

Konstrukce zařízení pro měření součinitele tření

Tomáš Skopal

Bakalářská práce
2007



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2006/2007

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Tomáš SKOPAL**

Studijní program: **B 3909 Procesní inženýrství**

Studijní obor: **Technologická zařízení**

Téma práce: **Konstrukce zařízení pro měření součinitele tření**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii na dané téma
2. Zpracujte konstrukční řešení zařízení
3. Zpracujte výkresovou dokumentaci zařízení
4. Závěr

doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.
ředitel ústavu



prof. Ing. Petr Hozá, CSc.
ředitel fakulty

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

B.Meissner,V.Zilvar - Fyzika polymerů

I.Franta - Zpracování kaučukových směsí a vlastnosti pryže

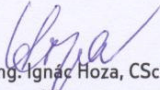
P.Blaškovič,J.Balla,M.Dzimko - Tribologia

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Zdeněk Dvořák, CSc.**
Ústav výrobního inženýrství

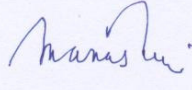
Datum zadání bakalářské práce: **13. února 2007**

Termín odevzdání bakalářské práce: **31. května 2007**

Ve Zlíně dne 17. ledna 2007


prof. Ing. Ignác Hoza, CSc.
dekan




doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.
ředitel ústavu

ABSTRAKT

Tření a otázky tribologie je nutno řešit v každém technickém a konstrukčním řešení. Pro měření součinitele tření je možno využít principiálně jednoduché zařízení. Úkolem práce je navrhnout zkušební zařízení a zpracovat výrobní dokumentaci.

Klíčová slova: tření,zařízení

ABSTRACT

The friction and questions of tribology are need to solve in each technical and construction solutions. The principal simple equipment is possible to use for measure coefficient of friction. The destination is design a tester and process manufacturing documentation in this disertation.

Keywords:friction,equipment

Touto cestou děkuji svému vedoucímu bakalářské práce, Ing.Zdeňkovi Dvořákovi,Csc.,
za odborné vedení, ochotně poskytnuté rady a čas, který mi věnoval při vypracování
bakalářské práce.

OBSAH

ÚVOD	8
I TEORETICKÁ ČÁST	9
1 TŘENÍ JAKO JEV	10
1.1 FYZIKÁLNÍ JEV TŘENÍ.....	10
1.2 TRIBOLOGIE	11
1.2.1 Kontaktní procesy	11
1.2.2 Třecí procesy.....	12
1.2.3 Procesy opotřebení.....	13
1.2.4 Procesy mazání.....	13
1.3 MOŽNOSTI DĚLENÍ TŘENÍ.....	13
1.3.1 Rozdělení podle místa působení třecích mechanismů.....	14
1.3.2 Rozdělení podle stavu kontaktních ploch	14
1.3.3 Rozdělení podle druhu pohybu.....	14
1.4 POJMY SOUVISEJÍCÍ SE TŘENÍM	15
1.4.1 Stribeckova křivka.....	15
1.4.2 Stick-slip	18
1.4.3 Směrová závislost tření.....	19
1.4.4 Paměť tření.....	20
1.4.5 Mrtvá doba.....	20
1.5 MATEMATICKÉ MODELY TŘENÍ	21
1.5.1 Statické modely.....	21
1.5.2 Dynamické modely	24
2 MINIMALIZACE TŘENÍ	33
2.1 VYVAROVÁNÍ SE TŘENÍ	33
2.2 TECHNIKY MINIMALIZACE TŘENÍ BEZ MODELU	34
2.2.1 „Dither“ metoda	34
2.2.2 Impulsní řízení.....	36
2.2.3 Klasické regulátory.....	36
2.3 TECHNIKY MINIMALIZACE TŘENÍ S MODELEM	38
2.3.1 Kompenzace tření.....	38
2.3.2 Identifikace parametrů modelu tření.....	39
2.3.3 Metody získání dat pro identifikaci	40
2.4 ADAPTIVNÍ POTLAČENÍ TŘENÍ.....	41
2.4.1 Adaptivní algoritmus pro Coulombovo tření	42
2.4.2 Adaptace na jiný model tření.....	44
3 ZÁVĚR	45
II PRAKTICKÁ ČÁST	46
4 POPIS A FUNKCE DÍLŮ ZAŘÍZENÍ	47

4.1	SESTAVA ZAŘÍZENÍ	48
4.1.1	Základní deska.....	49
4.1.2	Zesílení.....	50
4.1.3	Zaseknutí.....	51
4.1.4	Zásobník materiálu	52
4.1.5	Držák ramena tyče.....	53
4.1.6	Spouštění ramena tyče	54
4.1.7	Uchycení ramena tyče.....	55
4.2	DRŽÁK VZORKU.....	56
4.2.1	Ručička	57
4.2.2	Posun ručičky.....	58
4.3	NASTAVENÍ VÝŠKY	59
4.3.1	Hřídel výšky	60
4.3.2	Výškový plech.....	61
4.3.3	Uchycení výšky	62
4.4	ČEP PRO ZASEKNUTÍ RAMENA	63
4.4.1	Pouzdra u zaseknutí	64
4.4.2	Držák zaseknutí čepu.....	65
4.4.3	Držák otočné tyče	66
4.4.4	Uchycení u záseku	67
SHRNUTÍ.....		68
ZÁVĚR.....		69
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY		70
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		71
SEZNAM OBRÁZKŮ		72
SEZNAM PŘÍLOH.....		74

ÚVOD

Tato bakalářská práce je zaměřena na popsání a měření jevu, který se nachází všude kolem nás. Vzniká při relativním pohybu dvou částí po sobě ať již je povrch suchý nebo je použito mazivo. Tento jev se nazývá tření. Někde je jeho přítomnost vyžadována, jinde se toleruje, ale většinou je na obtíž.

Literární průzkum ukázal, že problémy spojené s tímto jevem jsou stále aktuální a existuje mnoho teoretických rozborů tření i popisů jeho potlačení. Zkoumání tohoto jevu není ještě zdaleka ukončeno. Proto nelze vyloučit, že při čtení této diplomové práce mohou existovat jiné, podrobnější publikace zabývající se touto tematikou. Většina literárních zdrojů je cizojazyčná, do češtiny jich bylo přeloženo jen málo. Rozborem několika článků a publikací jsem se pokusil vytvořit základní popis tření. Tímto rozbohem se zabývá celá druhá kapitola této práce. Jsou zde popsány příčiny vzniku tření, jeho složky i možné matematické modely, pomocí kterých lze tření simulovat.

V literatuře lze nalézt možnosti jak tření kompenzovat. Popisují se zde také více i méně úspěšné metody úplného potlačení tohoto jevu. Tuto problematiku popisuje třetí kapitola.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 TŘENÍ JAKO JEV

Existuje řada teorií, uvádím některé.

1.1 FYZIKÁLNÍ JEV TŘENÍ

Tření je kontaktní reakční síla vznikající mezi dvěma povrchy při dotyku.

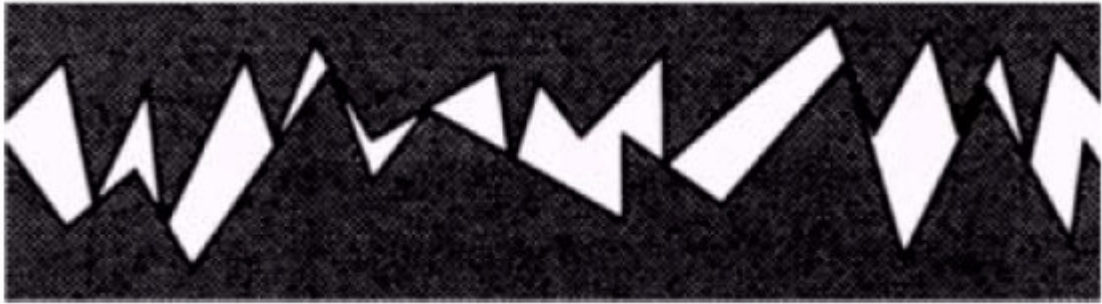
Reakční síla závisí na mnoha různých mechanismech, které jsou ovlivněny tvarem kontaktní plochy, vlastnostmi povrchu obou částí, změnou polohy a relativní rychlostí nebo přítomností maziva.

I když skutečný povrch precizně vyleštěné oceli, který je znázorněn na Obr. 1 (Halliday a Resnick - 1988), bylo možné vyfotit až v devadesátých letech tohoto století, už před víc než sto lety vedl zájem o tuto problematiku k založení nové vědní disciplíny, tribologie.



Obr. 1. Zvětšený povrch leštěné oceli

Schematické zakreslení kontaktu dvou povrchů znázorňuje obr. 2 (Gäfvert - 1996).



Obr. 2. Schematické zakreslení kontaktu dvou povrchů

1.2 TRIBOLOGIE

Tribologie je věda zabývající se dynamikou tření. V průběhu času se separovali čtyři základní oblasti zkoumání:

- kontaktní procesy
- třecí procesy
- procesy opotřebení
- procesy mazání

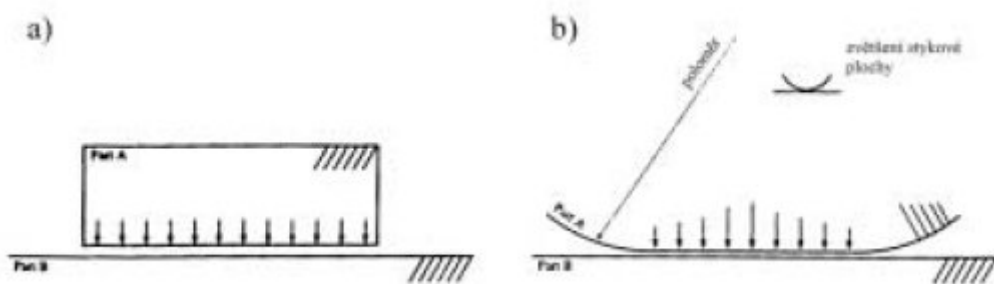
1.2.1 Kontaktní procesy

Tato oblast zkoumání bere v úvahu základní tvary, rozměry a vlastnosti materiálu dotýkajících se prvků, jejich vzájemné vazby a reakce.

Při pohybu dvou částí po sobě působí na mikroskopické nerovnosti elastické

a plastické deformační síly. Dá se předpokládat, že čím větší bude vyhlazení povrchu, tím menší bude i třecí síla. Mikroskopické nerovnosti může ovšem vytvářet i znečištění povrchu či jeho oxidace.

Elastický kontakt je určován pomocí Hertzovy teorie dotyku (1) (kontaktní napětí, 1881). Podle tvaru styčné části existuje kontakt souhlasný, kdy je kontaktní část tvaru dotykové plochy, a nesouhlasný, kdy je kontaktní část ve tvaru bodového nebo čárového dotyku. Nesouhlasný kontakt obvykle při zahrnutí deformačních jevů přechází na kontakt souhlasný. Oba typy kontaktu jsou znázorněny na následujícím obrázku.



Obr. 3. Typy kontaktu: a) souhlasný b) nesouhlasný

S plastickým kontaktem se setkáváme při deformacích tělesa, při změně jeho tvaru. Proto má pro zkoumání třecích jevů menší význam.

1.2.2 Třecí procesy

Zkoumáním mechanismů styku dvou těles a jejich charakteru je možné dojít k modelu, který tento mechanismus popisuje. Podle velikosti výchozích částí modelu, rozdělujeme vzniklé popisy na popisy makromodelů či mikromodelů. I když se tato část tribologie zdá být jednou z nejvýznamnějších, byla

poměrně dlouhou dobu odsunuta do pozadí, protože získané popisy byly výpočetně náročné. Zájem o tento okruh se zvýšil až v době, kdy bylo možné vzniklé modely realizovat s nástupem moderní výpočetní techniky.

1.2.3 Procesy opotřebení

Na Obr. 3 jsou znázorněna 2 tělesa s různými povrchy. Při jejich vzájemném pohybu je přípustné, že dojde k jejich opotřebení, a tedy i změně tvaru povrchu. Tato změna má za následek změnu popisu kontaktních dějů.

1.2.4 Procesy mazání

Mazivo při nízkých rychlostech působí obdobně jako nerovnosti a znečištění povrchu, při rychlostech vyšších se uplatňují hydrodynamické jevy. Výsledná třecí síla závisí na viskózní charakteristice použitého maziva a na rozložení rychlosti v této vrstvě. Všeobecně je třecí síla při nižších rychlostech větší než při rychlostech větších.

1.3 MOŽNOSTI DĚLENÍ TŘENÍ

Existuje více možností, jak lze tření rozdělit. Obecně se nejvíce používá následující rozdělení:

- podle místa působení třecích mechanismů
- podle stavu kontaktních ploch

- podle druhu pohybu

1.3.1 Rozdělení podle místa působení třecích mechanismů

- vnější tření - třecí mechanismy působí mezi dvěma tělesy
- vnitřní tření - třecí mechanismy působí mezi materiálovými vrstvami jednoho tělesa

1.3.2 Rozdělení podle stavu kontaktních ploch

- tření tuhých těles - dotykové materiálové plochy jsou v tuhém skupenství
- kapalinové tření - kontaktní vrstvy, ve kterých probíhá tření, mají vlastnosti kapaliny
- plynné tření - viz kapalinové, jen charakteristické vrstvy mají vlastnosti plynu
- plazmatické tření - třecí proces má vlastnosti plazmy, tedy vysoce ionizovaného plynu

1.3.3 Rozdělení podle druhu pohybu

- kluzné tření - je vyhodnoceno součinitelem tření jako bezrozměrné veličiny dané poměrem tangenciální třecí síly a zatěžovací normálové síly (podíl energie potřebné na vyrovnání třecích ztrát z celkové energie přivedené do systému)
- valivé tření - jde o tření při rotačním pohybu tělesa se zakřiveným

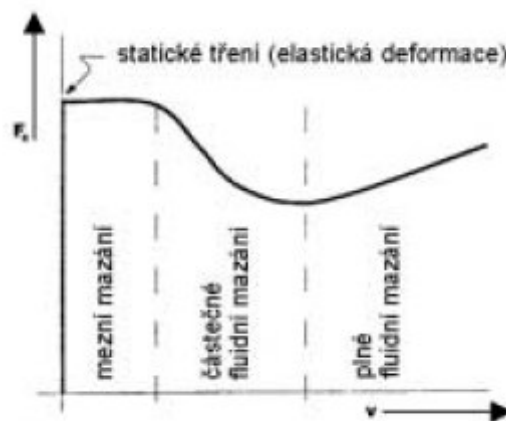
profilem po rovině nebo jiné všeobecně zakřivené ploše

1.4 POJMY SOUVISEJÍCÍ SE TŘENÍM

V této části jsou vysvětleny některé důležité pojmy, které se objevují v souvislosti se třením.

1.4.1 Stribeckova křivka

Stribeckova křivka popisuje závislost třecí síly na rychlosti. Byla nazvána podle autora článku, pana Stribeck, který popis tření zobecnil (3). Ve stejném článku je tlumení třecí síly při nízkých rychlostech nazýváno Stribeckovým efektem. Získaná charakteristika je silně závislá na aplikaci a mění se podle použitého materiálu, teploty, atd. Její tvar je možné vidět na následujícím Obr. 4.



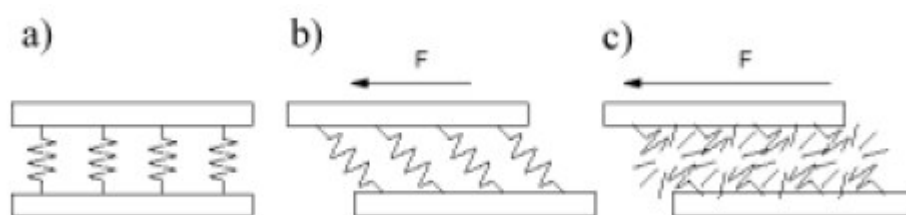
Obr. 4. Zobecněná Stribeckova křivka

Stribeckova křivka vyjadřuje závislost třecí síly na relativní rychlosti pohybujícího se tělesa po podložce. Tuto funkci lze rozdělit do čtyř režimů, jak je patrné z obr.4. Každý z těchto režimů platí pouze pro určitý úsek rychlostí a pro velikost třecí síly v jednom konkrétním režimu jsou významné vždy jiné fyzikální principy:

- statické tření
- mezní mazání
- částečné fluidní mazání
- plné fluidní mazání

Statické tření a Break-Away Force

Síly působící na těleso v klidu se nazývají síly statického tření. Začne-li působit vnější síla, dojde k deformaci drsností povrchů styčných ploch z Obr 3. Kontakt mezi tělesem a podložkou se pak chová jako pružina. Tento stav je znázorněn na Obr. 5.



Obr. 5. Statické tření a break-away force

Stav tělesa v klidu je znázorněn na Obr. 5a. Působení vnější síly na těleso je znázorněno na Obr. 5b. V případě, že vnější působící síla dosáhne hodnoty větší než je hodnota sil statického tření, dojde k utržení tělesa, což je znázorněno na Obr.5c. Velikost vnější síly se pak nazývá break-away force.

Mezní mazání

Při velmi malých rychlostech nedojde k vytvoření tekutého filmu mezi povrchy těles. Protože v tomto režimu dochází ke kontaktu tělesa na těleso, dochází ke značnému opotřebování povrchů. Tento stav je znázorněn na Obr.6a.

Částečné fluidní mazání

Mazivo je vtáhnuto do kontaktní zóny a mezi tělesy vzniká vrstva tekutého filmu. Tomuto procesu se říká částečné fluidní mazání. I zde ale ještě dochází k pevnému kontaktu. Třecí vlastnosti v této oblasti jsou určeny viskozitou použitého maziva, rychlostí pohybu a kontaktní geometrií. Tento stav je znázorněn na Obr.6b.

Plné fluidní mazání

Při pohybu je mezi povrchy dvou těles vytvořena vrstva tekutého filmu, která je dostatečně silná na to, aby nedocházelo k pevným kontaktům. Opotřebenění povrchů je v tomto případě minimální. Tento stav je na Obr.6c.



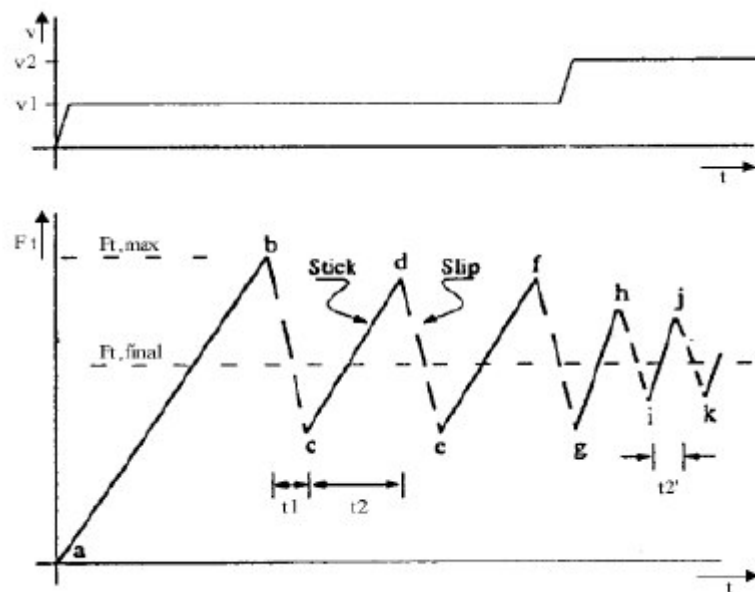
Obr. 6. Typy mazání a) mezní b) částečné fluidní c) plné fluidní

1.4.2 Stick-slip

Při nízkých rychlostech může dojít k zastavení pohybu systému. Tento jev se nazývá stick-slip. Bowden a Leben (1939) sledovali svařování na mikrosnímčích a užitím termoelektrického efektu mezi dvěma různými kovy objevili obecné teplotní změny, které korelovaly se stick-slip cyklem [2]. Zjistili, že lokální tavení jednoho kovu by mohlo být využito jako mechanismus ke zlepšení tření během posouvání. Zkoumáním objevili, že se podobný stick-slip objevuje v mnoha systémech s mazáním, i když v nich nedochází k žádnému svařování.

Pružná síla, která působí mezi vzájemně se pohybujícími částmi, klesá s rostoucí rychlostí. Lze ji modelovat pomocí pružin mezi dotýkajícími se povrchy, jak je to znázorněno na Obr. 5.

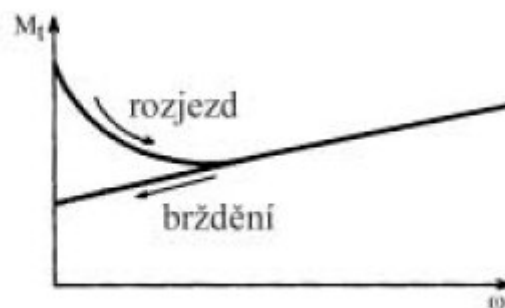
Doba nárůstu síly (stick) se nazývá Dwell time (t_2 na Obr. 7) Tato doba se zvýšením rychlosti klesá (t_2 na Obr. 7). Doba poklesu (slip) se nazývá Slip time (t_1 na Obr. 7) a také klesá se zvětšující se rychlostí. Průběh jednotlivých dob je znázorněn na Obr. 7.



Obr. 7. Průběh tření při stick-slip pohybu

1.4.3 Směrová závislost tření

Na Obr. 4 je znázorněna obecná Stribeckova křivka momentu tření. Popsaný průběh je definovaný pouze pro rozjezd systému, tedy zvyšování rychlosti. Pro brždění systému, tedy snižování rychlosti, má charakteristika jiný průběh. Oba průběhy tření při rozjezdu i brždění jsou znázorněny na Obr. 8.

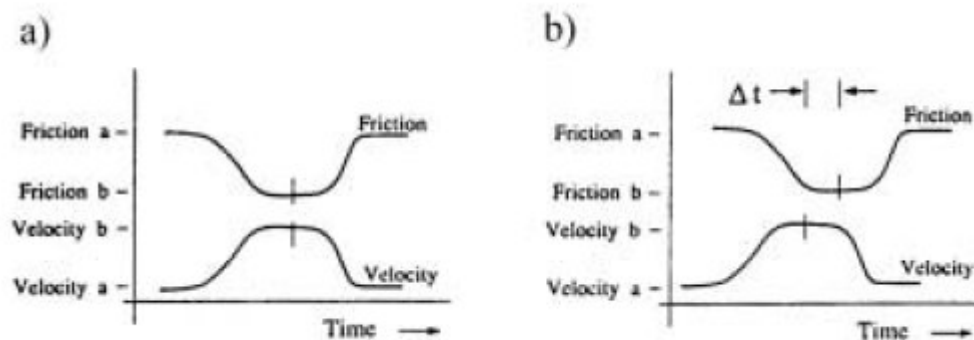


Obr. 8. Průběh momentu tření při rozjezdu a brždění tělesa

1.4.4 Paměť tření

V případě, že dojde ke změně rychlosti, můžeme předpokládat odpovídající změnu tření, která proběhne současně se změnou rychlosti. Ve skutečnosti se vliv změny neprojeví okamžitě, ale dojde při změně tření dojde k časové prodlevě.

Tomuto jevu se říká paměť tření a je znázorněn na Obr.9.



Obr. 9. Působení paměti tření na systém

Obr. 9a znázorňuje systém bez paměti tření, systém na Obr. 9b obsahuje paměť tření s časovou prodlevou Δt .

1.4.5 Mrtvá doba

V případě, že na vstup systému se třením vložíme signál, neobjeví se reakce na něj v okamžiku vložení signálu, ale až po určité době. Tato doba se nazývá mrtvá doba. Znázorňuje dobu potřebnou k naintegrovaní potřebné úrovně signálu pro překonání tření.

1.5 MATEMATICKÉ MODELY TŘENÍ

První modely tření vznikly v době působení proslulého génia Leonarda da Vinciho. Od té doby uplynulo několik století a počet modelů, které určitým způsobem popisují třecí mechanismy, mnohonásobně vzrostl. V následujících podkapitolách jsou rozebrány jak modely statické, působící při konstantní rychlosti, tak modely dynamické, které se uplatňují při změnách rychlosti.

1.5.1 Statické modely

Klasické modely

Klasické modely tření se skládají z různých částí, kdy se každá část zabývá určitou stránkou třecí síly. Hlavním předpokladem je, že tření vzdoruje pohybu a jeho velikost je nezávislá na rychlosti a styčné ploše. Tento stav je znázorněn na Obr. 10a a může být popsán následující rovnicí:

$$F = F_C \operatorname{sgn}(v) \quad (1)$$

Tento popis třecí síly je pojmenován dle autora Coulombovo tření a představuje model ideálního stavu. Tento model nedefinuje třecí sílu pro nulovou rychlost. Tato síla může být nulová nebo nabývat jakékoliv hodnoty v intervalu $(-F_C, F_C)$. Pro jednoduchost je tento model často využíván pro kompenzaci tření.

Rozvoj hydrodynamiky v 19. století umožnil zkoumat třecí sílu způsobenou viskozitou maziv. Pro tuto stránku třecí síly byl užit název *viskózní tření*, která je definována následujícím způsobem:

$$F = F_V v \quad (2)$$

Viskózní tření je často kombinováno s třením Coulombovým jak je naznačeno na

Obr. 10b.

Statické tření znázorněné na Obr. 10c (kombinované s Coulombovým a viskózním třením) popisuje třecí sílu v klidu. Dá se předpokládat, že tato třecí síla je větší než úroveň Coulombovy třecí síly. K uvedení do pohybu je nutná vnější síla. Z toho plyne, že tření v klidu není možné popsat jako funkci rychlosti, ale je možno jej modelovat následujícím způsobem:

$$F = \begin{cases} F_e & v = 0 \wedge |F_e| < F_s \\ F_s \operatorname{sgn}(F_e) & v = 0 \wedge |F_e| \geq F_s \end{cases} \quad (3)$$

Třecí síla pro nulovou rychlost je definována jako funkce vnější síly F_e a nikoliv jako funkce rychlosti.

Stribeck ve své práci uvádí, že třecí síla se nemění skokově, jak je tomu naznačeno na Obr. 10c, ale mění se spojitě s rychlostí. Průběh *Stribeckova tření* je znázorněn na Obr. 10d a je možné jej popsat následujícím modelem:

$$F = \begin{cases} F(v) & v \neq 0 \\ F_e & v = 0 \wedge |F_e| < F_s \\ F_s \operatorname{sgn}(F_e) & \text{jinak} \end{cases} \quad (4)$$

Funkční závislost $F(v)$ může mít libovolný průběh obdobný tomu na Obr. 10d.

Existuje mnoho funkcí definujících tuto závislost, ovšem nejpoužívanější má následující tvar:

$$F(v) = F_c + (F_s - F_c) \exp\left(-\left|\frac{v}{v_s}\right|^{\delta_s}\right) + F_v v \quad (5)$$

rychlost v_s je nazývána Stribeckovou rychlostí. Je nutné si uvědomit, že závislost je velmi často nesymetrická.

Karnoppův model

Hlavní nevýhoda použití modelu definovaného rovnicí (4) pro simulační a řídicí účely je v detekci nulové rychlosti. Řešení tohoto problému je představeno v modelu pana Karnoppa, kde je definován interval nulové rychlosti: $DV \ v < .$ Pro rychlosti uvnitř tohoto intervalu se může stav systému měnit a být nenulový, ale výstup bloku je nastaven na nulu pomocí mrtvé zóny. Znázornění charakteristiky takového systému je na Obr. 10e.

I když Karnoppův model řeší určité problémy modelování tření, výsledný model přesto neodpovídá skutečnosti.

Armstrongův model

Výše zmíněné modely jsou definovány pouze pro konstantní rychlosti Obr.10f.

Pozornost je třeba věnovat třecí síle i při změnách rychlosti. Tuto problematiku řeší

Armstrongovo rozšíření klasického modelu, .Tento model uvádí částečnou závislost statického tření a Stribeckova jevu, ale neuvažuje pohyb předcházející skluzu. Tento pohyb je ovšem popsán vlastnostmi adheze materiálu v samostatných rovnicích. Následuje vytvoření rozhodovacího mechanismu, který přepíná mezi modelem pro skluz a modelem pro adhezi materiálu. Třecí síla je potom popsána rovnicí

$$F(x) = \sigma_0 x \tag{6}$$

pro lpění materiálu a rovnicí

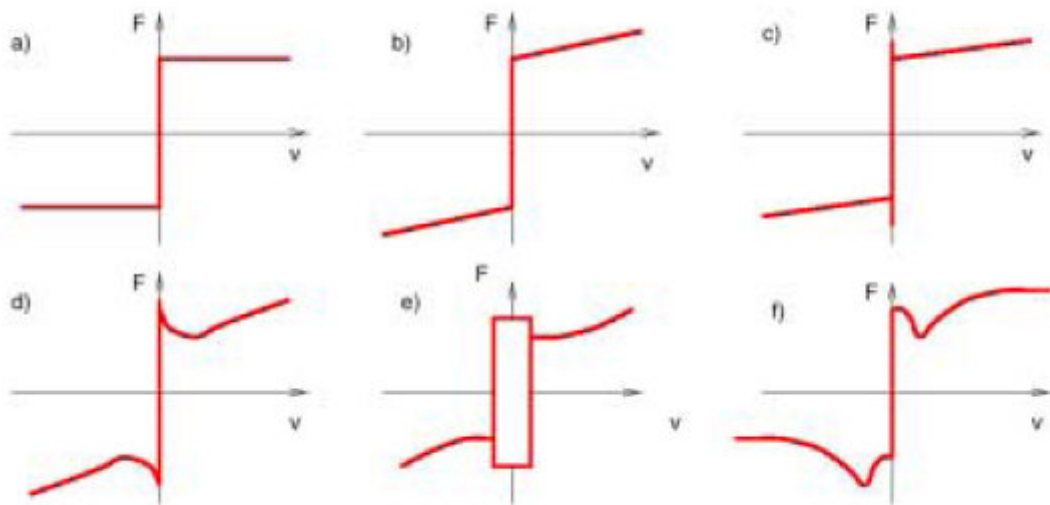
$$F(v, t) = \left(F_C + F_S(\gamma, t_d) \frac{1}{1 + \left(\frac{v(t - \tau_l)}{v_S} \right)^2} \right) \text{sgn}(v) + F_v v \quad (7)$$

pro skluz, kde

$$F_S(\gamma, t_d) = F_{S,\alpha} + \left(F_{S,\infty} - F_{S,\alpha} \frac{t_d}{t_d + \gamma} \right) \quad (8)$$

$F_{S,\alpha}$ je Stribeckovo tření na konci předchozí období skluzu a t_d je přebývající čas.

Rovnice skluzového tření (7) je ekvivalentní statickému modelu, kde momentální hodnota rychlosti ve Stribeckově tření (5) je nahrazena zpožděnou verzí, a kde je zahrnut časově závislý koeficient. Takto vytvořený model vyžaduje sedm parametrů.

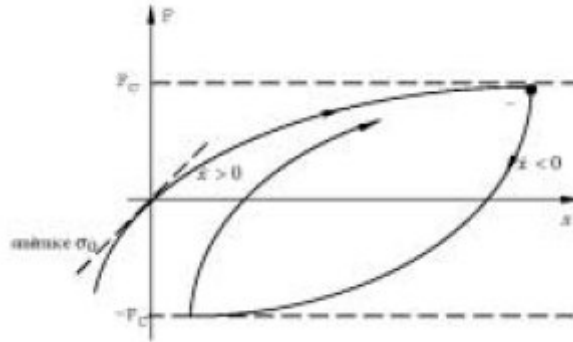


Obr. 10. Tvary charakteristik třecí síly

1.5.2 Dynamické modely

Dahlův model

P. Dahl ve své publikaci představil model založený na experimentálním zkoumání servo-systému s kuličkovým ložiskem. Vychází z charakteristiky zátěže mechanického napětí klasických „pevných“ mechanismů (stress-strain curve), která je znázorněná na Obr. 11.



Obr. 11. Křivka zátěže mechanického napětí „pevného“ mechanismu

Model je pak popsán následující diferenciální rovnicí, kde x představuje posunutí, F třecí sílu a F_c Coulombovu třecí sílu:

$$\frac{dF}{dx} = \sigma \left(1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn} v \right)^\alpha \quad (9)$$

V této rovnici představuje σ koeficient tuhosti, což je parametr určující tvar zátěžové charakteristiky mechanického napětí. Pro koeficient α se často používá hodnota 1.

Vyšší hodnoty dávají charakteristice pouze ostřejší hranice.

Po převedení Dahlova modelu do časové oblasti dostáváme následující vztah:

$$\frac{dF}{dt} = \frac{dF}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{dF}{dx} v = \sigma \left(1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn} v \right)^\alpha v \quad (10)$$

Jak již bylo řečeno, užívá se pro koeficient $\alpha=1$. Současně je možné provést substituci:

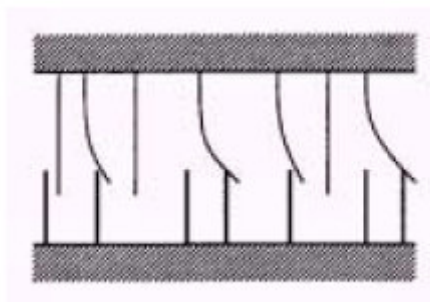
$$F = \sigma z$$

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{\sigma |v|}{F_c} z$$
(11)

Jak je z rovnic (9), (10) a (11) patrné, Dahlův model generalizuje pouze Coulombovo tření, nezabývá se ale Stribeckovým jevem ani statickým třením, které v reálné soustavě vzniká.

Štětinový model

Haessig a Friedland uvedli v publikaci [3] nový model, který bral v potaz vztah mikroskopických kontaktních bodů mezi dvěma povrchy. Díky nepravidelnosti povrchů má počet kontaktních míst i jejich poloha náhodné rozložení. Kontakt je zde chápán jako vazba flexibilních štětín, jak je tomu na Obr. 12.



Obr. 12. Vazba flexibilních štětín v modelu

V případě, že se povrchy začnou relativně pohybovat, mechanické napětí začne narůstat a štětiny se začnou chovat jako pružiny, které tvoří třecí sílu. Výsledná třecí síla je pak definována následovně:

$$F = \sum_{i=1}^N \sigma_0 (x_i - b_i) \quad (12)$$

V této rovnici představuje N počet štětín, σ_0 tuhost štětín, x_i jejich relativní polohu a b_i je lokalita, kde byla vazba nalezena. V případě, že $|x_i - b_i|$ dosáhne hodnoty δ_s , dojde k zániku dané vazby a vzniku vazby nové v náhodné relativní vzdálenosti od předchozí.

Relativně dobré výsledky byly dosaženy pro hodnotu $N=20 \div 25$. Koeficient σ_0 může být závislý na rychlosti.

Výhodou tohoto modelu je jeho schopnost náhodné tvorby tření. To je také příčinou jeho obtížné řešitelnosti a simulace.

Model s resetováním integrátoru

V téže práci Heassig a Friedland uvedli další model, který je možno chápat jako štětínový model přizpůsobený pro výpočet. Vazba mezi štětínami zde není pružná, ale je definována jako konstanta. Nedochozí tak k nárůstu mechanického napětí v místě utržení. Proto jsou k určení vazby mechanického napětí užity následující rovnice:

$$\frac{dz}{dt} = \begin{cases} 0 & (v > 0 \wedge z > z_0) \vee (v < 0 \wedge z \leq -z_0) \\ v & \text{jinak} \end{cases} \quad (13)$$

Třecí síla je definována následovně:

$$F = (1 + a(z))\sigma_0(v)z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} \quad (14)$$

kde $\sigma_1 \cdot dz/dt$ představuje výraz pro tlumení. Adheze je obsažena ve funkci $a(z)$, která je definována následovně:

$$a(z) = \begin{cases} a & |z| < z_0 \\ 0 & \text{jinak} \end{cases} \quad (15)$$

Pro $|z| < z_0$ model popisuje lpění, kdy je třecí síla závislá na z . V okamžiku dosažení z_0 se proměnná z stává konstantou a třecí síla poklesne do doby, než $a(z)$ nabude opět hodnoty nula. Třecí síla při skluzu je definovaná libovolnou funkcí $\sigma(v)$.

Tento model má lepší výsledky při simulaci než štětinový model, má ovšem nespojitý průběh v z a navíc je nutná detekce oblasti $0 < z < z_0$.

Blimanovy a Sorineovy modely

Bliman a Sorine popsali ve svých publikacích uvedených článkem několik modelů třecí síly. Předpokládají, že velikost třecí síly je závislá na $\text{sgn } v$ a na stavové veličině s definované následovně:

$$s = \int_0^t |v(\tau)| d\tau \quad (16)$$

V Blimanových a Sorinových modelech je tření funkcí pouze dráhy, a nikoli rychlosti, jakou se systém po dané dráze pohybuje. To umožňuje elegantně využít teorii hystereze. Modely se pak mohou vyjádřit následujícím lineárním systémem v prostoru stavové proměnné s :

$$\begin{aligned} \frac{dx_s}{ds} &= Ax_s + Bv_s \\ F &= Cx_s \end{aligned} \quad (17)$$

Proměnná $v_s = \text{sgn}(v)$ je potřebná pro určení správného směru.

Bliman a Sorine představili modely s různou složitostí. Pro model prvního řádu je

užito následujících hodnot proměnných:

$$\begin{aligned} A &= -\frac{1}{\varepsilon_f} \\ B &= \frac{f_1}{\varepsilon_f} \\ C &= 1 \end{aligned} \tag{18}$$

Úpravou rovnic (17) a (18) získáme rovnici pro výpočet třecí síly:

$$\frac{dF}{dt} = \frac{dF}{ds} \frac{ds}{dt} = |v| \frac{dF}{ds} = \frac{f_1}{\varepsilon_f} \left(v - |v| \frac{F}{f_1} \right) \tag{19}$$

Tato rovnice je shodná s definicí třecí síly rovnicí (10) Dahlova modelu pro $F_c = f_1, \sigma = f_1 / \varepsilon_f$ a $\alpha = 1$. Tento model stejně jako Dahlův nebere v potaz všechny okolnosti tření. Tento nedostatek se pokouší řešit model druhého řádu definovaný následujícími proměnnými:

$$\begin{aligned} A &= \begin{pmatrix} -\frac{1}{\eta \varepsilon_f} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\varepsilon_f} \end{pmatrix} \\ B &= \begin{pmatrix} \frac{f_1}{\eta \varepsilon_f} \\ -\frac{f_2}{\varepsilon_f} \end{pmatrix} \\ C &= (1 \quad 1) \end{aligned} \tag{20}$$

kde f_1, f_2 odpovídá kinetickému tření rostoucímu exponenciálně pro $s \rightarrow \infty$. Model definovaný (17) a (20) může být chápán jako paralelní spojení pomalého a rychlého Dahlova modelu, které se již blíží skutečnému tření.

Model dynamického mazání

Kontakt povrchů je ve většině aplikací mazán. Proto byly modely tření odvozeny s využitím hydrodynamiky. Viskózní tření je příkladem užití této metody, ale existují i jiné příklady. Např. model založený na hydrodynamice mazaného ložiska. Pro určení třecí síly je nutná proměnná ε - odstředivost ložisek. Zjednodušený model je pak určen následující rovnicí:

$$F = K_1 (\varepsilon - \varepsilon_{tr})^2 \Delta + \frac{K_2}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} v \quad (21)$$

První výraz představuje drsnost kontaktu, druhý pak viskozitu maziva. Funkce Δ představuje přepínač mezi jedničkou pro $\varepsilon > \varepsilon_{th}$ a nulou pro jiné hodnoty ε . Pro malou odstředivost tak nevzniká žádné tření zapříčiněné drsností kontaktů.

Odstředivost je definovaná diferenciální rovnicí čtvrtého řádu, která uvádí rozložení tlaku v mazivu. Model vyžaduje znalost pěti parametrů a určení počátečních hodnot, což komplikuje jeho použití.

Model LuGre

Nový model dynamického tření představuje rozšíření štětínového modelu. Tření je modelováno jako průměrná odchylka síly elastických pružin. Když se objeví tangenciální síla, štětiny Dahlova modelu se budou chovat jako pružiny. Pokud je výchylka dostatečně velká, štětiny začnou klouzat. Průměrná odchylka štětín pro rovnoměrný pohyb je dána rychlostí. Je malá pro nízké rychlosti a je třeba se snižuje s rostoucí rychlostí, což modeluje Stribeckův jev i oddělení vazby povrchů mazivem. Model definovaný následujícími rovnicemi ale bere ohled i na ostatní děje při tření:

$$\begin{aligned}\frac{dz}{dt} &= v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z \\ F &= \sigma_0 z + \sigma_1(v) \frac{dz}{dt} + f(v)\end{aligned}\quad (22)$$

kde z uvádí průměrnou výchylku štetin. Pro malé změny výchylky se model chová jako pružina. Linearizací rovnice (3) v oblasti nulové rychlosti a nulového stavu dostáváme:

$$\begin{aligned}\frac{d(\delta z)}{dt} &= \delta v \\ \delta F &= \sigma_0 \delta z + (\sigma_1(0) + f'(0)) \delta v\end{aligned}\quad (23)$$

Parametr σ_0 představuje tuhost štetin a $\sigma_1(v)$ tlumení. Pro konstantní rychlost je pak možné definovat třecí sílu následovně:

$$F = g(v) \operatorname{sgn}(v) + f(v)\quad (24)$$

Funkce $g(v)$ modeluje Stribeckův jev a $f(v)$ viskózní tření. Pro funkci $g(v)$ je vhodné používat aproximaci ve tvaru:

$$g(v) = \alpha_0 + \alpha_1 \exp\left(-\left(\frac{v}{v_0}\right)^2\right)\quad (25)$$

Při srovnání s (5) udává součet $\alpha_0 + \alpha_1$ sílu statického tření a α_0 Coulombovu sílu.

Parametr v_0 určuje, jak se $g(v)$ mění ve svých hranicích $\alpha_0 < g(v) \leq \alpha_0 + \alpha_1$. Za

funkci $f(v)$ se často používá lineární viskózní tření - viz rovnice (2):

$$f(v) = \alpha_2 v\quad (26)$$

Výsledný LuGru model je popsán následující soustavou rovnic:

$$\begin{aligned}\frac{dz}{dt} &= v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z \\ g(v) &= \alpha_0 + \alpha_1 \exp\left(-\left(\frac{v}{v_0}\right)^2\right) \\ F &= \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \alpha_2 v\end{aligned}\tag{27}$$

Je vhodné nechat tlumení $\sigma_1(v)$ klesat s rostoucí rychlostí dle následující rovnice:

$$\sigma_1(v) = \sigma_1 \exp\left(-\left(\frac{v}{v_d}\right)^2\right)\tag{28}$$

2 MINIMALIZACE TŘENÍ

Tření působí ve většině systémů. V některých případech je tření podstatou funkčnosti celého systému, což jsou například brzdy, ale většinou se jej snažíme odstranit nebo alespoň minimalizovat.

Obecně můžeme tření minimalizovat dvěma způsoby.

Prvním z nich je potlačení tření, kdy je cílem minimalizovat třecí síly již v počátečních fázích návrhu systému. S tímto cílem je počítáno i při realizaci a návrhu řídicích členů.

Další možností minimalizace tření je jeho kompenzace. Ke kompenzaci dochází ve chvíli, kdy se snažíme minimalizovat tření v již hotovém systému, kde již nemohou být použity metody potlačení tření. Ve skutečnosti jde o zjištění aktuální velikosti tření. Cílem je působit na systém tak, aby v místě působení tření působila síla stejné velikosti ale opačného směru, která třecí sílu vykompenzuje.

2.1 VYVAROVÁNÍ SE TŘENÍ

Vyvarování se tření je základní metodou potlačení tření. Návrh systému i jeho mechanické řešení je vytvořeno tak, aby tření bylo minimální. Toho je možno docílit použitím ložisek, popřípadě maziva. Při použití maziva je ale nutné uvažovat zda je vhodné pro daný úkol. Výběrem nevhodného maziva, zejména z hlediska jeho viskozity, je možné právě naopak tření zvýšit.

2.2 TECHNIKY MINIMALIZACE TŘENÍ BEZ MODELU

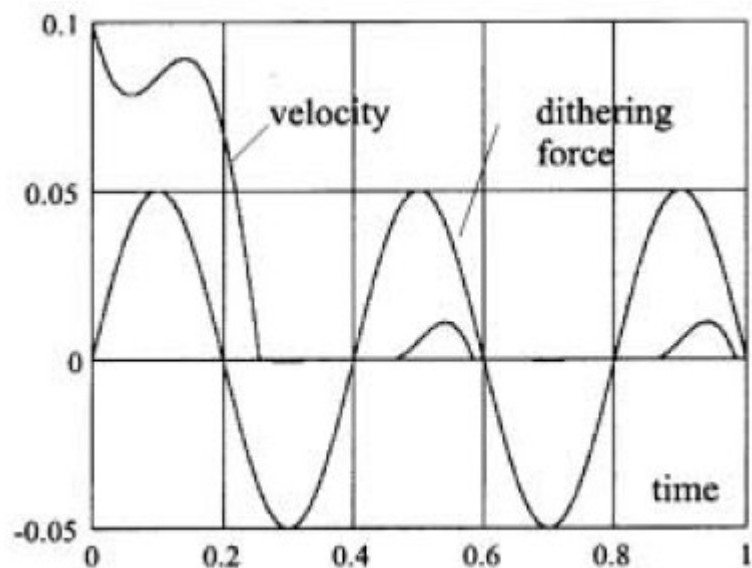
Způsob minimalizace tření bez modelu je v současné době nejpoužívanější.

Tření se zde kompenzuje pomocí vstupního signálu systému upraveného tak, aby tření bylo minimální a zároveň výstup systému měl požadovaný průběh. I když jde o nejpoužívanější způsob minimalizace tření, nelze jej použít pro vysoce přesné řízení polohy.

2.2.1 „Dither“ metoda

Původně tato metoda snižovala tření mechanickými vibracemi celého systému. Systém byl vnějšími oscilátory rozkmitán tak, aby se vnitřní mechanismus systému nikdy nedostal do klidové polohy. Aby se systém dostal zpět do pohybu je zapotřebí překonat třecí síly.

Postupem času byly vnější oscilátory nahrazeny jiným systémem, i když podstata metody potlačení tření byla zachována. Vnitřní mechanismus je neustále udržován v pohybu, bez lpění, vkládáním vysokofrekvenčního signálu do signálu řídicího. Znázornění signálu je na Obr. 13, kde vysokofrekvenční signál představuje křivka označená „dithering force“, zkráceně dithering.



Obr. 13. Průběh dither signálu

Obecně rozlišujeme tečný signál, který slouží k průměrování nelinearit systému, a normálový signál pro zmenšení koeficientu tření.

Dithering je využíván pro stabilizaci některých nestabilních systémů. Také zlepšuje vlastnosti systému při modifikaci nelinearit a při adaptivním řízení. Jako nejvhodnější se jeví signál definovaný následujícím přenosem:

$$F(p) = \frac{1}{ap^2 + bp + 1} \quad (29)$$

kde se parametr a pohybuje kolem hodnoty $2,5 \cdot 10^{-3}$ a parametr b kolem hodnoty 0,1.

Vysokofrekvenční signál ovšem mění jak samotné tření, tak i vliv tření na systém. Při nesprávné volbě amplitudy nebo frekvence „mazacího“ signálu může dojít k nežádoucím vlivům na systém. Tento stav je znázorněn na Obr. 13. V čase 0 byl systému odstraněn řídicí signál a jak je patrné, systém zůstává díky ditheringu v pohybu. Maximální frekvence „mazacího“ signálu je limitována frekvenčními vlastnostmi „přenosové cesty“. Amplituda signálu pak nesmí být větší než třecí síla

v systému.

Tato metoda se často využívá u komunikačních systémů nebo u optické a snímkové výroby.

2.2.2 Impulsní řízení

Nemožnost použít dithering pro přesné polohování vedlo ke zkoumání jiných průběhů signálu. Yang a Tomizuka (1988) představili nový typ řízení určený právě pro dosažení velice přesného polohování [2].

Principiálně je možné vstupní signál popsat právě obráceně než dithering.

Tam docházelo k úpravě řídicího signálu signálem vysokofrekvenčním, kdežto u impulsního řízení dochází k úpravě vysokofrekvenčního impulsního signálu signálem řídicím.

Mechanismus systému je udržován v relativním pohybu právě sérií řídicích pulsů s velkou amplitudou a s krátkou dobou trvání. Při požadavku na pohyb se pak podle řídicího signálu impulsy upraví tak, že mají nenulovou střední hodnotu.

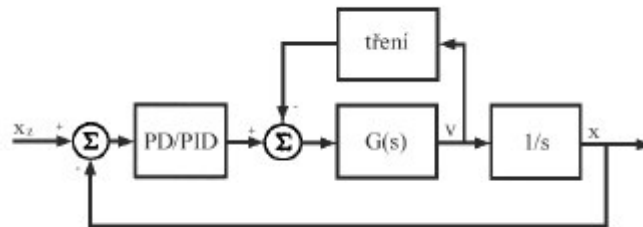
Zjednodušeně lze úpravu popsat jako pulsně-šířkovou modulaci.

Problémy s tímto typem řízení mohou nastat ve chvíli, kdy řídicí signál není dostatečně kalibrován na daný systém.

2.2.3 Klasické regulátory

Vhodným návrhem regulátoru pro řídicí signál systému je možné dosáhnout

obdobných vlastností, jaké by měl systém bez tření. Použití regulátorů ke kompenzaci tření naznačuje Obr. 14.



Obr. 14. Regulátory pro kompenzaci tření

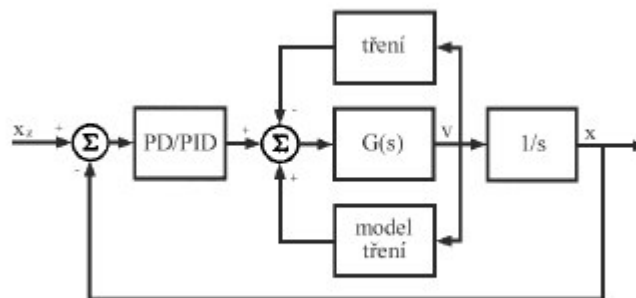
Vhodnost použití P, PI, PD či PID regulátoru je odvislá od systému, který je nutné řídit. Obecně je možné se při návrhu regulátoru setkat s obdobnými problémy jako při návrhu regulátorů u jiných systémů. Jedná se zejména o stabilitu regulátoru, popřípadě kmitání systému v limitních cyklech kolem žádané hodnoty. Problém P regulátoru spočívá zejména v nenulové odchylce v ustáleném stavu. Pomocí PI regulátoru lze dosáhnout nulové ustálené odchylky, ale může dojít k poměrně velkému překmitu. Při vhodném návrhu regulátoru PD (regulovaný problém stabilní) se neprojevuje při nižších rychlostech stick-slip. Je ale nutné brát ohled na řízený systém, na jeho frekvenční vlastnosti a brát v potaz paměť tření. PD regulátor se obvykle používá pro stabilní sledování. Integrovaná složka řízení PID regulátoru umožňuje minimalizaci chyby ustáleného stavu. Pro nízké nebo nulové rychlosti je možné dosáhnout limitních cyklů. Pro potlačení tohoto jevu se na vstup vkládá pásmo necitlivosti. Integrovaná zakončení z předešlého pohybu (wind-up efekt) může bránit odtržení, a proto se integrační podmínka obvykle při otočení rychlosti resetuje.

2.3 TECHNIKY MINIMALIZACE TŘENÍ S MODELEM

Tento způsob minimalizace tření je považován za kompenzaci tření v pravém slova smyslu.

2.3.1 Kompenzace tření

Z údajů, které do systému vchází, a z těch, které ze systému vychází, je odhadnuta pomocí modelu třecí síla. Síla o stejné velikosti ale opačného směru je pak přivedena do místa (pokud to systém umožňuje), kde tření působí a touto silou je tření kompenzováno. Tento způsob kompenzace je znázorněn na obr. 15.



Obr. 15. Kompenzace tření pomocí modelu

Jako model je možné si vybrat některý z předešlých modelů.

Výsledek kompenzace závisí na výběru vhodného modelu.

Důležitou součástí popisu modelu jsou jeho parametry. Pro úspěšné řízení je nutné znát hodnoty všech těchto parametrů. Pak je možné odhadnout třecí sílu

působící v systému a úspěšně ji kompenzovat.

Tento typ kompenzace se jeví jako nejméně úspěšný.

V případě, kdy nelze hodnoty parametrů modelu tření zjistit, nebo jejich hodnota není časově stálá, je možné použít metody adaptace modelu.

2.3.2 Identifikace parametrů modelu tření

Obecně lze systém identifikovat dvěma způsoby:

- výpočet
- experiment

Matematicko-fyzikální analýza pro sestavení rovnic je základní metoda pro identifikaci systému výpočtem. Rovnice či soustava rovnic popisuje elementární části soustavy. V případě popisu dynamický dějů přechází rovnice v rovnice diferenční a diferenciální rovnice popřípadě jejich soustavy.

I když pro tření existuje popis v podobě rovnic, je jeho zakomponování do analýzy natolik složité, že jej nelze při identifikaci použít.

Ze vstupních a výstupních veličin soustavy je možné určit popis systému různými způsoby. Deterministické metody vyhodnocují naměřené hodnoty v podobě přechodové charakteristiky či frekvenční charakteristiky. Z nich je možné pak stanovit diferenciální rovnice. Stochastické jednorázové metody pomocí metody nejmenších čtverců odchylek určují z naměřených dat optimální parametry použitého modelu. Obdobně se používají stochastické metody průběžné identifikace, kdy se používá průběžná metoda nejmenších čtverců odchylek, číslicová odmocninová filtrace či Kalmanova filtrace. Mezi metody identifikace nelineárních systémů patří gradientní metody, kvazilinearizace či aproximace diferencí nelineární filtrace.

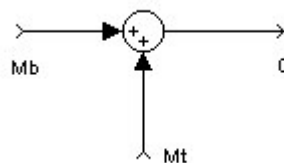
Zpracování experimentálně změřených dat pomocí metody minimálních čtverců odchylek může poskytnout dostatečně přesný model tření. Tato metoda je tedy použitelná, máme-li model řízeného objektu.

Klamanova filtrace slouží k odhadu stavu regulované soustavy při současném působení parazitního šumu na vstupu a výstupu soustavy. To znamená, že je možné odhadnout aktuální stav třecí síly bez znalosti modelu tření.

2.3.3 Metody získání dat pro identifikaci

Nejvhodnějším způsobem, jak data pro identifikaci získat, je jejich přímé měření. To bohužel v mnoha případech není možné, a tak je nutné použít jinou metodu.

Metoda kompenzace je založena na přivedení signálu do místa působení měřeného signálu. Přivedený signál má takovou velikost a směr, aby výstupní hodnota součtového členu byla nulová. Ze změřeného průběhu přivedeného signálu pak můžeme určit průběh měřeného signálu. Tento stav je znázorněn na obr. 16, kde měřeným signálem je moment tření M_t , působícím signálem je budící moment M_b .

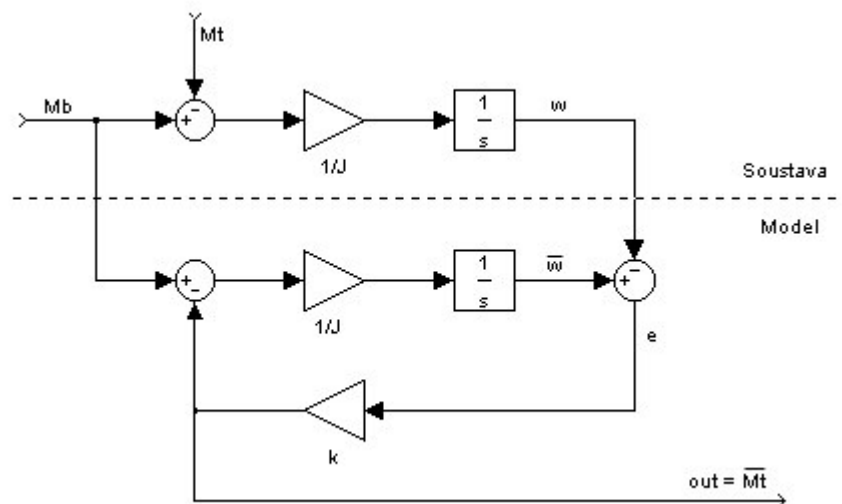


Obr. 16. Způsob určení průběhu signálu metodou kompenzace

V případě, že známe přesný popis řízeného systému, je možné použít metodu pozorovatele. Tato metoda je založena na pozorování vstupních a výstupních signálů

z nich. pomocí modelu systému je možné určit hledaná data.

Na Obr. 17 je možné vidět způsob, jakým metoda pozorovatele určuje hledaná data v podobě momentu tření M_t pozorováním vstupního budícího momentu motoru M_b a výstupní úhlové rychlosti motoru ω .



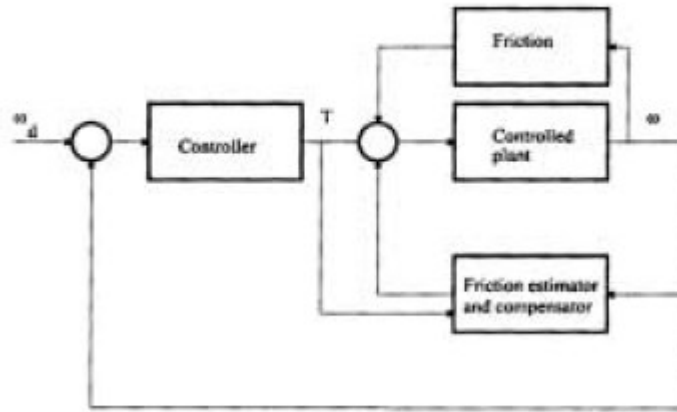
Obr. 17. Princip metody pozorovatele

Na základě odchylky rychlosti skutečného systému a rychlosti modelu je upraven vstupní budící signál pro model. Pokud odchylka nabývá ustálené hodnoty, je výsledný moment tření přizpůsobený třecímu momentu skutečné soustavy. Pomocí konstanty k je možné ovlivnit dynamiku přizpůsobení modelu skutečné soustavě.

2.4 ADAPTIVNÍ POTLAČENÍ TŘENÍ

V případě, že není možné jakýmkoliv způsobem změřit potřebná data, nebo jejich odhad není dostatečně přesný, je možné použít při kompenzaci tření adaptivní modely tření. Stejný postup se obvykle volí, pokud jsou získané parametry modelu

tření závislé na čase, teplotě, mazivu, či jiném neměřitelném faktoru. Obr. 18 znázorňuje modelové zapojení adaptivního algoritmu v systému.



Obr. 18. Adaptivní kompenzace tření.

Pro správnou funkčnost adaptace je potřebné apriorně znát průběh třecí charakteristiky, a tedy i nejvhodnější model pro kompenzaci. Pomocí něj se parametry modelu přizpůsobí skutečnosti. Na výsledek kompenzace má vliv i složitost použitého modelu a zejména počet jeho parametrů, které se mají odhadovat.

2.4.1 Adaptivní algoritmus pro Coulombovo tření

Tření je v něm definováno rovnicí:

$$f(v, a) = a \cdot \text{sgn}(v) \quad (30)$$

Parametr a představuje velikost Coulombovy síly. Tento parametr se bude také odhadovat. Změna rychlosti systému závisí na třecí síle a na sumě všech sil působících na systém w :

$$\frac{dv}{dt} = -f(v, a) + w \quad (31)$$

Odhad parametru a je definovaný rovnicí:

$$\hat{a} = z - k \cdot |v|^\mu \quad (32)$$

kde z představuje samotný adaptační proces a parametry k a m charakterizují systém se třením. Změna parametru z je dána:

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} &= k \cdot \mu \cdot |v|^{\mu-1} [w - f(v, a)] \cdot \text{sgn}(v) \\ & \quad (33) \end{aligned}$$

Úspěšnost adaptace je dána odchylkou skutečného parametru a od jeho odhadu:

$$e = a - \hat{a} \quad (34)$$

Pokud budeme předpokládat konstantní, časově stálou, hodnotu parametru a , dojde k úpravě rovnice (34):

$$\begin{aligned} \frac{de}{dt} &= -\frac{d\hat{a}}{dt} = -\frac{dz}{dt} + k \cdot \mu \cdot |v|^{\mu-1} \cdot \text{sgn}(v) \cdot \frac{dv}{dt} = \\ &= k \cdot \mu \cdot |v|^{\mu-1} \cdot \text{sgn}(v) \cdot \left[\frac{dv}{dt} - w + f(v, \hat{a}) \right] \\ & \quad (35) \end{aligned}$$

Doplněním do rovnice (31) pak získáme:

$$\frac{de}{dt} = -k \cdot \mu \cdot |v|^{\mu-1} \cdot \text{sgn}(v) \cdot [f(v, a) - f(v, \hat{a})] = -k \cdot \mu \cdot |v|^{\mu-1} \cdot \text{sgn}(v) \cdot e \quad (36)$$

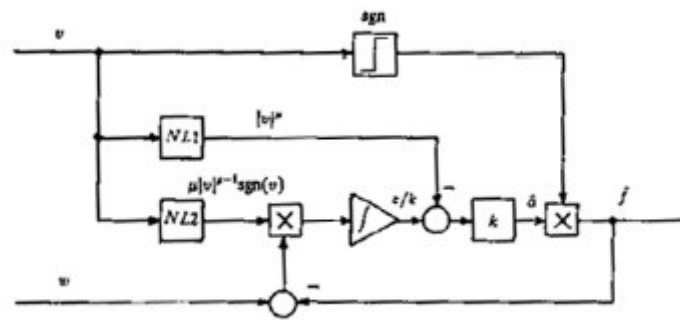
Pro úspěšnou kompenzaci tření je podmínkou, aby součástí sil w působících na systém byla i odhadnutá třecí síla jako zpětná vazba:

$$w = u + f(v, \hat{a}) \quad (37)$$

Pak rovnici (33) je možné upravit do následujícího tvaru:

$$\frac{dz}{dt} = k \cdot \mu \cdot |v|^{\mu-1} \cdot \text{sgn}(v) \cdot u \quad (38)$$

Výsledný odhad parametru a se pak uskutečňuje pomocí rovnic (32) a (38). Celý systém adaptace znázorňuje následující obrázek:



Obr. 19. Adaptace systému na Coulombovo tření

2.4.2 Adaptace na jiný model tření

Adaptace na tření jiného průběhu je v zásadě možná, ale algoritmus adaptace se úměrně komplikuje. Čím složitější model bude k adaptaci použit, tím větší bude množství estimovaných parametrů, a tedy se zvýší i výpočetní náročnost.

3 ZÁVĚR

Obecně lze dojít k závěru, že tření je možné minimalizovat, ale nikdy jej nelze beze zbytku odstranit. Jako nejvhodnější model kompenzace tření pro daný systém se jevil model Coulombova a viskózního tření s případnou složkou statického tření.

II. PRAKTICKÁ ČÁST

4 POPIS A FUNKCE DÍLŮ ZAŘÍZENÍ

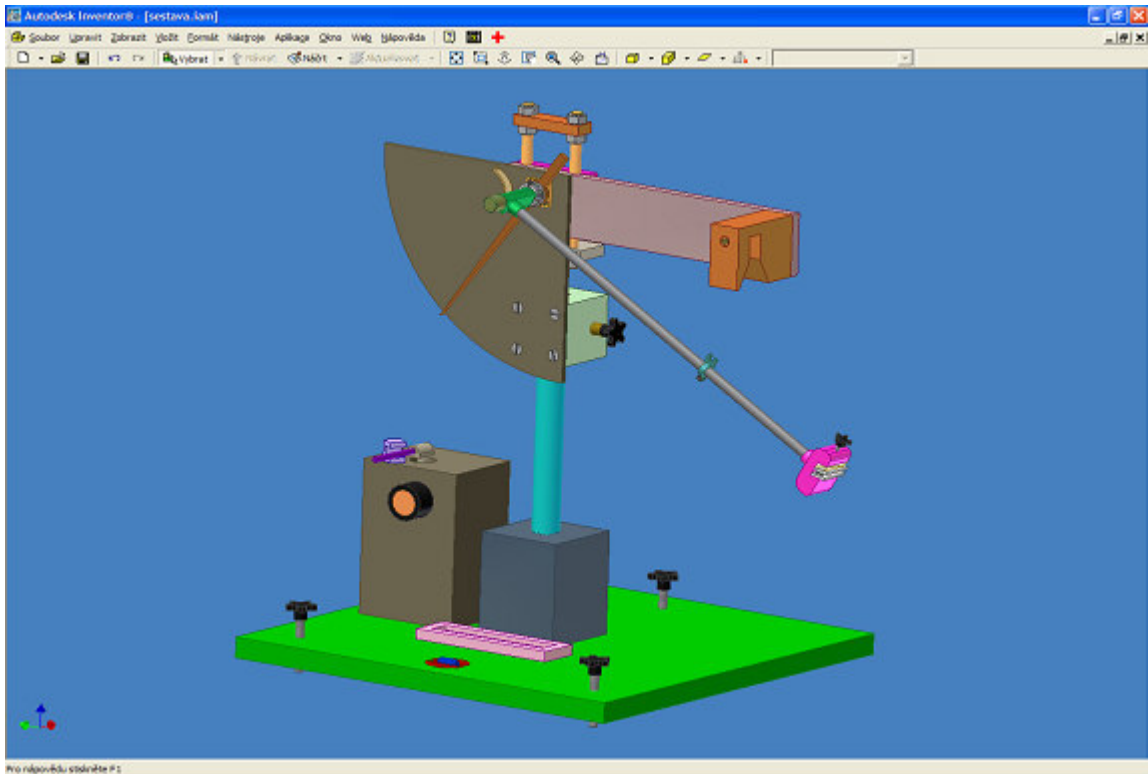
Při konstrukci zařízení bylo vycházeno ze zkušebního zařízení Obr.20 , které je používáno v ITC Zlín pro měření vztahu umělý trávník – kopačka. Toto zařízení má podle jeho uživatele několik problémů, které by bylo možno odstranit. Patří mezi ně např. způsob upnutí vzorku, zachycení zpětného pohybu ramene, nemožnost sledování průběhu zpoždění atd.



Obr. 20. Zařízení používané v ITC Zlín

4.1 Sestava zařízení

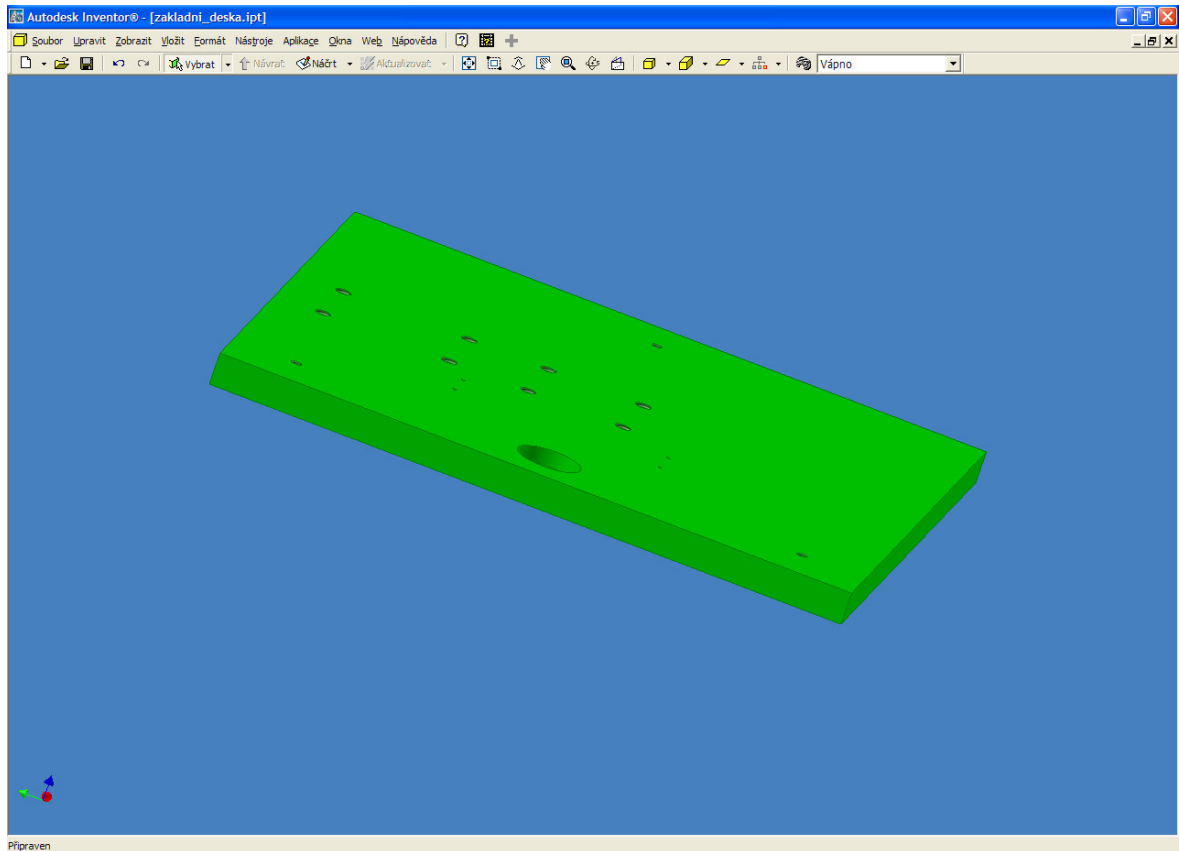
Konstrukce zařízení pro měření dynamického součinitele tření byly provedena v parametrickém CAD systému Inventor 6. Postup konstrukce a jednotlivé součásti jsou uvedeny níže.



Obr. 21. Sestava zařízení

Sestava zkušebního zařízení určeného pro měření dynamického součinitele tření. Toto zařízení pracuje na principu Sharpyho kladiva.

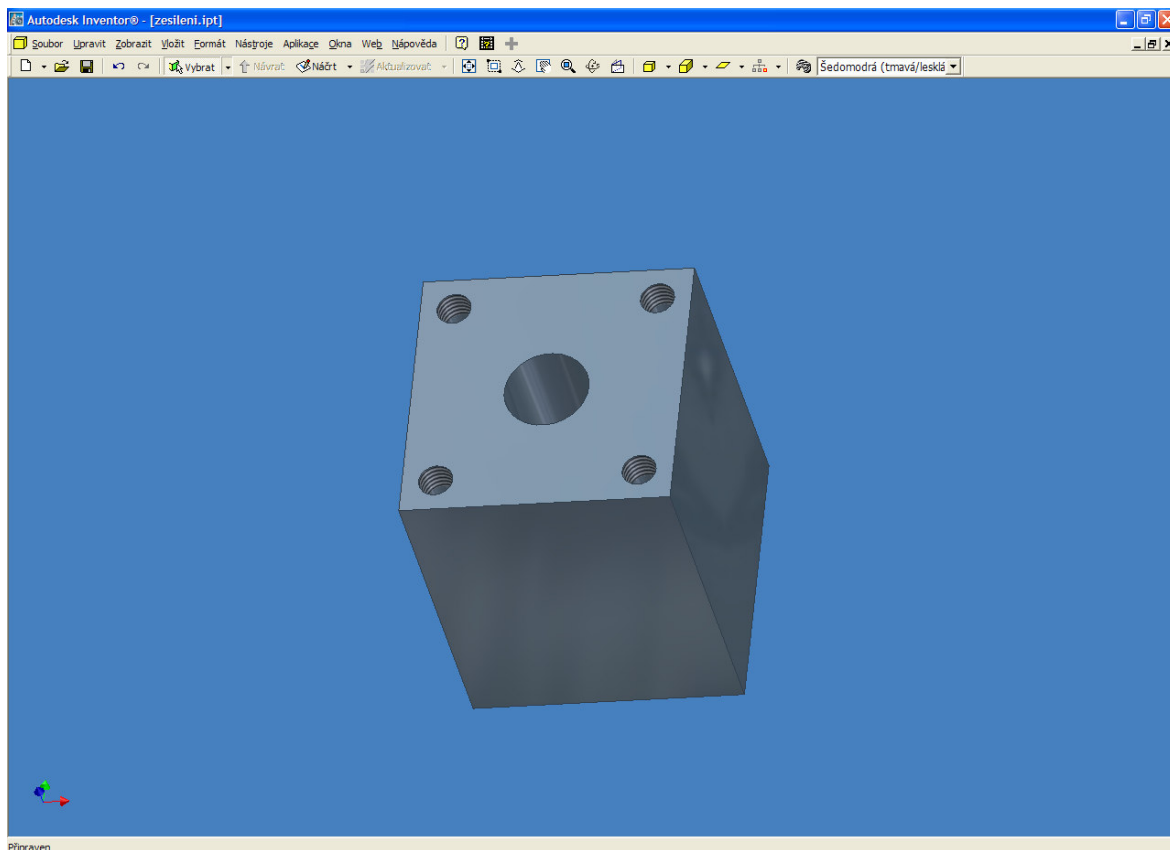
4.1.1 Základní deska



Obr. 22. Základní deska

Základní deska má 3 díry pro vyrovnávací šrouby sloužící pro správné nastavení rovnováhy, pomocí vodováhy, která je umístěna v otvoru v přední části desky. Deska má dále několik otvorů pro uchycení držáku na materiál, zesílení a zaseknutí.

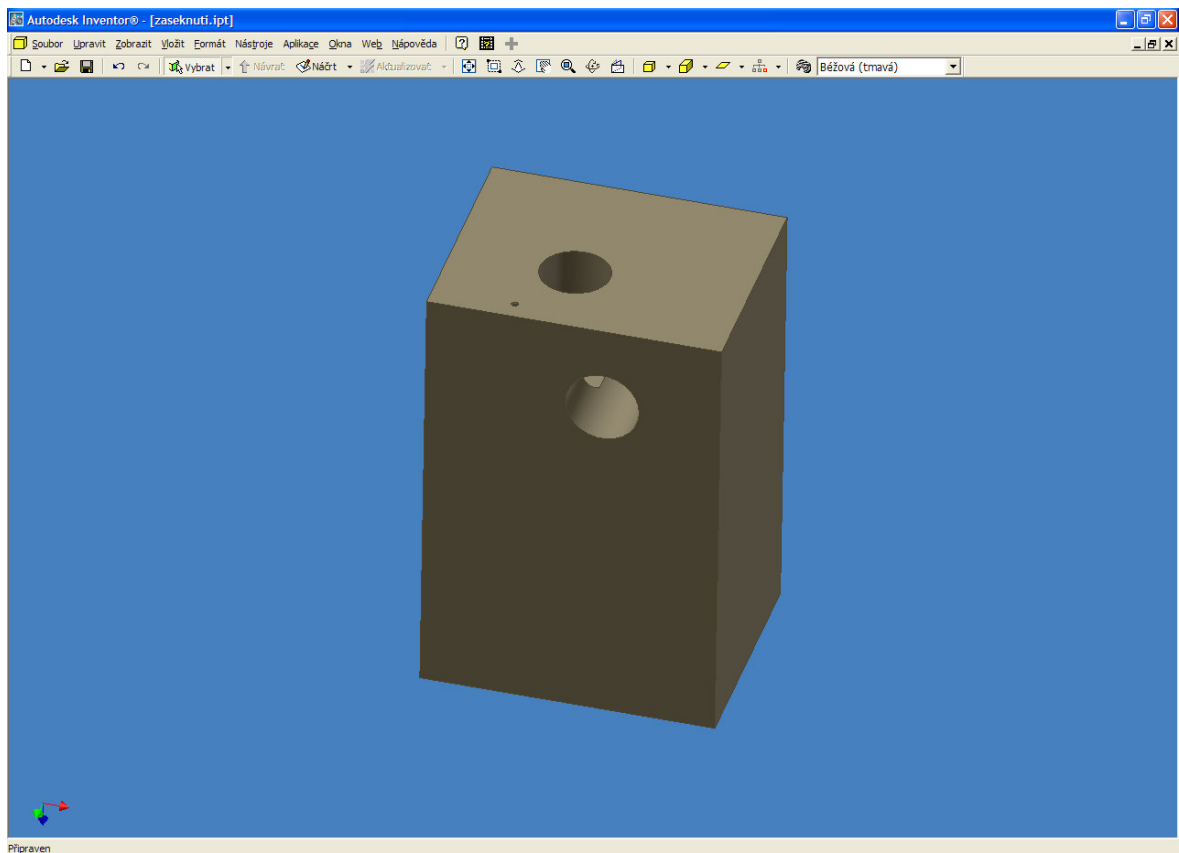
4.1.2 Zesílení



Obr. 23. Zesílení

Zesílení je šrouby přichyceno k základní desce a má díru pro vložení tyče.

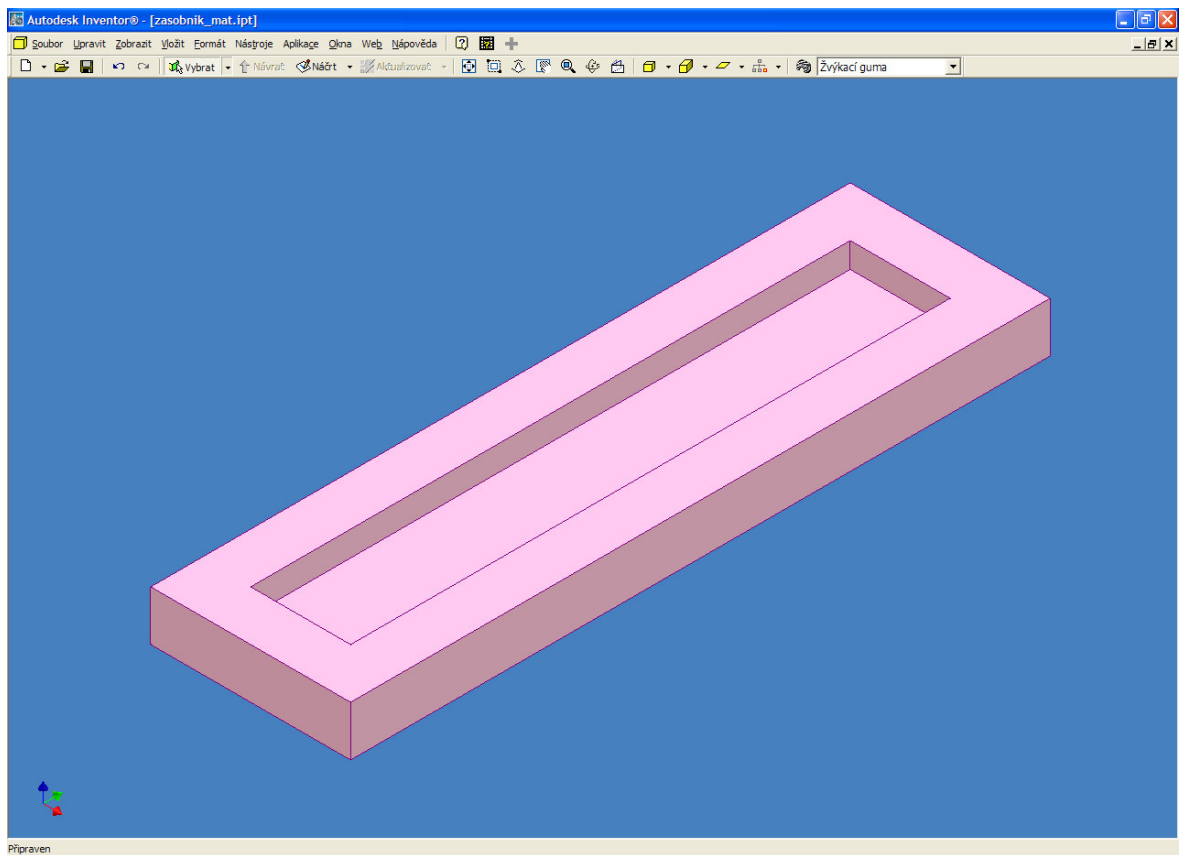
4.1.3 Zaseknutí



Obr. 24. Zaseknutí

Zaseknutí je šrouby přichyceno k základní desce. Dále jej tvoří díry pro uchycení pouzdra a tyče k zaseknutí ramene zařízení. Horní díra je určena k ovládní pružiny tyče.

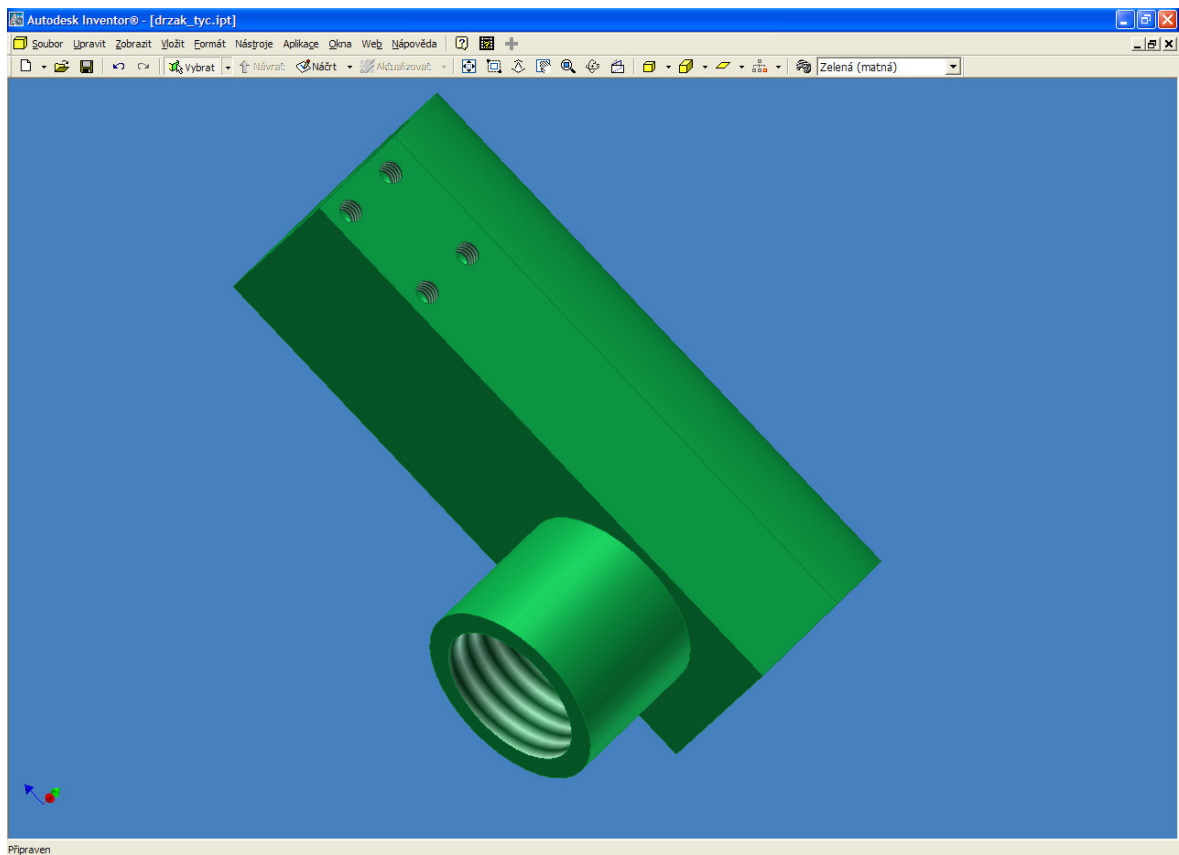
4.1.4 Zásobník materiálu



Obr. 25. Zásobník materiálu

Zásobník materiálu je šrouby přichycen k základní desce. Slouží k vložení materiálu, u kterého měříme hodnotu součinitele tření.

4.1.5 Držák ramena tyče

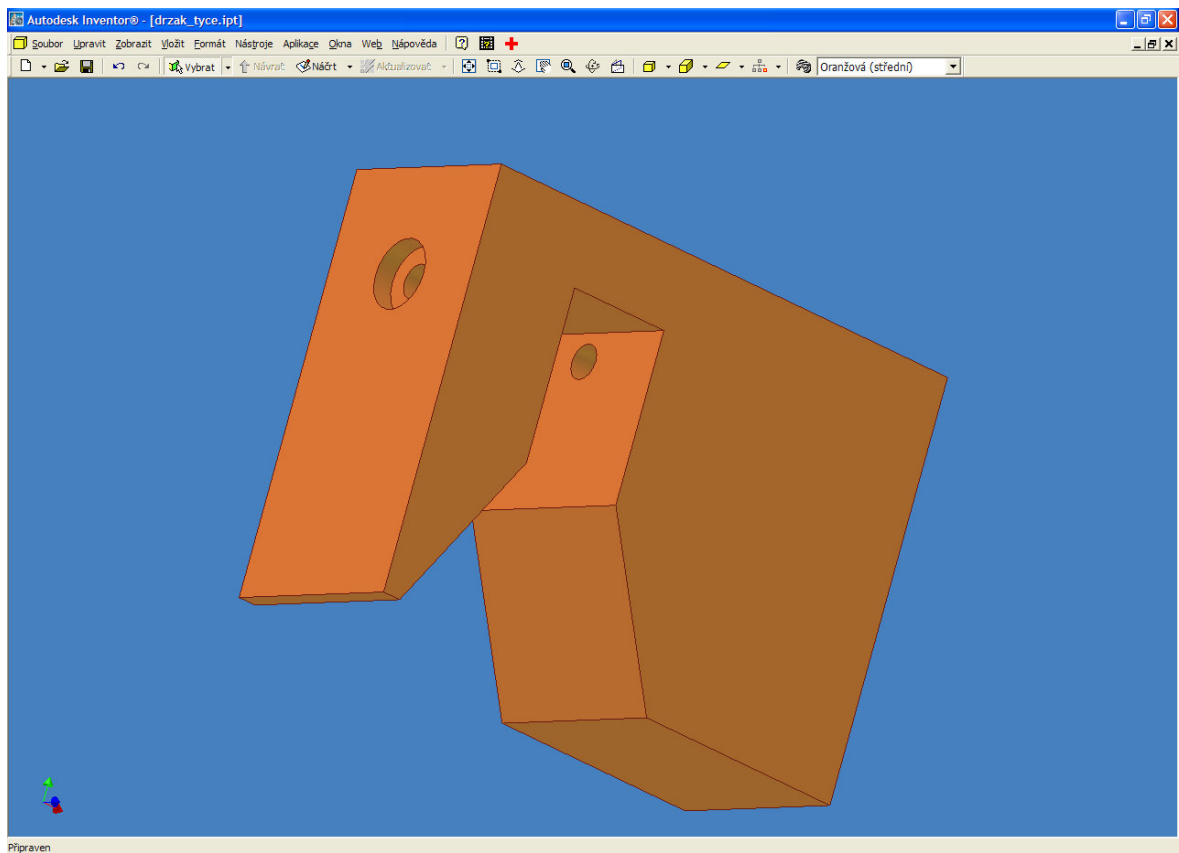


Obr. 26. Držák ramena tyče

Držák ramena tyče leží v hlavní hřídeli, ke které je dotažen závitovým pouzdem.

Má čtyři díry, které slouží k uchycení posunu ručičky.

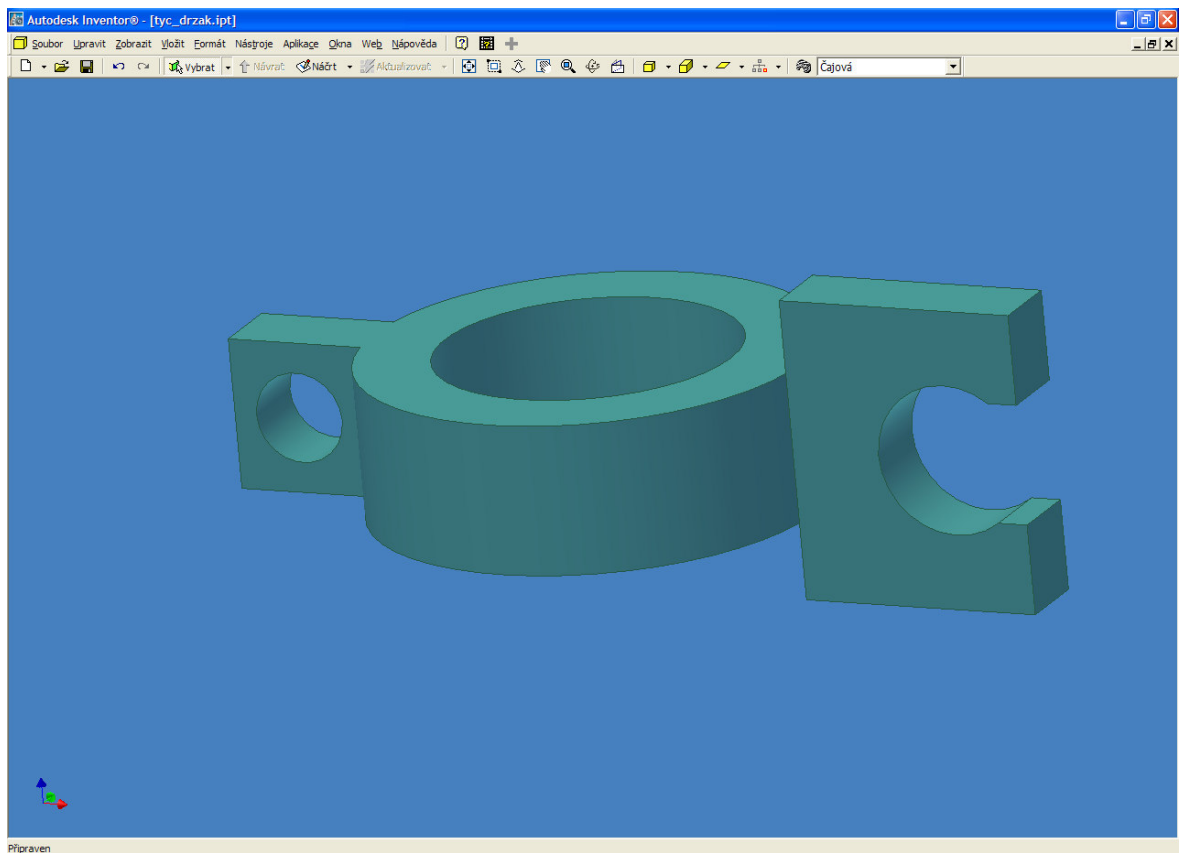
4.1.6 Spouštění ramena tyče



Obr. 27. Spouštění ramena tyče

Spouštění ramena tyče je šrouby přichyceno k desce. Je tvořeno dvěma kolíky s pružinami, které slouží k ovládní spouštění ramena tyče.

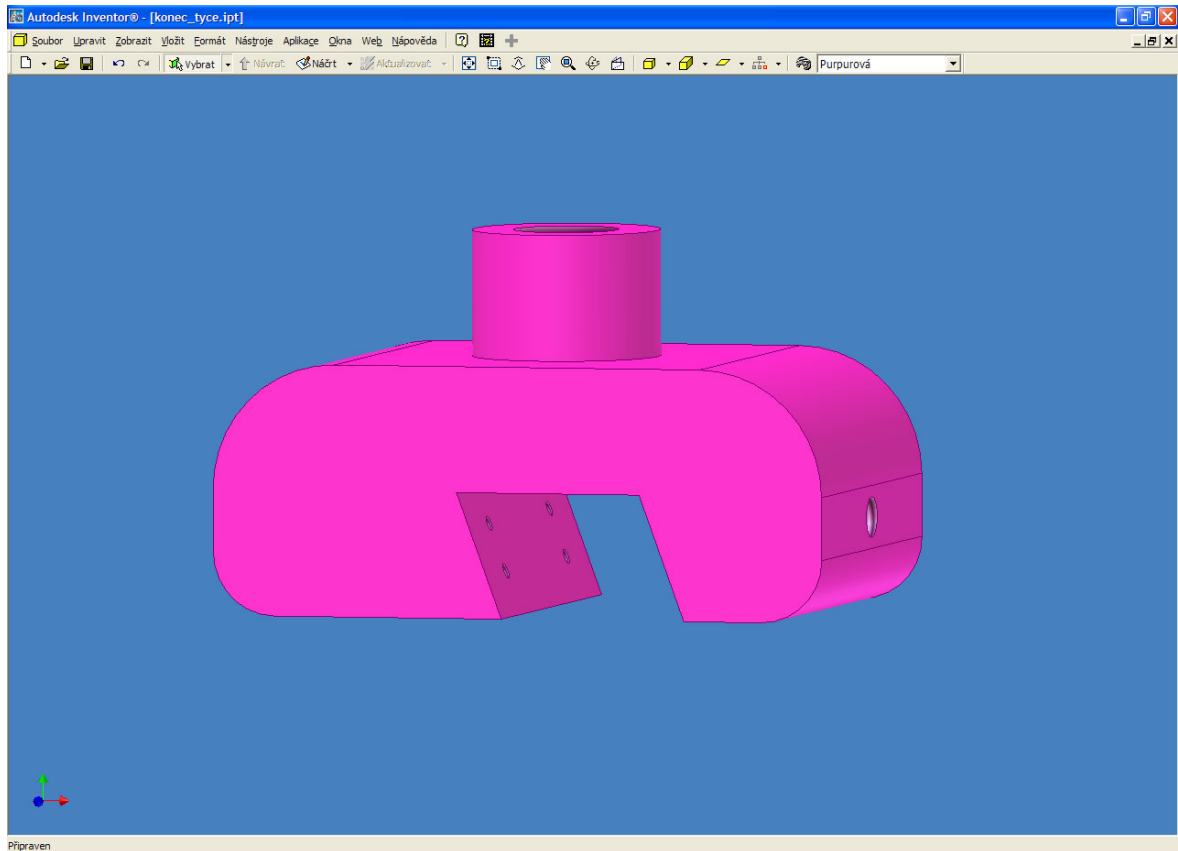
4.1.7 Uchycení ramena tyče



Obr. 28. Uchycení ramena tyče

Uchycení ramena tyče je šroubem uchyceno k ramenu tyče. Na jeho druhé straně je otvor k zasunutí kolíku u spouštění ramena tyče.

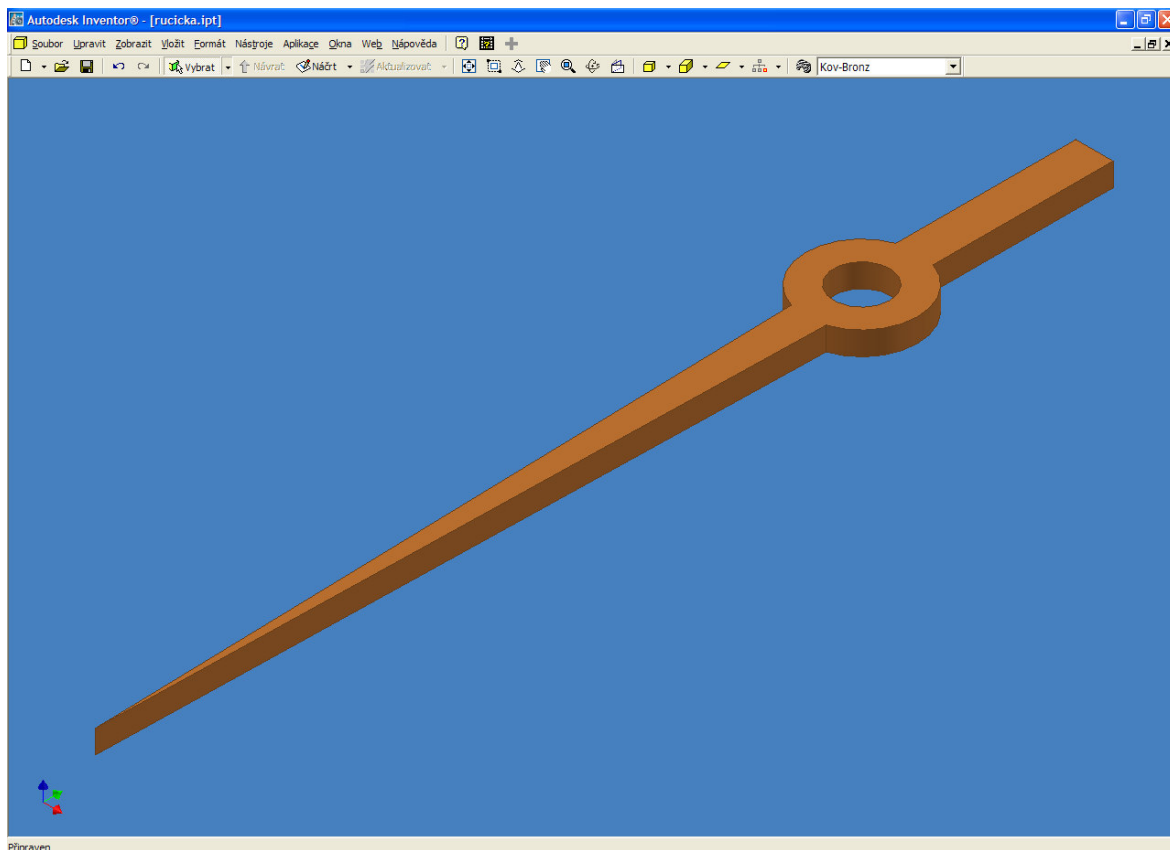
4.2 Držák vzorku



Obr. 29. Držák vzorku

Držák materiálu je připevněn k ramenu tyče. Má díry pro uchycení podložek a díry pro utažení vzorku mezi podložky

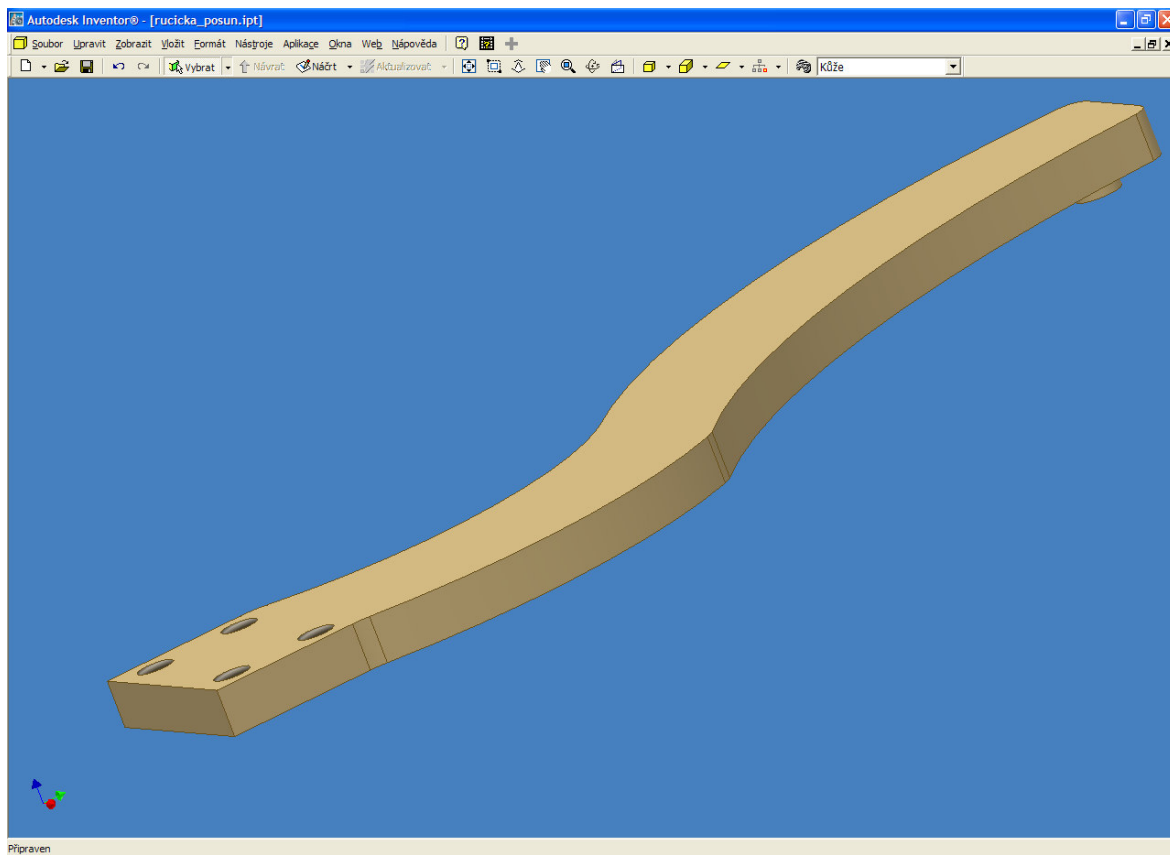
4.2.1 Ručička



Obr. 30. Ručička

Ručička leží na hlavní hřídeli a na stupnici ukazuje hodnotu součinitele tření.

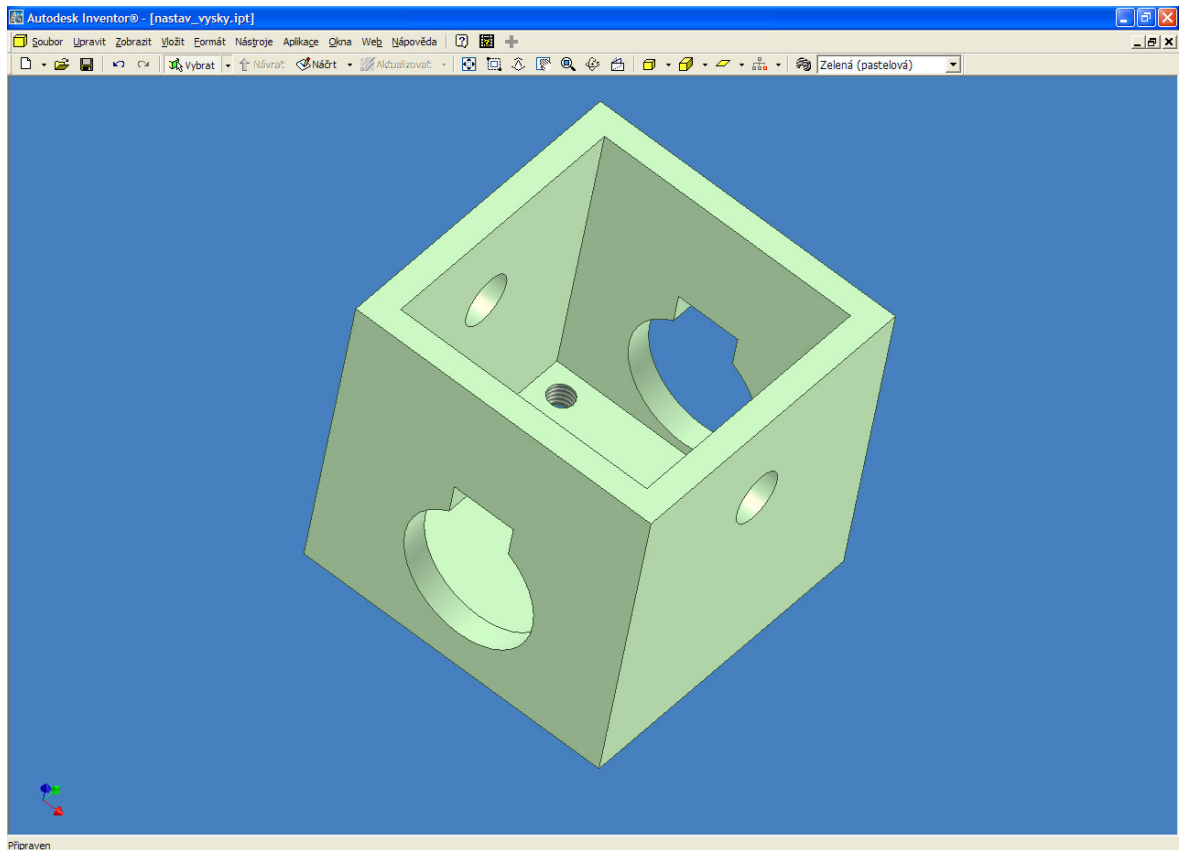
4.2.2 Posun ručičky



Obr. 31. Posun ručičky

Posun ručičky se otáčí zároveň s držákem ramena tyče. Při tomto pohybu posune ručičku na hodnotu součinitele tření.

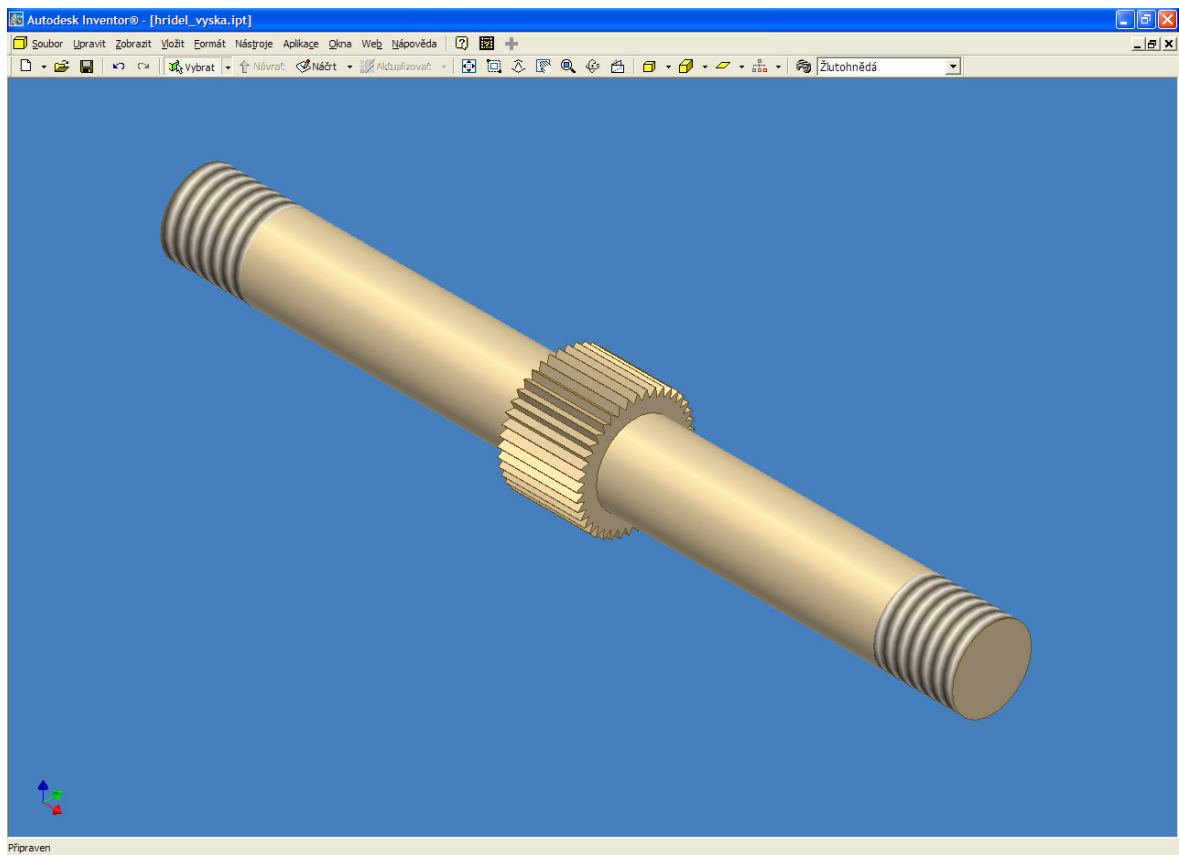
4.3 Nastavení výšky



Obr. 32. Nastavení výšky

Nastavení výšky je šrouby připevněno ke stupnici. Většími dírami prochází horizontální hřídel a menšími hřídel sloužící k nastavení výšky ramene zařízení.

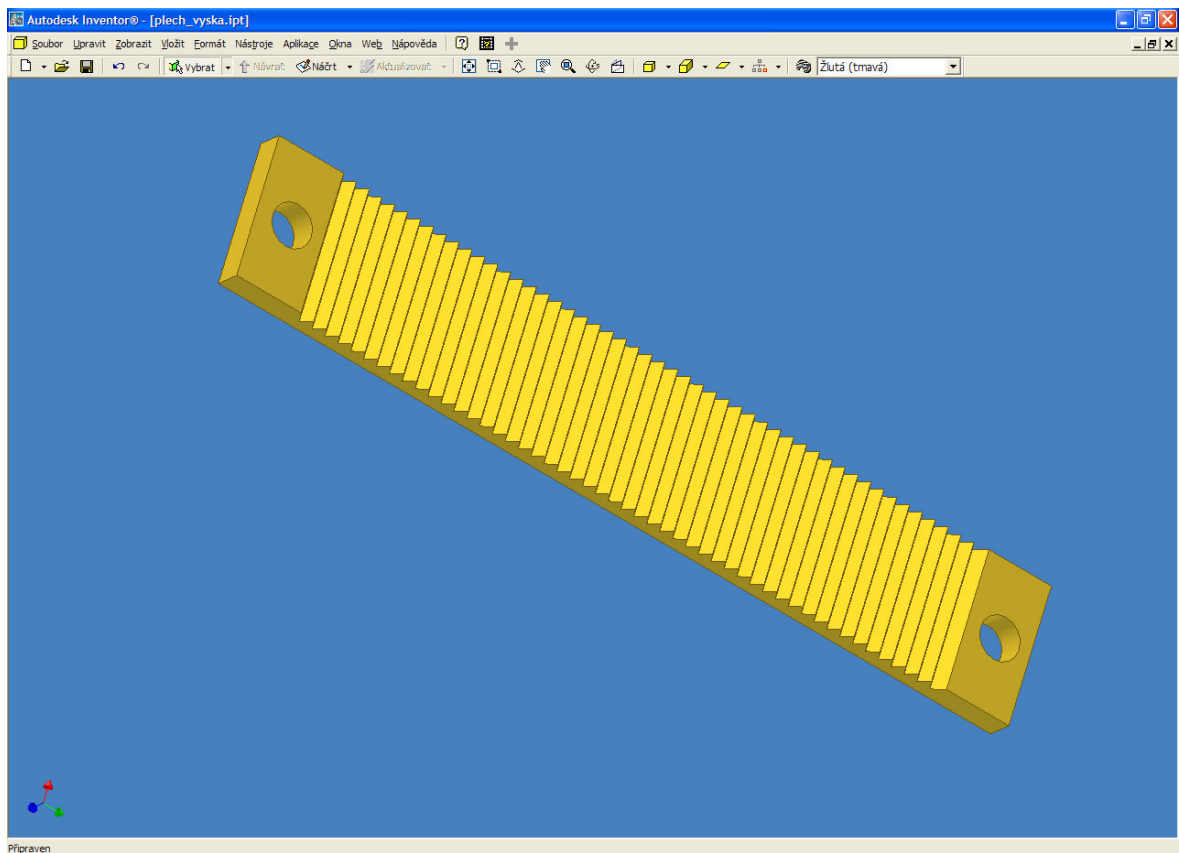
4.3.1 Hřídel výšky



Obr. 33. Hřídel výšky

Hřídel výšky leží v nastavení výšky. Ve svém středu má ozubení, takže jejím otáčením se pomocí plechu výšky posouvá hřídel horizontálně, jejíž posunutím si nastavím potřebnou výšku.

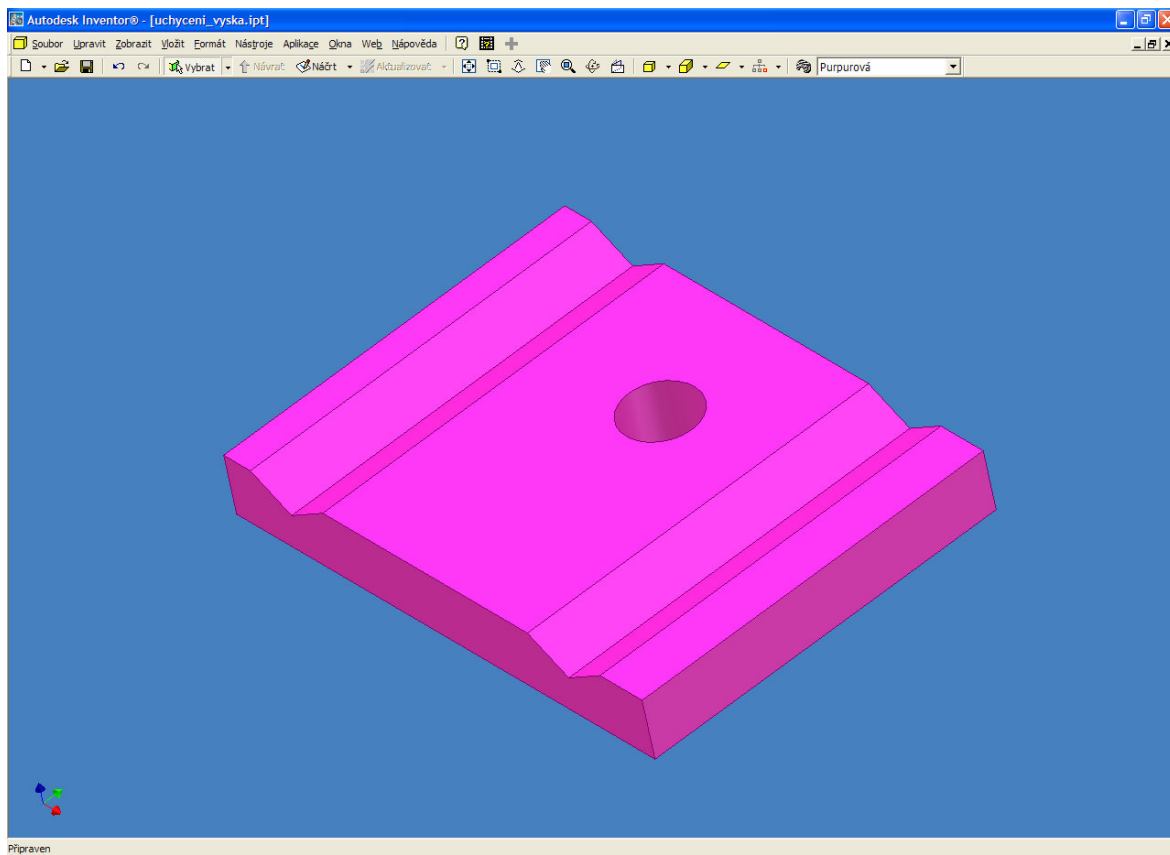
4.3.2 Výškový plech



Obr. 34. Výškový plech

Výškový plech je šrouby připevněn na horizontální hřídeli. Spolu s hřídelí výšky slouží k nastavení potřebné výšky.

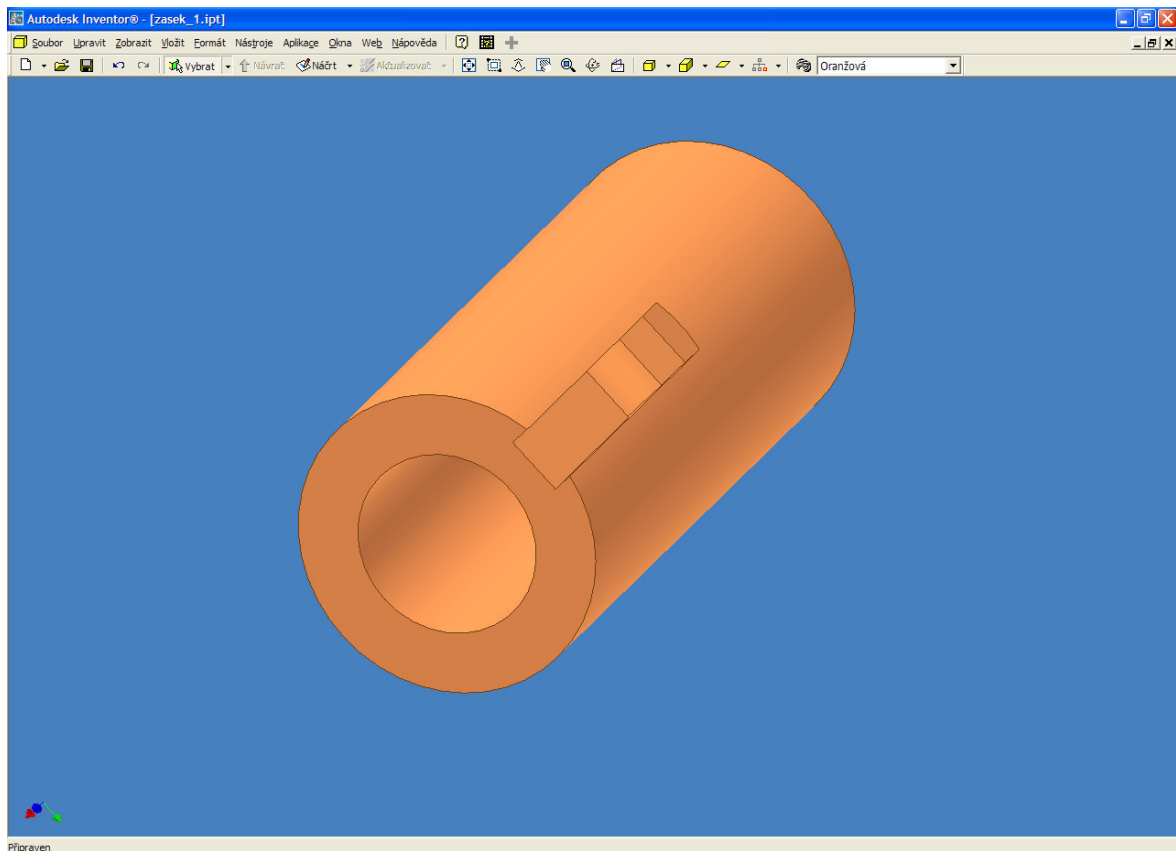
4.3.3 Uchycení výšky



Obr. 35. Uchycení výšky

Pomocí uchycení výšky zafixují potřebnou výšku dotažením šroubu mezi hřídele.

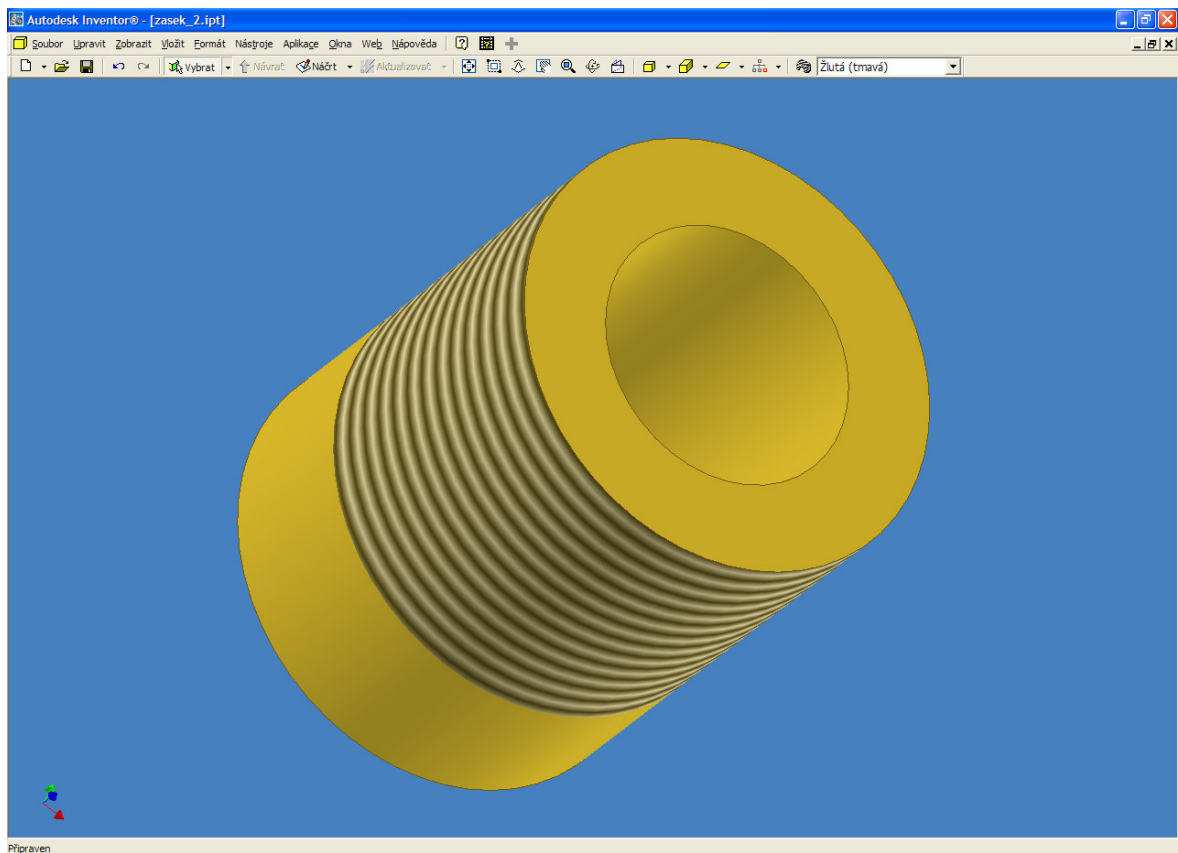
4.4 Čep pro zaseknutí ramena



Obr. 36. Čep pro zaseknutí ramena

Zaseknutí ramena tyče leží v zaseknutí. Je opatřeno drážkou pomocí které ji drží držák zaseknutí. Ve své dutině má pružinu, jejíž pomocí se vysouvá.

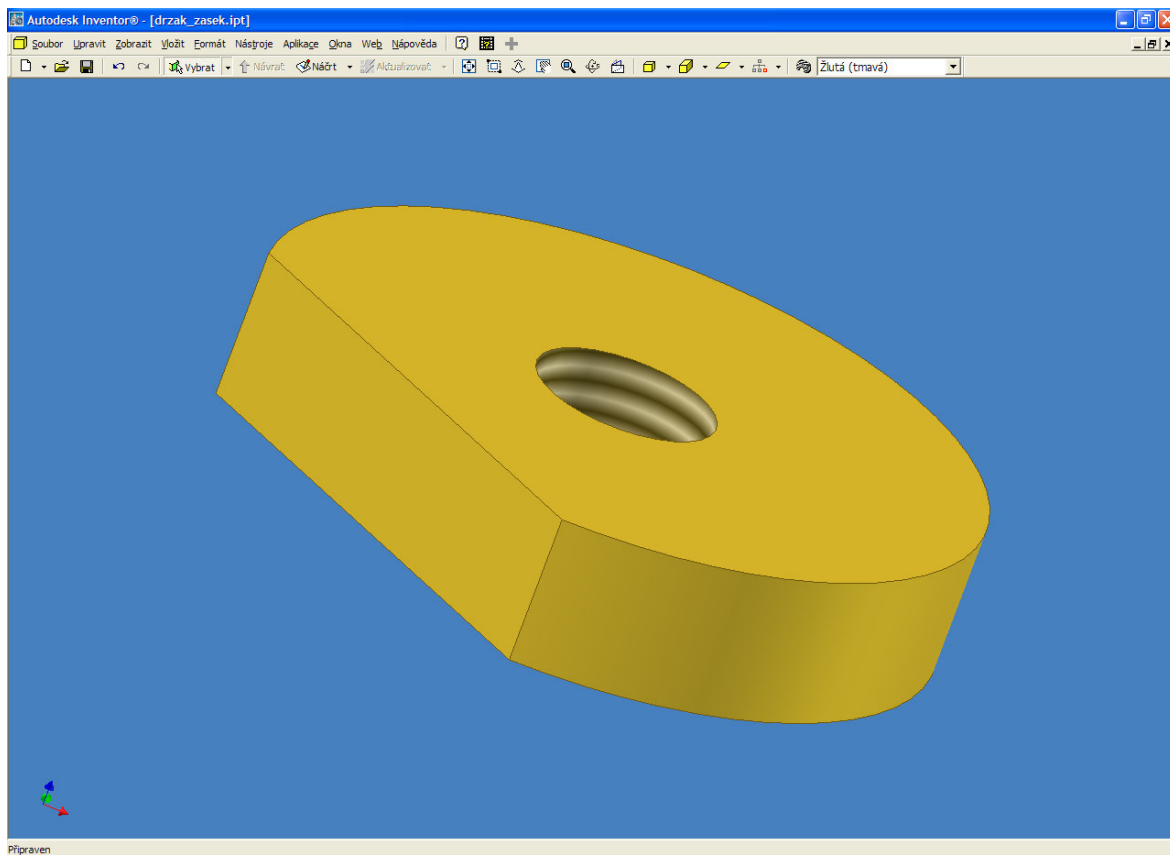
4.4.1 Pouzdro u zaseknutí



Obr. 37. Pouzdro u zaseknutí

Pouzdro u zaseknutí leží z druhé strany díry zaseknutí ramena tyče. Pomocí závitů jeho se nastavuje tuhost vyhazovací pružiny.

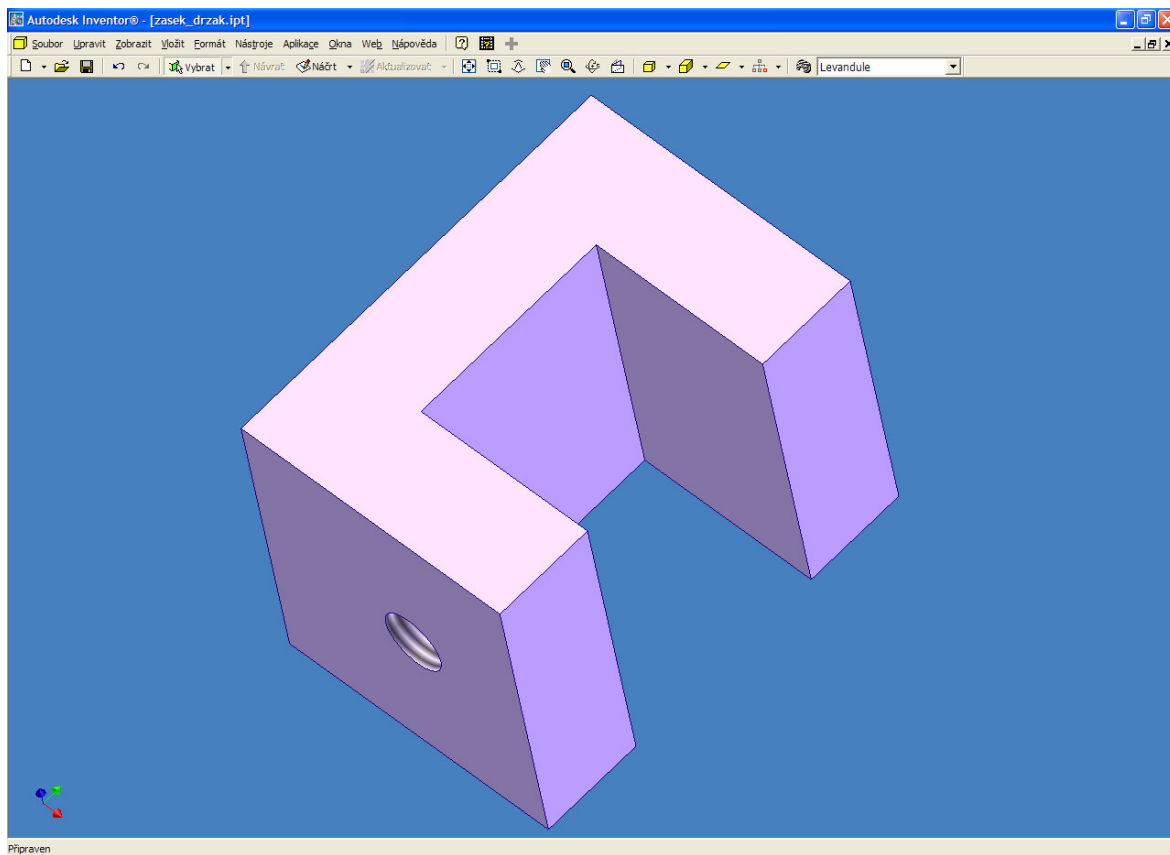
4.4.2 Držák zaseknutí čepu



Obr. 38. Držák zaseknutí čepu

Držák zaseknutí svým pootočením uvolňuje zaseknutí ramena tyče.

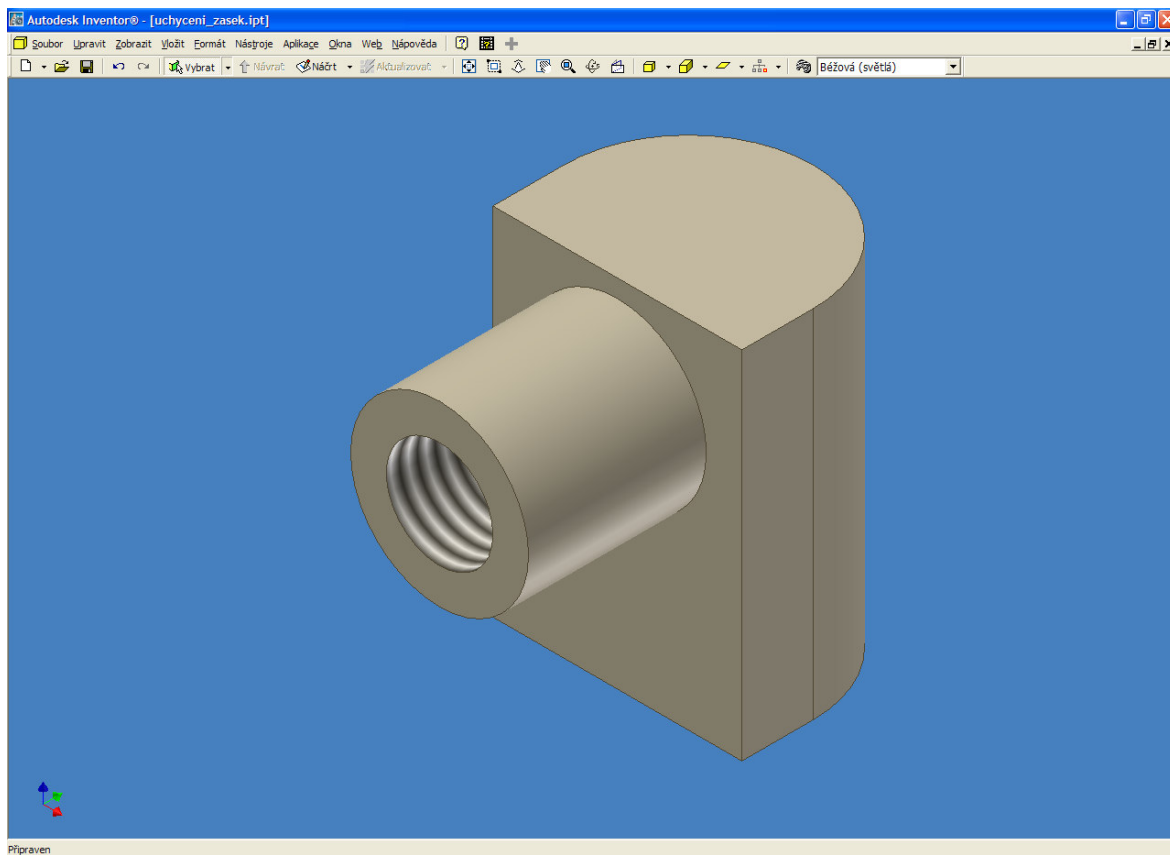
4.4.3 Držák otočné tyče



Obr. 39. Držák otočné tyče

Držák zaseknutí je šroubem přichycen k zaseknutí. Jeho funkce je zastavení tyče, která pomocí držáku zaseknutí uvolní zaseknutí ramena tyče.

4.4.4 Uchycení u záseku



Obr. 40. Uchycení u záseku

Uchycení u záseku slouží ke spojení tyče k ovládání držáku záseku a tyče k zaseknutí ramena zařízení.

SHRNUTÍ

Při konstrukci tohoto zařízení bylo vycházeno ze zkušebního zařízení, na které je používáno v ITC Zlín. To zařízení má podle jeho uživatele několik problémů, které by bylo možno odstranit. Mezi ně patří např. způsob upnutí vzorku, zachycení zpětného pohybu ramene, nemožnost sledování průběhu zpoždění atd.

Navržená řešení byla zaměřena na zachycení ramene a upnutí měřeného vzorku. Zařízení je navrženo ukotvit na základní desku s vyrovnávacími šrouby a čoučkou určenou k měření vodorovné polohy. Na tuto základní desku jsou postupně přidávány a montovány další součásti zařízení.

K nastavení výšky zařízení nad měřícím povrchem je použito ozubeného převodu.

K zastavení ramene v zadní poloze je zkonstruováno zasekávací zařízení. Konstrukčně je problém vyřešen pomocí otočné tyče, kterou rameno při svém dopředném pohybu posune, čímž dojde k otočení hřídele a tím i uvolnění čepu pro zaseknutí ramena, která se v drážce vysune pružina. Tím dojde k zaseknutí ramena zařízení.

Konstrukčně je zpracováno celé zařízení. Detailně je zpracována část zachycovacího řešení a způsob upnutí zkušebního vzorku.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout zařízení pro měření dynamického součinitele tření. Výkresová dokumentace, počínaje 3D modelem až po 2D model sestavy, probíhala v programu INVENTOR. Tento software se zejména díky snadnému 3D modelování a rozsáhlé knihovně normalizovaných součástí, ukázal jako vhodný pro konstrukci tohoto zařízení.

Dynamický součinitel tření je součinitel smykového tření při dané konstantní rychlosti kluzu třecí dvojice. U pneumatik automobilů se měří hlavně z důvodu tzv. aquaplaningu, což znamená ztrátu kontaktu pneumatiky s vozovkou. V tomto okamžiku je vozidlo neovladatelné. Riziko vzniku aquaplaningu roste s množstvím vody na vozovce, vysokou rychlostí a malou hloubkou dezénových drážek pneumatik.

Závěrem bych chtěl dodat, že při napojení tohoto zařízení na elektronické zařízení k zaznamenávání zpomalení, použitím snímače zrychlení a záznamového zařízení bude možno měřit zpomalení kyvadlového ramene, což může znamenat lepší pochopení dějů při dynamických podmínkách tření.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- (1) I.FRANTA : Zpracování kaučukových směsí a vlastnosti pryže, SNTL Praha 1969

- (2) B.MEISSNER, V.ZILVAR : Fyzika polymerů, SNTL Praha 1987

- (3) P.BLAŠKOVIČ, J.BALLA, M.DZIMKO : Tribologia, SNTL Bratislava 1975

- (4) D.F.MOORE : The friction and lubrication of elastomeres, Pergamon press Oxford 1972

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

M	Moment
F	Síla
t	Čas
Δt	Časová prodleva
ω	Úhlová rychlost
v	Rychlost
ν	Viskozita
R	Radius
Ra	Drsnost povrchu
ε	Odstředivost
σ	Normálové napětí
PE	Polyethylen
3D	Třírozměrný prostor
2D	Dvourozměrný prostor

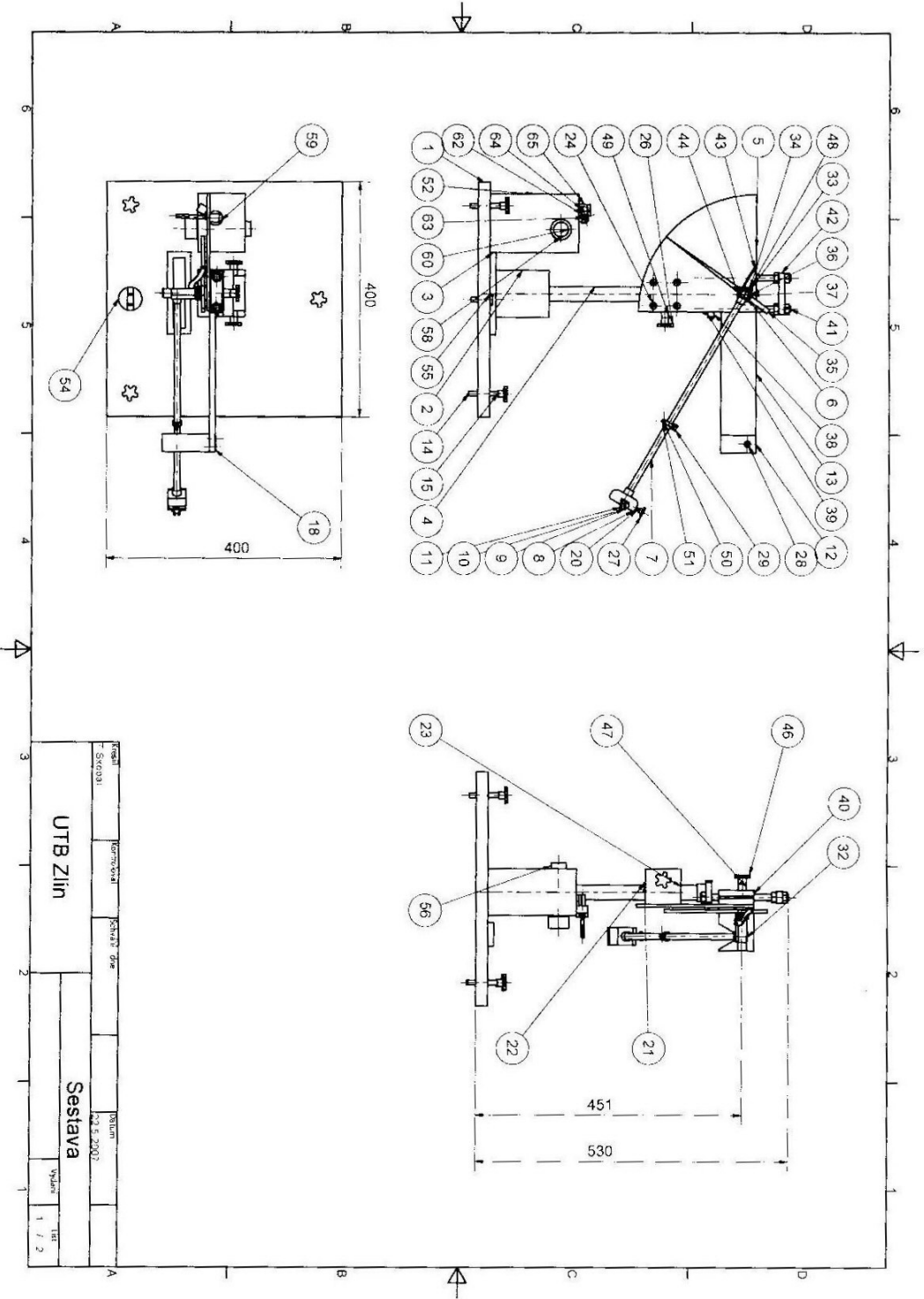
SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1. Zvětšený povrch leštěné oceli	10
Obr. 2. Schematické zakreslení kontaktu dvou povrchů	11
Obr. 3. Typy kontaktu: a) souhlasný b) nesouhlasný	12
Obr. 4. Zobecněná Stribeckova křivka.....	15
Obr. 5. Statické tření a break-away force.....	16
Obr. 6. Typy mazání a) mezní b) částečné fluidní c) plné fluidní.....	17
Obr. 7. Průběh tření při stick-slip pohybu	19
Obr. 8. Průběh momentu tření při rozjezdu a brzdění tělesa	19
Obr. 9. Působení paměti tření na systém	20
Obr. 10. Tvary charakteristik třecí síly.....	24
Obr. 11. Křivka zátěže mechanického napětí „pevného“ mechanismu	25
Obr. 12. Vazba flexibilních štětín v modelu.....	26
Obr. 13. Průběh dither signálu	35
Obr. 14. Regulátory pro kompenzaci tření.....	37
Obr. 15. Kompenzace tření pomocí modelu.....	38
Obr. 16. Způsob určení průběhu signálu metodou kompenzace.....	40
Obr. 17. Princip metody pozorovatele	41
Obr. 18. Adaptivní kompenzace tření.....	42
Obr. 19. Adaptace systému na Coulombovo tření	44
Obr. 20. Zařízení používané v ITC Zlín	47
Obr. 21. Sestava zařízení.....	48
Obr. 22. Základní deska	49
Obr. 23. Zesílení.....	50
Obr. 24. Zaseknutí	51
Obr. 25. Zásobník materiálu	52
Obr. 26. Držák ramena tyče.....	53
Obr. 27. Spouštění ramena tyče.....	54
Obr. 28. Uchycení ramena tyče.....	55
Obr. 29. Držák vzorku	56
Obr. 30. Ručička	57
Obr. 31. Posun ručičky.....	58

Obr. 32. Nastavení výšky.....	59
Obr. 33. Hřídel výšky	60
Obr. 34. Výškový plech.....	61
Obr. 35. Uchycení výšky	62
Obr. 36. Čep pro zaseknutí ramena.....	63
Obr. 37. Pouzdro u zaseknutí.....	64
Obr. 38. Držák zaseknutí čepu	65
Obr. 39. Držák otočné tyče	66
Obr. 40. Uchycení u záseku.....	67

SEZNAM PŘÍLOH

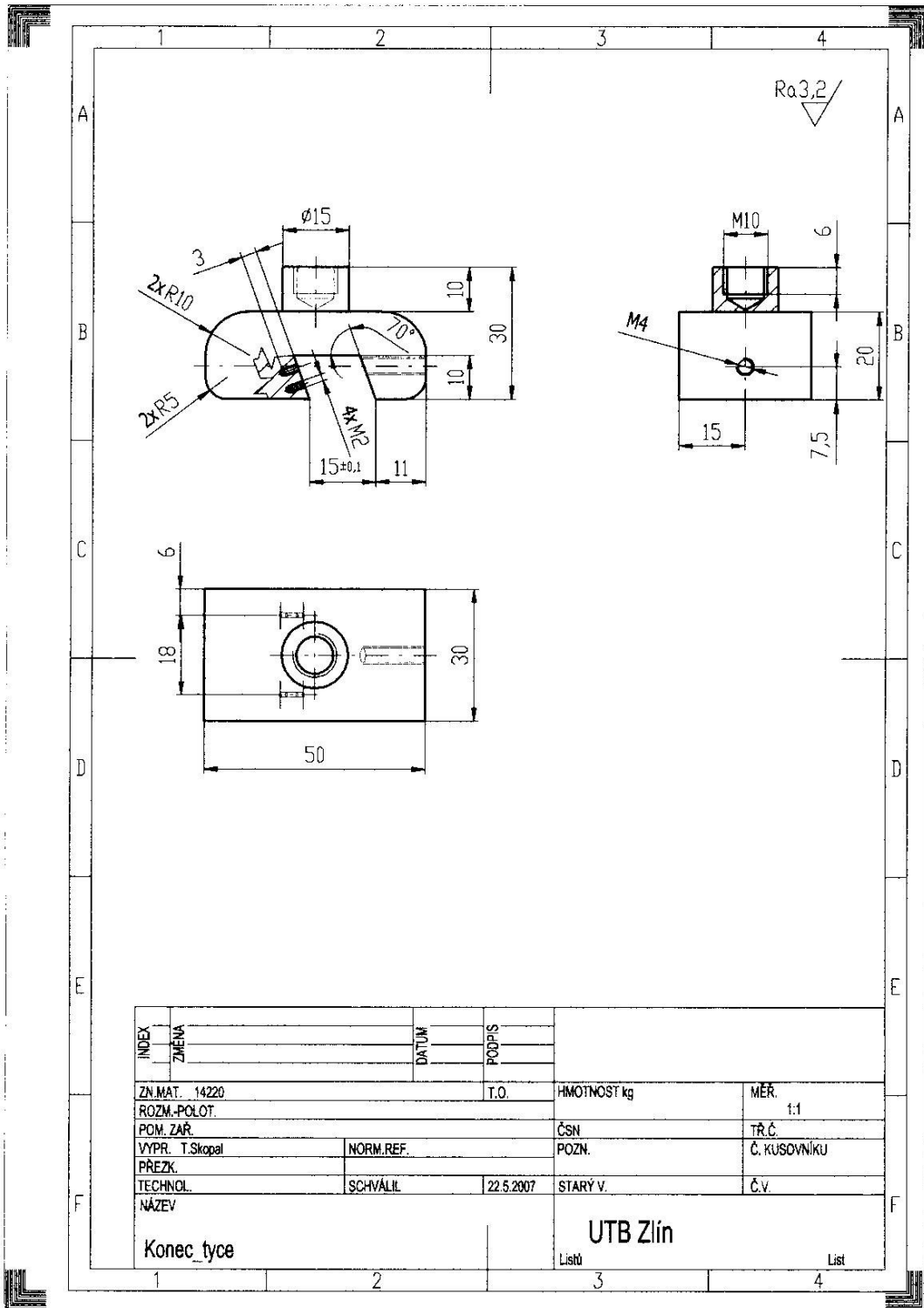
- P I Sestava zařízení
- P II Kusovník
- P III Výrobní výkres – Zaseknutí
- P IV Výrobní výkres – Konec tyče



Právník	Technická	Průmyslová	Průmyslová
ŠKODKA			
UTB Zlin		Sestava	
		22.5.2002	
		Vydání	
		1 / 2	

Kusovník					
POZIC	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS	MATERIÁL	NORMA
1	1	Zakladní deska		14220	
2	1	Zesílení		14220	
3	1	Zasobník_mat		14220	
4	1	Tyc_leva		11800	
5	1	Stupnice		11800	
6	1	Drzak_tyc		14220	
7	1	Tyc_prava		11800	
8	1	Konec_tyce		14220	
9	1	Podložka		14220	
10	1	Klin_pod_podložku		14220	
11	1	Podložka_1		14220	
12	1	Rameno		14220	
13	1	Drzak_tyce		14220	
14	3	Vyrovnávací_sroub		14220	
15	3	Rucka		PE	
16	4	ISO 4762 - M3 x 20	Šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem	Default	ISO 4762 M3 x 20
17	4	ISO 4762 - M12 x 30	Šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem	Default	ISO 4762 M12 x 30
18	4	ISO 4762 - M6 x 35	Šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem	Default	ISO 4762 M6 x 35
19	8	ISO 2009 - M1.6 x 6	Šroub se zápusťnou hlavou	Default	ISO 2009 M1.6 x 6
20	1	Sroub_na_mat		14220	
21	1	Plech_vyska		11800	
22	2	ISO 1207 - M 3 x 10	Šroub s válcovou hlavou	Default	ISO 1207 M 3 x 10
23	1	Nastav_vysky		11800	
24	4	ISO 2009 - M6 x 14	Šroub se zápusťnou hlavou	Default	ISO 2009 M6 x 14
25	1	Hridel_vyska		11800	
26	2	Rucka_vyska		PE	
27	1	Rucka_mat		PE	
28	1	Kolik		14220	
29	1	Tyc_drzak		14220	
30	1	Pruzina1		14260	
31	1	Pruzina2		14260	
32	1	Kolicek		14220	
33	1	Podložka_2		14220	
34	4	ISO 2009 - M3 x 14	Šroub se zápusťnou hlavou	Default	ISO 2009 M3 x 14
35	1	Rucicka		14220	
36	1	ISO 7089 - 12 - 140 HV	Podložka	Default	ISO 7089 12 - 140 HV
37	2	ISO 2982 - M12 x 1 x 17	Kruhová matice se zářezy	Default	ISO 2982 M12 x 1 x 17
38	1	Přiruba_1		14220	
39	6	ISO 4032 - M10	Šestihránná matice	Default	ISO 4032 M10
40	1	Uchycení_vyska		14220	
41	2	Tycka		11800	
42	1	Uchycení_vyska_2		14220	
43	1	Rucicka_posun		14220	
44	4	ISO 1207 - M 2 x 4	Šroub s válcovou hlavou	Default	ISO 1207 M 2 x 4
45	1	Hridel		11800	
46	1	Rucka_vyska_podel		PE	
47	1	Pouzdro_podel		14220	
48	1	Koncovy_cep		14220	
49	2	Pouzdro		14220	
50	1	ISO 1207 - M 3 x 6	Šroub s válcovou hlavou	Default	ISO 1207 M 3 x 6
51	1	ISO 4032 - M3	Šestihránná matice	Default	ISO 4032 M3
52	1	Zaseknuti		14220	
53	4	ISO 4762 - M12 x 20	Šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem	Default	ISO 4762 M12 x 20
54	1	Vaha		Výchozí	
55	1	Vaha_bublina		Výchozí	
56	1	Zasek_2		14220	
57	1	Pruzina_zasek		14260	
58	1	Zasek_1		14220	
59	1	Drzak_zasek		14220	
60	1	Tlumení		Výchozí	
61	1	Hridel_zasek		11800	
62	1	Uchycení_zasek		14220	
63	1	Tyc_zasek		11800	
64	1	ISO 7380 - M3 x 10	Šrouby s půlkulovou hlavou s vnitřním šestihranem	Default	ISO 7380 M3 x 10
65	1	Zasek_drzak		11800	

UTB Zlín
Kusovník
Vydání 2 / 2



INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS		
ZN. MAT.	14220		T.O.	HMOTNOST kg	MÉR. 1:1
ROZM.-POLOT.					
POM. ZAŘ.				ČSN	TR.Č.
VYPR. T. Skopal	NORM. REF.			POZN.	Č. KUSOVNIKU
PŘEZK.					
TECHNOL.	SCHVÁLIL	22.5.2007	STARÝ V.		Č.V.
NÁZEV	Konec_tyce			UTB Zlín	
				Listů	List