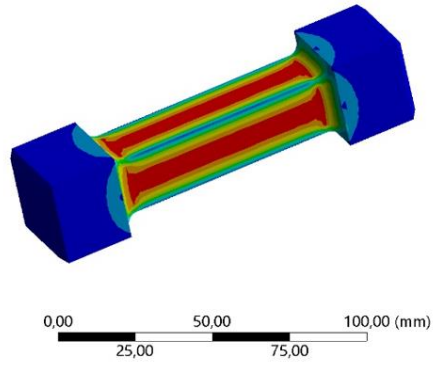
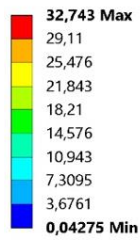


Obr. 4-11 Deformace ve stojanu



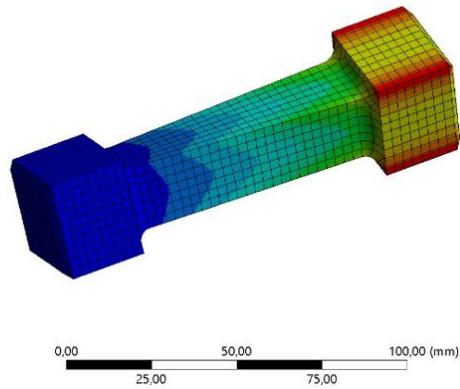
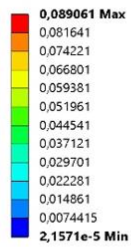
Obr. 4-12 Dedukované napětí v kolíku (upraven rozsah barev pro lepší přehlednost)

A: kontrola.druhá možnost
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s



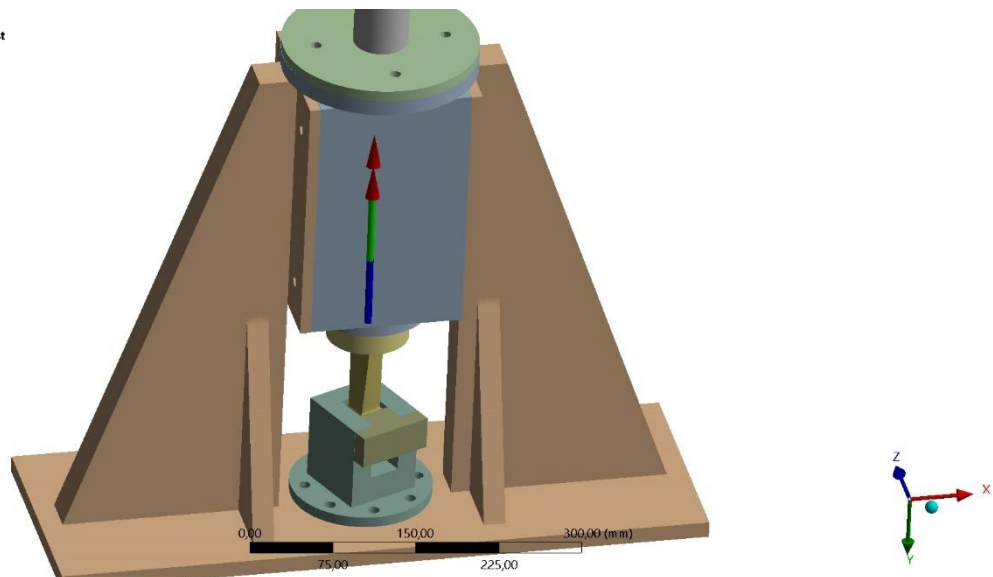
Obr. 4-13 Redukované napětí ve vzorku

A: kontrola.druhá možnost
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s



Obr. 4-14 Deformace ve vzorku (zvětšen rozsah barev pro lepší přehlednost)

A: kontrola.druhá možnost
 Moment Reaction 2



Obr. 4-15 Moment na výstupu varianty č.2

Z výsledků lze vidět, že jsou zde extrémně nízké deformace ve stojanu (0,000246 mm) v porovnání s první variantou. To je promítnuto i v orientaci kroutícího momentu (Obr. 4-15) a deformaci vzorku (Obr. 4-14). Zde má vypočítaný moment hodnotu 30,8 Nm v ose vzorku. V ostatních osách to je 0,76 a 0,1 Nm. Vzniklé maximální napětí ve vzorku je poté 32,7 MPa. Nejvíce namáhaný člen je kolík, jež je hnací člen vačky. Zde je napětí 180 MPa.

4.4.3 Porovnání

Pro porovnávání se vyhodnocovalo dohromady pět kritérií: napětí nejvíce namáhané součásti, celková deformace přípravku, možnost připojení rotačního snímače, velikost mechanismu a účinnost při přeměně translačního pohybu na rotační.

Kritéria	Varianta s hřebenem	Varianta s vačkou
Maximální redukované napětí přípravku	164 MPa	180 MPa
Maximální deformace přípravku	0,05 mm	0,00025 mm
Možnost připojení rotačního snímače	jednoduché	složitě
Pracovní výška mechanismu	640–1000 mm	550–750 mm
účinnost	vyšší	nižší
Vyvolaný kroutící moment v ose vzorku	32,9 Nm	30,8 Nm

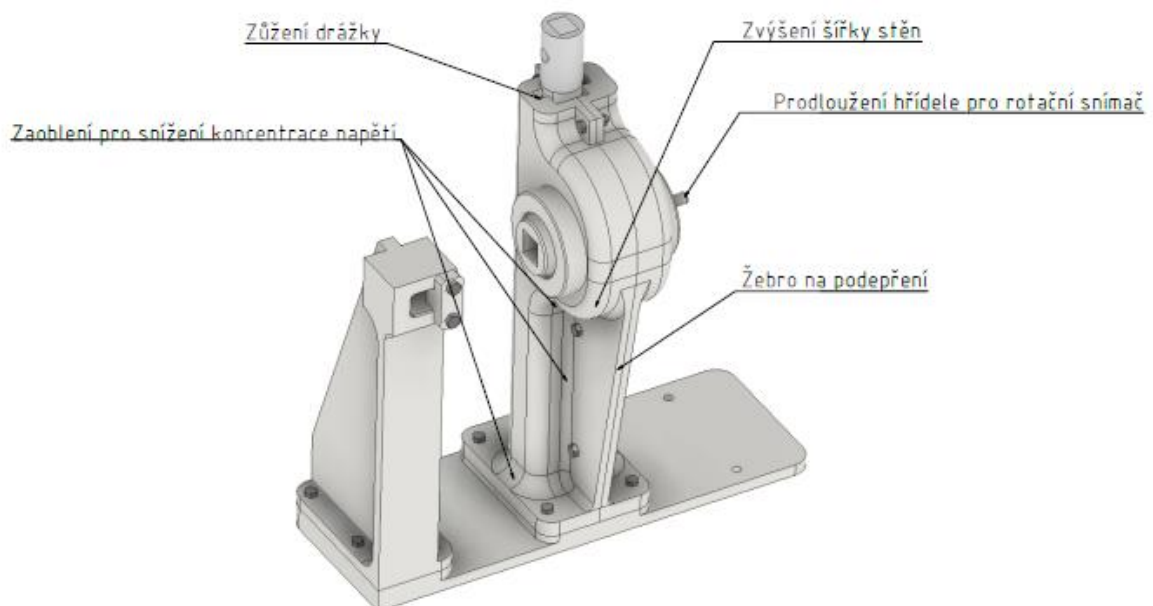
Tab. 4-1 Porovnání variant

Při porovnávání výsledků nebylo maximální napětí v přípravku stěžejním kritériem, jelikož maximální napětí jsou srovnatelná a nachází se na členech, kde jsou koncentrátoři napětí vzniklé při zjednodušení modelů pro MKP. Kontrolování deformací přípravků je důležitým parametrem, jelikož je nutné zajistit tuhost přípravků. Zde má varianta s vačkou řadově nižší deformace než varianta s ozubeným převodem v důsledku vyšší tuhosti přípravku. Tato deformace se dá ale snížit konstrukčními úpravami. Vyvolaný kroutící moment je zde srovnatelný, ale u varianty s ozubeným převodem jsou vyšší nechtěné ohybové momenty. Ty však lze snížit pomocí zvýšení tuhosti přípravku. Obě varianty splňují požadavek na zástavbový prostor. Připojení senzorů je rozhodující kritérium, které umožňuje využitelnost přípravku. U varianty s vačkou je připojení komplikované. Pro variantu s ozubeným převodem se nabízí snímání natočení volného konce hřídele. Z tohoto důvodu byla vybrána varianta s ozubeným převodem.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5.1 Dokončení varianty č.1

Výsledná varianta byla upravena s důrazem na snížení deformace v rámu přípravku. Bylo přidáno žebro na podepření a zaoblení hran pro snížení koncentrace napětí. Dále byla snížena šířka vodící drážky, kde je vůle 0,5 mm a zvýšena tloušťka stěn na 10 mm. Pro připojení rotačních senzorů byla pravá část hřídele prodloužena. Ložiska byla vybrána z řady 60, konkrétně 6014 a 6007 s oboustranným krytím. Vodící kolíky jsou uloženy v hřebenu s vůlí, aby se mohly valit a zabránilo se smýkání po povrchu drážky. Pro zamezení pohybu byly kolíky zajištěny pojistnými kroužky po obou stranách hřebene.



Obr. 5-1 Finální vzhled přípravku

5.2 Kontrola pevnostním výpočtem

Zde byl navržen kroutící moment potřebný k porušení vzorku. Následně byla provedena kontrola, jestli dané díly mechanismu vydrží napětí, jež je na ně vyvíjeno při dosažení navrženého momentu. Důležitým faktorem je nalezení vhodného materiálu na jejich výrobu. Vzorce jsou převzaté z [3].

5.2.1 Vzorek

Pro navrhnutí kroutícího momentu pro přípravek je využit vzorek, jež by měl být porušen krutem. Proto se počítá s mezí pevnosti a hledá se kroutící moment potřebný k porušení vzorku. Počítá se se vzorkem č.1 jelikož má větší průřezový modul v krutu a výpočet bude na bezpečné straně, protože se jedná o mezní případ, kde je zapotřebí vyššího kroutícího momentu k jeho porušení. Výpočet vychází z meze pevnosti $R_m = 300 \text{ MPa}$, která je dle zadání. Rozměr $a = 20 \text{ mm}$ je jmenovitý rozměr vzorku z kapitoly 4.3.

Základní parametry vzorku:

- $R_m = 300 \text{ MPa}$
- $a = 20 \text{ mm}$

Ze vztahu (7) se po dosažení dostane

$$W_k = 0,208 \cdot 20^3 = 1664 \text{ mm}^3$$

Výpočet momentu potřebného k porušení vzorku:

$$\tau_{ms} = \sqrt{R_m^2/4} = 150 \text{ MPa} \quad (9)$$

$$M_{k,min} = \tau_s * W_k = 150 \cdot 1644 = 249600 \text{ Nmm} \quad (10)$$

Kde:

$\tau_{ms}[\text{MPa}]$ Mez pevnosti ve smyku

$M_{k,min}[\text{Nmm}]$ Minimální kroutící moment potřebný k porušení vzorku

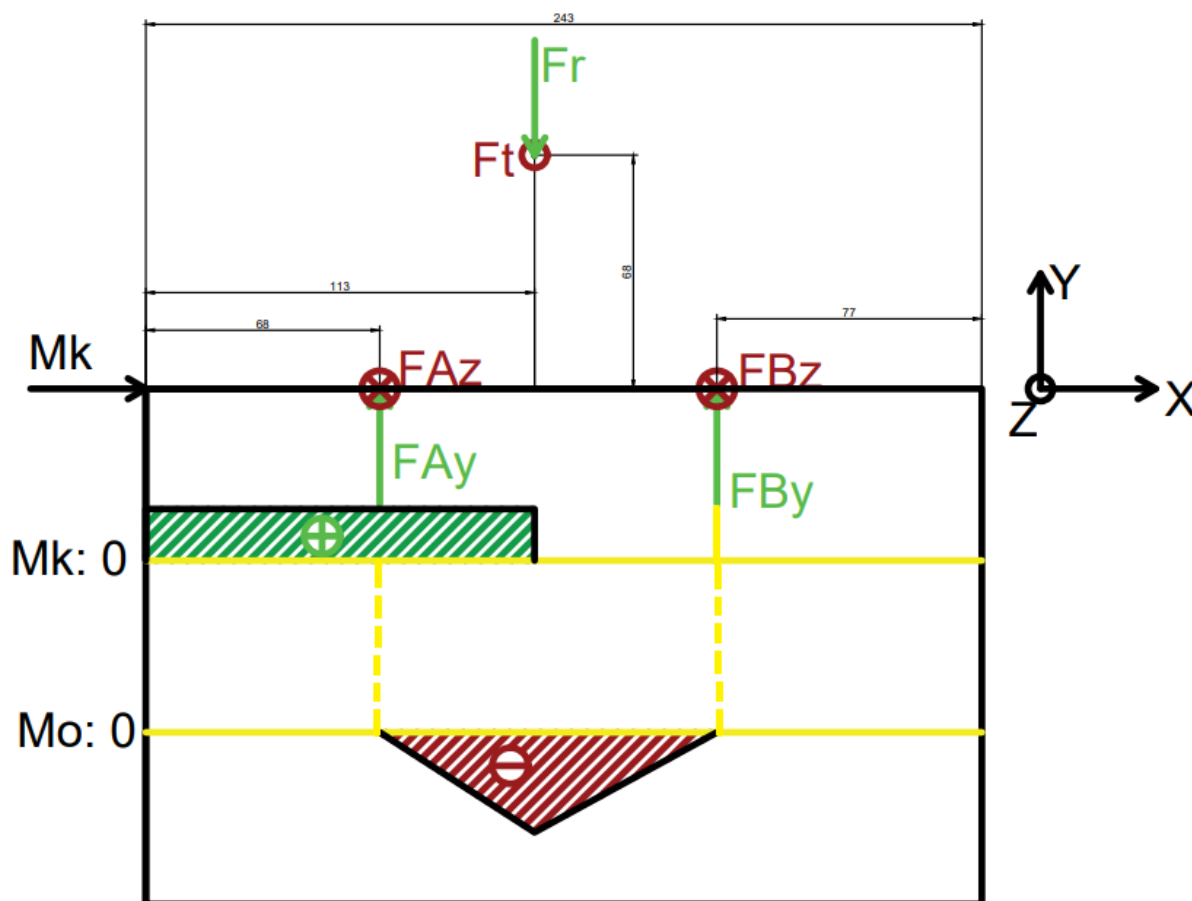
$R_m[\text{MPa}]$ Mez pevnosti v tahu pro teoretický materiál vzorku

5.2.2 Hřídel

Pro výpočty bezpečnosti je nutné znát síly a napětí jež na hřídel působí. Ty se získají silovým rozborem při uvolnění hřídele a zjištěním vnitřních výsledných účinků (VVÚ).

Silový rozbor:

Síly F_t a F_r jsou síly radiální a tečná působící na hřídel od kola. Ložiska A a B byla nahrazena silovými dvojicemi F_{Az} , F_{Ay} a F_{Bz} , F_{By} . Pro převedení na statickou rovnováhu byl přidán kroutící moment M_k , což je výstupní moment, který působí na vzorek. Kroutící moment byl spočítán ve vztahu (10).



Obr. 5-2 VVU hřídele

Statická rovnováha:

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0: & \quad F_{Ay} - F_r + F_{By} = 0 \\ \sum F_z = 0: & \quad F_{Az} - F_t + F_{Bz} = 0 \\ \sum M_{oAy} = 0: & \quad -F_{r2} * 45 + F_{By} * 98 = 0 \\ \sum M_{o,Az} = 0: & \quad -F_t * 45 + F_{Bz} * 98 = 0 \\ \sum M_{k,x} = 0: & \quad F_t * 68 - M_k = 0 \end{aligned}$$

Podmínka vycházející z rozložení zatížení na zubu ozubeného kola o úhlu záběru $\alpha_n = 20^\circ$:

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_n) = 3670,6 \text{ N}$$

Výsledné velikosti sil pro vytvoření momentu $M_{k,min} = 249600 \text{ Nmm}$:

- $F_{Ay} = 722,5 \text{ N}$
- $F_{Az} = 1985,1 \text{ N}$
- $F_{By} = 613,5 \text{ N}$
- $F_{Bz} = 1685,5 \text{ N}$
- $F_r = 1336 \text{ N}$
- $F_t = 3670,6 \text{ N}$

Kde:

$F_{Ay}, F_{Az}[\text{N}]$ Reakční síly v ložisku A

$F_{By}, F_{Bz}[\text{N}]$ Reakční síly v ložisku B

$F_r[\text{N}]$ Radiální síla na zubu

$F_t[\text{N}]$ Tečná síla na zubu

Maximální ohybový moment:

- $M_{o,max} = \sqrt{(45 \cdot F_{Ay})^2 + (45 \cdot F_{Az})^2} = 95063 \text{ Nmm}$

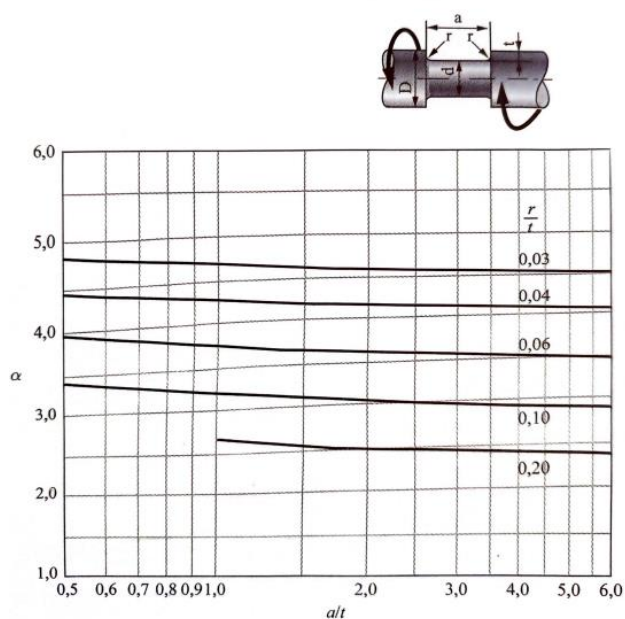
Ohybový moment v místě zaoblení drážky:

- $M_{o,AB} = \sqrt{(32 \cdot F_{Ay})^2 + (32 \cdot F_{Az})^2} = 67600 \text{ Nmm}$

Hřídel obsahuje tři nebezpečná místa. První je drážka pro pojistný kroužek na větším průměru, zde je zatížení v krutu. Druhé nebezpečné místo je drážka pro pero, zde je napětí v ohybu a krutu. Posledním místem je výstup hřídele, kde je zmenšen průřez čtvercovou dírou. Zde je napětí v krutu.

1. nebezpečné místo, kontrola bezpečnosti v místě drážky pro pojistný kroužek:

Hodnota α_t byla odvozena z Obr. 5-3. Parametry pro nalezení součinitele jsou $a_1=2,65$ mm $t_1 = 1,5$ mm a $r_1 = 0,09$ mm, vycházejí z geometrie drážky na hřídeli.



Obr. 5-3 Diagram součinitele tvaru drážky pro pojistný kroužek, namáhání krutem [3]

- potřebné hodnoty:
 - $M_{kmin} = 249600$ Nmm
 - $\alpha_{t,1} = 3,6$
- $d_1 = 67$ mm

Po dosazení do rovnice (6) se dostane průřezový modul v krutu:

$$W_{k,1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = 59054,7 \text{ mm}^3.$$

To se dosadí do rovnice (1) a po vynásobení tvarovým součinitelem se získá maximální smykové napětí:

$$\tau_1 = \frac{249600}{59054,7} = 4,23 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max,1} = \alpha_{t1} \cdot \tau_1 = 3,6 \cdot 4,23 = 15,23 \text{ MPa} \quad (11)$$

Převedení na redukované napětí za podmínky τ_{max} :

$$\sigma_{RED,1} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 4 \cdot (\tau_{max})^2} \quad (12)$$

Po dosazení $\tau_{max,1}$ za τ_{max} :

$$\sigma_{RED,1} = \sqrt{0 + 4 \cdot (15,23)^2} = 30,46 \text{ MPa}$$

kde:

σ_{max} [MPa] Maximální normálové napětí

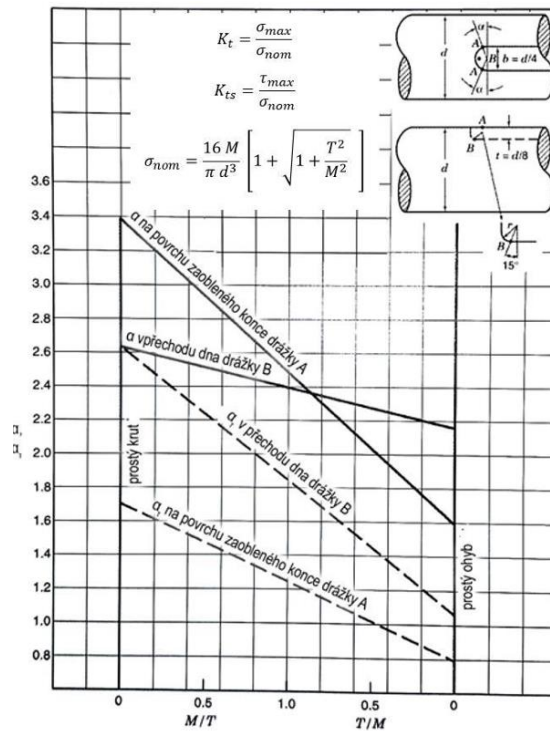
$\sigma_{RED,1}$ [MPa] Redukované napětí

τ_{max} [MPa] Maximální smykové napětí

d_1 [mm] Malý průměr drážky pro pojistný kroužek

2. nebezpečné místo, je drážka pro pero.

Ta má dvě nebezpečná místa. První je v zaoblení (místo A) a druhé je ze dna drážky (místo B). Obě nebezpečná místa jsou znázorněna na Obr. 5-4, v pravém horním rohu. Průměr $D = 35 \text{ mm}$ je vzatý z výkresu hřídele BP_2024_JK_1.02. Součinitelé tvaru jsou z grafu na Obr. 5-4.



Obr. 5-4 Graf součinitelů tvaru pro drážku

- Potřebné hodnoty vycházející:
 - $M_{k,min} = T = 249600 \text{ Nmm}$
 - $M_{o,AB} = M = 67600 \text{ Nmm}$
 - $\alpha_{t,A} = 1,6$
 - $\alpha_A = 3,1$
 - $\alpha_{t,B} = 2,35$
 - $\alpha_B = 2,55$
 - $D=35 \text{ mm}$

kontrola bezpečnosti v místě drážky pro pero:

$$\sigma_{nom} = \frac{16 \cdot M_{o,AB}}{\pi \cdot D^3} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \left(\frac{M_{k,min}}{M_{o,AB}}\right)^2}\right) \quad (13)$$

Po dosazení

$$\sigma_{nom} = \frac{16 \cdot 67600}{\pi \cdot 35^3} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \left(\frac{249600}{67600}\right)^2}\right) = 38,8 \text{ MPa}$$

Výsledná maximální napětí se získají vynásobením nominálního napětí tvarovým součinitelem:

$$\sigma_{max,A} = \alpha_A \cdot \sigma_{nom} = 3,1 \cdot 38,8 = 120,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max,B} = \alpha_B \cdot \sigma_{nom} = 2,55 \cdot 38,8 = 99 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max,A} = \alpha_{t,A} \cdot \sigma_{nom} = 1,6 \cdot 38,8 = 62,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max,B} = \alpha_{t,B} \cdot \sigma_{nom} = 2,35 \cdot 38,8 = 91,2 \text{ MPa}$$

Převedení na redukované napětí pomocí rovnice (12)

$$\sigma_{RED,A} = \sqrt{120,3^2 + 4 \cdot (62,1)^2} = 172,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED,B} = \sqrt{99^2 + 4 \cdot (91,2)^2} = 207,5 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_{nom} [MPa]	Nominální napětí
$M_{o,AB}$ [mm]	Ohybový moment v zaoblení drážky
$\sigma_{Amax,Bmax}$ [mm]	Maximální normálové napětí drážky
$\tau_{Amax,Bmax}$ [mm]	Maximální tečné napětí v drážce
$\sigma_{RED,A}, \sigma_{RED,B}$ [MPa]	Redukované napětí v drážce

3. nebezpečné místo, kontrola bezpečnosti v místě sníženého průřezu:

potřebné hodnoty vycházející z geometrie hřídele zjistitelné na výkrese BP_2024_JK_1.02:

- $D_2=70$ mm
- $a_2=30$ mm
- $M_{k,min} = 249600$ Nmm
- $\rho = 35$ mm

Ze vztahu (3) a (4) se vypočítá polární modul pro kruh a čtverec, po odečtení od sebe se dostane výsledný polární modul pro daný průřez:

$$J_p = J_p - J_k = 2357176,24 - 114210 = 2242966,24 \text{ mm}^4$$

Dosazením do (1) se získá smykové napětí působící na povrchu:

$$\tau_3 = \frac{250000}{2242966,24} \cdot 35 = 3,9 \text{ MPa}$$

Převedení na redukované napětí pomocí rovnice (12)

$$\sigma_{RED,13} = \sqrt{0^2 + 4 \cdot (3,9)^2} = 7,8 \text{ MPa}$$

Největší napětí na hřídeli vychází v místě drážky pro pojistný kroužek, kde je vypočítané napětí 207,5 MPa. Z tohoto důvodu volím materiál hřídele E360 (ČSN 11700) s dovoleným statickým napětím $\sigma_{dov} = 300$ MPa [18]. Výsledná bezpečnost je pak rovna 1,45.

5.2.3 Kolo

Kontrolní výpočet pro únosnost zubu v ohybu dle Lewise:

Základní potřebné parametry kola vycházející z rozměrů ozubeného kola a Lewisův součinitel tvaru z [3], bezpečnost a vnitřních dynamických sil jsem volil s ohledem na nízké otáčky a nízký provoz:

- $b = 40 \text{ mm}$
- $m = 4 \text{ mm}$
- $Y = 0,371$
- $d_2 = 136 \text{ mm}$
- $k = 1,2$
- $K_v = 1,1$
- $F_t = 3670,6 \text{ N}$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{m \cdot b \cdot Y} \cdot K_v = \frac{3670,6}{4 \cdot 40 \cdot 0,371} \cdot 1,1 = 68 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$\sigma_{F_{dov2}} = \sigma_{F2} \cdot k = 67,2 \cdot 1,2 = 81,6 \text{ MPa} \quad (15)$$

Kde:

$m[\text{mm}]$	modul
$Y[-]$	Upravený Lewisův součinitel tvaru
$b[\text{mm}]$	Šířka ozubení
$K_v[-]$	Součinitel vnitřních dynamických sil
$\sigma_F[\text{MPa}]$	Napětí v ohybu zubu
$\sigma_{F_{dov}}[\text{MPa}]$	Dovolené napětí v ohybu zubu
$k[-]$	Bezpečnost

Výpočet napětí v dotyku:

Součinitel Z_E je nalezen v [3] pro materiál ocel-ocel. Potřebné parametry:

- $Z_E = 190 \sqrt{MPa}$
- $u=1$
- $\alpha_n = 20^\circ$

$$\sigma_H = Z_E \cdot \frac{1}{\sin \alpha_n} \cdot \sqrt{\frac{2}{\tan \alpha_n}} \cdot \sqrt{\frac{K_v \cdot F_{t2}}{d_2 \cdot b}} \cdot \frac{u+1}{u} = 576,8 \text{ MPa} \quad (16)$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2}}{\sigma_H} = \frac{661}{576,8} = 1,146 \quad (17)$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2}}{\sigma_F} = \frac{256}{81,6} = 3,14 \quad (18)$$

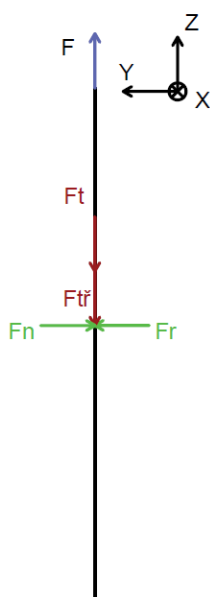
Kde:

$\sigma_H [MPa]$	Maximální Hertzovo kontaktní napětí
$Z_E [\sqrt{MPa}]$	Součinitel mechanických vlastností spoluzabírajících ozubených kol
$\alpha [^\circ]$	Úhel záběru
$S_{H2} [-]$	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození
$S_{F2} [-]$	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
$u [-]$	Převodový poměr

Materiál musí splňovat minimální parametry pro bezpečnost proti únavovému poškození a lomu v patě zubu. Podle vypočítaného napětí v ohybu a dotyku materiál vyhovující pro ozubené kolo je legovaná ocel s minimálními parametry tvrdostí povrchu $H = 360 \text{ HV}$, mezi únavy v dotyku $\sigma_{Hlim2} = 661 \text{ MPa}$ a ohybu $\sigma_{Flim2} = 256 \text{ MPa}$. Pro tyto parametry odpovídá ocel 42CrMo4 (ČSN 15142).

5.2.4 Hřeben

Při uvolnění hřebene byl zanedbán ohybový moment od tečné síly F_t jež vzniká na boku zubu. Dále od třecí síly $F_{tř}$ jež vzniká třením vodícího kolíku po drážce. Další zjednodušení spočívalo v nahrazení všech vodících kolíků v místě osy síly F_r jedním kolíkem. Toto je krajní případ kdy celá radiální síla je soustředěna na jeden kolík. Pro tření je použit koeficient tření $f=0,15$ pro plochy z materiálu ocel-ocel [18].



Obr. 5-5 Uvolnění hřebene

Statická rovnováha vycházející z uvolnění na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.:**

$$\begin{aligned}\sum F_y = 0: & \quad F_n - F_r = 0 \\ \sum F_z = 0: & \quad -F_t - F_{tř} + F = 0\end{aligned}$$

Podmínka vycházející ze tření:

$$F_{tř} = F_r \cdot f = 200,4 \text{ N}$$

Kde:

$F[N]$	Výsledná síla
$F_{tř}[N]$	Třecí síla
$F_N[N]$	Normálová síla

Výsledné velikosti sil:

- $F = 3871 \text{ N}$
- $F_N = 1336 \text{ N}$

Výpočet na únosnost zubu v ohybu je totožný jak v případě kola se stejnými potřebnými parametry, rozdíl je pouze v Lewisově součiniteli, který je pro hřeben $Y_2 = 0,485$ [3].

Kontrolní výpočet pro únosnost zubu v ohybu dle Lewise:

Základní potřebné parametry hřebene:

- $b = 40 \text{ mm}$
- $m = 4 \text{ mm}$
- $Y_2 = 0,485$
- $F_t = 3670,6 \text{ N}$
- $k = 1,2$
- $K_v = 1,1$

Po dosazení do (14) a (15)

$$\sigma_{F,1} = \frac{F_t}{m \cdot b \cdot Y_2} \cdot K_v = \frac{3670,6}{4 \cdot 40 \cdot 0,485} \cdot 1,1 = 52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fdov1} = \sigma_{F1} \cdot k = 52 \cdot 1,2 = 62,44 \text{ MPa}$$

Materiál pro hřeben je legovaná ocel se stupněm kvality ML, tvrdosti povrchu $H = 360 \text{ HV}$ a z toho získané mezí únavy v dotyku $\sigma_{Hlim1} = 661 \text{ MPa}$ a ohybu $\sigma_{Flim1} = 256 \text{ MPa}$. Pro tyto parametry odpovídá ocel 42CrMo4. Protože jsou obě části ozubeného převodu málo používaná není potřeba se zabývat opotřebením. Proto nevádí, když oba členy budou ze stejného materiálu o stejné tvrdosti.

Po dosazení do (17) a (18)

$$S_{H,1} = \frac{\sigma_{Hlim1}}{\sigma_H} = \frac{661}{576,8} = 1,15$$

$$S_{F,1} = \frac{\sigma_{Flim1}}{\sigma_{Fdov1}} = \frac{256}{62,44} = 4,1$$

5.2.5 Pero

Při kontrole na otláčení ve vždy kontroluje součást (pero, hřídel, náboj), jejíž materiál má nejhorší mechanické vlastnosti z hlediska otláčení [3]. V tomto případě jsou všechny tři vyrobené z oceli.

Základní potřebné parametry pera:

- $l_p = 50 \text{ mm}$
- $b_p = 10 \text{ mm}$
- $p_0 = 150 \text{ MPa}$
- $F_p = 7131,4 \text{ N}$
- $t_1 = 3,2 \text{ mm}$

Kontrola na otláčení pro jednosměrné klidné otáčení:

$$p_D = 0,8 \cdot p_0 = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa} \quad (19)$$

$$p_D \geq \frac{F_p}{t_1 \cdot (l_p - b_p)} \quad (20)$$

Po dosazení

$$120 \text{ MPa} \geq \frac{7131,4}{3,2 \cdot (50 - 10)} = 55,7 \text{ MPa}$$

Kde:

$p_D [\text{MPa}]$ Dovolенý tlak

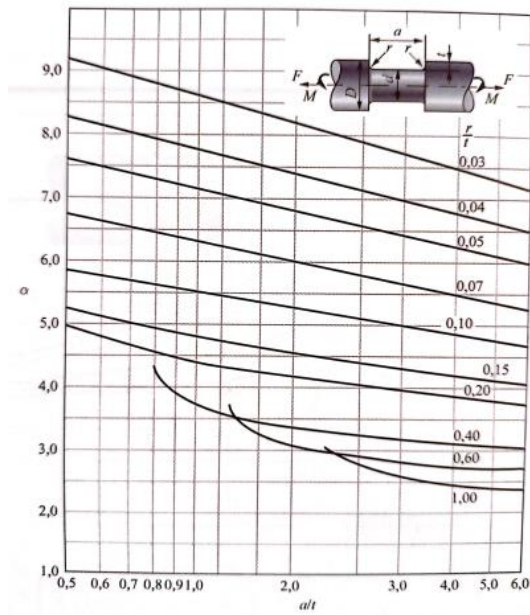
$p_0 [\text{MPa}]$ Základní hodnota tlaku pro ocel

$F_p [N]$	Obvodová síla
$t_1 [mm]$	Výška drážky
$l_p [mm]$	Délka pera
$b_p [mm]$	Šířka drážky

Odkud vychází, že pero délky 50 mm a šířky 10 mm vyhovuje. Materiál pro pero je použit E335 (ČSN 11600) s $p_D = 150 \text{ MPa}$.

5.2.6 Vodící kolíky

Pro zjednodušení se vodící kolíky hřebene nemohou otáčet, a proto se bude počítat při kontrole na střih se smykovou třecí silou vzniklou při pohybu hřebene a přítláčnou silou rovnou radiální síle na zubu. Velikost sil je dána v momentě, kdy bude jeden kolík zatížen maximální silou a síla se nebude dělit mezi více kolíků (v poloze kdy je radiální síla přesně v ose kolíku). Materiál vybraný pro výrobu je E335 s dovoleným napětím ve smyku $\tau_{dov} = 105 \text{ MPa}$ [18]. Nachází se zde koncentrátor napětí v místě drážky pro pojistný kroužek. Jelikož není diagram pro koncentrátor ve smyku byl použit diagram pro ohyb Obr. 5-6. Ten má vyšší součinitel tvaru než diagram pro namáhání krutem. Výsledek bude tedy v bezpečnější oblasti. Součinitel tvaru je použit $\alpha_6 = 3,9$ ten vychází pro hodnoty závislé na tvaru drážky $t = 0,2 \text{ mm}$, $a = 1,1 \text{ mm}$ a $r = 0,04 \text{ mm}$.



Obr. 5-6 Diagram součinitele tvaru drážky pro pojistný kroužek, namáhání ohybem a tahem [3]

Základní potřebné parametry pro kolík:

- $F_{tř} = 200,4 \text{ N}$
- $\tau_{dov} = 105 \text{ MPa}$
- $F_N = 1336 \text{ N}$
- $\alpha_6 = 3,9$
- $d = 9,6 \text{ mm}$

Kontrola na střiž v místě drážky:

$$\tau_{dov} \geq \tau_6 = \alpha_6 \cdot \frac{F}{S} = \alpha_6 \cdot \frac{\sqrt{F_{tř}^2 + F_N^2}}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4}\right)} \quad (21)$$

Po dosazení:

$$105 \text{ MPa} \geq 3,9 \cdot \frac{\sqrt{200,4^2 + 1336^2}}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 9,6^2}{4}\right)} = 36,4 \text{ MPa}$$

Kde:

$\tau_{dov}[MPa]$	Dovolené napětí ve smyku materiálu E335
$\alpha_6[-]$	Součinitel tvaru pro kruhový průřez s drážkou
$d[mm]$	Průměr kolíku

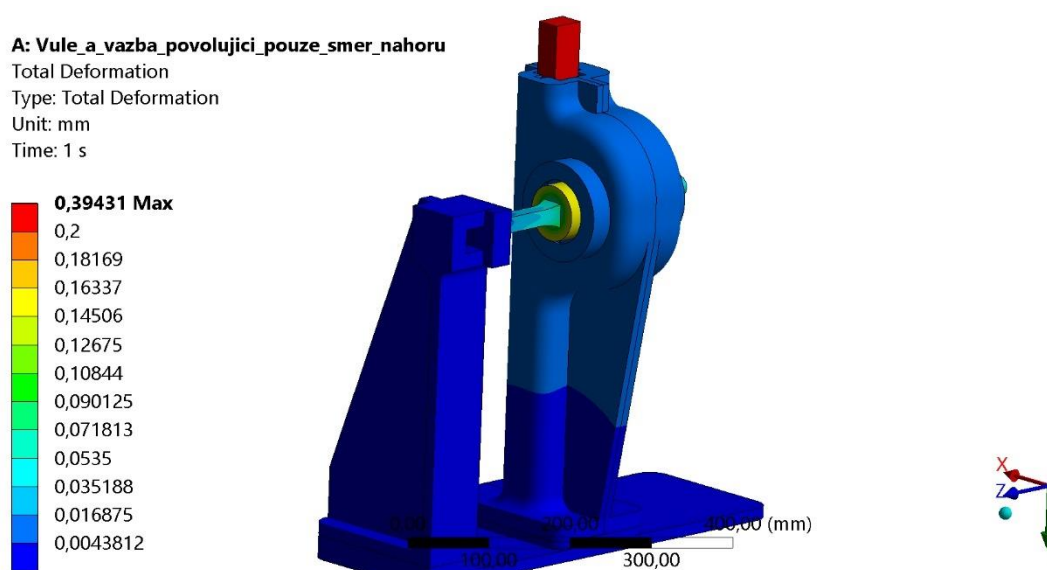
Materiál E335 (ČSN 11 600) vyhovuje k výrobě vodících kolíků.

5.3 Kontrola metodou konečných prvků

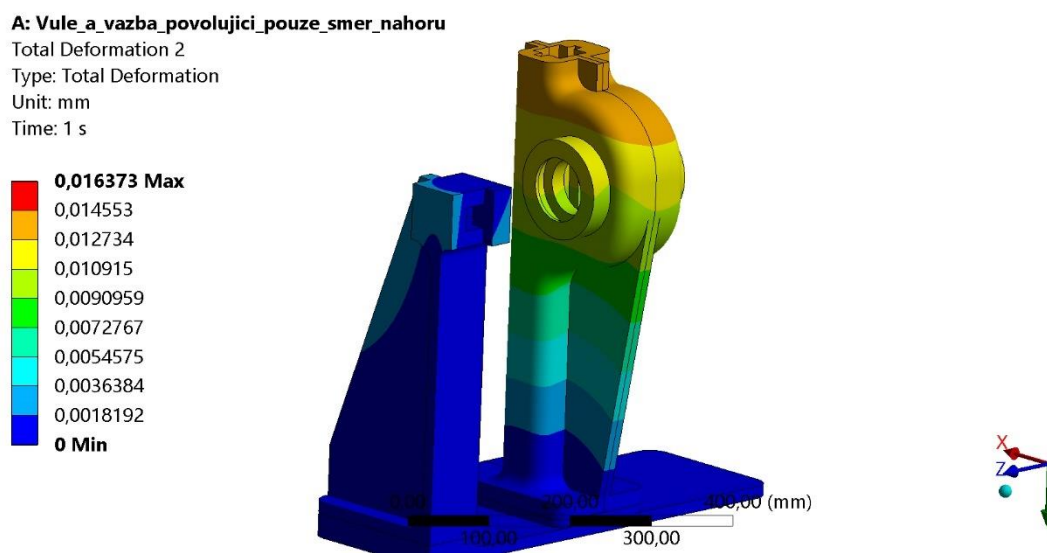
Zde bylo převážně kontrolováno, jestli dané úpravy provedené pro výsledný přípravek měly za účinek snížení deformací. Dále byl kontrolován výchozí moment, který mechanismus vyvozuje na vzorku při zatížení 1000 N. Byly počítány dvě varianty s rozdílnými okrajovými podmínkami. V první variantě byla ponechána vazba, která odebírá hřebenu všechny stupně volnosti kromě pohybu nahoru. V druhé variantě byla tato podmínka odstraněna pro lepší simulaci reálného stavu.

Bylo provedeno stejné zjednodušení CAD modelu pro efektivní výpočet pomocí MKP. Nastavení výpočetní sítě, materiálů a okrajových podmínek (vyjma zmíněné vazby na hřebenu u druhé varianty) bylo stejné jako při nastavení první varianty v kapitole 4.4.

5.3.1 Výsledky první varianty



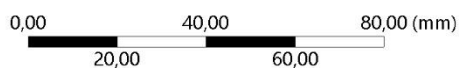
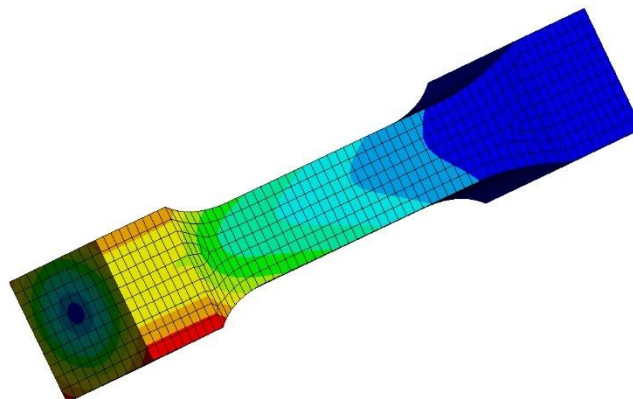
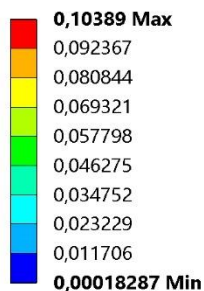
Obr. 5-7 Celková deformace první varianty (upraven a zvětšen rozsah barev pro lepší přehlednost)



Obr. 5-8 Deformace rámu první varianty

A: Vule_a_vazba_povolujici_pouze_smer_nahoru

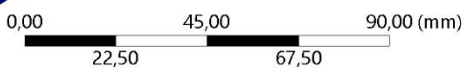
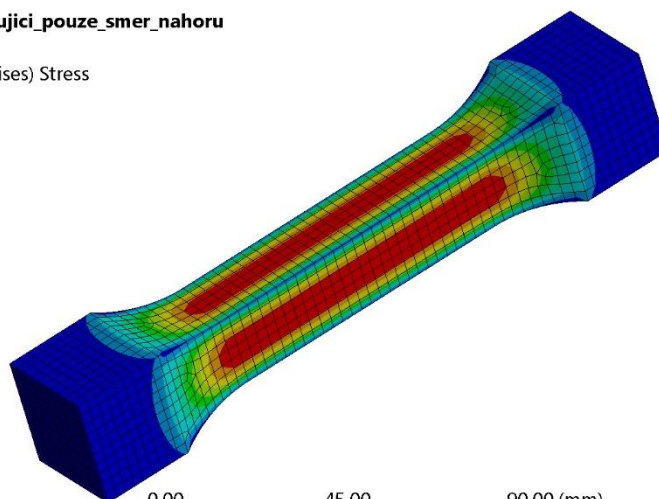
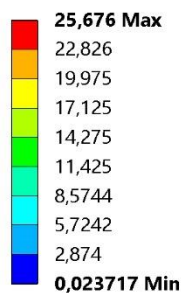
Total Deformation 3
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s



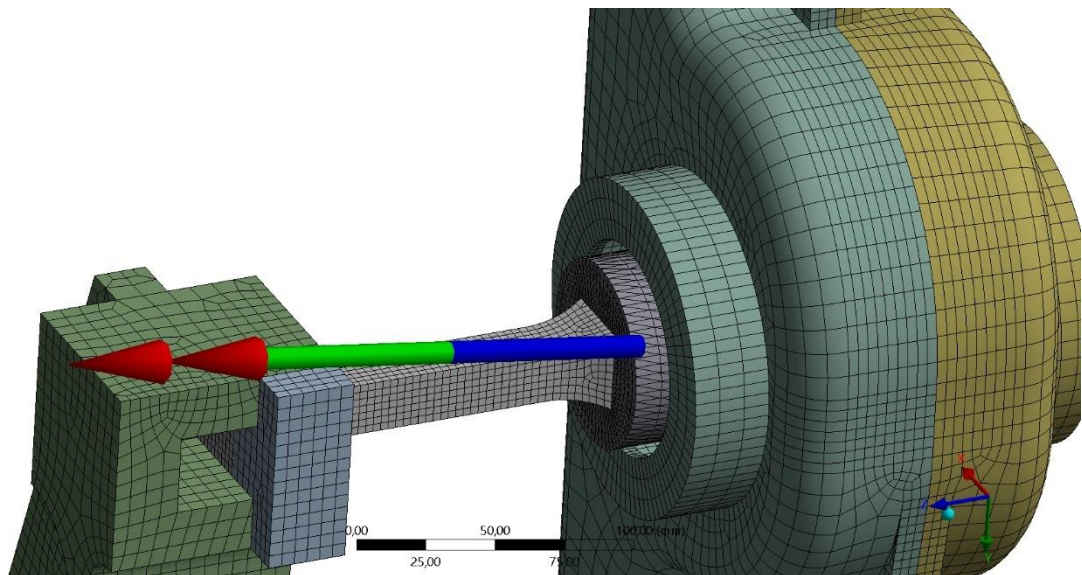
Obr. 5-9 Deformace vzorku první varianty

A: Vule_a_vazba_povolujici_pouze_smer_nahoru

Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s



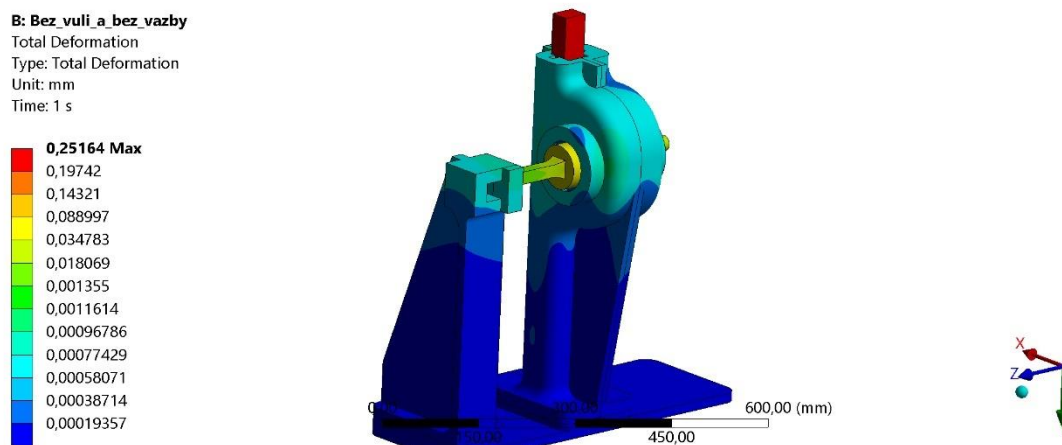
Obr. 5-10 Redukované napětí ve vzorku první varianty



Obr. 5-11 Moment první varianty

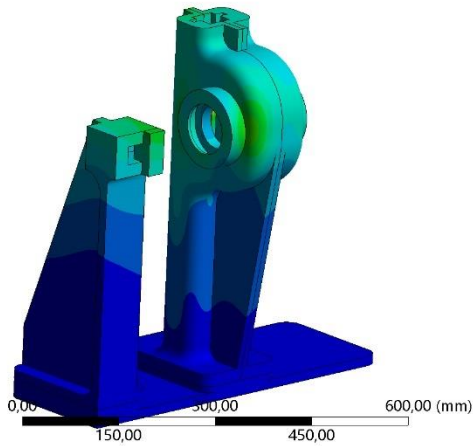
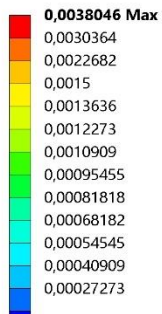
V první variantě jsou výsledky deformace rámu maximálně 0,164 mm. To v porovnání s původní hodnotou 0,051 mm ukazuje na zvýšení tuhosti v přípravku oproti koncepční variantě. Směr momentu je také více v ose. To potvrzují i vypočítané hodnoty, kde v ose je krouticí moment 24,6 Nm. V ostatních osách je to 4,1 a 1 Nm.³⁴

5.3.2 Výsledky druhé varianty



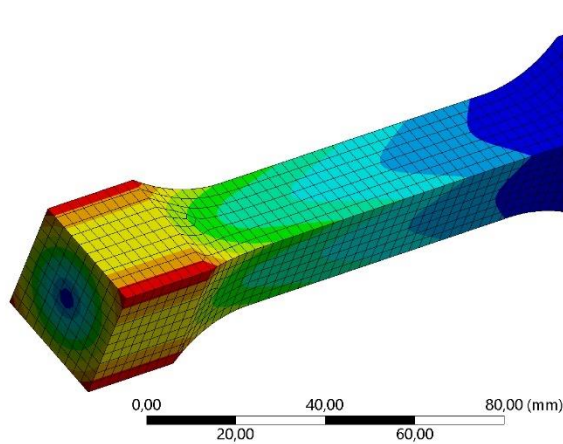
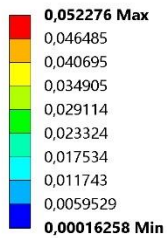
Obr. 5-12 Deformace přípravku druhé varianty (zvětšen rozsah barev pro lepší přehlednost)

B: Bez_vuli_a_bez_vazby
 Total Deformation 2
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s



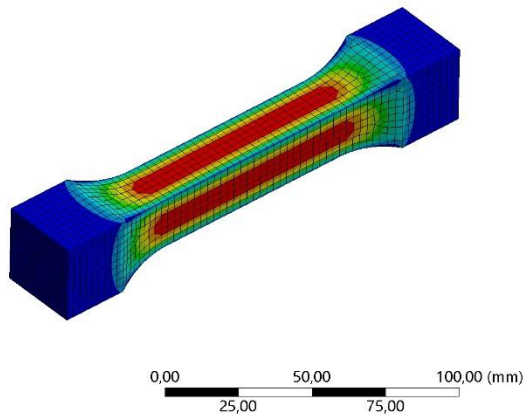
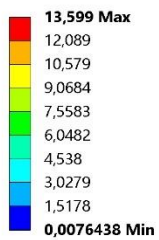
Obr. 5-13 Deformace rámu druhé varianty (zvětšen rozsah barev pro lepší přehlednost)

B: Bez_vuli_a_bez_vazby
 Total Deformation 3
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1 s

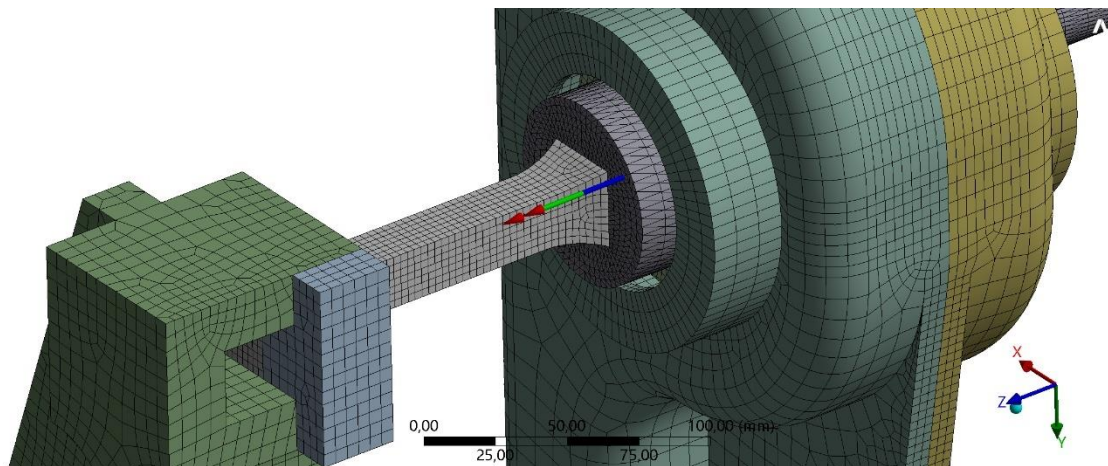


Obr. 5-14 Deformace vzorku druhé varianty

B: Bez_vuli_a_bez_vazby
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s



Obr. 5-15 Napětí ve vzorku druhé varianty



Obr. 5-16 Výstupní moment druhé varianty

Výsledky druhé varianty ukazují, že po odstranění vazby z okrajové podmínky se deformace v přípravku zmenšily z původních 0,0164 mm na 0,003 mm, což ukazuje řádové zvýšení tuhosti oproti první variantě. Výsledný směr momentu také směřuje více v ose vzorku. To lze vidět i na obrázku 44, kde je střed deformace prakticky v ose. Výsledný moment v ose vzorku se ale snížil z 24,6 Nm na 13,2 Nm. V ostatních osách pak z 4,1 a 1 Nm na 0,25 a 0,16 Nm.

Rozdíl mezi kroutícím momentem z výpočtu u koncepční varianty a finálního přípravku může být způsobován několika faktory. Jako nejpravděpodobnější se jeví vliv ohybového momentu vyvolaného malou tuhostí koncepční varianty, která částí přispívala k výslednému kroutícímu momentu. Ve chvíli, kdy byla zvýšena tuhost a ohybové momenty eliminovány, respektive zmenšeny, se snížil i výsledný kroutící moment.

6 DISKUZE

Návrh přípravku je iterační. V rámci této práce byly provedeny první dvě iterace, kde byl vybrán koncept funkce ze dvou variant a ten byl v druhé iteraci detailněji rozpracován. První varianta je založena na principu ozubených mechanismů. Druhá je založena na principu vaček. Výsledný koncept byl vybrán poté z první varianty. Rozhodujícím faktorem při výběru výsledného konceptu byla především možnost připojení rotačního snímače, jelikož bez něj by zařízení nebylo provozuschopné. Proto byla varianta s ozubenými převody vybrána jako finální koncept, jelikož je zde snadné připojení snímače na volný konec hřídele. Kdyby se tento problém vyřešil u varianty s vačkou, byla by tato možnost vhodnější.

Bylo zde počítáno se zjednodušením při vytváření simulací v programu Ansys kde je zanedbáno tření, které vnáší chyby do velikosti výsledného momentu vyvozeného zadaným zatížením. Toto zjednodušení se aplikovalo u varianty č.1 v dotyku ploch vodících kolíků a vodících drážek. U varianty č.2 je zanedbané tření v kontaktu mezi drážkou a kolíkem. Pro výsledný koncept s hřebenem bylo při pevnostním výpočtu tření zahrnuto. Nepočítalo se zde však s valivým třením, ale se smykovým třením v místě kontaktu.

Velikost navržených vzorků není závazná, kdykoli je možnost upravit podle dané situace. Navržený výsledný tvar vzorku je dlouhý 175 mm, čtvercového průřezu se čtyřhranným zakončením. Přejíždový poloměr velký 60 mm je z důvodu zabránění koncentrace napětí mimo neměřenou oblast. Je klíčové, aby hřídel se svěrákem byly v jedné ose, jinak při měření bude vznikat nepřesnost v důsledku ohybového momentu.

Bylo vybráno 5 kritických komponentů, pro které byly zhotoveny pevnostní výpočty a navrženy materiály na výrobu. Jmenovitě: ozubené kolo, hřídel, hřeben, vodící kolík, pero. Pro první tři byla zhotovena výkresová dokumentace. Pro kolík a pero ne, protože se předpokládá použití normalizovaných součástí.

Výsledný kroutící moment vypočítaný pomocí MKP vyšel malý. To je zčásti způsobeno zjednodušením provedeným při modelování CAD modelu a při výpočtech. Je pravděpodobné, že i u druhé konceptní varianty by po dokončení vycházel výsledný kroutící moment také menší.

Pro odečítání polohy hřídele bylo použito rotačního snímače připojeného na volný konec hřídele. Pro zjištění kroutícího momentu by byla nutnost využít přepočtu síly (kterou zaznamenává univerzální testovací stroj), jež vyvíjí příčnick na moment vzniklý pomocí mechanismu. Pro zjištění ztrát a kalibraci by musel být použit snímač kroutícího momentu, jež by se mohl přichytit pomocí adaptéru na místo, kde se upevňuje vzorek.

V navazující vědecké práci by bylo dobré vyřešit problém s připojením rotačního snímače v druhé koncepční variantě. Pokud by se řešení nenašlo, stojí za zvážení změnit způsob vedení hřebene z vodících kolíků na lineární vedení. To by mohlo mít pomoci se zvýšením tuhosti přípravku s ozubeným mechanismem.

7 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnutí přípravku na statickou zkoušku v krutu pro univerzální testovací stroj a podobu testovacích vzorků.

Na základě rešerše v první části práce, která se zabývala normami pro zkoušku v krutu, druhy mechanismů pro převod translačního pohybu na rotační a různými typy strojů na zkoušku v krutu byly navrženy dvě koncepční řešení přípravků a dvě varianty vzorků. První koncepční řešení bylo s ozubenými mechanismy a druhé na principu axiálních vaček, které byli pak navzájem porovnány pomocí metody konečných prvků. Byl navržen tvar zkušebních vzorků, kde první varianta měla průřez čtverce. Druhá varianta byla strukturovaná verze první varianty. Pro dimenzování přípravku byla použita první varianta z důvodu většího průřezu.

Druhá část práce se zabývá dokončením výsledné varianty s ozubeným převodem. Všechny části mechanismu jsou kontrolovány pomocí pevnostních výpočtů, které jsou určeny typem namáhání. Pomocí těchto výpočtů byly následně vybrány materiály pro všechny části mechanismu. Výsledný mechanismus je dimenzovaný tak, aby byl schopen vyvinout kroutící moment 250 Nm. Zároveň pomocí metody konečných prvků bylo zjišťováno zlepšení tuhosti přípravku oproti počáteční koncepční variantě.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. KOLOC, Zdeněk a VÁCLAVÍK, Miroslav. *Váčkové mechanismy*. Praha: SNTL, 1988
2. BOLEK, Alfred a KOCHMAN, Josef. *Části strojů. 2. svazek. 5. přeprac. vyd.* Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
3. BUDYNAS, Richard G. (Richard Gordon) a NISBETT, J. Keith. *Shigleyho konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně – Nakladatelství VUTIUM, 2023. ISBN 978-80-214-5471-2.
4. *MN systems* [Online] [Citace: 16. květen 2024]. Dostupné z: <https://mnsystems.cz/pohybove-srouby/trapezove-srouby>
5. ČSN ISO 1352. *Kovové materiály – Zkoušení únavy krutem*
6. ČSN ISO 9649. *Kovové materiály – Drát – Zkouška střídavým krutem*
7. ČSN ISO 7800. *Kovové materiály – Drát – Zkouška jednoduchým krutem*
8. Zwickroell. [Online] [Citace: 4. únor 2024]. Dostupné z: <https://www.zwickroell.com/cs/produkte/statische-material-pruefmaschinen/biaxialni-a-triaxialni-zkusebni-stroje/stroje-pro-zkousky-krutem/>.
9. Anton-paar. [Online] [Citace: 4. únor 2024]. Dostupné z: <https://www.anton-paar.com/cz-cs/produkty/detaily/dma-measuring-systems/>.
10. Tinius. Olsen. [Online] [Citace: 12. Únor 2024]. Dostupné z: <https://www.tiniusolsen.com/product/torsion-tester/>.
11. ČSN 24 2107. *Upínací nářadí. Upínací kleštinová pouzdra. Technické předpisy*
12. *KORAN* [Online] [Citace: 15. květen 2024]. Dostupné z: <https://www.koran-rankov.cz/kombi.html>
13. *SCHUNK* [Online] [Citace: 15. květen 2024]. Dostupné z: https://schunk.com/cz/cs/technika-upinani-obrobku/sklicidla/silove-soustruznicke-sklicidlo-s-rychlou-vymenou-celisti/rota-thw-plus/c/PGR_4111
14. *Instron*. [Online] [Citace: 25. únor 2024]. Dostupné z: <https://www.instron.com/en/products/testing-accessories/grips/torsion-axial-torsion-grips>.
15. *ifm*. [Online] [Citace: 11. květen 2024]. Dostupné z: <https://www.ifm.com/cz/cs/shared/technologies/drehgeber/technologie-rotacnich-snimacu>.

16. *Dex*. [Online] [Citace: 28. duben 2024]. Dostupné z: <https://www.dex.cz/clanek/rozdil-mezi-inkrementalnim-a-absolutnim-rotacnim-enkoderem/>.
17. *Balluff*. [Online] [Citace: 28. duben 2024]. Dostupné z: <https://www.balluff.com/cs-cz/products/areas/A0001/groups/G0121/products/F012102?availableFirst=true&groupByPortfolioMasters=false&page=1&perPage=30>.
18. LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5. upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

α	[–]	Součinitel tvaru pro normálová napětí
α_n	[°]	Úhel záběru
α_t	[–]	Součinitel tvaru pro tečná napětí
μ	[–]	Poissonův poměr
ρ	[<i>mm</i>]	Poloměr vnějšího povrchu
σ_F	[<i>MPa</i>]	Napětí v ohybu zubu
σ_{Fdov}	[<i>MPa</i>]	Dovolené napětí v ohybu zubu
σ_{Flim}	[<i>MPa</i>]	Mez únavy v ohybu
σ_H	[<i>MPa</i>]	Maximální Hertzovo kontaktní napětí
σ_{Hlim}	[<i>MPa</i>]	Mez únavy v dotyku
σ_{max}	[<i>MPa</i>]	Maximální normálové napětí
σ_{nom}	[<i>MPa</i>]	Nominální napětí
σ_{RED}	[<i>MPa</i>]	Redukované napětí
τ	[<i>MPa</i>]	Smykové (tečné) napětí
τ_{dov}	[<i>MPa</i>]	Dovolené napětí ve smyku
τ_{max}	[<i>MPa</i>]	Maximální smyková napětí
τ_{ms}	[<i>MPa</i>]	Mez pevnosti ve smyku
φ	[<i>rad</i>]	Úhel natočení
a	[<i>mm</i>]	Délka strany čtverce
b	[<i>mm</i>]	Šířka ozubení

b_p	[mm]	Šířka drážky
d	[mm]	Malý průměr
D	[mm]	Velký průměr
d	[mm]	Průměr vzorku
d_2	[mm]	Roztečný průměr ozubeného kola
Y	[–]	Upravený Lewisův součinitel tvaru
d_2	[mm]	Roztečný průměr ozubeného kola
E	[MPa]	Younguv modul
F	[N]	Výsledná síla
f	[–]	Koeficient tření
F_{Ay}, F_{Az}	[N]	Reakční síly v ložisku A
F_{By}, F_{Bz}	[N]	Reakční síly v ložisku B
F_N	[N]	Normálová síla
F_p	[N]	Obvodová síla
F_r	[N]	Radiální síla na boku zubu
F_t	[N]	Tečná síla na boku zubu
$F_{tř}$	[N]	Třecí síla
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
H	[HV]	Tvrdost povrchu
J_p, J_k	[mm ⁴]	Polární kvadratický moment
k	[–]	bezpečnost
K_v	[–]	Součinitel vnitřních dynamických sil
L	[mm]	Zkoušená délka vzorku

l_p	[mm]	Délka pera
m	[mm]	modul
M_k	[Nmm]	Kroutící moment
$M_{k,min}$	[Nmm]	Minimální kroutící moment potřebný k porušení vzorku
$M_{o,max}$	[Nmm]	Maximální ohybové napětí na hřídeli
p_0	[MPa]	Základní hodnota tlaku pro ocel
p_D	[MPa]	Dovolený tlak
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
s	[mm]	Vzdálenost mezi dvěma protilehlými stranami šestihranu
S_F	[-]	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
S_H	[-]	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození
t_1	[mm]	Výška drážky
u	[-]	Převodový poměr
W_k	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
Y	[-]	Upravený Lewisův součinitel tvaru
Z_E	[\sqrt{MPa}]	Součinitel mechanických vlastností spoluzabírajících ozubených kol
CAD		Computer aided desing (počítačem podporovaný projektování)
MKP		Metoda konečných prvků

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1 Typy vačkových mechanismů [1]	15
Obr. 2-2 Záběr pastorku s ozubeným kolem [3].....	16
Obr. 2-3 Trapézový pohybový šroub s maticí.....	16
Obr. 2-4 Wöhlerova křivka [3]	18
Obr. 2-5 Zkušební přístroj ZwickiLine [8]	21
Obr. 2-6 Zkušební přístroj UTM Micro [9]	21
Obr. 2-7 Pevné pravouhlé uchycení [9]	22
Obr. 2-8 Testovací zařízení Tinius Olsen	22
Obr. 2-9 Sklíčidlo pro uchycení vzorku [10]	23
Obr. 2-10 Tlačná kleština s upínačem [12].....	23
Obr. 2-11 Tříčelist'ové sklíčidlo [13].....	24
Obr. 2-12 Nástrčné hlavice pro upnutí vzorku [14]	25
Obr. 2-13 Absolutní snímače [17]	25
Obr. 2-14 Univerzální testovací stroj AGX-100kNV2.....	27
Obr. 2-15 Připojovací část stroje.....	28
Obr. 2-16 Kotvící díry se závitem	28
Obr. 4-1 Model varianty č.1	31
Obr. 4-2 Model varianty č.2	32
Obr. 4-3 Testovací vzorek č.1.....	33
Obr. 4-4 Struktura vzorku č.2	34
Obr. 4-5 Testovací vzorek č.2.....	34
Obr. 4-6 Deformace rámu	36
Obr. 4-7 Deformace ve vzorku	36
Obr. 4-8 Redukované napětí ve vzorku.....	37
Obr. 4-9 Redukované napětí v mechanismu (upraven rozsah barev pro lepší přehlednost)37	
Obr. 4-10 Moment na výstupu varianty č.1	37
Obr. 4-11 Deformace ve stojanu	38
Obr. 4-12 Dedukované napětí v kolíku (upraven rozsah barev pro lepší přehlednost)	38

Obr. 4-13 Redukované napětí ve vzorku	39
Obr. 4-14 Deformace ve vzorku (zvětšen rozsah barev pro lepší přehlednost).....	39
Obr. 4-15 Moment na výstupu varianty č.2	39
Obr. 5-1 Finální vzhled přípravku	41
Obr. 5-2 VVU hřídele	43
Obr. 5-3 Diagram součinitele tvaru drážky pro pojistný kroužek, namáhání krutem [3]...	45
Obr. 5-4 Graf součinitelů tvaru pro drážku	46
Obr. 5-5 Uvolnění hřebene	51
Obr. 5-6 Diagram součinitele tvaru drážky pro pojistný kroužek, namáhání ohybem a tahem [3].....	55
Obr. 5-7 Celková deformace první varianty (upraven a zvětšen rozsah barev pro lepší přehlednost).....	57
Obr. 5-8 Deformace rámu první varianty	57
Obr. 5-9 Deformace vzorku první varianty	58
Obr. 5-10 Redukované napětí ve vzorku první varianty	58
Obr. 5-11 Moment první varianty	59
Obr. 5-12 Deformace přípravku druhé varianty (zvětšen rozsah barev pro lepší přehlednost).....	59
Obr. 5-13 Deformace rámu druhé varianty (zvětšen rozsah barev pro lepší přehlednost) .	60
Obr. 5-14 Deformace vzorku druhé varianty	60
Obr. 5-15 Napětí ve vzorku druhé varianty	60
Obr. 5-16 Výstupní moment druhé varianty	61

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 2-1 Rozměry zkušebních vzorků kruhového průřezu [5]	18
Tab. 2-2 Rozměry zkušebních vzorků trubkového průřezu [5]	18
Tab. 4-1 Porovnání variant.....	40

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1

Výkresová dokumentace:

- Výkres sestavy (BP_2024_JK_1.00)
- Výkres ozubeného kola (BP_2024_JK_1.01)
- Výkres hřebene (BP_2024_JK_1.02)
- Výkres hřídele (BP_2024_JK_1.03)

Příloha 2

Digitální data