



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav technologie obrábění, projektování a metrologie

**Návrh fixačního přípravku pro únavové
zkoušky svorek stabilizátoru**

**Design of a fixture for fatigue tests of
stabilizer clamps**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020

Václav ČVANČARA

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Studijní obor: Bez oboru

Vedoucí práce: Ing. Petr Mikeš, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Čvančara** Jméno: **Václav** Osobní číslo: **474819**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav technologie obrábění, projektování a metrologie**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh fixačního přípravku pro únavové zkoušky svorek stabilizátoru

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a fixture for fatigue tests of stabilizer clamps

Pokyny pro vypracování:

1) Charakteristika komponent nápravy automobilu. 2) Zkoušky únavové pevnosti. 3) Návrh upínacího přípravku svorky stabilizátoru pro zkoušku únavové pevnosti.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Petr Mikeš, Ph.D., ústav technologie obrábění, projektování a metrologie FS


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

Datum zadání bakalářské práce: **30.04.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **31.07.2020**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


Ing. Petr Mikeš, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


Ing. Libor Beránek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

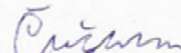

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

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.

23.6.2020

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci s názvem „Návrh fixačního přípravku pro únavové zkoušky svorek stabilizátoru“ vypracoval samostatně s použitím podkladů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Praze dne

.....

Václav Čvančara

Poděkování

Děkuji Ing. Petru Mikešovi, Ph.D. za odborný dohled a cenné připomínky při vedení této bakalářské práce. Dále děkuji Ing. Luboši Pečenkovi, Ph.D. a Bc. Michalovi Ješinovi za konzultace a rady při navrhování přípravku. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za poskytnutí příjemného zázemí, které je pro vypracování takovéto práce nezbytné.

Anotační list

Jméno autora:	Václav Čvančara
Název:	Návrh fixačního přípravku pro únavové zkoušky svorek stabilizátoru
Title:	Design of a fixture for fatigue tests of stabilizer clamps
Akademický rok:	2019/2020
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor:	Bez oboru
Ústav:	Ústav technologie obrábění, projektování a metrologie
Vedoucí práce:	Ing. Petr Mikeš, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 56 Počet obrázků: 48
Klíčová slova:	Přípravek, únavové vlastnosti, svorka stabilizátoru
Keywords:	Fixture, fatigue properties, stabilizer clamp
Anotace:	Předmětem této bakalářské práce je návrh přípravku pro zjišťování únavových vlastností svorek stabilizátorů. Vzhledem k požadavku používání tohoto přípravku pro testování různých modelů svorek je nutné vybavit konstrukci přípravku posuvnými a rotačními mechanismy umožňující naklápění a posunutí svorky. Tento požadavek vytváří řadu konstrukčních a technologických problematik, které je nutné při návrhu přípravku řešit.
Annotation:	This bachelor thesis deals with designing a fixture for fatigue tests of stabilizer clamps. Due to request to use this fixture for testing various models of clamps it is necessary to provide the design of fixture with adjustable and rotatory mechanisms which can provide tilting and shifting of the clamp. This request brings out a lot of constructional and technological obstacles that has to be resolved during designing the fixture.

Obsah

1	Úvod	9
2	Zkrutný stabilizátor a jeho funkce v automobilu	10
2.1	Dynamika vozidla při průjezdu zatáčkou	10
2.2	Princip zkrutného stabilizátoru	11
2.3	Svorka stabilizátoru	12
3	Únavové vlastnosti strojních součástí	13
3.1	Namáhání při proměnlivém zatížení a únavový lom	13
3.2	Wöhlerova křivka.....	15
3.3	Oblasti únavy materiálu	16
3.4	Dimenzování součástí	17
3.5	Stroje pro zkoušení únavových vlastností.....	18
4	Analýza současného stavu ve firmě	19
4.1	Požadavky na konstrukci přípravku	20
4.2	Problematika současných přípravků.....	20
4.3	Shrnutí.....	21
5	Návrh provedení jednotlivých částí konstrukce přípravku.....	22
5.1	Návrh posuvných mechanismů	23
5.2	Natočení svorky v prostoru	25
5.3	Směr síly v prostoru a jeho určení.....	26
5.4	Návrh rotačních mechanismů a jejich modifikace	27
5.5	Shrnutí.....	31
6	Možná konstrukční provedení přípravku	32
6.1	Funkčnost přípravku	33
6.2	Řešení pomocí dvou přípravků.....	35
6.3	Vyrobitelnost jednotlivých dílů	36
6.4	Manipulace.....	37
6.5	Odvození funkční závislosti úhlu γ – Metoda trigonometrická	39
6.6	Shrnutí.....	46

7	Návrh konstrukce přípravku	47
7.1	Výběr typu konstrukce	47
7.2	Vybrané provedení posuvného mechanismu	47
7.3	Vybrané provedení rotačních mechanismů	48
7.4	Výroba prostřední části	49
7.5	Návrh konstrukce přípravku	50
7.6	Shrnutí	51
8	Závěr	52

Seznam zkratk symbolů:

F_o	[N]	Odstředivá síla
F_G	[N]	Gravitační síla
F	[N]	Výslednice odstředivé a gravitační síly
T	[-]	Těžiště
σ	[N*mm ⁻²]	Napětí
t	[s]	čas
σ_A	[N*mm ⁻²]	Amplituda napětí
σ_C	[N*mm ⁻²]	Napětí na mezi únavy
N	[1]	Počet cyklů
F_z	[N]	Zatěžující síla
φ	[rad]	Úhel č. 1 definovaný na výrobním výkresu svorky
ω	[rad]	Úhel č. 2 definovaný na výrobním výkresu svorky
φ'	[rad]	Úhel č. 1 nastavovaný na přípravku
ω'	[rad]	Úhel č. 2 nastavovaný na přípravku
α	[rad]	Směrový úhel, který svírá síla s osou X
β	[rad]	Směrový úhel, který svírá síla s osou Y
γ	[rad]	Směrový úhel, který svírá síla s osou Z
γ'	[rad]	Směrový úhel, který svírá osa Z' s osou Z

1 Úvod

Se stále přibývajícimi kvalitativními i kvantitativními požadavky na strojírenskou výrobu je třeba neustálého zdokonalování jednotlivých částí výrobních procesů. Kontrola a zkoušení výrobků je často opomíjenou, avšak velmi důležitou částí většiny výrobních procesů. Zdokonalení kontroly a zkoušení výrobků tak může být klíčovou záležitostí v optimalizaci celého výrobního procesu.

V rámci zefektivnění testování mechanických vlastností svorky pouzdra stabilizátoru tak ve firmě Mubea s.r.o. vznikl požadavek na konstrukční optimalizaci přípravků používaných při zkoušení únavových vlastností svorek.

Již na začátku řešení této problematiky je zřejmé, že současné přípravky jsou v mnoha ohledech zcela nevyhovující. Tím pádem efektivita zkoušení nenaplnuje svůj potenciál, což má pro firmu za následek ekonomické ztráty. Cílem této bakalářské práce je tedy návrh nového přípravku, který nahradí dnes používané neefektivní přípravky a nabídne tak možnost výhodnějšího testování jednotlivých modelů svorek pouzder stabilizátoru.

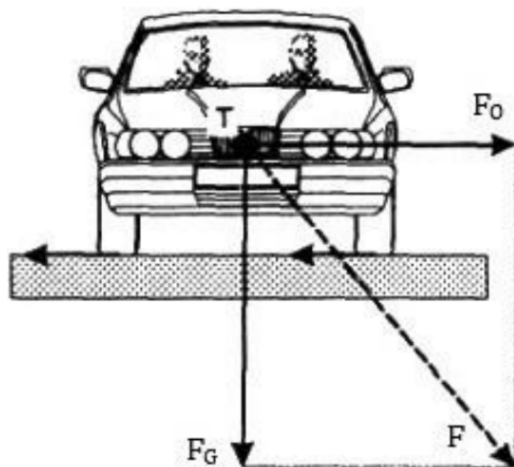
Hlavními nedostatky současných přípravků jsou především špatná simulace pracovního prostředí svorky a omezená použitelnost jednoho přípravku pro testování více modelů svorek. Pro smysluplnost řešení této problematiky je tudíž třeba navrhnout takovou konstrukci, která tyto nedostatky současných přípravků uspokojivě eliminuje. Zároveň je zcela nezbytné, aby nový přípravek byl kompatibilní s testovacím zařízením, na kterém se zkoušky provádí. Dále je žádoucí, aby konstrukční provedení umožňovalo jednoduchou a rychlou manipulaci při provozu a především je třeba neopomenout důležitost technologické stránky provedení jednotlivých dílů přípravku tak, aby všechny části mohly být spolehlivě vyrobitelné a výsledek tohoto projektu nezůstal pouze ve virtuálním světě.

2 Zkrutný stabilizátor a jeho funkce v automobilu

Zkrutný (nebo také torzní) stabilizátor je jednoduché zařízení umístěné na podvozku automobilu, které snižuje náklon automobilu při průjezdu zatáčkou, čímž zabraňuje nebezpečnému klopení a umožňuje tak bezpečnější průjezd zatáčky.

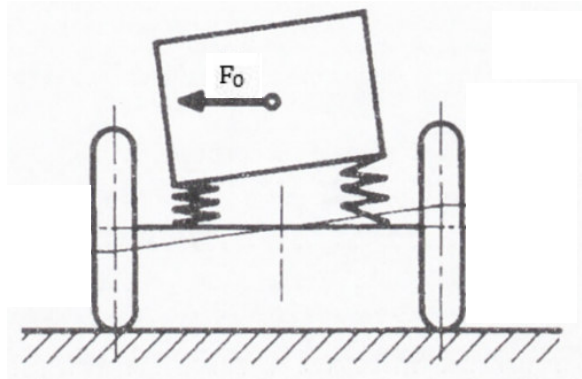
2.1 Dynamika vozidla při průjezdu zatáčkou

Při průjezdu zatáčkou působí na automobil odstředivá síla F_0 , jejíž směr je kolmý na směr pohybu vozidla. Automobil se ve směru této síly nepohybuje, jelikož ji zachytávají pneumatiky třecí silou. Vzhledem ke konstrukci vozidla a poloze jeho těžiště T je však jedním z projevů působení odstředivé síly vznik momentu k místu styku pneumatiky s vozovkou. Míra otáčivého účinku tohoto momentu na karosérii automobilu je přímo úměrná velikosti odstředivé síly a vzdálenosti těžiště automobilu od osy klopení karosérie. Jeho neblahým projevem je tedy snaha automobil převrátit, přičemž dochází k odlehčování kol na vnitřní straně a k zatěžování kol nacházejících se na vnější straně zatáčky. [1]



Obrázek 1: Silové působení na vozidlo projíždějící zatáčkou

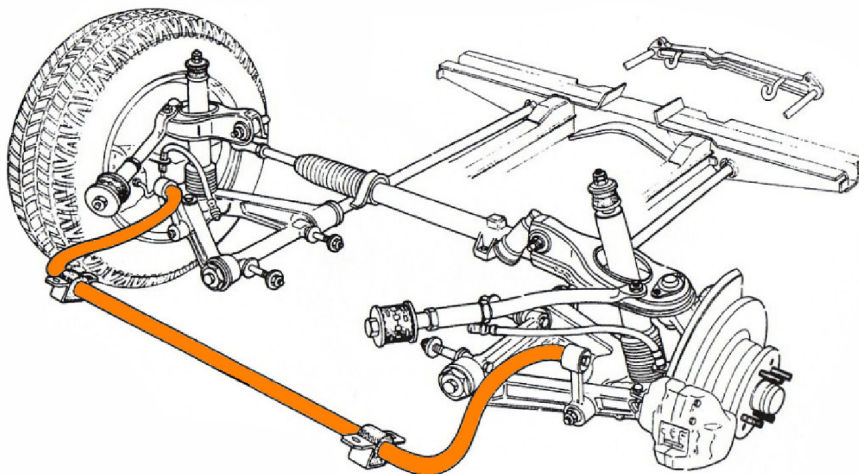
Kola automobilu jsou propojena s karosérií přes zavěšení. Je třeba si uvědomit, že ať už jde o nezávislé zavěšení či tuhounápravu, zavěšení kol je mechanismus, který na výše popsaná silová působení nějak reaguje. Vznik a působení zmíněného klopeného momentu pak způsobuje, že pérování na vnější straně je více stlačeno než pérování na straně vnitřní, proto i vzdálenost mezi kolem a karosérií na vnější straně je menší, než je tomu na straně vnitřní. To má za následek naklopení celé karosérie vozidla. S naklopením karosérie jde pak ruku v ruce i posunutí těžiště vozidla, které společně s přenosem sil, vyvolaným působením odstředivé síly, ovlivňuje rozložení zatížení jednotlivých kol. [1]



Obrázek 2: Klopení karosérie vozidla

2.2 Princip zkrutného stabilizátoru

Jedním z efektivních způsobů, jak zmenšit naklopení automobilu, je právě použití stabilizátoru. Torzní stabilizátor je v podstatě kovová tyč kruhového či mezikruhového profilu, jejíž tvar se liší pro různé modely automobilů, avšak ve většině případů vypadá jako písmeno „U“, viz obrázek 3. Na obou koncích je stabilizátor kloubově přichycen k ramenu či k tlumiči nápravy. Prostřední část je pak uchycena ve dvou kovopryžových pouzdrech k rámu vozidla. Stabilizátor je při provozu namáhán především krutem, jelikož úměrně se zvětšující se odstředivou silou roste i rozdíl vzdáleností mezi kolem a karosérií na vnitřní a vnější straně a prostřední část stabilizátoru je tak namáhána krouticím momentem. [1] [2]



Obrázek 3: Zkrutný stabilizátor automobilu

Snížení naklonění vozidla není prospěšné pouze z bezpečnostního hlediska, ale především také zvyšuje uživatelský komfort při řízení vozidla. [3]

Je třeba však zmínit, že stabilizátor nepracuje pouze při průjezdu zatáčkou, ale svojí roli hraje i při přímé jízdě, kdy je ovšem spíše na škodu. Pokud najede pouze jedno kolo na nerovnost, stabilizátor působí proti svislému pohybu tohoto kola a snižuje tak pružící efekt. Proto se u některých terénních vozů používají vypínatelné stabilizátory a u závodních a luxusních vozů zase stabilizátory s nastavitelnou tuhostí. [1]

Dále je dobré si uvědomit, že stabilizátor svým silovým působením nezmenšuje nerovnoměrné zatížení jednotlivých kol, ale právě naopak. Při průjezdu zatáčkou, kdy dochází k nerovnoměrnému zatížení jednotlivých kol, naklonění vozidla a kroucení stabilizátoru, má stabilizátor tendenci vyrovnat rozdíl ve stlačení pérování a vrátit kola do původní polohy. A proto zatěžuje ještě více již tak zatěžované kolo na vnější straně a odlehčuje již odlehčované kolo na straně vnitřní. I přestože závislost maximálně přenositelné boční síly na svislém zatížení kola není lineární, rozdíl v maximální přenositelné boční síle při rovnoměrném a nerovnoměrném zatížení jednotlivých kol není příliš velký. Všechny výše zmíněné výhody stabilizátoru nad touto nevýhodou převažují, takže se torzní stabilizátory v praxi hojně užívají. [1]

2.3 Svorka stabilizátoru

Kovopryžové pouzdro, kterým je stabilizátor přichycen k rámu vozidla, se standardně skládá ze dvou částí – kovová (plechová) svorka a pryžový silentblok. Kovopryžové pouzdro musí být navrženo tak, aby umožnilo stabilizátoru kroutit se kolem své podélné osy, ale zároveň, aby udrželo prostřední část stabilizátoru na požadovaném místě. Při provozu pak dochází ke tření mezi stabilizátorem a gumovým silentblokem, který musí být vyroben z dostatečně odolného materiálu, aby se nevytavil. Svorka pak musí být vhodně navržena nejen z materiálového hlediska, ale také z hlediska konstrukčního, aby udržela na požadovaném místě krouťící se stabilizátor, který má tendenci pouzdro odtrhnout od rámu. [4]



Obrázek 4: Kovopryžové pouzdro stabilizátoru

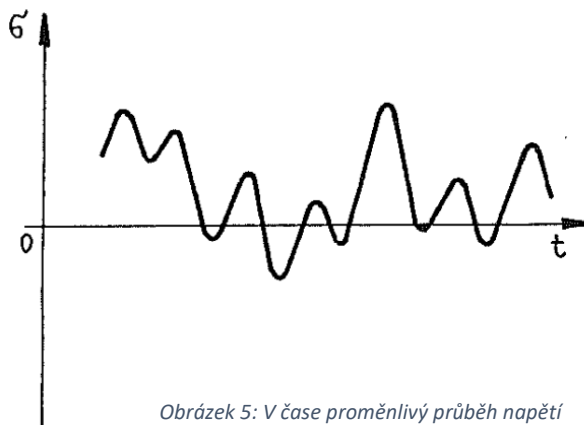
3 Únavové vlastnosti strojních součástí

Většina součástí používaných v technické praxi je v provozu namáhána vnějším silovým působením. Abychom zjistili, jak se daná součást chová při pracovním zatížení, je třeba zjistit její mechanické vlastnosti. Mechanické vlastnosti totiž vyjadřují míru schopnosti součásti odolávat vnějším silovým účinkům. Většina mechanických charakteristik je pak definována hodnotami fyzikálních veličin napětí a deformace. Hodnoty těchto veličin bývají stanoveny především z experimentálních měření. [5]

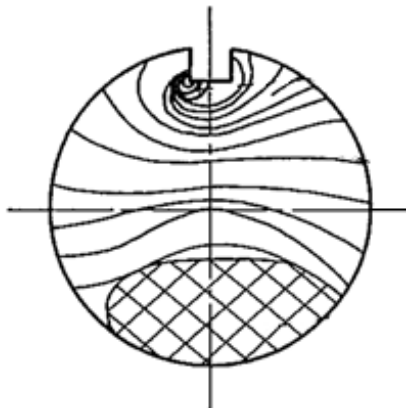
Z hlediska charakteru silového působení dělíme mechanické zkoušky na statické a dynamické. Statické jsou takové zkoušky, u kterých se zatížení navyšuje zvolna až na trvalou předepsanou hodnotu. Typickými příklady jsou zkoušky tvrdosti, nebo zkoušky tahem. Dynamické zkoušky pak dělíme na rázové a cyklické. Pro zkoušku rázem je typický náhlý nárůst síly na požadovanou velikost. Příkladem jsou vrubové zkoušky udávající citlivost součástí na místní koncentraci napětí při rázovém namáhání. Cyklické zkoušky slouží k zjištění únavových vlastností součástí, které jsou vystaveny opakovanému (cyklickému) namáhání. [5]

3.1 Namáhání při proměnlivém zatížení a únavový lom

Přestože vlastnosti materiálů určené statickými zkouškami jsou v technické praxi velmi důležitými parametry, v provozu se daleko častěji setkáváme se zatížením způsobujícím namáhání v čase proměnné, při kterém se střídají jednotlivé fáze zatěžování a odlehčování. Takové zatěžování se nazývá kmitavé. Při tomto způsobu zatěžování může dojít k lomu součásti a následnému narušení celé konstrukce i při silovém působení způsobujícím napětí, jehož velikost je daleko menší, než je mez kluzu daného materiálu. Tento druh lomu bývá nazýván únavovým lomem a jev, který jej způsobuje, označujeme jako únava materiálu. Únavové vlastnosti dané součásti bývají určovány experimentálně. [6]

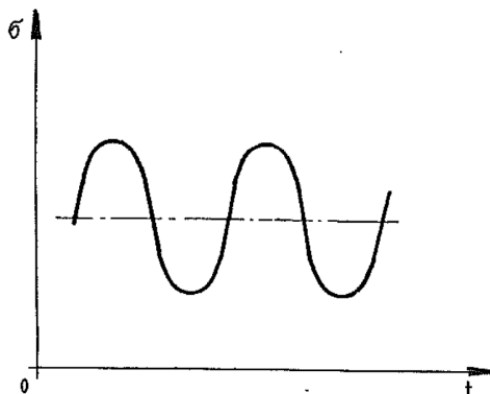


Paradoxem je, že velikost maximálního namáhání může být natolik malá, že při statickém působení by ji daná součást vydržela po neomezenou dobu. Při kmitavém zatížení však dochází ke kumulaci dílčích poškození, která jsou způsobena jednotlivými kmity. Každý kmit totiž způsobuje v součásti nevratné materiálové změny, z nichž nejdůležitější je vznik plastických deformací v mikroobjemech materiálu. Bývá tomu tak nejčastěji na povrchu součásti v místě vrubu, kde začne docházet k vytvoření mikrotrhlin, které se postupně spojují a dále se šíří objemem součásti. Tento proces může trvat i několik let a jeho výsledkem může být situace, kdy součást je zeslabená natolik, že není schopná přenášet ani statické zatížení a dochází tak k únavovému lomu. [7]



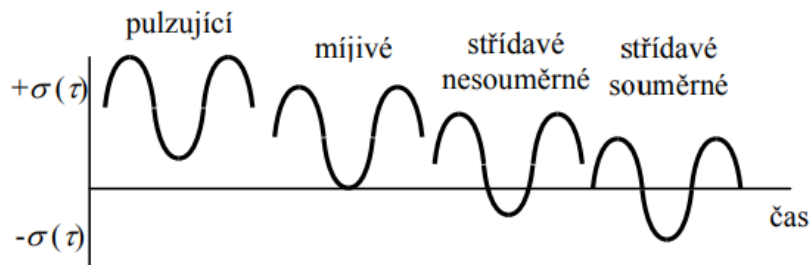
Obrázek 6: Vzhled lomové plochy

U časově proměnlivého zatěžování můžeme vymezit složku deterministickou a složku stochastickou. Téměř v každém procesu časově proměnlivého zatěžování je zastoupení obou těchto složek. Složka stochastická je charakterizována nahodilými veličinami a převládá například u součástí zemědělských a stavebních strojů. Podle průzkumů je tato složka charakteristická pro 80% zatěžovaných součástí v provozu. Deterministická složka je složka systematická a převažuje například u součástí rotoru energetických turbostrojů. Deterministické procesy dělíme na procesy periodické a neperiodické. Periodický proces se sinusovým průběhem, konstantní amplitudou a střední hodnotou bývá nazýván procesem harmonickým. [7]



Obrázek 7: Harmonický průběh zatěžování

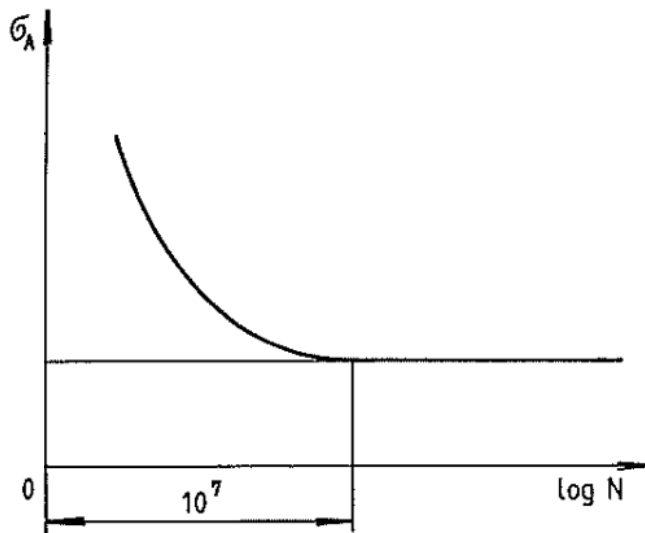
Přestože většina součástí je po dobu své životnosti namáhána silovými účinky způsobenými náhodnými jevy, vzhledem ke složitosti modelování těchto jevů je většina únavových charakteristik určena právě pomocí harmonického zatěžování. Podle charakteru vznikajícího napětí jej dělíme na harmonické napětí: pulzující, míjivé, střídavé nesouměrné, střídavé souměrné. [6]



Obrázek 8: Druhy harmonického zatížení

3.2 Wöhlerova křivka

Defekty strojních součástí, způsobené výše popsaným jevem, mohou být příčinou selhání mnoha konstrukcí a zařízení. Proto se s nástupem průmyslové revoluce v 19. století stal tento jev předmětem výzkumů. Empirické závěry, mající obecnou platnost dodnes, stanovil v letech 1852 - 1870 německý inženýr A. Wöhler (1819 – 1914). Jedním z nich je i stanovení křivky v souřadnicích napětí – počet kmitů. Pro tuto křivku je dnes běžně užíván pojem Wöhlerova křivka. [6]



Obrázek 9: Ukázka Wöhlerovy křivky

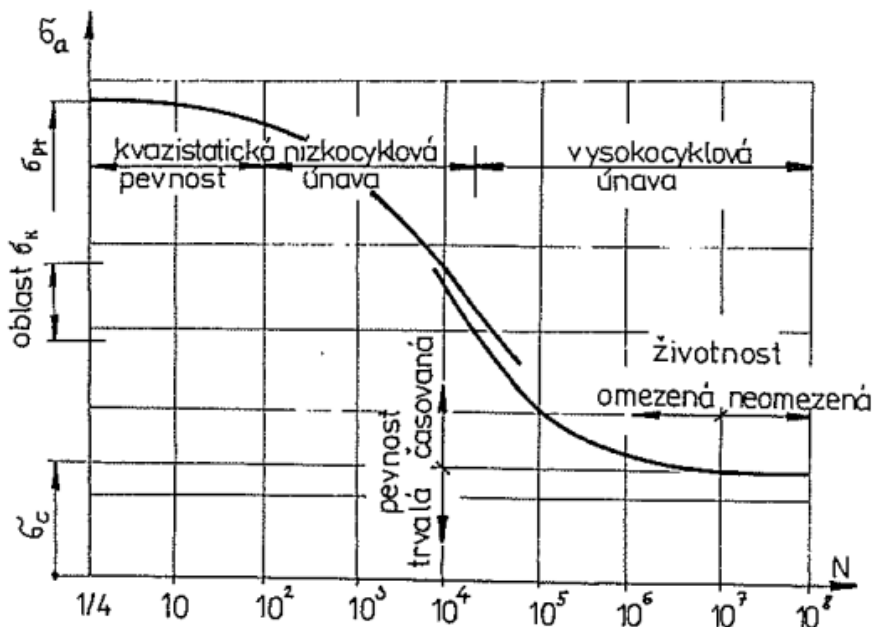
Wöhlerova křivka bývá statisticky stanovena na základě experimentálních dat pro konstantní hodnotu středního napětí a znázorňuje maximální velikost amplitudy napětí v závislosti na počtu cyklů do lomu. Její znázornění bývá standardně v logaritmických, či semilogaritmických souřadnicích. Při jejím určení se testované vzorky nejprve zatěžují velkou amplitudou napětí, při které vznikne lom již po několika málo cyklech a nejde tedy o únavový proces. Při snižování amplitudy roste počet mezních cyklů, až je dosaženo hodnoty, při které daná součást vydrží neomezený počet cyklů. V takovém případě hovoříme o mezi únavy materiálu, kterou pro ocel charakterizuje hodnota 10^7 cyklů. [6] [7]

3.3 Oblasti únavy materiálu

Z hlediska počtu cyklů do poruchy rozlišujeme tři oblasti:

- kvazistatická oblast - k porušení vzorku dojde v rozmezí od jednoho do několika desítek cyklů,
- nízkocyklová oblast - zahrnuje oblast životnosti v rozmezí 100 až 10^7 cyklů,
- vysokocyklová oblast - vyznačuje se životností vyšší než $5 \cdot 10^7$ cyklů.

Přesné určení rozhraní jednotlivých oblastí však není zcela jednoznačné. [6] [7]

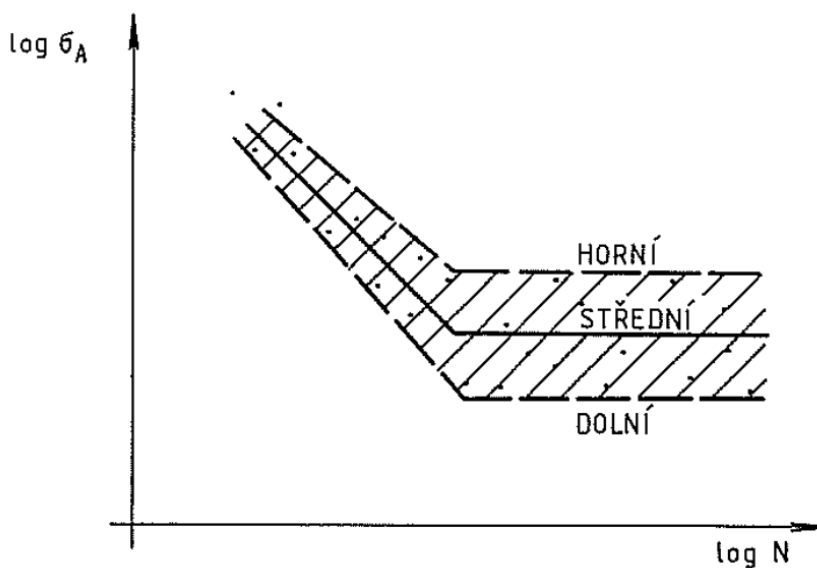


Obrázek 10: Oblasti únavy materiálu

3.4 Dimenzování součástí

Z technologického hlediska je nutné zohlednit pracovní vyčerpání dané součásti a s tím související potřebu dimenzování. Existují totiž součásti, které po dobu své životnosti s největší pravděpodobností nepřekročí ani horní mez nízkocyklické únavy – příkladem může být čep v mechanismu otevírání dveří automobilu. Na druhou stranu existují i součásti, které překročí mez únavy po několika hodinách provozu, přitom za dobu své životnosti musí vydržet mnohem vyšší počet cyklů - příkladem budiž ojnice motoru. Je tedy jasné, že dimenzování životnosti součásti se odvíjí od jejího pracovního prostředí, a zatímco u některých součástí je nekonečná životnost nezbytností, u jiných je požadování této vlastnosti zbytečné.

Dále je nutné podotknout, že při dimenzování součásti není vhodné používat dolní hodnoty amplitudy napětí. Dolní mez totiž představuje plnou bezpečnost, která není pro návrh většiny součástí zcela nezbytná. Použití horních mezních hodnot už vůbec nepřipadá v úvahu, jelikož pravděpodobnost porušení součásti je příliš vysoká. Totéž platí i pro střední hodnotu, kdy míra pravděpodobnosti porušení součásti je 50%. Jako výhodné se jeví dimenzovat součást pro malou pravděpodobnost poruchy, například jeden z tisíce a ještě ji krýt bezpečností. [7]



Obrázek 11: Rozptyl Wöhlerovy křivky

3.5 Stroje pro zkoušení únavových vlastností

Stroje vykonávající zkoušky únavových vlastností můžeme podle druhu deformace rozdělit pro zkoušení:

- v tahu – tlaku (např. pulsátory),
- v ohybu (např. rotoflexy),
- v kroucení (např. torzátory),
- v kombinovaném namáhání krut a ohyb (např. Schenk-Flato).

A dále podle způsobu vyvození cyklického zatížení na:

- mechanické (např. pomocí vychylování),
- hydraulické (např. hydropulsátory),
- elektrické (např. vysokofrekvenční).

Výběr zařízení podle druhu deformace vychází ze způsobu namáhání dané součásti v provozu a je většinou evidentní. Výběr vhodného zařízení podle způsobu vyvození cyklů plyne z parametrů požadovaného zatížení. Mechanické stroje jsou z historického hlediska nejstarší a svojí konstrukcí nejjednodušší. Hydraulické stroje jsou vhodné pro vysoké zatížení, jsou schopné vyvodit sílu až 5 000 kN. Elektrické stroje se používají pro vyvození zatížení s vysokou frekvencí. Jsou schopné pracovat při frekvenci až 30 000 cyklů za minutu. [8]

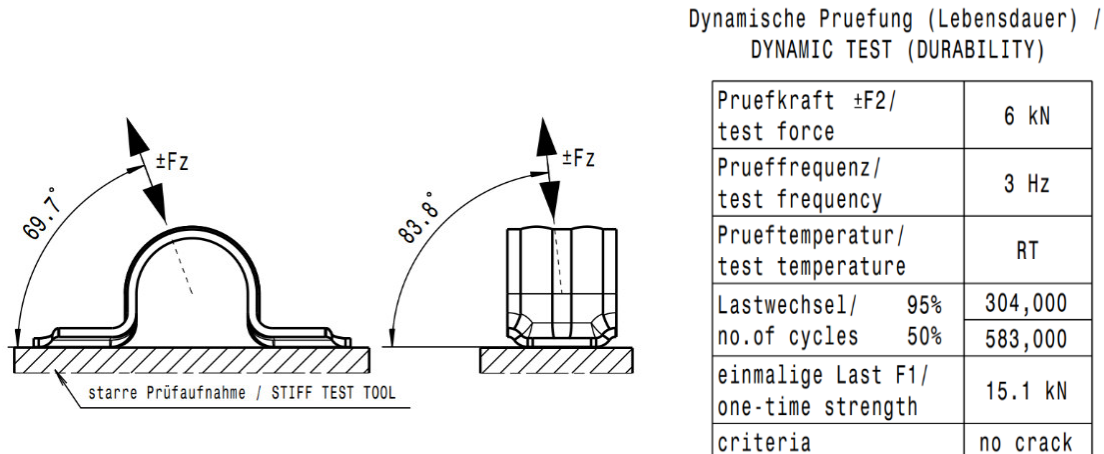


Obrázek 12: Stroje pro zjišťování únavových vlastností ve firmě Mubea s.r.o.

4 Analýza současného stavu ve firmě

Firma, ve které vznikl požadavek na zpracování této problematiky, se dlouhodobě zabývá výrobou komponentů v automobilovém průmyslu. U takových produktů je kladen důraz především na jejich funkčnost umožňující automobilu plynulou jízdu. Proto je třeba přizpůsobit výrobní procesy těchto součástí tak, aby jejich výsledkem byly produkty schopné odolávat silovým účinkům, jimž jsou v pracovním prostředí vystaveny. Kontrolou vhodného návrhu výrobního procesu jsou pak pozitivní výsledky při zkoušení mechanických vlastností těchto produktů. Aby však bylo možné z experimentálních testů s dostatečnou přesností predikovat chování těchto výrobků v provozu, je třeba vytvořit podmínky při zkoušení, které se maximální možnou mírou shodují s podmínkami provozními.

Podobně jako mnoho součástí nápravy automobilu je i svorka stabilizátoru po celou dobu své životnosti cyklicky namáhána. Proto je důležité provádět především zkoušky, na základě kterých je možné vyhodnotit únavové vlastnosti této součásti. Tyto vlastnosti bývají určovány experimentálně pomocí zkušebních strojů zvaných hydropulsátory. Směr, velikost a frekvenci zatížení u jednotlivých modelů svorek určuje zákazník, naší úlohou je pak tyto zkoušky vyhodnocovat a na jejich základě navrhnout vhodné geometrické a materiálové úpravy svorek.



Obrázek 13: Zatížení svorky

Konstrukce hydropulsátoru umožňuje vytvářet silové působení pouze ve svislém směru. Vhodný způsob, jak dosáhnout předepsaného směru zatěžující síly, je upevnění svorky na fixační přípravek, jehož konstrukce umožňuje natočení svorky do takové polohy, že síla vyvozená hydropulsátorem má shodný směr se silou zadanou na výrobním výkrese svorky.

4.1 Požadavky na konstrukci přípravku

Z tohoto poznatku pak plynou dva hlavní požadavky na konstrukci přípravku – umožnit připevnění přípravku k základní desce hydropulsátoru na straně jedné a ve vhodné poloze umožnit zafixování svorky na straně druhé. Jako nejjednodušší řešení této problematiky se jeví obrobení vhodného kovového polotovaru obdélníkového profilu tak, aby normála nově vzniklé obrobené plochy měla shodné směrové úhly se silou předepsanou na výrobním výkresu. Tomuto konceptu pak odpovídají dnes používané přípravky, jejichž konstrukce je patrná z obrázku 14.



Obrázek 14: V současné době používané přípravky

4.2 Problematika současných přípravků

Takové provedení fixačního přípravku má však zásadní nedostatky. Prvním je omezená použitelnost jednoho přípravku pro testování více modelů svorek. Každý jednotlivý model svorky se totiž od ostatních liší jak svým rozměrem a geometrickými specifikacemi, tak i způsobem uchycení k nápravě automobilu a z toho plynoucím způsobem namáhání. Pokud by měl být testován menší počet druhů svorek, je dostačující a i z ekonomického hlediska výhodnější vyrobít ke každému jednotlivému modelu svorky jednoduchý přípravek, který bude dostatečně simulovat prostředí svorky v reálném provozu. S rostoucím počtem testovaných modelů svorky však roste i počet jednotlivých přípravků až do bodu, kdy se začne výhodnější variantou jevit vytvoření takového přípravku, který svou konstrukcí umožňuje simulovat skutečné prostředí pro více modelů svorek.

Z obrázku 14 je evidentní, že dnes používané přípravky mají velkou tuhost. S touto vlastností pak souvisí jejich druhý nedostatek, což je špatná simulace prostředí, ke kterému je svorka v provozu připevněna. Touto problematikou se podrobněji zabýval v [9] Ing. Konečný, který zjistil, že k uspokojivé simulaci prostředí nestačí pouze respektovat materiálové vlastnosti přípravku, nýbrž je třeba, aby část konstrukce, ke které je svorka při testování uchycena, měla i jisté geometrické specifikace. Při nerespektování vlastností pracovního podloží svorky a zvolení geometricky nevhodného přípravku pak totiž dochází k ovlivnění jak velikosti, tak i umístění maximálního napětí ve svorce, což má za následek zkreslení představy o chování svorky v provozu. V takové situaci pak zkoušení postrádá smysl.

Podstatou této problematiky je skutečnost, že svorky mohou být v provozu uchycené k podloží o malé tloušťce – řádově několik milimetrů. Při testování svorek uchycených na takto tenkých dílech je třeba vzít v potaz, že uchycení tohoto dílu ke zbytku přípravku ovlivňuje jeho celkové chování při zatěžování a to pak následně ovlivňuje i velikost a polohu napětí ve svorce. Proto je nutné zvolit rozměry tohoto dílu dostatečně veliké, aby jeho upnutí neovlivňovalo při zkoušení napětí ve svorce. Z [9] pak vyplývá, že minimální rozměr desky, která neovlivňuje napětí ve svorce při testování, je 546 mm x 508 mm. Tento rozměr byl zjištěn pro jedno z nejtenčích v praxi používaných podloží a je jasné, že s rostoucí tloušťkou podloží se bude tento rozměr zmenšovat.

Konstrukce testujícího hydropulsátoru použití takto rozměrného dílu bohužel neumožňuje. K dosažení co nejlepšího výsledku při zkoušení svorek je nutné tento aspekt reflektovat a navrhnout konstrukci přípravku tak, aby na ní bylo možné umístit desku rozměrů, co jen konstrukce hydropulsátoru umožní.

4.3 Shrnutí

K dosažení efektivnějšího zkoušení svorek je zapotřebí upravit konstrukci přípravku tak, aby umožňovala testování více modelů svorek s různými směry zatěžující síly a zároveň, aby umožňovala upnutí dostatečně rozměrné desky. Navržení právě takového přípravku, který bude s dostatečnou přesností simulovat skutečné prostředí pro co nejvíce modelů svorek, je zároveň cílem této bakalářské práce.

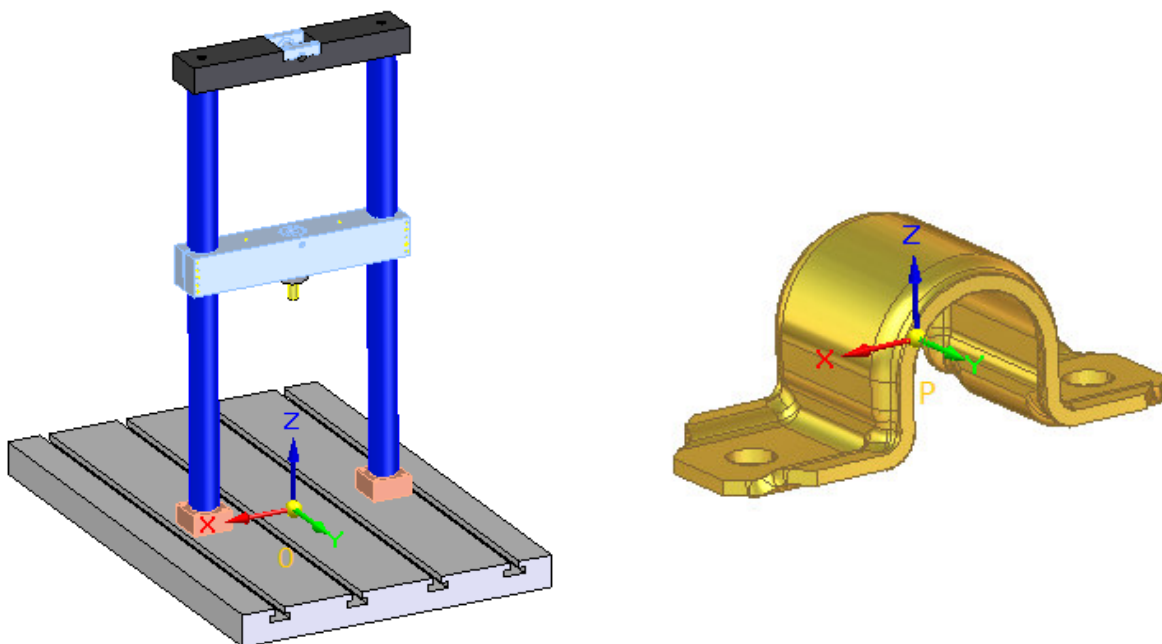
5 Návrh provedení jednotlivých částí konstrukce přípravku

V kapitole 4 byl určen cíl této bakalářské práce. Jak tomu však v technické praxi bývá, před návrhem samotného řešení je třeba celou problematiku důkladně analyzovat.

Před návrhem samotné konstrukce přípravku je tedy nutné nejdříve analyzovat průběh zkoušení jednotlivých modelů svorky, navrhnout a zhodnotit možné provedení dílčích prvků konstrukce. Této problematice jsou věnovány následující kapitoly.

Předpokládaná příprava zkoušení svorky probíhá následovně. Celé pouzdro stabilizátoru je za pomoci šroubů pevně připevněno k desce spodní poloviny přípravku a jednotlivé části konstrukce se natočí a posunou takovým způsobem, aby následné silové působení vyvinuté hydropulsátorem mělo stejný směr a další parametry jako síla předepsaná zákazníkem na výrobním výkresu daného modelu svorky. Následně se do pouzdra zasune část stabilizátoru uchycená horní polovinou přípravku, všechny mechanismy se v dané poloze zafixují a celý systém je tak připraven na provedení samotné zkoušky.

Pro názornější popis tohoto procesu je, způsobem patrným z obrázku 15, zaveden kartézský souřadnicový systém $OXYZ$ pro model rámu hydropulsátoru a kartézský souřadnicový systém $PX'Y'Z'$ pro model svorky.



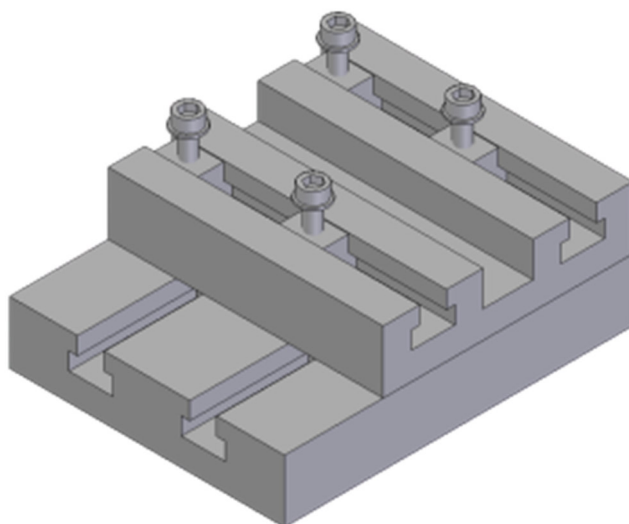
Obrázek 15: Model rámu hydropulsátoru a svorky

Jako každé těleso nacházející se v prostoru popsaném kartézským souřadnicovým systémem má i svorka stabilizátoru 6 stupňů volnosti - 3 posuvné reprezentující posuv ve směru os X, Y, Z a 3 rotační reprezentující natočení kolem os X, Y, Z. Úkolem je navrhnout přípravek, který umožní: 1, Takové natočení svorky, aby síla vyvolaná hydropulsátorem, směřující vždy svisle vzhůru, byla shodná se silou působící na svorku během provozu (síla zadaná zákazníkem). 2, posunutí svorky do takové polohy, aby se její střed (bod P) nacházel na nositelce síly vyvolané hydropulsátorem. [14]

5.1 Návrh posuvných mechanismů

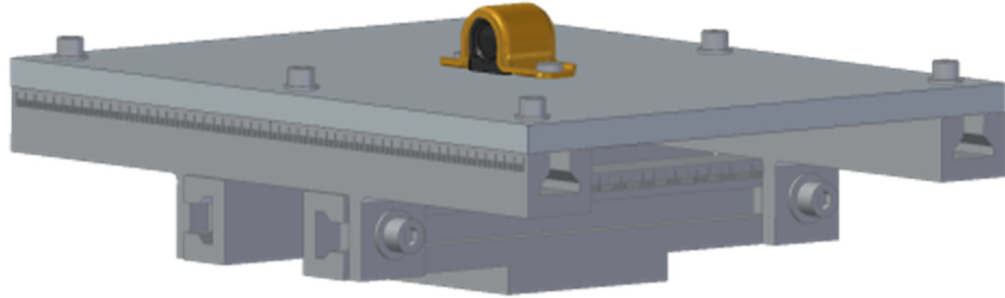
Konstrukce hydropulsátoru umožňuje libovolné posunutí horní poloviny přípravku ve směru osy Z (svislým směrem). Tato skutečnost velmi zjednodušuje problematiku nastavování požadované polohy středu svorky v prostoru. Místo konstrukce umožňující pohyb ve všech 3 směrech, je tedy dostačující umožnit přípravku posuvný pohyb pouze ve směru osy X a ve směru osy Y.

To se dá lehce zajistit zaopatřením dolní části konstrukce přípravku dvěma na sebe kolmými loži, z nichž jedno umožňuje posunutí ve směru osy X a druhé ve směru osy Y. Konstrukce takového „roštu“ s T-drážkami a T-maticemi je patrná z obrázku 16.



Obrázek 16: Rošt pro dolní část konstrukce

Druhou možností, jak posunout střed svorky do požadovaného místa, je vybavení horní části přípravku posuvnými loži. Tato lože jsou na sebe opět kolmá a umožnění jejich aretace v požadované poloze je opět zajištěna T-drážkami s T-maticemi.



Obrázek 17: Zaopatření horní části posuvnými mechanismy

Obě tato konstrukční provedení mají své výhody i nevýhody. Při vybírání vhodnější varianty je třeba uvědomit si sled jednotlivých kroků při manipulaci s přípravkem. Vzhledem k tomu, že střed svorky neleží na osách rotace jednotlivých rotačních částí přípravku, dochází při nastavování požadovaného natočení svorky i k ovlivnění (posunutí) její polohy v prostoru. Tato skutečnost však opačně neplatí - při posouvání svorky k dosažení požadované polohy nedochází k ovlivnění jejího natočení v prostoru.

Je tedy jasné, že výhodnější je svorku nejdříve natočit pomocí rotačních částí a poté ji pomocí posuvů umístit do požadovaného místa, což je poloha, kdy se střed svorky nachází svisle pod těžištěm horní poloviny hydropulsátoru. Nevýhodou umístění loží v dolní části přípravku je tedy nutnost konstrukčních úprav tak, aby manipulace s nimi byla možná bez demontáže ostatních částí přípravku. S tím souvisí i skutečnost, že obsluha bude muset při posouvání přípravku manipulovat s celou konstrukcí a tím i s celou hmotností přípravku. Výhodou je však to, že posouvání probíhá pouze ve směrech rovnoběžných s rovinou XY, díky čemuž i při libovolném natočení nemusí obsluha vynaložit sílu k překonání tíhy přípravku, nýbrž pouze k překonání třecí síly mezi dvěma částmi. Navíc při posouvání v těchto směrech je vzdálenost, o kterou je přípravek třeba posunout, nejmenší ze všech možných, a proto mohou být vodící pouzdra kratší.

Naproti tomu při konstrukčním provedení, kdy jsou posuvná lože v horní části přípravku, nemusí obsluha manipulovat s celou hmotností přípravku. Přípravek je kompaktnější a jeho celková výška menší. Při větších úhlech naklonění však bude muset obsluha překonávat kromě třecí síly i tíhu horní části přípravku a i délka vodících pouzder bude muset být větší.

Z těchto poznatků tedy vyplývá, že rozhodujícím aspektem je velikost úhlů, o které je třeba svorku v prostoru natočit. Pro malé úhly natočení, a tedy i malé vzdálenosti posunutí, se jeví vhodné použít konstrukční provedení s posuvnými loži nahoře. Při potřebě natáčet svorku o větší úhly se naopak jeví jako vhodnější varianta umístit posuvná lože do spodní části přípravku.

5.2 Natočení svorky v prostoru

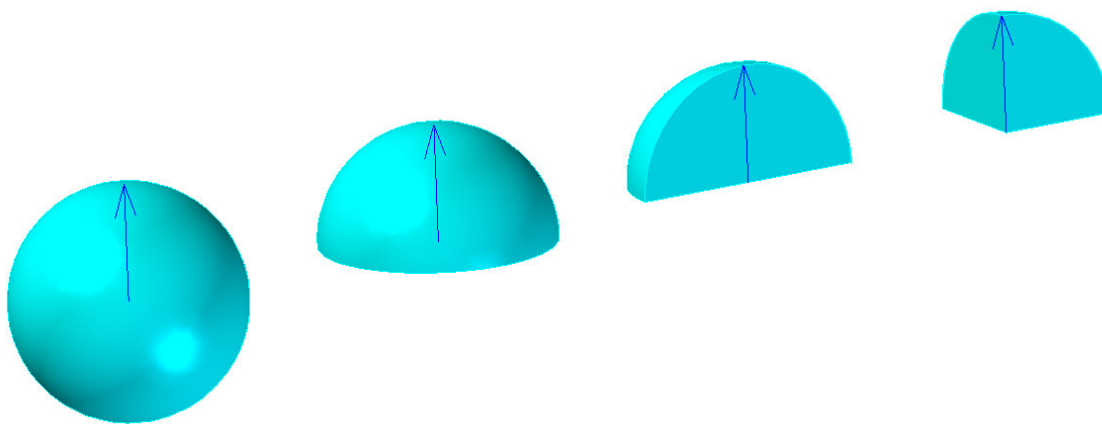
Aby bylo možné svorku natočit do požadované polohy, ve které síla vyvinutá hydropulsátorem má stejný směr jako síla působící na svorku v pracovním prostředí, je třeba vybavit konstrukci přípravku vhodnými rotačními mechanismy umožňujícími naklápění kolem os X, Y, Z. Tento úkol komplikuje fakt, že při snaze s co největší přesností simulovat provozní podmínky nemůže být svorka upnuta na součást libovolných rozměrů. Z ekonomického i konstruktérského hlediska se na první pohled zdá vhodné navrhnout tuto součást co nejmenší, aby se s celým přípravkem dalo jednoduše manipulovat. Jak již bylo zmíněno, z [9] však vyplývá, že aby byly s dostatečnou přesností simulované pracovní podmínky svorky, je třeba upnout svorku na desku, jejíž rozměry jsou mnohem větší. Tento aspekt je nutné při návrhu konstrukce zohlednit.

Další skutečnost, kterou je třeba vzít v potaz při navrhování konstrukce přípravku, je variabilita směru zatěžující síly. Tento směr určuje zákazník pro každý jednotlivý model svorky zvlášť a neexistuje žádné stanovené rozmezí, ve kterém by se musel držet. Zatěžující síla tak může mít teoreticky libovolný směr, z čehož vyplývá i teoretická nutnost libovolného natočení svorky v prostoru. Konstrukce přípravku by tak musela mít tři rotační mechanismy umožňující rotaci kolem os X, Y, Z v intervalu od 0° do 360° . Taková konstrukce by pak nejspíš byla v praxi nevyrobitelná a naštěstí i zbytečně komplikovaná. Tuto problematiku totiž zjednodušuje řada okolností.

Síla vyvolaná hydropulsátorem namáhá svorku prostřednictvím stabilizátoru, který je svorkou objímán. Při tomto způsobu zatěžování není podstatné, jestli stroj za stabilizátor táhne, nebo jestli jej tlačí. Podstatné je pouze, aby byl dodržen směr a charakter předepsaného zatížení. Vzhledem k tomu, že konstrukce hydropulsátoru umožňuje vytváření silového působení jak v kladném, tak i v záporném směru osy Z, není nutné, aby rotační mechanismy kolem os X a Y umožňovaly rotaci v plném intervalu od 0° do 360° . Navíc většina modelů svorek je zatěžována cyklickým namáháním souměrně střídavého typu, není tedy nutné se zabývat směrem síly, ale stačí pouze dodržet požadovanou polohu její nositelky.

Dalším příznivým faktorem je pak souměrnost majoritního počtu modelů svorek. Ty jsou v naprosté většině symetrické podle rovin $X'Z'$ a $Y'Z'$. Navíc u několika málo modelů, které podle roviny $Y'Z'$ symetrické nejsou, tento nedostatek ani nevádí, jenom je třeba zkontrolovat správný směr svorky při upínání na desku.

Z výše zmíněného tedy plyne závěr, že zákazník sice může zvolit libovolný směr zatížení, pohybové možnosti přípravku jej však nemusejí zcela pokrýt. Tuto skutečnost je možné interpretovat graficky následujícím způsobem.



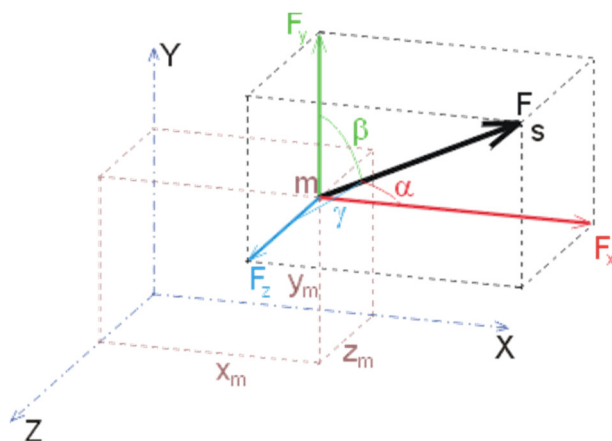
Obrázek 18: Grafická interpretace pohybových možností přípravku

Za výchozí pozici je považována situace, kdy síla je rovnoběžná jak s osou Z , tak s osou Z' a směřuje v jejich kladném směru svisle vzhůru. Pokud není volba směru zatížení nijak limitována, jsou možnosti natočení síly reprezentovány kulovou plochou. První ze zmíněných faktorů tuto množinu zmenšuje na polovinu, ta je pak na obrázku 18 reprezentována polokoulí. Každá další rovina symetrie tuto množinu opět zmenšuje na polovinu, až z ní zbyde osmina. Skutečně nutné pohybové možnosti přípravku jsou tedy v tomto případě 8x menší, než jak by se na první pohled mohlo zdát.

5.3 Směr síly v prostoru a jeho určení

Obecná síla nacházející se v kartézském souřadném systému bývá popsána 7 parametry: 3 polohovými, reprezentujícími souřadnice působíště síly, 3 směrovými úhly, reprezentujícími směr nositelky síly a 7. parametrem, kterým je velikost popisované síly. Všechny 7 parametrů však nelze zvolit libovolně, jelikož nezávislých je pouze 5 a to včetně velikosti dané síly. Ta v tuto chvíli není příliš důležitá, jelikož je předepsaná na výrobním výkrese svorky. Stejně tak v tento okamžik nejsou důležité 2 nezávislé souřadnice polohy, jelikož, jak již bylo zmíněno, svorka je umístěna do požadovaného místa pomocí posuvných mechanismů typu lože. Důležité jsou v tuto chvíli 2 nezávislé složky směrových úhlů. Z jejich existence totiž vyplývá, že k natočení svorky do požadované polohy je dostatečné vybavit konstrukci přípravku pouze dvěma rotačními mechanismy, jejichž osy rotace jsou na sebe kolmé. Rotační mechanismy budou navrhovány tak, aby rotace probíhaly kolem os souřadného systému $OXYZ$. [14]

Jak přesně má konstrukce přípravku vypadat, není zatím zřejmé. Jisté však je, že aby plnila svůj účel, je nutné, aby umožňovala rotaci kolem alespoň dvou ze tří zmíněných os.

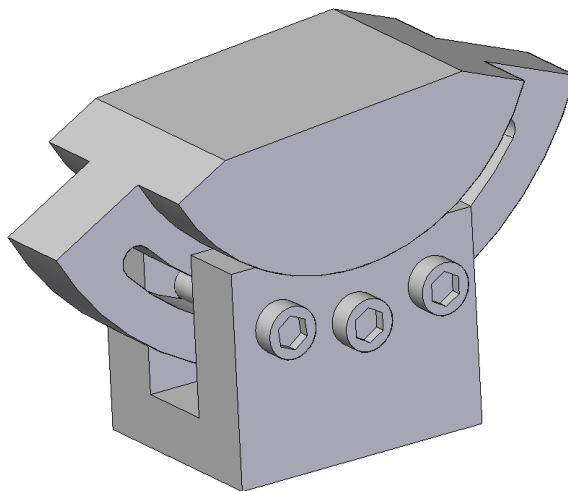


Obrázek 19: Popis obecné síly v prostoru

Ze syntézy výše zmíněných poznatků pak vyplývá závěr, že konstrukce přípravku by měla obsahovat alespoň dva rotační mechanismy umožňující rotaci v intervalu od 0° do 90° kolem os X a Y, nebo X a Z, nebo Y a Z.

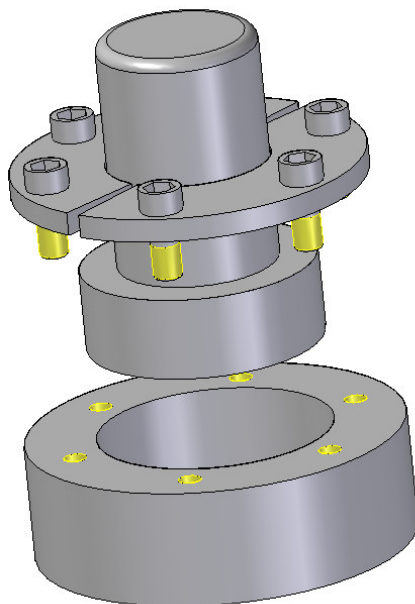
5.4 Návrh rotačních mechanismů a jejich modifikace

Požadavky na tyto části konstrukce jsou z výše zmíněné skutečnosti evidentní. Mechanismy musí umožnit natočení v rozmezí 0° až 90° a zároveň účinné zafixování v libovolném místě z tohoto intervalu. Konstrukce mechanismů nemusí být tudíž příliš komplikovaná. Zcela dostatečné se jeví použití dvou vhodně tvarovaných součástí, jejichž styčná plocha je plocha válcová. Fixace bude provedena pomocí předpjatých šroubových spojů, jimiž vyvozená třecí síla bude bránit prokluzu. Konstrukci a tvar mechanismů je třeba přizpůsobit desce sloužící k upínání svorky. Není důvod, aby mechanismy rotující kolem os X a Y byly konstrukčně odlišné. Jedno z možných provedení je pak použití mechanismu typu „kolébka“, jehož konstrukce je patrná z obrázku 20.



Obrázek 20: Rotační mechanismus typu kolébka

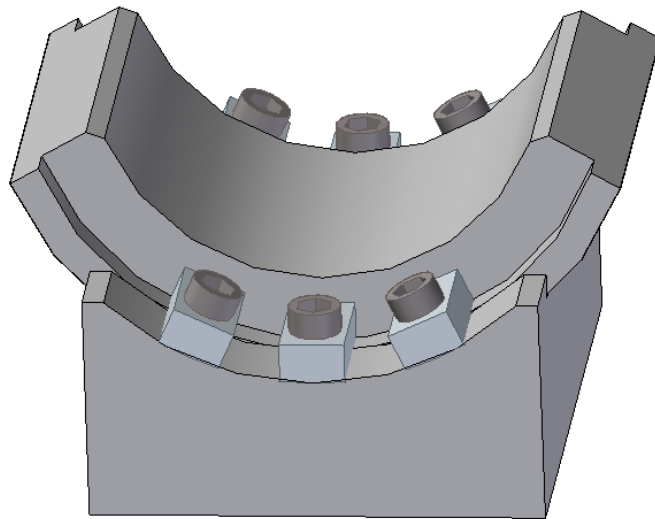
Co se týče potenciálního mechanismu umožňujícího rotaci kolem osy Z, použití kolébky se vzhledem ke geometrii upínací desky jeví jako nevhodné. Pokud má být konstrukce přípravku vybavena částí umožňující rotaci kolem osy Z, jako vhodné řešení se jeví použití rotačního čepu, jehož konstrukce je patrná z obrázku 21. K fixaci v požadované poloze je opět použito předpjatých šroubových spojů.



Obrázek 21: Rotační mechanismus typu rotační čep

Princip rotačních mechanismů spočívá v navržení dvou vzájemně se dotýkajících částí konstrukce přípravku tak, aby jejich styčná plocha byla částí plochy válcové. Přitom je zcela nezbytné, aby velikost poloměrů charakterizujících tyto plochy byla shodná a aby jedna z těchto ploch byla vypouklá a druhá vydutá. Při vzájemném posunutí těchto dvou částí vůči sobě pak dochází k natočení konstrukce přípravku kolem osy oněch styčných válcových ploch.

Další požadovanou vlastností těchto mechanismů je umožnění aretace v obecné poloze. V technické praxi se při řešení takové problematiky nejčastěji využívá šroubových spojů, a ani tyto případy nejsou výjimkou. Možná provedení mechanismu typu kolébka pak lze z tohoto pohledu rozdělit podle geometrického vztahu šroubových spojů a válcové styčné plochy kolébky na spoje, které jsou prováděny šrouby, jejichž osa je buď rovnoběžná, nebo kolmá na osu válcové styčné plochy. Konstruktivní provedení těchto typů kolébky je patrné z obrázků 20 a 22.



Obrázek 22: Kolébka se šrouby, jejichž osa je kolmá na osu válcové plochy

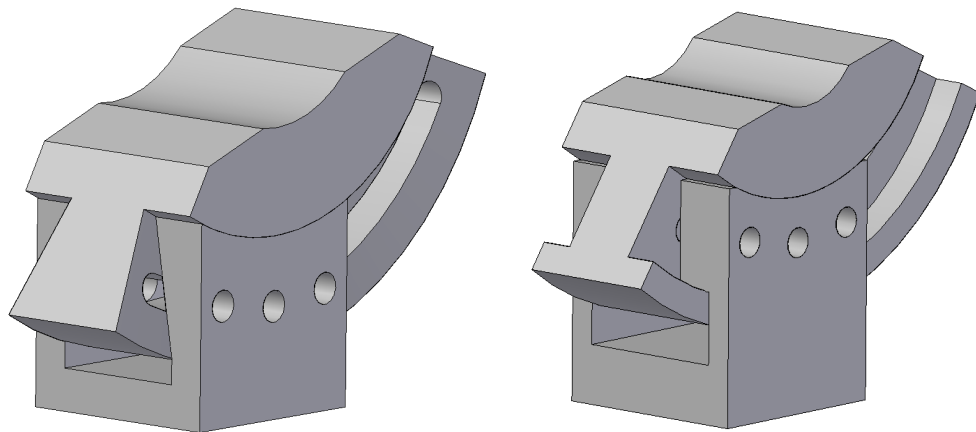
Výhodou přípravku se šrouby kolmými na osu je podobný směr zatěžující síly působící na svorku a osově síly ve šroubech způsobené předpětím. Díky tomu nemusí být předpětí ve šroubech tak velké a rozměry šroubů mohou být menší. Nevýhodou je potřeba použití většího počtu šroubů k aretaci kolébky a nutnost výměny celého spodního dílu při případném poškození některého z vnitřních závitů.

U kolébky se šrouby rovnoběžnými s osou je směr zatěžující síly kolmý na osu šroubů, a proto je třeba se při aretaci spoléhat na třecí sílu mezi styčnými plochami vyvozenou šroubovým svěrným spojením.

Šroubové spoje plní svoji úlohu především v situaci, kdy zatěžující síla směřuje v kladném směru osy Z a tak má tendenci jednotlivé části přípravku od sebe oddělit. V situaci, kdy zatěžující síla směřuje v záporném směru osy Z, dochází k přitlačení jednotlivých dílů přípravku k sobě. V této situaci pak svěrné spoje příliš velkou roli nehrají. Otázkou je, zda je možné upravit konstrukci kolébky s rovnoběžnými šrouby tak, abychom se při vzhůru směřujícím silovém působení nemuseli spoléhat na třecí sílu.

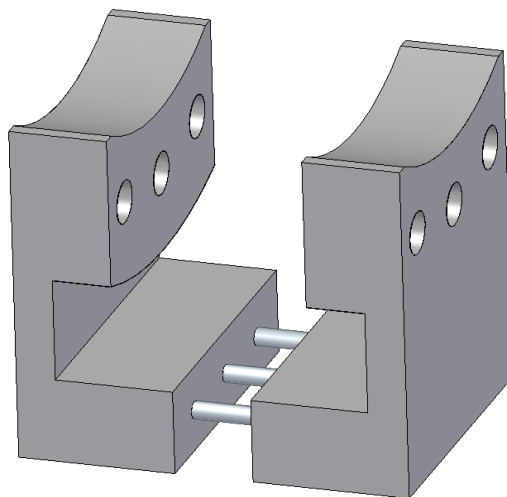
Možné řešení této otázky nabízí úprava profilu drážky tak, aby její profil byl:

- lichoběžníkový,
- T-drážka.



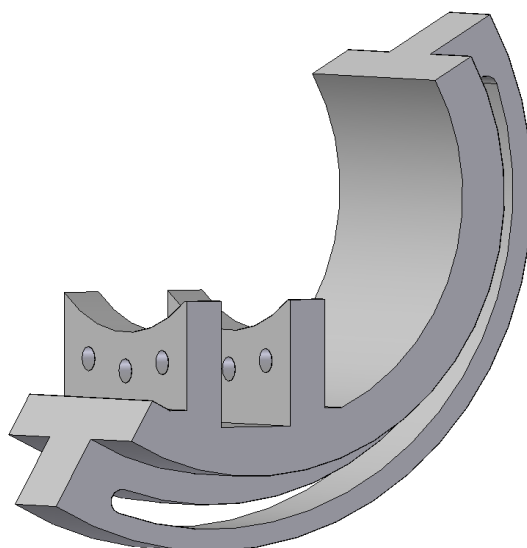
Obrázek 23: Modifikace profilu kolébky

Z konstrukčního hlediska by použití takto tvarovaných prvků bylo velmi výhodné. Z technologického hlediska je však toto provedení problematické, jelikož výroba zejména dolních částí by byla extrémně komplikovaná. Konstrukčním řešením této problematiky by pak mohlo být rozdělení dolní části na dva díly spojené lineárním vedením.



Obrázek 24: Soustava dvou dílů spojených lineárním vedením

Toto řešení má však omezené použití. Jak již bylo zmíněno, přípravek je třeba vybavit alespoň dvěma rotačními mechanismy. Pokud by oba mechanismy byly typu kolébka, pak by prostřední část musela být zároveň základem i pohybuující se částí. Konstrukce je patrná z obrázku 25.



Obrázek 25: Prostřední část konstrukce s dvěma kolébkami

Rozdělení takového dílu na dvě části spojené lineárním vedením by znamenalo značné snížení spolehlivosti toho dílu a další manipulační komplikace. Proto je pravděpodobné, že pokud bude konstrukce přípravku obsahovat dvě kolébky, použití takto tvarovaného spojení nebude možné.

5.5 Shrnutí

Výsledná konstrukce přípravku musí být charakterizována 5 prvky – 2 posuvnými mechanismy s dostatečně dlouhým vedením, 2 rotačními mechanismy umožňující rotaci alespoň v intervalu 0° až 90° a 1 tenkou deskou co největších příčných a podélných rozměrů. Některé možné způsoby konstrukčního provedení těchto prvků jsou patrné z výše uvedených obrázků. Před výrobou samotného přípravku je však nutné tyto prvky technologicky upravit tak, aby se jejich provedení co nejvíce přiblížilo ideálnímu stavu z hlediska funkčnosti. Zdokonalovat provedení jednotlivých prvků je však smysluplné až pro finální verzi přípravku, jelikož dílčí prvky konstrukce se vzájemně ovlivňují. Ve sledu jednotlivých kroků navrhování konstrukce přípravku, technologickým úpravám logicky předchází návrh konstrukce přípravku jako celku.

6 Možná konstrukční provedení přípravku

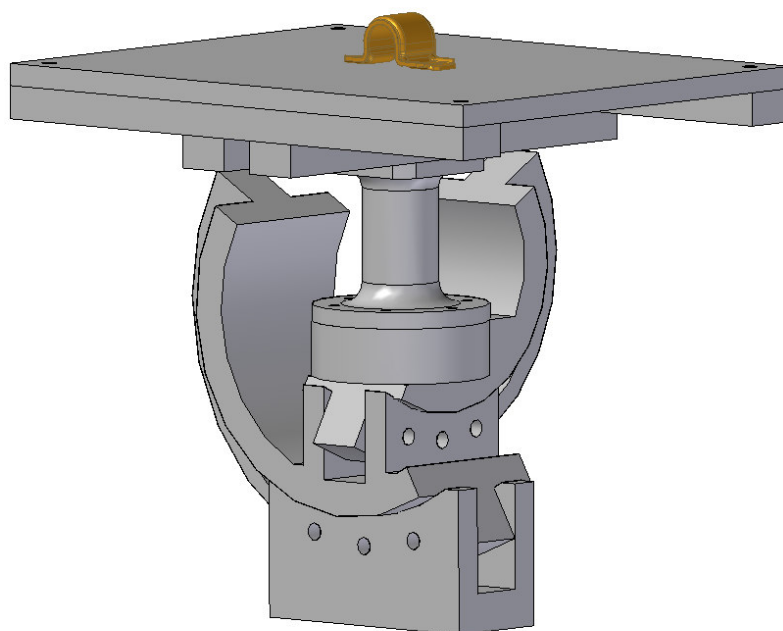
V kapitole 5 byly určeny jednotlivé prvky, které musí konstrukce přípravku obsahovat, aby plnila svůj účel. Na základě těchto poznatků budou nyní navrženy jednotlivé možnosti provedení konstrukce přípravku jako celku.

Nutno podotknout, že finální konstrukce přípravku musí obsahovat dvě části – dolní sloužící k upnutí svorky a horní sloužící k upnutí stabilizátoru. Výstupem této práce je však návrh pouze dolní poloviny přípravku.

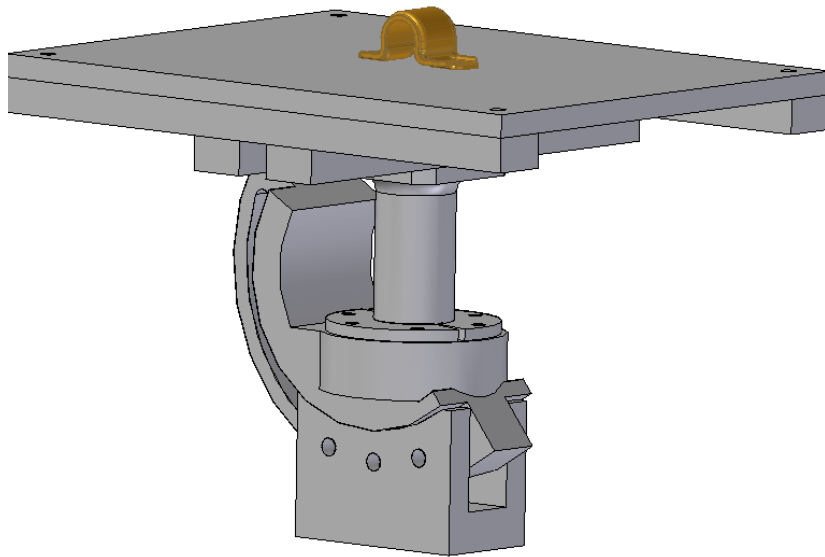
Zásadním zjištěním kapitoly 5 je skutečnost, že k naplnění stanovených cílů je třeba vybavit konstrukci přípravku alespoň dvěma ze tří možných rotačních mechanismů, umožňujících rotaci kolem os X, Y, Z v intervalu od 0° do 90°. Při snaze zakomponovat do konstrukce přípravku pouze nezbytné prvky, a vyhnout se tak nadbytečnému počtu dílů, z této situace vyplývají tři možné varianty – X a Y, X a Z, Y a Z. Vzhledem k tomu, že konstrukce mechanismu typu „rotační čep“ umožňuje rotaci kolem osy Z o 360°, rozdíl mezi variantami X, Z a Y, Z se smazávají. Zdánlivé tři možné varianty se tak redukuje na pouhé dvě:

- konstrukce obsahující dva mechanismy typu „kolébka“ – 2K,
- konstrukce obsahující mechanismus typu „kolébka“ i typu „rotační čep“ – K+Č.

Jejich provedení je patrné z obrázku 26 a z obrázku 27.



Obrázek 26: Konstrukce typu 2K



Obrázek 27: Konstrukce typu K+Č

Pohybové možnosti těchto variant jsou rovnocenné bez ohledu na to, v jakých rovinách zákazník směr zatížení definuje. Při správném natočení je možné na obou těchto přípravech simulovat libovolný směr zatěžující síly. Stejně tak platí, že zakomponování každého dalšího rotačního mechanismu by pohybové možnosti nerozšířilo a tedy z tohoto pohledu žádné další benefity nepřineslo.

Pohybové možnosti však nejsou jediným aspektem určujícím provedení konstrukce přípravku. Dalšími důležitými ohledy jsou např. snadná manipulace, možná výrobitelnost jednotlivých dílů a funkčnost při požadovaných hodnotách jak statického, tak i dynamického zatěžování atd. Pro výběr finálního návrhu konstrukce přípravku je třeba porovnat možná provedení konstrukce i z těchto hledisek.

6.1 Funkčnost přípravku

Jedním ze základních požadavků na konstrukci přípravku je, aby přípravek vydržel určitou velikost jak statického, tak i dynamického cyklického silového působení ve směru osy Z. Geometrické charakteristiky jednotlivých dílů musí tuto skutečnost respektovat a jejich rozměry by měly být dimenzovány na neomezenou životnost pomocí vhodné výpočtové metody. Jak tomu však u konstrukcí skládajících se z více dílů bývá, problematické jsou především oblasti spojů jednotlivých součástí a to zejména v případě, kdy musí být tyto spoje rozebíratelné. Na obou navržených konstrukcích se tyto spoje vyskytují v hojném množství. Kritické jsou pak oblasti šroubových spojů sloužících k fixaci rotačních mechanismů v obecné poloze.

U rotačního mechanismu typu kolébka dochází k fixaci pomocí třecí síly vyvozené předpětím šroubových spojů, v případě jedná-li se o kolébku se šrouby, jejichž osa je rovnoběžná s osou válcové styčné plochy, nebo pomocí přitlačné síly v případě kolébky se šrouby, jejichž osa je na osu válcové styčné plochy kolmá. V každém případě je žadáné, aby střed svorky (bod P), který považujeme za působíště zatěžující síly, se nacházel co nejbližší osy této válcové plochy, protože ta je zároveň středem rotace kolébky. S rostoucí vzdáleností těchto geometrických útvarů, totiž roste i moment, který má tendenci tyto součásti vůči sobě vzájemně pootočit.

U rotačního čepu je fixace v obecné poloze zajištěna pomocí speciálních upínek a šroubových spojů s předpětím. Při natočení kolébky do obecné polohy i na tuto část působí moment, který je přímo úměrný délce válcového dílu rotačního mechanismu. Je tedy žádoucí, aby tato součást byla co nejkratší.

Jak je tedy z obrázků 26 a 27 patrné, válcovitý díl u obou konstrukcí je příliš dlouhý. Pro přiblížení se ideální délce tohoto dílu u konstrukce 2K by, při zachování rozsahu natočení, bylo nutné zvětšit pohyblivé části obou kolébek tak, aby nebyly v kolizi s upínanou deskou. Rozměry těchto součástí by byly pak tak obrovské, že by se tyto díly ani nevešly do rámu hydroplúsátoru a staly by se tak nepoužitelnými. Podobný problém se vyskytuje i u konstrukce typu K+Č, při zkracování rotační části čepu by opět došlo ke kolizi upínací desky a rotační části kolébky.

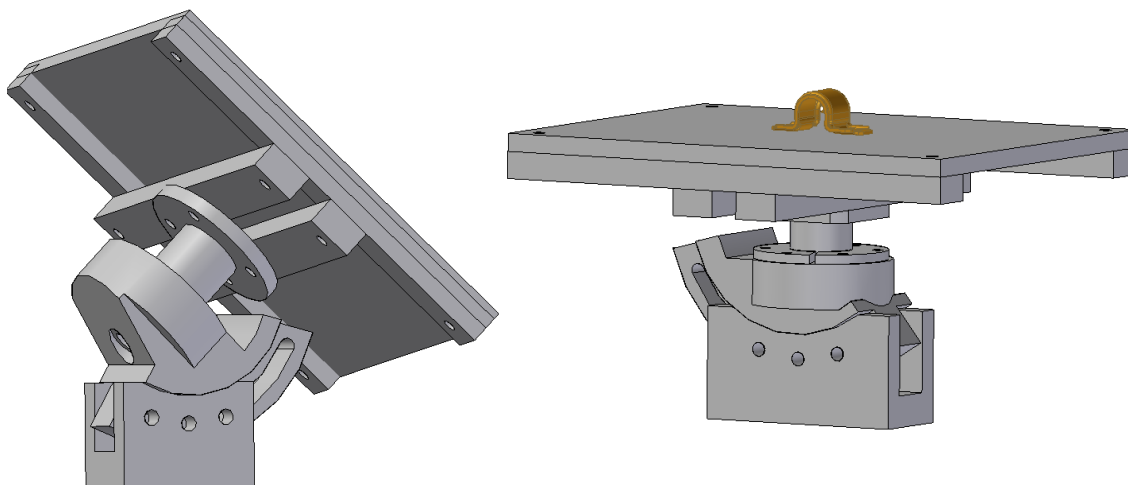
Z tohoto pohledu se pak jeví jako vhodnější použití konstrukce typu 2K, jelikož při vyšších hodnotách úhlů natočení dochází ke vzniku obrovského ohybového momentu v oblasti spojení válcovité součásti a pohyblivé části kolébky. Zatímco konstrukce typu 2K má v tomto místě šroubový spoj, který standardně rozebírán nebude, u konstrukce typu K+Č se v tomto místě nachází rotační mechanismus, jehož styčná válcová plocha je velmi malá a zejména při cyklickém zatěžování může dojít k otlacení a deformaci styčných válcových ploch.

Uspokojivé řešení této problematiky pomocí doposud používaných konstrukčních úprav jednotlivých dílů je velmi náročné, jestli vůbec možné. Tam, kde klasická řešení konstrukčních problémů změnou geometrických specifikací, či rozměrů jednotlivých součástí nelze provést, je třeba se na danou problematiku podívat z jiného úhlu pohledu. Navrhované řešení je proto zcela odlišné od doposud užívaných způsobů řešení konstrukčních problematik v této práci.

6.2 Řešení pomocí dvou přípravků

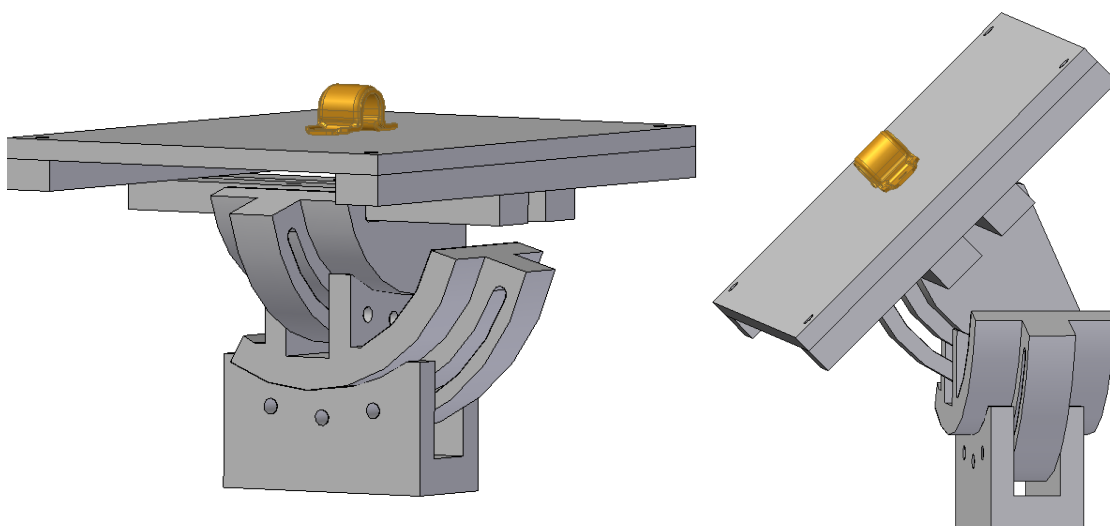
Potřebný interval natočení přípravku je 0° až 90° . Jedno z možných řešení této situace je rozdělení toho intervalu na dva – 0° až 45° a 45° až 90° . Výhodou tohoto návrhu je výhodnější poloha působiště zatěžující síly a eliminace momentů. Nevýhodou je pak potřeba navržení a zhotovení dvou přípravků.

Návrh konstrukčního provedení dvou přípravků pro konstrukci typu K+Č je patrný z obrázku 28. Kromě výše popsaných výhod souvisejících s vhodnější polohou svorky a tím pádem i s menším silovým namáháním přípravku, se u přípravku s možností natočení 45° až 90° vyskytla konstrukční možnost provedení fixace rotačního mechanismu v obecné poloze použitím pouze jednoho šroubového spoje, jehož osa je shodná s osou styčné válcové plochy rotačního čepu.



Obrázek 28: Rozdělení konstrukce typu K+Č na dva přípravky

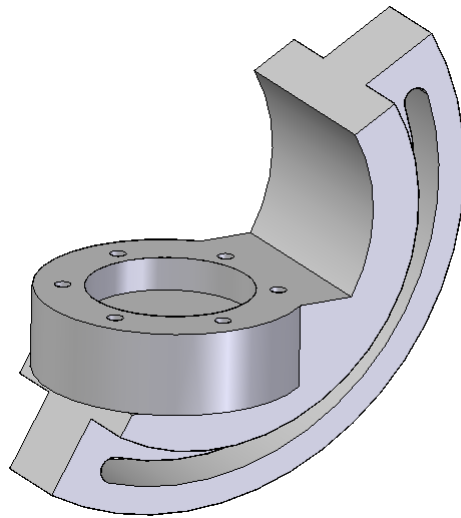
Na obrázku 29 je návrh provedení pro konstrukci typu 2K. Konstruktivní provedení přípravku naklápějícího se v intervalu 0° až 45° je z hlediska silového namáhání mimořádně výhodné díky absenci ramene, které je v původním návrhu konstrukce typu 2K namáháno ohybovým momentem a minimalizování vzdálenosti středu svorky P od os válcových styčných ploch. Provedení této konstrukce v intervalu 45° až 90° se především kvůli rozměrům horní kolébky jeví jako mimořádně nevýhodné a uvedeno je zde spíše pro úplnost. Není však vyloučená možnost použití kombinace přípravku typu 2K pro interval 0° až 45° a přípravku typu K+Č pro interval 45° až 90° . K tomu je třeba pouze zhodnotit, zda je pro interval 0° až 45° vhodnější konstrukce typu 2K nebo K+Č.



Obrázek 29: Rozdělení konstrukce typu 2K na dva přípravky

6.3 Vyrobitelnost jednotlivých dílů

Pro oba návrhy provedení konstrukce přípravku platí, že z výrobního hlediska je nejkomplicovanější střední součást spojující rotační mechanismy. U konstrukce typu 2K je to součást, která je pohyblivou částí dolní kolébky a zároveň nepohyblivou částí horní kolébky. Její tvar je patrný z obrázku 25. U konstrukce typu K+Č je to pohyblivá část dolní kolébky a statická část rotačního čepu. Její tvar je opět patrný z obrázku 30. Návrh a analýza možných výrobních způsobů bude rozvedena pro vybranou variantu v kapitole 7. Už teď je však jasné, že stěžejní technologie pro výrobu těchto dílů bude frézování.

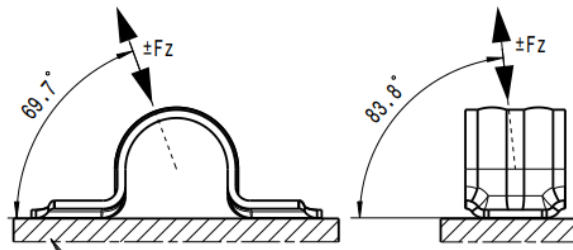


Obrázek 30: Prostřední část konstrukce typu K+Č

6.4 Manipulace

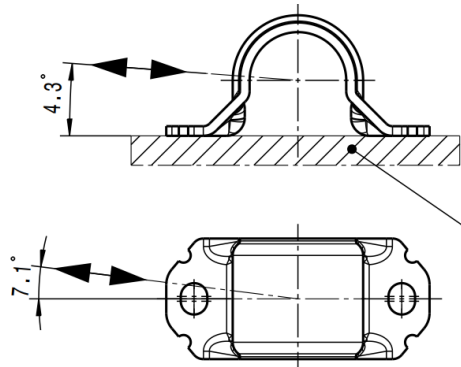
Důležitým aspektem, na který je třeba při navrhování konstrukce přípravku brát ohled, je umožnění snadné manipulace během přípravy před samotným testováním svorek. Pro navržení po této stránce vyhovující konstrukce je třeba proces manipulace s přípravkem důkladně analyzovat.

Směrové úhly požadovaného zatížení bývají na výrobních výkresech zadány ve dvou rovinách, nejčastěji v rovinách $X'Z'$ a $Y'Z'$:



Obrázek 31: Zatížení definované v rovinách $X'Z'$ a $Y'Z'$

Nebo v rovinách $X'Z'$ a $X'Y'$:



Obrázek 32: Zatížení definované v rovinách $X'Z'$ a $X'Y'$

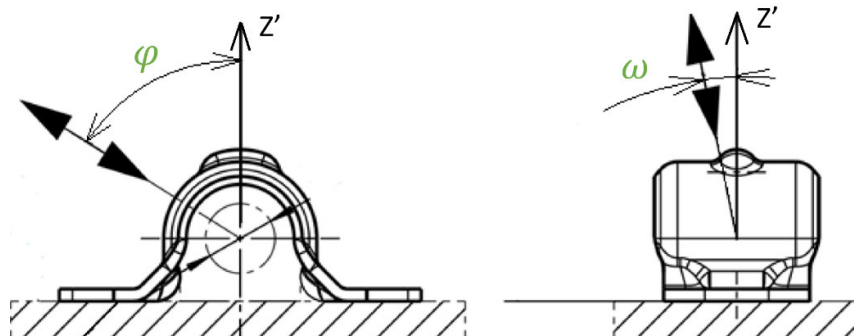
V ideálním případě by parametry, jimiž je charakterizována zatěžující síla na výrobním výkrese svorky, měly být shodné s parametry, které se budou odměřovat při manipulaci s přípravkem. Toho však lze dosáhnout pouze v případě, kdy se zatěžující síla nachází v některé z rovin $X'Y'$, $X'Z'$ nebo $Y'Z'$ a do požadované polohy se tak svorka dostane už při pootočení jednoho rotačního mechanismu. Pokud se zatěžující síla nenachází ani v jedné z těchto rovin a je tudíž třeba k nastavení do požadované polohy manipulovat i s druhým rotačním mechanismem, je nutné vhodným výpočtem z parametrů zadaných na výrobním výkrese určit požadované parametry pro nastavení přípravku.

V případě, kdy je směr předepsaného zatížení definovaný zakótováním promítnutí zatěžující síly do rovin $X'Z'$ a $Y'Z'$ (viz obrázek 31), je třeba nejprve zjistit skutečné směrové úhly tohoto zatížení (ne jeho promítnutí). Nutné je tedy zjistit závislost směrových úhlů síly na úhlech, které promítnutí této síly svírá se souřadnými osami. Pomocí následujícího odvození určíme funkční závislost úhlu, který dané zatížení svírá s osou Z' . Tento úhel bývá standardně označován γ .¹

¹ Pro přehlednost budou nezávislé parametry označeny zelenou barvou, závislé parametry červenou a pomocné parametry barvou modrou.

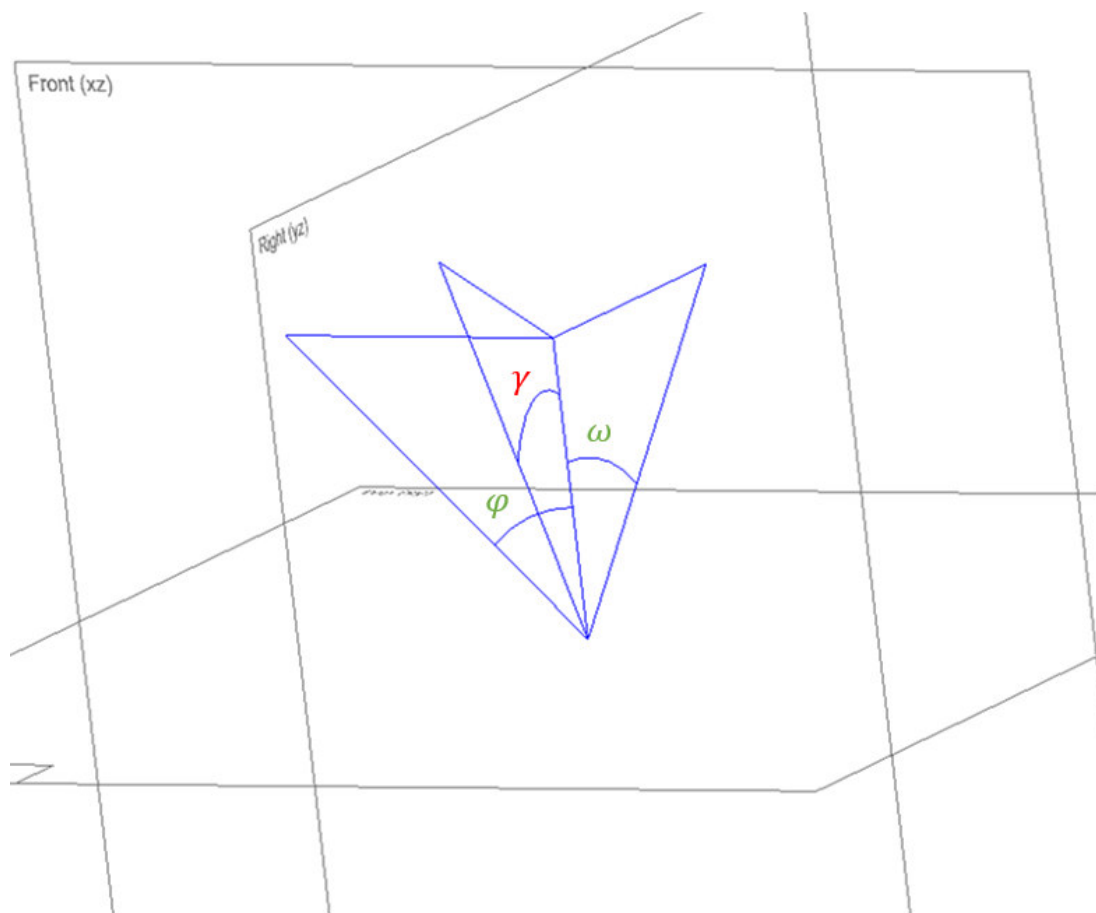
6.5 Odvození funkční závislosti úhlu γ – Metoda trigonometrická

Úhly, které promítnutí zatěžující síly do rovin $X'Z'$ a $Y'Z'$ svírá s osou Z' , jsou označeny na obrázku 33 jako φ a ω .

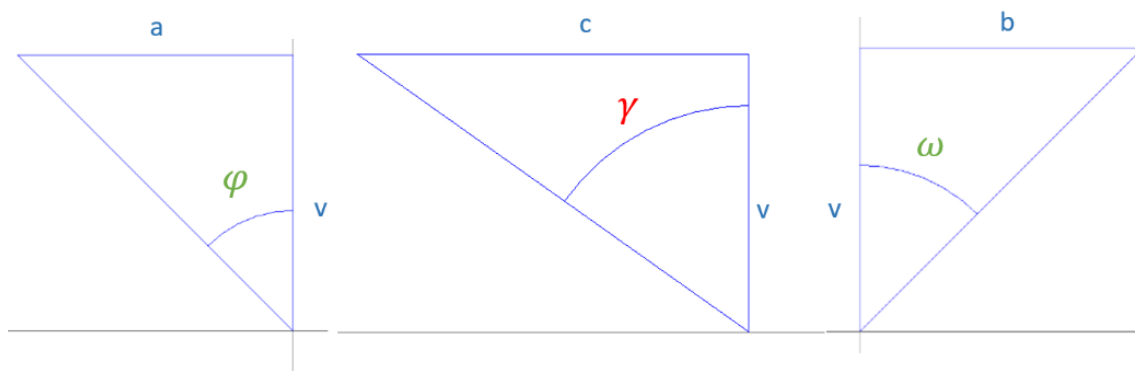


Obrázek 33: Definování nezávisle proměnných na výkrese svorky

Tyto dva úhly jsou zvoleny jako nezávisle proměnné parametry pro další postup. Za závislý parametr je v tuto chvíli zvolen úhel γ , což je úhel, který svírá skutečná zatěžující síla (nikoliv její promítnutí) s osou Z' .



Obrázek 34: Zobrazení úhlů φ , ω , γ



$$\tan(\varphi) = \frac{a}{v}$$

$$a = v * \tan(\varphi)$$

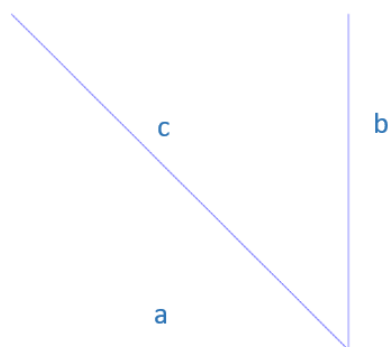
$$\tan(\gamma) = \frac{c}{v}$$

$$\tan(\omega) = \frac{b}{v}$$

$$b = v * \tan(\omega)$$

$$c^2 = a^2 + b^2$$

$$c = \sqrt{a^2 + b^2}$$



Obrázek 35: Odvození funkční závislosti úhlu γ

Ze syntézy výše uvedených vztahů, plynoucích ze základních goniometrických vzorců, vyplývá vztah (6.1) :

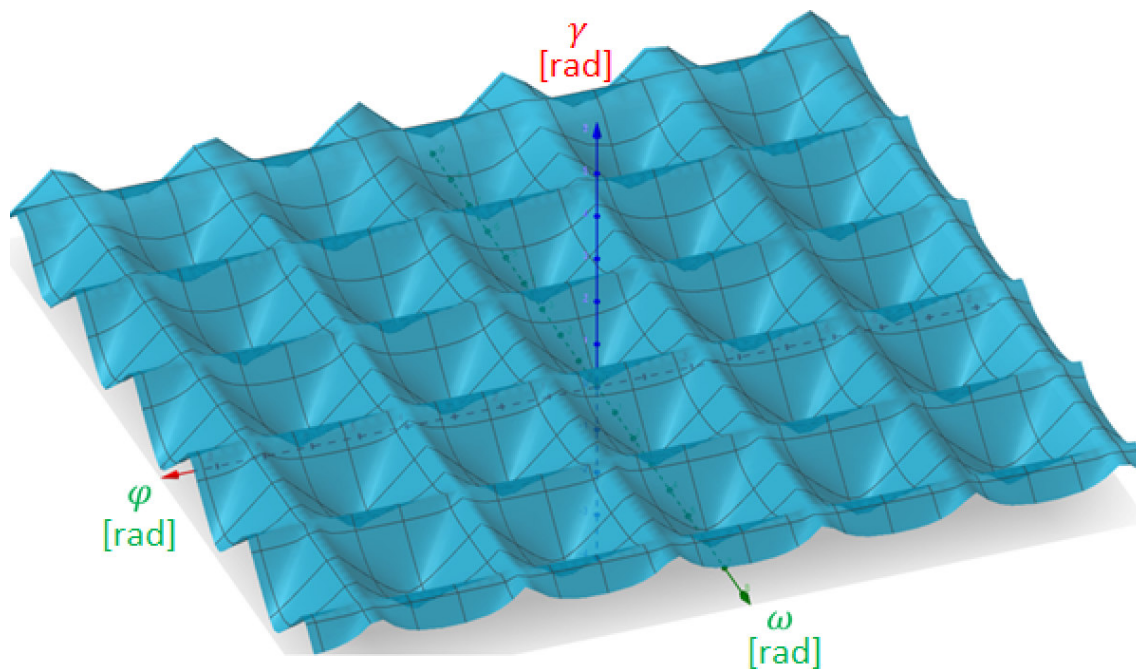
$$\tan(\gamma) = \frac{\sqrt{(v * \tan(\varphi))^2 + (v * \tan(\omega))^2}}{v} \quad (6.1)$$

Ze vztahu (6.1) lze vhodnými úpravami vyjádřit funkční závislost úhlu γ :

$$\gamma = \arctan(\sqrt{\tan^2(\varphi) + \tan^2(\omega)}) \quad (6.2)$$

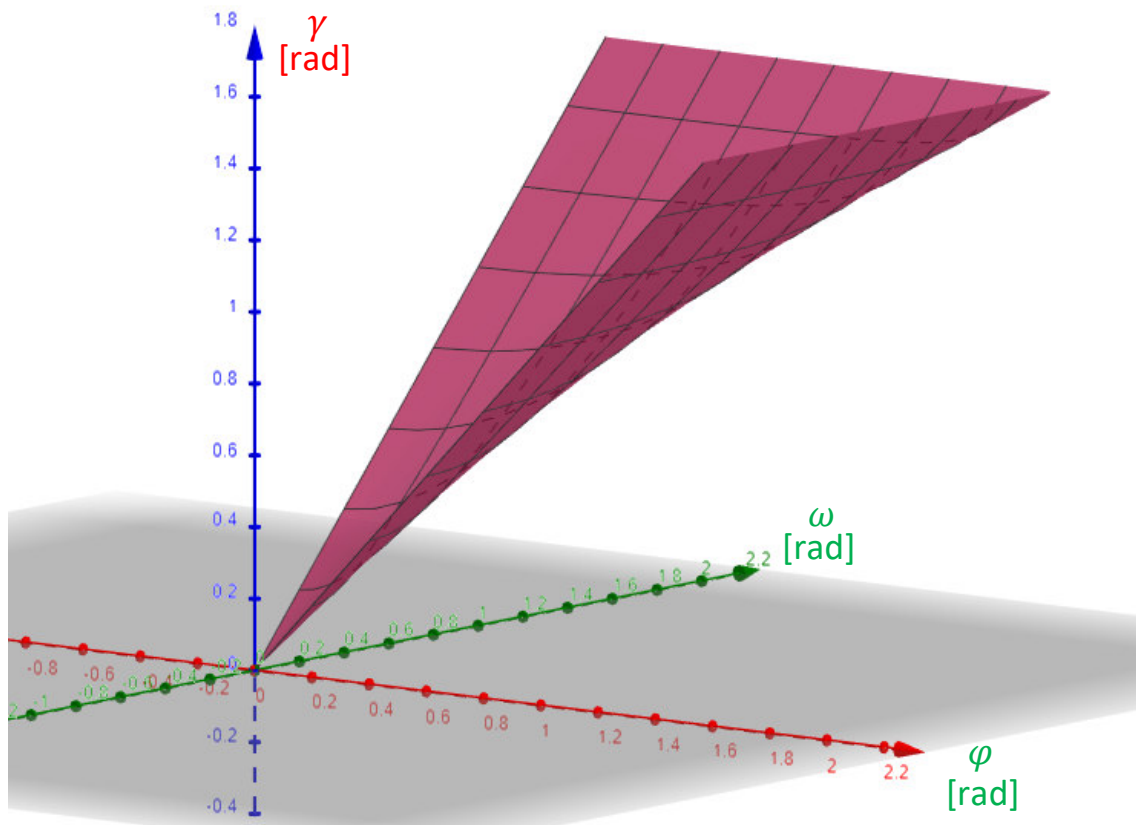
Tímto byla určena funkce popisující velikost úhlu γ , což je úhel, který svírá zatěžující síla s osou Z' , v závislosti na úhlech φ a ω , což jsou úhly, které s osou Z' svírá promítnutí zatěžující síly do rovin $X'Z'$ a $Y'Z'$.

Grafická interpretace této funkce (6.2) vypadá následovně:



Obrázek 36: Grafická interpretace funkce (6.2)

Fyzikálního významu tato funkce nabývá na intervalu $\langle 0; \frac{\pi}{2} \rangle$

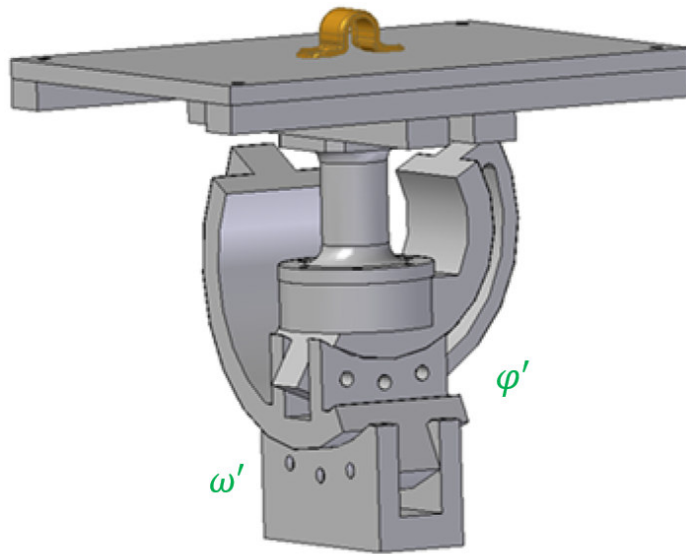


Obrázek 37: Graf fyzikálního významu funkce (6.2)

Jak již bylo řečeno v kapitole 5, k jednoznačnému určení směru síly v prostoru je třeba znát dva ze tří směrových úhlů. A proto je nutné zjistit funkční závislosti ještě alespoň jednoho ze směrových úhlů standardně značených α a β , přičemž jistějším postupem se jeví určení funkčních závislostí pro oba tyto úhly a správnost těchto funkcí ověřit dosazením do vzorce o součtu druhých mocnin kosinů směrových úhlů.

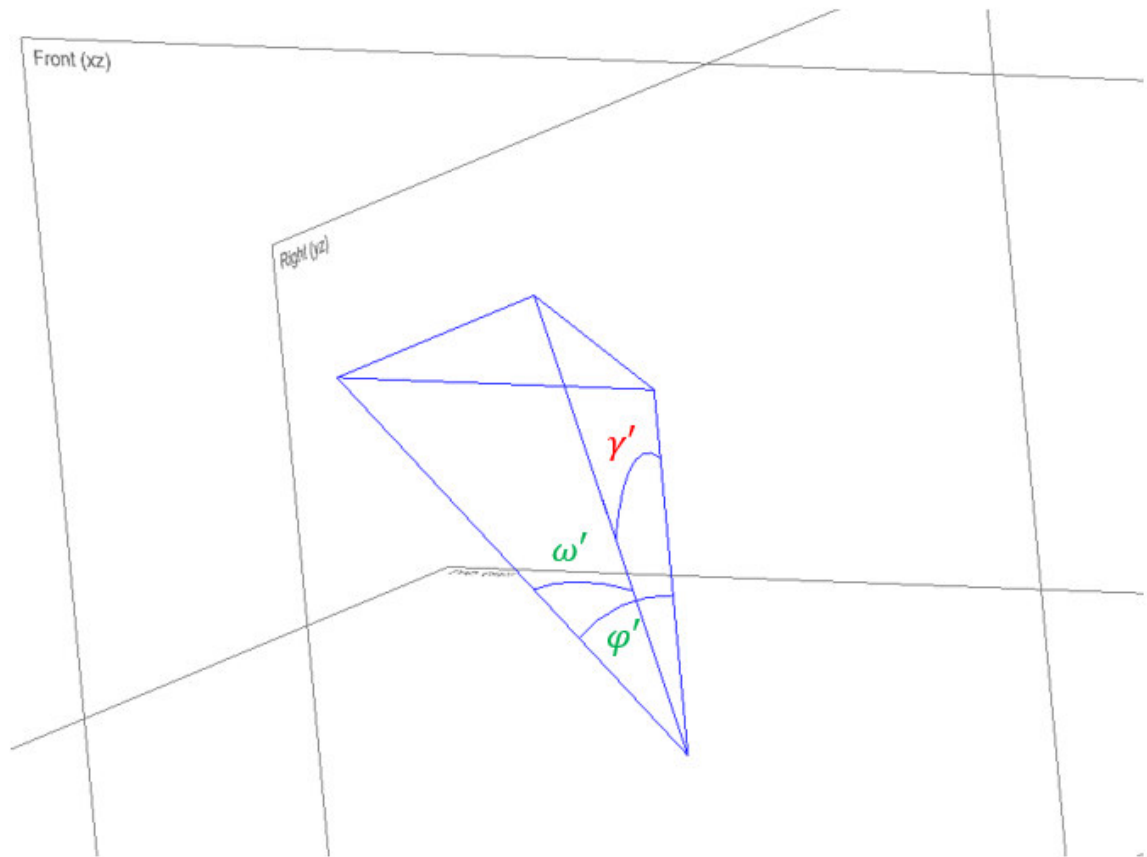
$$\cos^2(\alpha) + \cos^2(\beta) + \cos^2(\gamma) = 1 \quad (6.3)$$

Dále je třeba zjistit funkční závislost úhlu γ na úhlech, které se nastavují na rotačních mechanismech při manipulaci s přípravkem. Pro rozlišení jsou označeny úhly nastavované na přípravku jako φ' a ω' a výsledný úhel, který zatěžující síla svírá s osou Z' jako γ' .



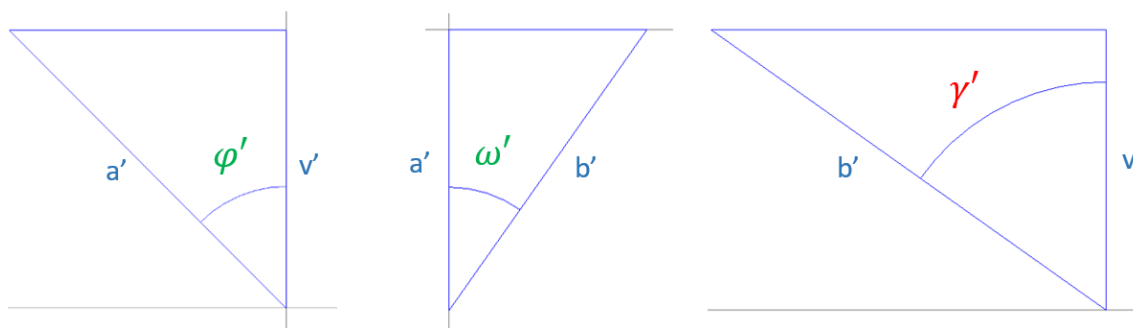
Obrázek 38: Definování nezávisle proměnných parametrů na konstrukci typu 2K

Odvození funkční závislosti pak proběhne podobným způsobem:



Obrázek 39: Zobrazení úhlů φ' , ω' , γ' .

Kde:



$$\cos(\varphi') = \frac{v'}{a'}$$

$$v' = a' * \cos(\varphi')$$

$$\cos(\omega') = \frac{a'}{b'}$$

$$b' = \frac{a'}{\cos(\omega')}$$

$$\cos(\gamma') = \frac{v'}{b'}$$

$$\gamma' = \arccos\left(\frac{v'}{b'}\right)$$

Obrázek 40: Odvození funkční závislosti úhlu γ'

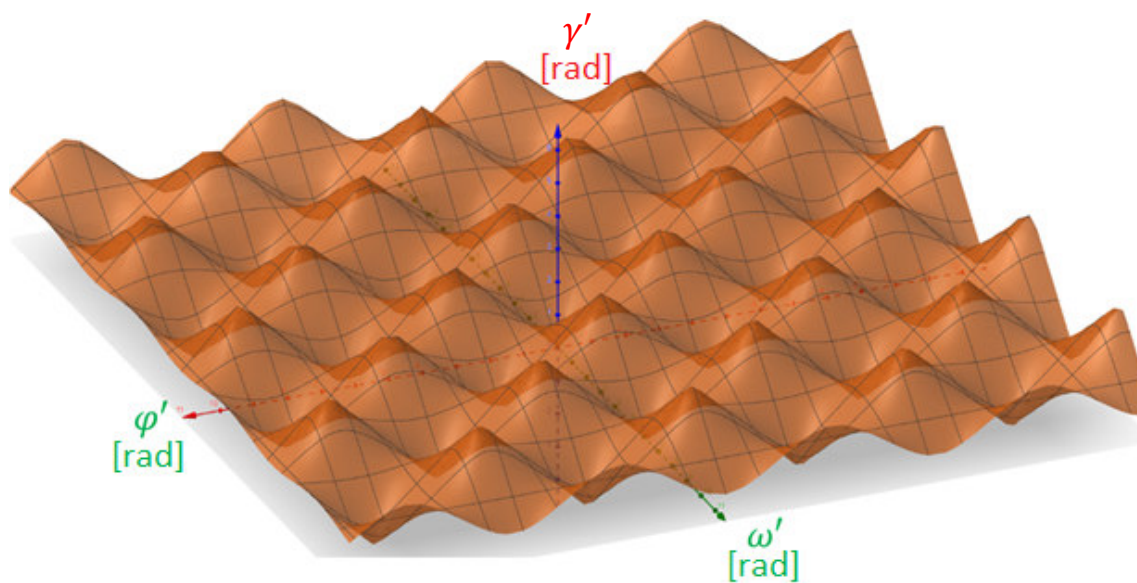
Syntézou těchto vztahů je získán vzorec (6.4):

$$\gamma' = \arccos\left(\frac{a' * \cos(\varphi')}{\frac{a'}{\cos(\omega')}}\right) \quad (6.4)$$

Tento vzorec je pak upraven do vhodného tvaru:

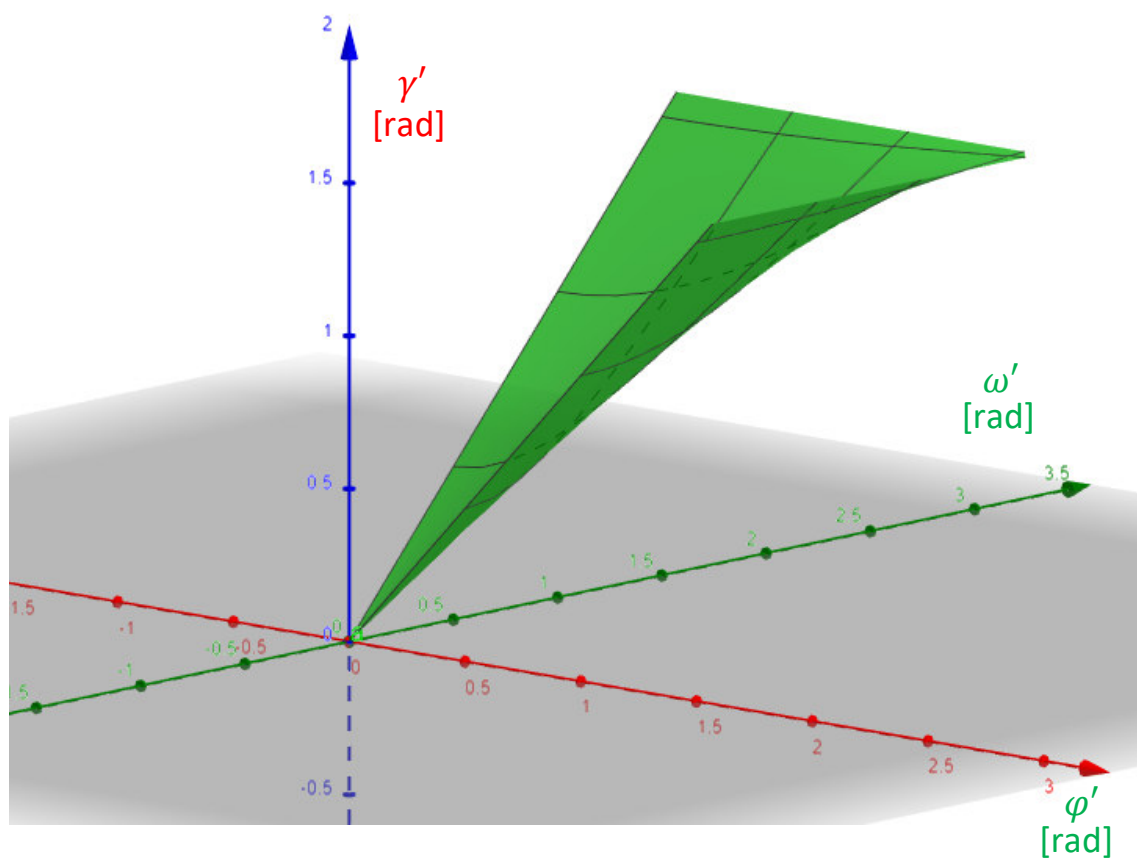
$$\gamma' = \arccos(\cos(\varphi') * \cos(\omega')) \quad (6.5)$$

Tím byla určena funkce popisující velikost úhlu γ' v závislosti na úhlech φ' a ω' , což jsou úhly popisující natočení kolébek při manipulaci s přípravkem. Tato závislost je popsána funkcí (6.5) a její grafická interpretace je patrná z obrázku 41.



Obrázek 41: Grafická interpretace funkce (6.5)

Tato funkce opět nabývá fyzikálního významu na intervalu $\langle 0 ; \frac{\pi}{2} \rangle$:



Obrázek 42: Graf fyzikálního významu funkce (6.5)

Stejně jako v předchozím případě je tedy třeba najít funkční závislost alespoň ještě jednoho směrového úhlu. Výstupem této analýzy tedy budou dvě funkční závislosti směrových úhlů zatížení na parametrech zadaných na výrobních výkresech svorky a dvě funkční závislosti směrových úhlů zatížení na parametrech, které se nastavují při manipulaci s přípravkem.

Posledním krokem je nalezení konkrétních hodnot, nastavovaných na rotačních mechanismech přípravku. Nejprve tedy je třeba dosadit hodnoty φ a ω z výrobního výkresu do prvních dvou funkčních závislostí a zjistit hodnoty směrových úhlů požadovaného zatížení. Hodnoty směrových úhlů jsou pak dosazeny do druhých dvou funkčních přepisů a řešením soustavy dvou rovnic o dvou neznámých se následně určí konkrétní hodnoty hledaných parametrů φ' a ω' , které se nastaví na přípravku.

Je třeba zmínit, že tento postup zjišťování parametrů nastavovaných na přípravku funguje pouze obecně. Při změně způsobu definování požadovaného zatížení, ať už se jedná o promítnutí do jiných rovin, nebo o zcela jiný způsob definování zatěžující síly, je nutné upravit funkční závislosti tak, aby jejich výstupy odpovídaly realitě. Stejně tak pro jiný typ konstrukce přípravku (např. K+Č) je třeba odvodit realitě odpovídající funkční závislosti.

6.6 Shrnutí

Možná konstrukční provedení přípravku jsou hodnocena především z hlediska:

- funkčnosti,
- vyrobitelnosti,
- manipulace.

Funkčnost přípravku může být komplikována silovým působením, jemuž je přípravek v pracovním prostředí vystaven. Kromě změny materiálu a zvětšení rozměrů částí konstrukce je i jeden z možných způsobů, jak tento problém eliminovat, rozdělení přípravku na dva. Tímto způsobem lze totiž optimalizovat geometrii přípravku a snížit tak nežádoucí silové působení.

Je téměř jisté, že výrobně nejnáročnější je střední část konstrukce spojující rotační mechanismy. Proto je třeba se při navrhování zaměřit především na tuto část a zhodnotit možnosti její výroby.

Pro smysluplné používání přípravku je třeba správným způsobem zjistit ze známých parametrů ty potřebné. Proto je pro konstrukci typu 2K v podkapitole 6.5 naznačen jeden z možných způsobů převodu.

7 Návrh konstrukce přípravku

V kapitolách 5 a 6 byly navrženy a analyzovány možná provedení jak jednotlivých mechanismů, tak i konstrukce jako celku. Na základě výše uvedených poznatků bude nyní navržena konstrukce, jež se jeví z hlediska posuzovaných aspektů jako nejvhodnější.

7.1 Výběr typu konstrukce

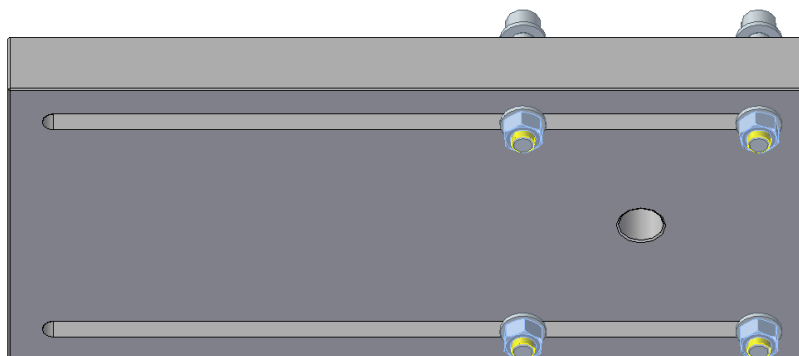
Z hlediska efektivní manipulace se jeví jako výhodnější varianta používat pouze jeden přípravek, u kterého bude nutné měnit co nejméně dílů. Proto byla vybrána varianta zhotovení pouze jednoho přípravku. Rozdělení přípravku na dva může být ponecháno jako případný způsob optimalizace geometrie přípravku, budou-li se vyskytovat problémy se silovým působením.

Vlastnosti konstrukce typu K+Č se odvíjejí od vlastností rotačního čepu. Jeho hlavní předností v porovnání s kolébkou je fakt, že při měnění úhlů nedochází prakticky k žádnému posunu svorky. Dalšími výhodami jsou pak malé rozměry a snadnější vyrobiteľnosť prostredného dílu konstrukce. Nevýhodou je menší rádius styčné plochy a tím způsobené méně přesné odčítání nastavovaných hodnot. Z hlediska manipulace je nejspíše samotné nastavení rotačního čepu náročnější, avšak absence druhého posuvného mechanismu a snížení celkové hmotnosti přípravku tuto skutečnost nejspíše vykompenzuje.

Díky převaze zmíněných pozitiv nad negativy byla vybrána konstrukce typu K+Č.

7.2 Vybrané provedení posuvného mechanismu

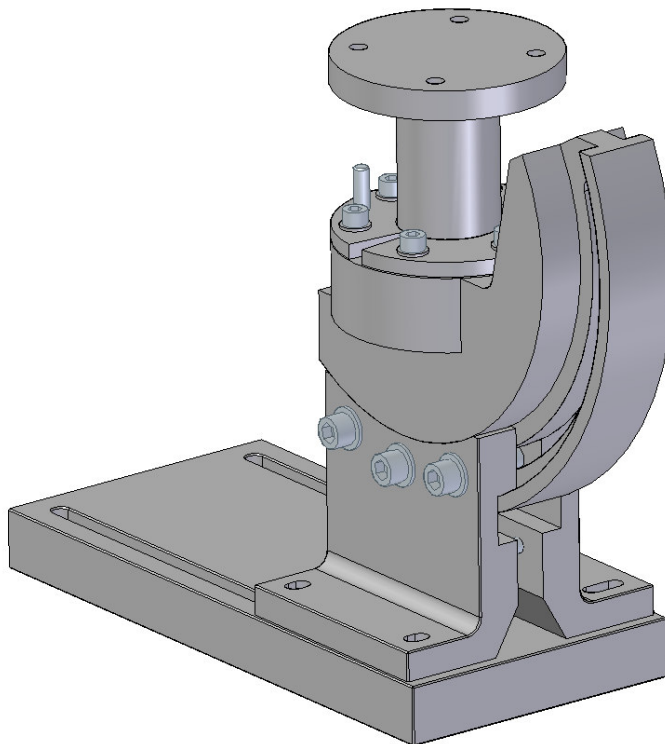
Jak již bylo zmíněno, výhodou konstrukce typu K+Č je snížení počtu potřebných posuvných mechanismů z dvou na jeden. Z této skutečnosti plyne další zjednodušení, a sice že takový mechanismus nemusí být zaopatřen T-drážkami s T-maticemi a jako vyhovující se jeví použití „obyčejných“ šroubových spojů.



Obrázek 43: Posuvný mechanismus bez T-matic

7.3 Vybrané provedení rotačních mechanismů

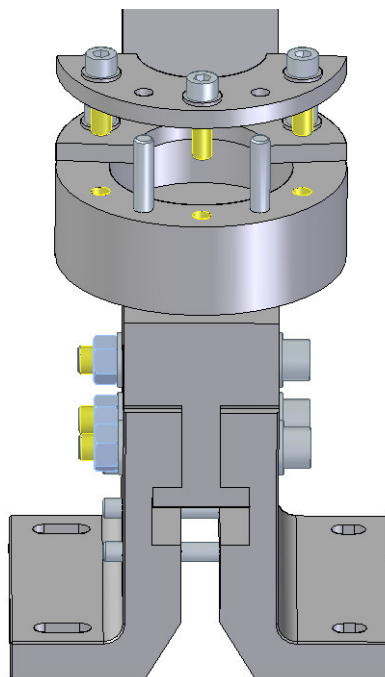
Díky zvolení konstrukce typu K+Č je možné použít konstrukční úpravu popsanou v podkapitole 5.4 v podobě zavedení lineárního vedení do statické části kolébky. Provedení této konstrukční úpravy je patrné z obrázku 24. Hlavními výhodami této úpravy jsou: zjednodušení výroby statické části kolébky, možnost vytvoření kolébky T-profilu zabraňující vzájemnému posunutí částí kolébky ve směru osy Z a efektivnější převod síly vytvořené předpětím šroubových spojů na přitlačnou sílu mezi statickou a pohyblivou částí kolébky.



Obrázek 44: Kostra vybrané varianty přípravku

Na obrázku 44 a 45 si lze povšimnout technologické úpravy otvorů ve statických částech kolébky sloužících k spojení s deskou posuvného mechanismu. Oválný, protáhlý profil části vpravo je způsobený potřebou posunutí této části po povolení šroubových spojů tak, aby bylo možné jednoduše nastavit požadovaný úhel na kolébce. Otvory v levé části by teoreticky mohly být standardního kruhového profilu, jelikož při rotaci kolem osy Z' teoreticky nedochází k posunu bodu P. Ve skutečnosti se však může stát, že svorka není na přípravek upevněna precizně a k lehkému vyosení může dojít. Proto jsou i tyto otvory oválného profilu, aby se případné nepřesnosti mohly vykompenzovat.

Další technologickou úpravou, které si lze všimnout, je zavedení lineárního vedení v upínkách sloužících k aretaci rotačního čepu. Je tomu tak, aby bylo možné přesně a snadno odměřovat úhel natočení tohoto mechanismu. Provedení tohoto technologického prvku je patrné z obrázku 45.



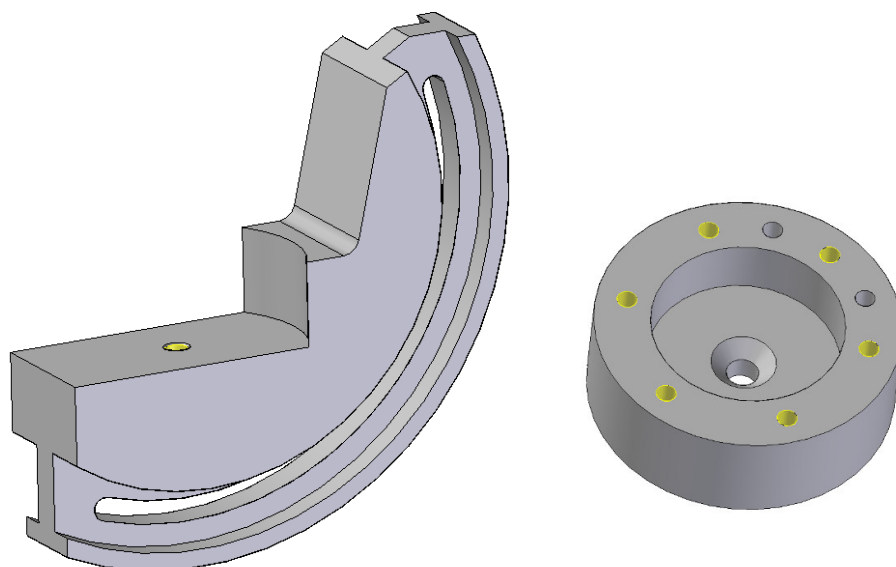
Obrázek 45: Detail lineárního vedení v upínce

7.4 Výroba prostřední části

Většina součástí, z kterých se konstrukce přípravku skládá, je z výrobního hlediska poměrně nenáročná. Vyrobít tyto části většinou lze jednoduchým způsobem ze standardních polotovarů během několika operací. Prostřední část spojující rotační mechanismy je však tvarově poměrně komplikovaná a výrobní postup není zcela evidentní. Z obrázku 30 je patrné, že tento díl lze pomyslně rozdělit na dvě charakteristické části. První část je pohyblivá polovina kolébky, pro kterou je vhodná technologie výroby frézování. Druhá část je statická polovina rotačního čepu, pro který se z výrobního hlediska hodí technologie soustružení.

Vhodné možnosti výroby této součásti jsou tedy dvě. Buď je možné tento díl vyfrézovat z jednoho polotovaru na víceosém obráběcím centru, nebo jej lze vytvořit nerozebíratelným spojením dvou zmíněných dílů, jejichž výroba proběhne odděleně.

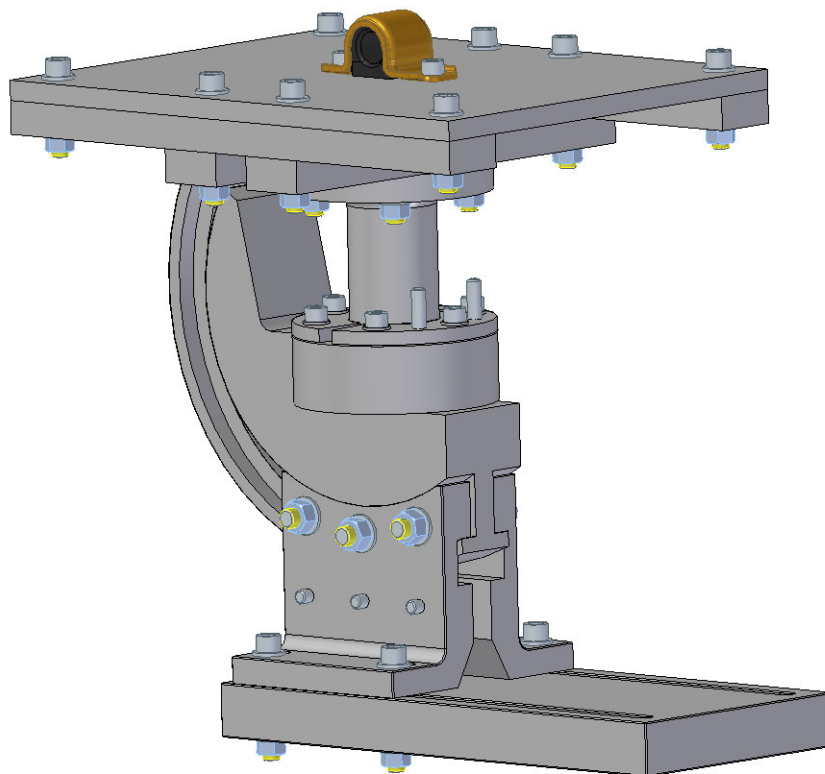
Přestože firma, pro kterou je tento projekt zpracováván, disponuje víceosými obráběcími centry, jako vhodnější výrobní postup se jeví sešroubování a následné svaření dvou dílů, jejichž konstrukce jsou patrné z obrázku 46.



Obrázek 46: Rozdělení prostředního dílu na dvě části vedení v upínce

7.5 Návrh konstrukce přípravku

Konstrukční provedení vybrané varianty fixačního přípravku je patrné z obrázků 47 a 48.

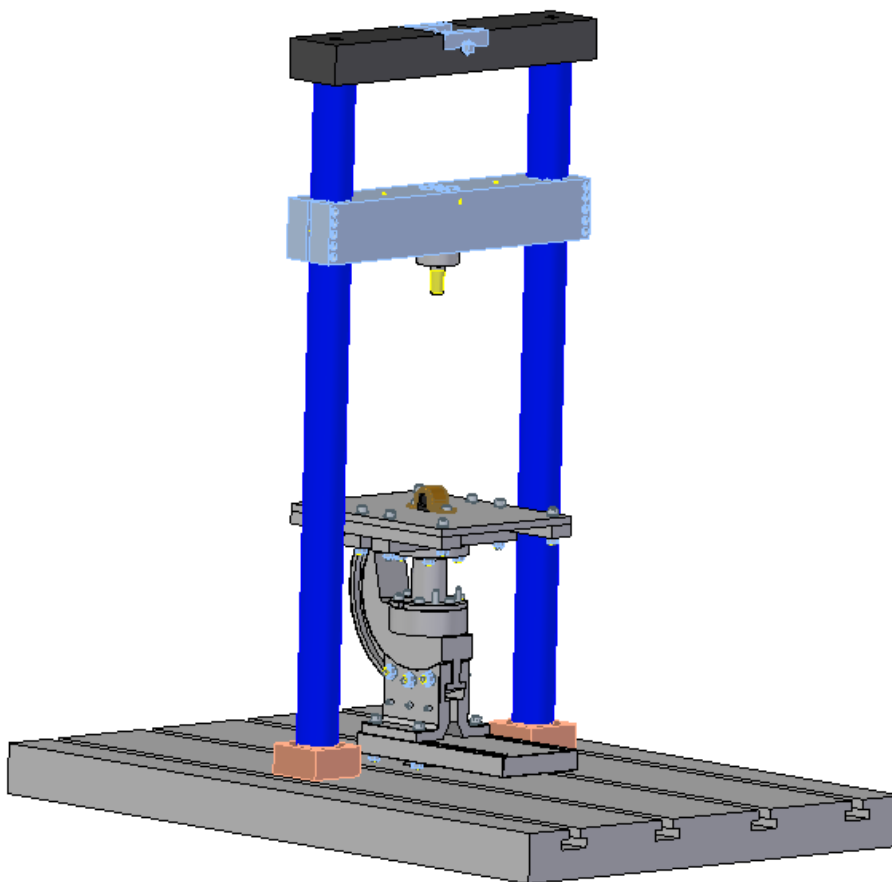


Obrázek 47: Vybrané provedení konstrukce přípravku

7.6 Shrnutí

Tato konstrukce vznikla na základě analýz možných konstrukčních provedení jednotlivých prvků (viz kapitola 5) a možných konstrukčních provedení přípravku jako celku (viz kapitola 6). Kromě posuvných a rotačních mechanismů je horní část konstrukce vybavena tenkou deskou, jejíž rozměry se sice k těm ideálním pouze blíží (viz podkapitola 4.2), ale použití desky větších příčných a podélných rozměrů již konstrukce rámu hydropulsátoru neumožňuje (viz obrázek 48). Jednotlivé části jsou vybaveny technologickými a konstrukčními modifikacemi, které zlepšují vlastnosti této konstrukce. Tyto úpravy jsou popsány v jednotlivých kapitolách a patří mezi ně zavedení lineárního vedení, vytvoření oválných otvorů, úprava profilu kolébky na T-drážku atd.

Při zjištění komplikací souvisejících s rotačním čepem (např. nepřesné odčítání hodnot ze stupnice) je možné tento mechanismus nahradit druhou kolébkou. Při neschopnosti přípravku odolávat silovému působení hydropulsátoru je (kromě změny materiálu a robustnějšího provedení jednotlivých dílů) možné rozdělit přípravek na dva a tím optimalizovat jeho geometrii.



Obrázek 48: Vybrané provedení umístěné v rámu hydropulsátoru

8 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout nový, lepší přípravek používaný pro zkoušení únavových vlastností svorek stabilizátoru. Hlavní přínos této práce však spočívá nejen v návrhu jako takovém, ale i v procesu analyzování průběhu zkoušení a především pak v rozboru možných řešení této problematiky.

V první části je charakterizována součást, pro jejíž zkoumání je nutné tento přípravek vyrobit. Druhá část je věnována poznání nejčastější příčiny funkčního selhání této součásti – únavě materiálu. V dalších částech je pak nastíněn současný stav a možná řešení této situace. Závěrem je pak podrobněji popsán návrh, jenž se jeví jako nejvhodnější. Cíle této práce, vytyčené v souladu s pokyny pro vypracování, tak byly úspěšně splněny.

Celý tento projekt ještě zdaleka není u konce. Po provedení pevnostní analýzy, jež potvrdí, či vyvrátí použitelnost vybrané varianty, je třeba navrhnout horní polovinu přípravku sloužící k upnutí stabilizátoru. Dále je nutné vybrat vhodný materiál, polotovary pro výrobu jednotlivých částí a stanovit výrobní postupy těchto dílů. Je třeba také ověřit, zda navržená velikost upínací desky je dostačující, nebo jestli je nutné upravit konstrukci samotného hydropulsátoru. V neposlední řadě se pak musí vhodnou měřicí technikou zkontrolovat, je-li možné na přípravku nastavovat s dostatečnou přesností požadované parametry a navrhnout vhodný postup určování těchto parametrů.

Cíl této bakalářské práce - návrh přípravku - je tak pouze jedna z částí cesty za poznáním skutečných materiálových vlastností svorek stabilizátorů. K přiblížení se tomuto ideálu je však nezbytné řešit dílčí úkoly, z nichž jeden je i podstatou této bakalářské práce.

Použité informační zdroje:

- [1] KRASULA, J. *Návrh stabilizátoru automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 66 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [2] OKÁNÍK, F. *Nápravy moderních osobních automobilů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 46 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píšťek, DrSc.
- [3] URBAN, M. *Konstrukční návrh stabilizátoru zadní nápravy vozidla Formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 75 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Ramík.
- [4] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2000. ISBN 80-238-5274-4.
- [5] HORÁČEK, Jaroslav. *Nauka o materiálu (návody na cvičení)*. 2. Praha: Česká zemědělská univerzita, 2003. ISBN 80-213-1018-9.
- [6] RŮŽIČKA, Milan. *Dynamická pevnost a životnost*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1989.
- [7] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1994. ISBN 80-01-01087-2. ŠULC, Jan. *Technologická a strojnická měření pro SPŠ strojnické*. 2. Praha: SNTL, 1982. ISBN 04-214-82.
- [8] ŠULC, Jan. *Technologická a strojnická měření pro SPŠ strojnické*. 2. Praha: SNTL, 1982. ISBN 04-214-82.
- [9] KONEČNÝ, Marek. *Vývoj uchycenia testovacieho zariadenia pre kontrolu odolnosti svorky stabilizátoru*. Ostrava, 2019. Diplomová práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava.
- [10] VÉMOLA, Aleš. Dynamika jízdy vozidel. In: <https://adoc.tips> [online]. Ústav soudního inženýrství VUT v Brně: Aleš Vémola, 2010, 2010 [cit. 2020-7-27]. Dostupné z: <https://adoc.tips/queue/dynamika-jizdy-vozidel.html>

Tlumiče a stabilizátory. In: [Https://www.skola-auto.cz](https://www.skola-auto.cz) [online]. [cit. 2020-07-27].
[11] Dostupné z: https://www.skola-auto.cz/wp-cooads/2019/10/Tlumice_a_stabilizatory.pdf

HLADKÝ. Vlastnosti kovových materiálů a jejich zkoušení.
[12] In: [Http://www.pf.jcu.cz](http://www.pf.jcu.cz) [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z:
http://www.pf.jcu.cz/structure/departments/kaft/wp-content/uploads/Ing_Hladky_4.pdf

VLK, Zbyněk. Obecná síla v prostoru. [Http://www.zbynekvlk.cz](http://www.zbynekvlk.cz) [online]. Zbyněk Vlk [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <http://www.zbynekvlk.cz/vyuka/rocnik1/tyden3.html>

VALÁŠEK, Michael. *Mechanika A*. Praha: České vysoké učení technické v Praze. Strojní fakulta, 2004. ISBN 80-01-02890-9.
[14]

Seznam obrázků:

Obrázek 1: Silové působení na vozidlo projíždějící zatáčkou [10].....	10
Obrázek 2: Klopení karosérie vozidla [4] - upraveno.....	11
Obrázek 3: Zkrutný stabilizátor automobilu [11]	11
Obrázek 4: Kovopryžžové pouzdro stabilizátoru - foto: autor.....	12
Obrázek 5: V čase proměnlivý průběh napětí [6].....	13
Obrázek 6: Vzhled lomové plochy [7] - upraveno	14
Obrázek 7: Harmonický průběh zatěžování [7]	14
Obrázek 8: Druhy harmonického zatížení [12].....	15
Obrázek 9: Ukázka Wöhlerovy křivky [7] - upraveno	15
Obrázek 10: Oblasti únavy materiálu [6]	16
Obrázek 11: Rozptyl Wöhlerovy křivky [7].....	17
Obrázek 12: Stroje pro zjišťování únavových vlastností – foto: autor	18
Obrázek 13: Zatížení svorky.	19
Obrázek 14: V současné době používané přípravky - foto: autor	20
Obrázek 15: Model rámu hydropulsátoru a svorky.....	22
Obrázek 16: Rošt pro dolní část konstrukce	23
Obrázek 17: Zaopatření horní části posuvnými mechanismy	24
Obrázek 18: Grafická interpretace pohybových možností přípravku.....	26
Obrázek 19: Popis obecné síly v prostoru [13].....	27
Obrázek 20: Rotační mechanismus typu kolébka	27
Obrázek 21: Rotační mechanismus typu rotační čep	28
Obrázek 22: Kolébka se šrouby, jejichž osa je kolmá na osu válcové plochy	29
Obrázek 23: Modifikace profilu kolébky	30
Obrázek 24: Soustava dvou dílů spojených lineárním vedením	30
Obrázek 25: Prostřední část konstrukce s dvěma kolébkami	31
Obrázek 26: Konstrukce typu 2K	32
Obrázek 27: Konstrukce typu K+Č	33
Obrázek 28: Rozdělení konstrukce typu K+Č na dva přípravky.....	35

Obrázek 29: Rozdělení konstrukce typu 2K na dva přípravky.....	36
Obrázek 30: Prostřední část konstrukce typu K+Č	37
Obrázek 31: Zatížení definované v rovinách X'Z' a Y'Z'	37
Obrázek 32: Zatížení definované v rovinách X'Z' a X'Y'	38
Obrázek 33: Definování nezávisle proměnných na výkrese svorky.....	39
Obrázek 34: Zobrazení úhlů φ, ω, γ	39
Obrázek 35: Odvození funkční závislosti úhlu γ	40
Obrázek 36: Grafická interpretace funkce (6.2)	41
Obrázek 37: Graf fyzikálního významu funkce (6.2)	42
Obrázek 38: Definování nezávisle proměnných parametrů na konstrukci typu 2K.....	43
Obrázek 39: Zobrazení úhlů $\varphi', \omega', \gamma'$	43
Obrázek 40: Odvození funkční závislosti úhlu γ'	44
Obrázek 41: Grafická interpretace funkce (6.5)	45
Obrázek 42: Graf fyzikálního významu funkce (6.5)	45
Obrázek 43: Posuvný mechanismus bez T-matic	47
Obrázek 44: Kostra vybrané varianty přípravku.....	48
Obrázek 45: Detail lineárního vedení v upínce	49
Obrázek 46: Rozdělení prostředního dílu na dvě části vedení v upínce.....	4
Obrázek 47: Vybrané provedení konstrukce přípravku.....	50
Obrázek 48: Vybrané provedení umístěné v rámu hydropulsátoru.....	51