



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV MECHANIKY TELES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND  
BIOMECHANICS

# AKTIVNÍ ŘÍZENÍ TLUMENÍ KMITÁNÍ / SAMOBUZENÉHO KMITÁNÍ JEDNOTEK VŘETEN OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

ACTIVE VIBRATION DAMPING/CHATTER CONTROL OF MACHINE TOOL SPINDLE UNITS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

MICHAL ŠKÚCI

VEDOUCÍ PRÁCE

doc. RNDr. Ing. TOMÁŠ BŘEZINA,  
CSc.

SUPERVISOR

BRNO 2011



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2010/2011

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Michal Škúci

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Mechatronika (3906R001)**

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

**Aktivní řízení tlumení kmitání / samobuzeného kmitání jednotek vřeten obráběcích strojů**

v anglickém jazyce:

**Active Vibration Damping/Chatter Control of Machine Tool Spindle Units**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. Provést a vyhodnotit rešerši k současnému stavu řešení vymezené problematiky.
2. Na tomto základě podle pokynu školitele zvolit a sestavit zjednodušený simulační model chování s použitím Matlab/Simulink.
3. Provést vyhledávací simulace.
4. Výsledky simulací interpretovat se zřetelem k praktickým hlediskům.

Cíle bakalářské práce:

Získat prakticky interpretovatelné výsledky vyhledávacích simulací.

**Seznam odborné literatury:**

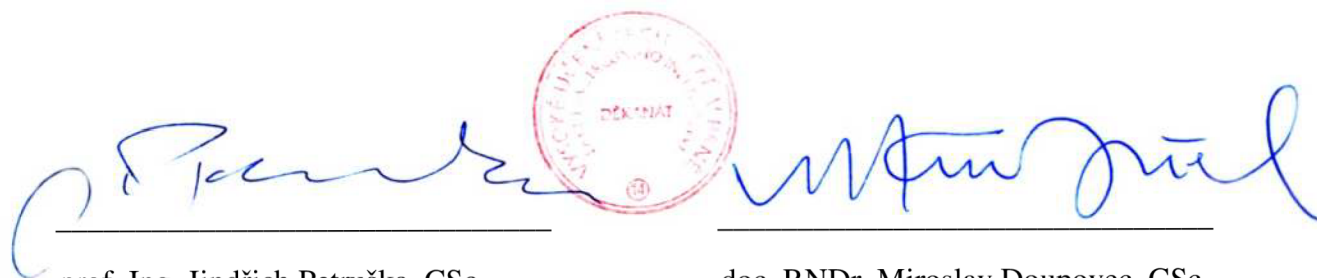
ABELE,E.; ALTINTAS,Y.; BRECHER, C.: Machine tool spindle units, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 59, No. 1, 2010, pp.781–802, ISSN 0007-8506.

Vedoucí bakalářské práce: doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011

V Brně, dne 23.11.2010

L.S.



prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.

Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.

Děkan fakulty



## Abstrakt

Táto bakalárska práca popisuje problematiku obrábania, príčiny kmitania vretena a rôzne spôsoby tlmenia kmitov. Následne zhodnocuje výhody a nevýhody jednotlivých spôsobov tlmenia.

Bol vytvorený a popísaný jednoduchý simulačný model, na ktorom boli prevedené vyhľadávacie simulácie za účelom získať predstavu o chovaní modelu pri rôznych parametroch. Bol taktiež vytvorený model na aktívne tlmenie vibrácií.

## Abstrakt

This bachelor's thesis describes the issue about machining, causes of spindle chatter and different ways of damping chatter. It evaluates advantages and disadvantages of different ways of damping.

There was made and described simple simulation model on which searching simulations was made for purpose of receiving picture of behaviour of model for different parameters. Model of active damping was made too.

## Kľúčové slová

Aktívne riadenie, Regeneračné vibrácie, Piezo, Elektromagnetické ložisko, Elektrorheologická kvapalina, Matlab/Simulink, Vibrácie

## Key words

Active control, Regenerative chatter, Piezo, Electromagnetic bearing, Electrorheological fluid, Matlab/Simulink, Chatter



## Prehlásenie

Prehlasujem, že som túto bakalársku prácu vypracoval samostatne na základe pokynov a rád vedúceho práce a že som všetky použité literárne a internetové zdroje uviedol v zozname použitej literatúry.

V Brne dňa: 27.05.2011



.....  
Michal Škúci

## Pod'akovanie

Chcel by som poďakovať všetkým, ktorí mi pomohli pri vypracovaní tejto bakalárskej práce. Predovšetkým by som rád poďakoval vedúcemu svojej práce doc. RNDr. Ing. Tomášovi Březinovi, CSc. za rady a pomoc.

## Obsah

1. Úvod .....	11
2. Základy mechaniky procesu obrábania .....	13
2.1. Fyzikálne javy v zónach obrábania .....	13
3. Vznik vibrácií .....	17
3.1. Trecie vibrácie .....	17
3.2. Spájanie vibračných módov .....	17
3.3. Termomechanické vibrácie .....	17
3.4. Regeneračné vibrácie .....	17
4. Tlmenie kmitania .....	23
4.1. Pasívne tlmenie .....	23
4.1.1. Optimalizácia nástroja .....	23
4.1.2. Optimalizácia upínacieho systému nástroja .....	24
4.1.3. Optimalizácia vretenového systému .....	24
4.2. Semi-aktívne tlmenie .....	25
4.3. Aktívne tlmenie .....	26
4.3.1. Tlmenie pomocou magnetického ložiska .....	26
4.3.2. Tlmenie pomocou piezo aktuátorov .....	27
5. Simulácia obrábacieho procesu a riadenia tlmenia vibrácií .....	31
5.1. Simulačný model rezných síl .....	32
5.2. Simulačný model stroja .....	32
5.3. Simulačný model aktívneho tlmenia .....	35
6. Zhodnotenie .....	36
Použitá literatúra .....	37
Zoznam použitých symbolov .....	38
Prílohy .....	40



# 1. Úvod

Obrábanie materiálov stále patrí medzi základné výrobné metódy a pravdepodobne ešte nejaký čas zostane. V súčasnosti sa kladie stále väčší dôraz na presnosť a produktivitu. Maximálna produktivita je vyžadovaná hlavne pri obrábaní súčiastok veľkých rozmerov napr. v leteckom priemysle. Dosahovanie čo najkratších produkčných časov vedie k zvyšovaniu otáčok vretien a množstva odoberaného materiálu (axiálne a radiálne) [1].

Pri takýchto podmienkach začína dochádzať ku kmitaniu vretena, čo má za následok zníženie presnosti, kvality opracovanej plochy, zvýšenie opotrebenia nástroja a hluku. Z týchto dôvodov je nutné čo najviac eliminovať kmitanie vretena.

V rešeršnej časti mojej práce rozoberiem základy mechanického obrábania, vznik rôznych druhov vibrácií a metódy ich tlmenia.

V druhej časti bude popísaný zjednodušený simulačný model obrábacieho stroja a aktívneho riadenia tlmenia kmitania.

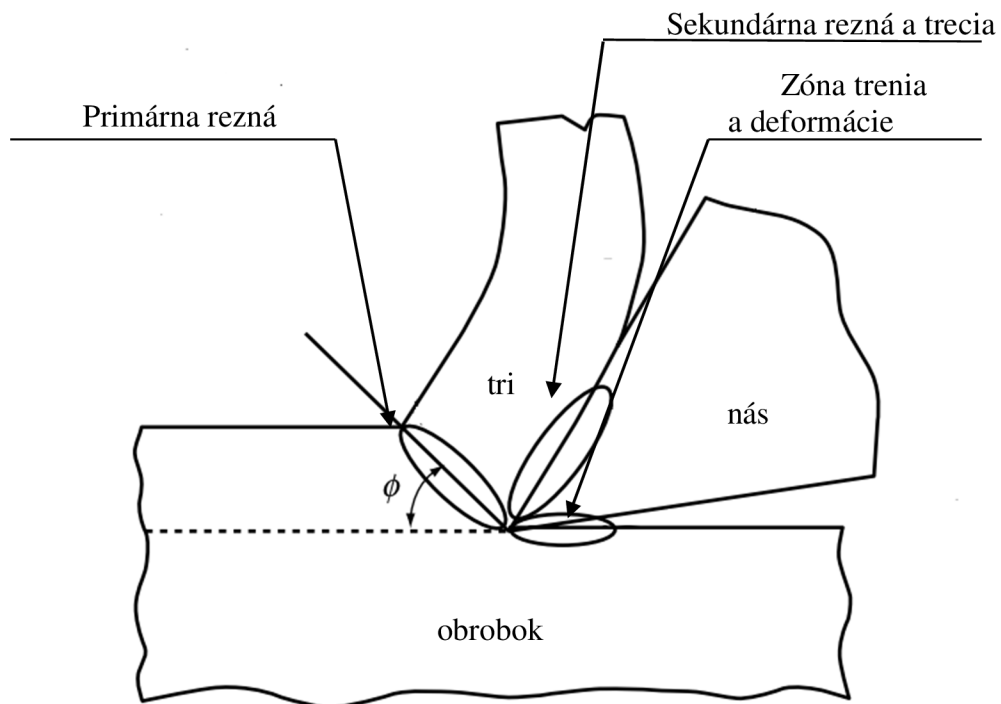




## 2. Základy mechaniky procesu obrábania

V súčasnosti sa pri väčšine strojárnských výrobkov používa k dosiahnutiu konečných rozmerov, tvaru či kvality povrchu mechanické obrábanie. Môžeme ho rozdeliť do viacerých druhov, ako napríklad sústruženie, frézovanie, hobľovanie, vrtanie a podobne. Aj keď každý z druhov mechanického obrábania je určený na vytváranie iných tvarov, ich základný princíp je rovnaký a to dynamická interakcia medzi nástrojom a obrobkom.

Ak chceme matematicky opísať mechanické obrábanie, musíme vziať do úvahy jeho kinematiku, dynamiku, geometriu formovania triesky, mechanické a termodynamické vlastnosti obrobku. Dôležité je porozumieť fyzikálnym dejom, ktoré sa odohrávajú počas obrábania. Môžeme ich rozdeliť na tri zóny ako je vidieť na Obr.1. [1]



Obr. 1 Zóny mechanického obrábania [1]

### 2.1. Fyzikálne javy v zónach obrábania

#### *Primárna rezná zóna*

- elasto-plastické deformácie
- generovanie tepla
- fázová transformácia

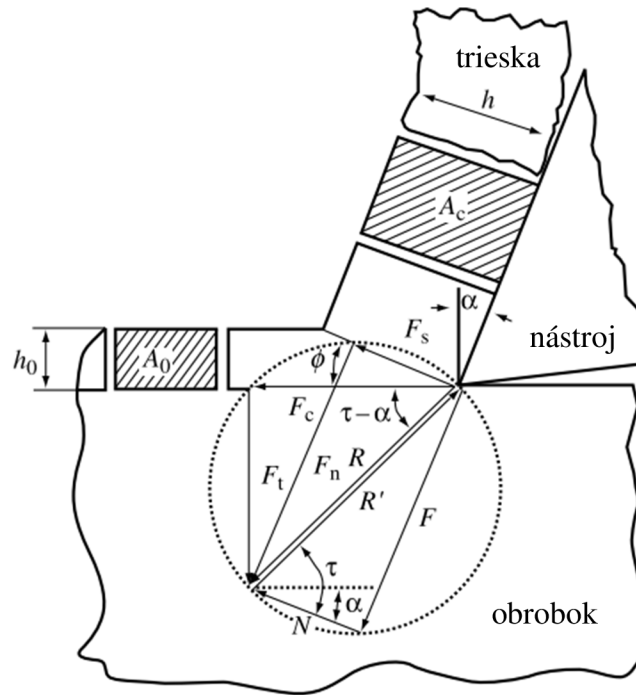
#### *Sekundárna rezná a trecia zóna*

- plastické deformácie
- trenie
- generovanie tepla
- adhézia a difúzia

### Zóna trenia deformácie nástroja

- elastická deformácia
- trenie
- generovanie tepla

Doteraz bolo vytvorených viacero štúdií zaoberajúcich sa modelom mechanického obrábania. Jedným zo základných modelov je Merchantov model, ktorý je založený na koncepte ortogonálneho obrábania.



Obr. 2 Merchantov silový diagram [1]

Základnou myšlienkou Merchantovho modelu je sila  $R$ , ktorou obrobok pôsobí na nástroj, triesku a jej následné kompenzovanie silou  $R'$  pôsobiacej z nástroja. Sila  $R'$  sa skladá z reznej sily  $F_c$  a tlakovej sily  $F_t$ . Sila  $R$  má zložku strižnej sily  $F_s$  a prítláčnej sily  $F_t$ . Základnou premennou Merchantovho modelu je strižný uhol  $\phi$ . Pomocou neho a ďalších konštánt môžeme ľahko určiť ostatné parametre.

$$R = \frac{F_s}{\cos(\tau - \alpha + \phi)} = \frac{\sigma_s A_s}{\cos(\tau - \alpha + \phi)}, \quad (2.1)$$

kde  $A_s$  je priečný rez strižnej plochy,  $\sigma_s$  je strižné deformačné napätie,  $\alpha$  je uhol sklonu nástroja a  $\tau$  uhol trenia. Ak  $A_s$  vyjadríme pomocou strižného uhla ako

$$A_s = wh_0 / \sin \phi, \quad (2.2)$$

kde  $w$  je šírka triesky a  $h_0$  je výška triesky, dostaneme

$$R = \frac{\sigma_s wh_0}{\cos(\tau - \alpha + \phi) \sin \phi}. \quad (2.3)$$

Pomocou goniometrických funkcií a rovnice (2.3) môžeme z Obr. 2 vyjadriť sily  $F_c$  a  $F_t$

$$F_c = R \cos(\tau - \alpha) = \sigma_s w h_0 \frac{\cos(\tau - \alpha)}{\cos(\tau - \alpha + \phi) \sin \phi}, \quad (2.4)$$

$$F_t = R \sin(\tau - \alpha) = \sigma_s w h_0 \frac{\sin(\tau - \alpha)}{\cos(\tau - \alpha + \phi) \sin \phi}. \quad (2.5)$$

Aj keď je Merchantov model veľmi elegantný, moc sa nezhodoval s experimentálnymi výsledkami. K presnejším výsledkom by sme sa mohli dostať použitím Hastingsonovho modelu, kde bol zohľadnený aj vplyv teploty, ktorý Merchantov model neobsahoval. [1]



### 3. Vznik vibrácií

Vibrácie medzi nástrojom a obrobkom patria k jedným z hlavných faktorov limitujúcich produktivitu. Vedú k zníženiu kvality obrobeného povrchu a životnosti nástroja. Problémové sú hlavne tenké dlhé súčiastky a veľmi flexibilné časti. Môžeme ich rozdeliť do dvoch základných skupín a to primárne a sekundárne vibrácie.

Primárne vibrácie môžu vznikať vďaka treniu medzi nástrojom a obrobkom, termodynamickým procesom pri obrábaní a spájaní vibračných módov [1].

Sekundárne vibrácie sú spôsobené regeneráciou zvlnenej obrábanej plochy obrobku tzv. regeneračné vibrácie.

#### 3.1. Trecie vibrácie

Štúdie ukazujú, že vibrácie sú generované trecou silou medzi obrobkom a bokom nástroja a taktiež medzi trieskou a čelnou plochou nástroja. Taktiež bolo zistené, že trenie medzi bokom nástroja a obrobkom budí vibrácie v smere reznej sily  $F_c$  a limituje vibrácie v smere prítlačnej sily  $F_t$ . Bolo zistené, že šmykové napätie a trecia sila klesajú so zvyšujúcou sa rýchlosťou triesky. A preto trecie vibrácie môžu byť podporované, ak sa vyskytnú relatívne oscilácie medzi nástrojom a trieskou [1].

V [2] bolo ukázané, že ak rezná rýchlosť je menšia ako priemerná relatívna rýchlosť medzi nástrojom a obrobkom, potom je proces stabilný. Dôležitý fakt je, že aby mohli vzniknúť trecie vibrácie musí byť trecia sila nekonštantná. V prípade konštantnej sily žiadne vibrácie nevznikajú.

#### 3.2. Spájanie vibračných módov

Tento typ vibrácií sa objavuje, ak vibrácie v smere reznej sily generujú vibrácie v smere tlakovej sily a naopak. Tieto vibrácie môžu mať veľa príčin, ako napríklad trenie medzi nástrojom a obrobkom (trieskou), zmenou hrúbky triesky, regeneračný efekt. [1]

#### 3.3. Termomechanické vibrácie

Termomechanické vibrácie vznikajú kvôli teplote a rýchlosti pnutia v plasticko-deformačnej zóne formovania triesky. [1]

#### 3.4. Regeneračné vibrácie

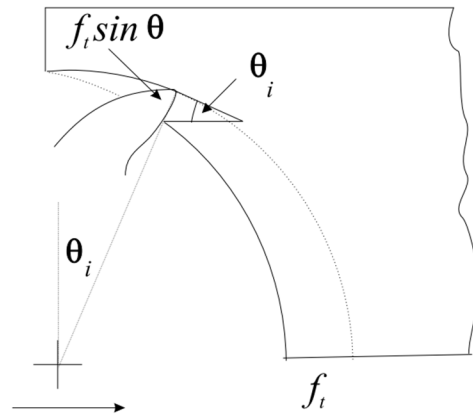
Regeneračné vibrácie paria medzi najviac známy a taktiež najvýznamnejší typ vibrácií. Spôsobuje ho zvlnený povrch obrobenej časti predchádzajúcim zubom rezného nástroja.[3]

Ak porovnáme napríklad primárne vibrácie spôsobené trením a sekundárne regeneračné vibrácie, tak veľkosť trajektórie reznej hrany môže byť aj 10-krát väčšia pri sekundárnych vibráciách. [1]

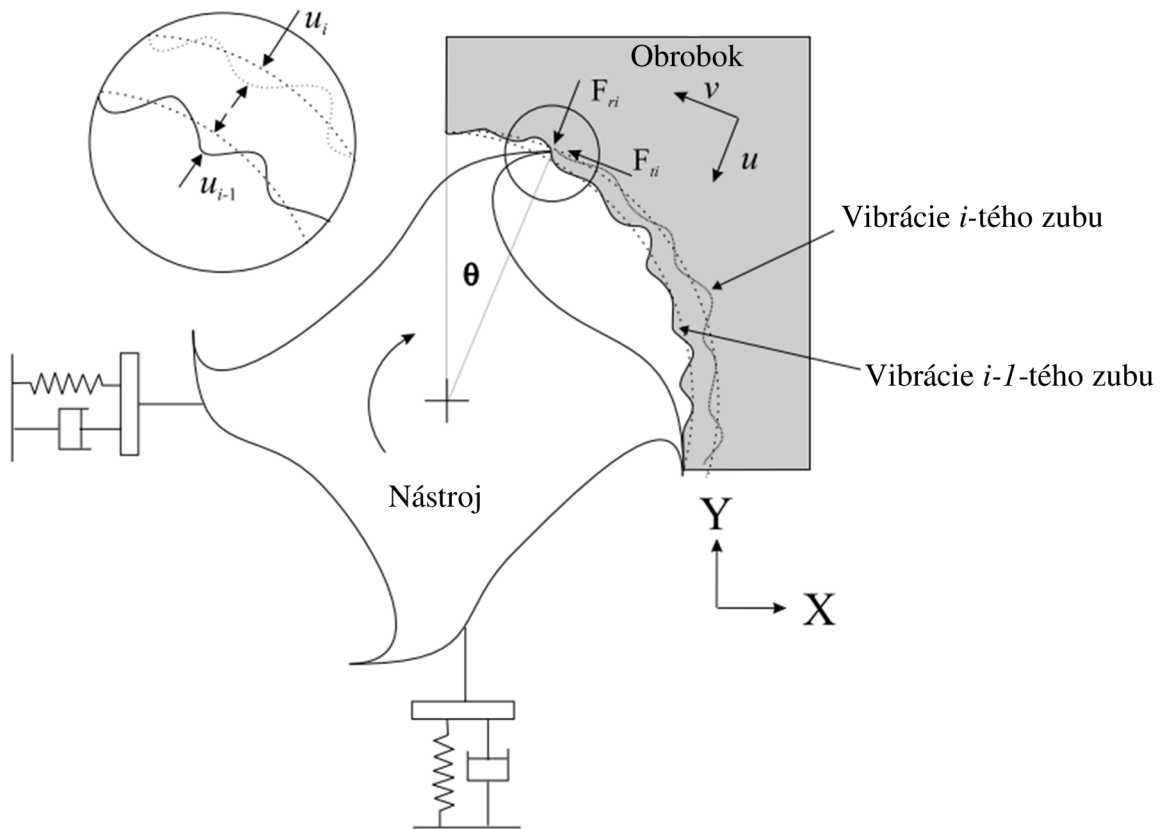
Ich zdrojom je meniaci sa hrúbka odoberanej triesky, ako je vidieť na Obr. 4. Tá sa dá vypočítať pomocou vzorca vychádzajúceho z Obr. 3

$$h_0 = f_i \sin \theta, \quad (3.1)$$

kde  $f_i$  je radiálny posuv rotačného nástroja pri obrábaní a  $\theta$  je uhol natočenia nástroja.



Obr. 3 Radiálny posuv pri frézovaní [4]



Obr. 4 Štandardný model frézy s dvomi stupňami voľnosti [4]

Podľa Obr. 4 je radiálny a tangenciálny posuv  $u_i$  a  $v_i$ . Potom radiálna hrúbka triesky podľa globálnych súradníc X a Y vzhľadom na rovnicu (3.1) je

$$h(\theta) = f_i \sin \theta + u_{i-1} - u_i, \quad (3.2)$$

kde  $u_i$  a  $u_{i-1}$  sú odchýlky  $i$ -tého a  $i-1$ -tého zuba. Platí  $u_{i-1} = u(t-T)$ , kde  $T$  je perióda prechodu zuba, ktorá je rovnaká ako regenerácia s časovým oneskorením. Dostaneme ju pomocou

$$T = \frac{60}{nN}, \quad (3.3)$$

kde  $n$  je počet zubov na fréze a  $N$  je rýchlosť otáčania. Ak chceme vyjadriť radiálnu hrúbku triesky v globálnych súradniciach musíme použiť globálne posunutie  $x$  a  $y$

$$h(\theta) = f_t \sin \theta + \begin{bmatrix} \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x(t) - x(t-T) \\ y(t) - y(t-T) \end{Bmatrix}. \quad (3.4)$$

Z Obr.4 vidíme, že na  $i$ -tý zub pôsobia dve sily, radiálna  $F_{ri}$  a tangenciálna  $F_{ti}$ . Vypočítame ich pomocou vzťahu

$$\begin{Bmatrix} F_{ti} \\ F_{ri} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_t \cdot h(\theta) \cdot a \\ K_r \cdot K_t \cdot h(\theta) \cdot a \end{bmatrix}, \quad (3.5)$$

kde  $K_t$  a  $K_r$  sú tangenciálne a radiálne rezné konštanty a  $a$  je axiálna šírka rezu. Transformované do globálnych súradníc sú

$$\begin{Bmatrix} F_{x_i} \\ F_{y_i} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & -\cos \theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{t_i} \\ F_{r_i} \end{Bmatrix}. \quad (3.6)$$

Dosadením rovnice (3.4) a (3.5) do rovnice (3.6) dostaneme

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} F_{x_i} \\ F_{y_i} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} -K_t \cos \theta \sin \theta & -K_t K_r \sin^2 \theta \\ -K_t \sin^2 \theta & -K_t K_r \sin \theta \cos \theta \end{bmatrix} f_t a + \\ &+ \begin{bmatrix} -K_t \sin \theta \cos \theta - K_t K_r \sin^2 \theta & -K_t \cos^2 \theta - K_t K_r \sin \theta \cos \theta \\ K_t \sin^2 \theta - K_t K_r \sin \theta \cos \theta & K_t \sin \theta \cos \theta - K_t K_r \cos^2 \theta \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x(t) - x(t-T) \\ y(t) - y(t-T) \end{Bmatrix}. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Predchádzajúce rovnice síl zahrnovali len jeden zub. No nástroje fréz sú vybavené vždy niekoľkými zubami. V takom prípade všeobecná rovnica síl v dvoch smeroch je súčet síl každého zuba. Vyjadruje ich rovnica (3.8)

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = K_t \cdot a \cdot \sum_{i=1}^n \left( \begin{Bmatrix} \alpha_{11i} \\ \alpha_{21i} \end{Bmatrix} \cdot f_t + \begin{bmatrix} \alpha_{11i} & \alpha_{12i} \\ \alpha_{21i} & \alpha_{22i} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} \right) \cdot g(\theta_i), \quad (3.8)$$

kde

$$\alpha_{11i} = \frac{1}{2}[-\sin 2\theta_i - K_r(1 - \cos 2\theta_i)],$$

$$\alpha_{12i} = \frac{1}{2}[-(1 + \cos 2\theta_i) - K_r \sin 2\theta_i],$$

$$\alpha_{21i} = \frac{1}{2}[(1 - \cos 2\theta_i) - K_r \sin 2\theta_i],$$

$$\alpha_{22i} = \frac{1}{2}[\sin 2\theta_i - K_r(1 + \cos 2\theta_i)],$$

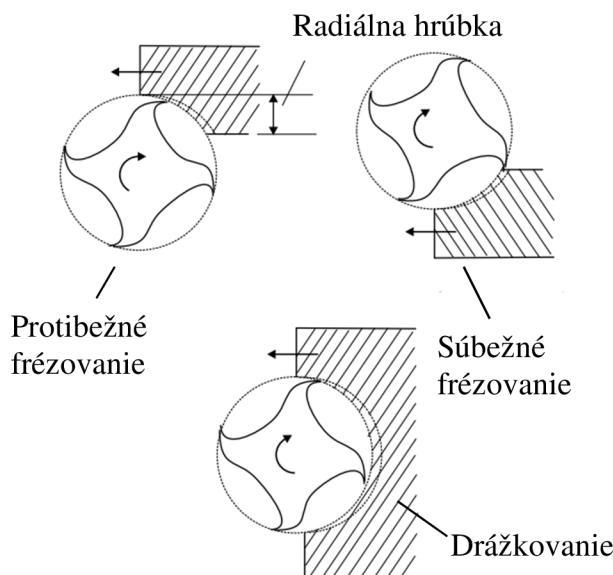
$$\Delta x = x(t) - x(t-T) \quad \Delta y = y(t) - y(t-T),$$

$$\theta_i = \theta + (i-1)\frac{2\pi}{n}. \quad (3.9)$$

$\alpha_{11}$  až  $\alpha_{22}$  sú smerové koeficienty závislé na uhlovej pozícii zubu,  $g(\theta_i)$  je funkcia, ktorá ak je zub v zábere sa rovná 1. V opačnom prípade je rovná 0.

Frézovanie môžeme rozdeliť na 3 druhy ako môžeme vidieť na Obr. 5:

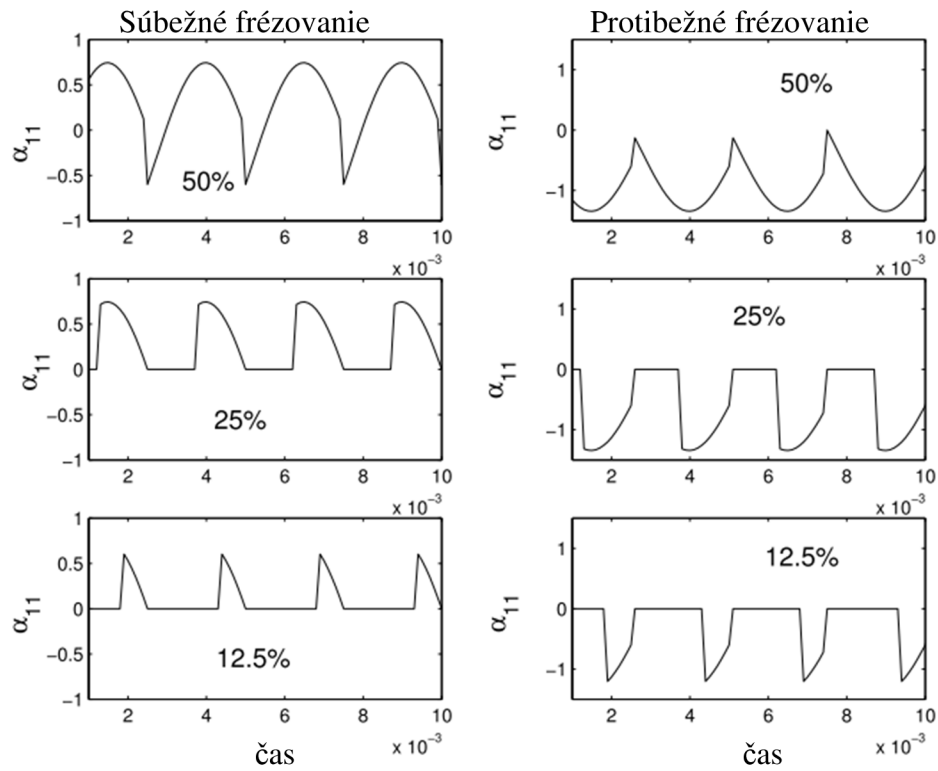
- *protibežné frézovanie* (nástroj sa otáča proti pohybu obrobku a trieska sa tvorí od minimálnej hrúbky po maximálnu)
- *súbežné frézovanie* (otáčky nástroja sú súbežné s pohybom obrobku a hrúbka triesky ide z maxima do minima)
- *drážkovanie* (je to zloženie predchádzajúcich dvoch prípadov, kedy najskôr nastupuje protibežné frézovanie po uhol  $90^\circ$  a nasleduje prechod na súbežné frézovanie)



Obr. 5 Protibežné frézovanie, súbežné frézovanie, drážkovanie [4]

Tieto druhy frézovania rôzne vplyvajú na priebeh síl pri obrábaní, čo má vplyv na stabilitu nástroja. Obr. 6 ukazuje tento vplyv na koeficient  $\alpha_{11}$ , ktorý je závislý na uhlovej polohe zubu. Obrázok odpovedá štvorzubovej fréze pri  $60000 \text{ min}^{-1}$ .





Obr. 6 Priebeh koeficientu  $\alpha_{11}$  [4]

Z obrázku je vidieť, že čím je radiálna hĺbka rezu väčšia, tým je priebeh spojitější a to vďaka zubom, ktoré zostávajú v zábere. Pri menšej hĺbke nastávajú skokové zmeny. Tie majú výrazný vplyv na stabilitu nástroja.[4]



## 4. Tlmenie kmitania

Pri honbe za znižovaním obrábacích časov pri zachovaní kvality narážame na výrazné obmedzenie a tým sú vibrácie nástroja. Na eliminovanie vibrácií môžeme použiť tri rôzne prístupy, alebo aj ich kombináciu:

- pasívne tlmenie
- semi-aktívne tlmenie
- aktívne tlmenie

### 4.1. Pasívne tlmenie

Pasívne tlmenie môžeme považovať za základný prístup ako zvýšiť efektívnosť obrábania. Základným princípom je zlepšenie dynamických vlastností úpravou geometrie, materiálu, alebo pridaním pasívneho tlmiaceho členu. Hlavnou výhodou pasívneho tlmenia je absencia riadenia a akéhokoľvek energetického napájania. [5]

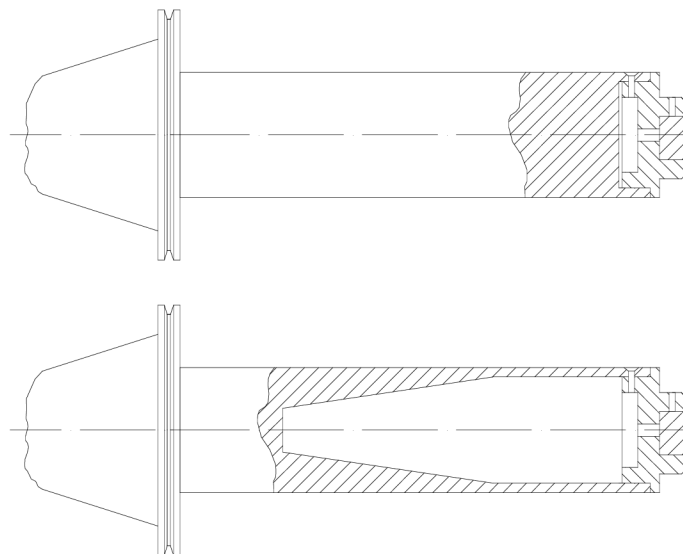
V konštrukcii obrábacieho stroja môžeme nájsť 3 významnejšie časti, ktorých úpravou môžeme dosiahnuť zlepšenie:

- optimalizácia nástroja
- optimalizácia upínacieho systému nástroja
- optimalizácia vretenového systému

#### 4.1.1. Optimalizácia nástroja

Optimalizácia nástroja je vhodná hlavne pri použití nástroja s veľkým presahom pri obrábaní dier, alebo hlbokých foriem. V takýchto prípadoch sa nástroj stáva hlavnou slabinou systému. Hlavným cieľom optimalizácie je zredukovanie oscilačného pohybu nástroja pri zachovaní statickej tuhosti a tým zvýšenie vlastnej frekvencie kmitania.

Keďže pri optimalizácii nástroja sme obmedzení vonkajšími rozmermi, ktoré sú dané obrábacou úlohou, musíme sa zamerať na úpravu vnútorných rozmerov, tak ako je ukázané na Obr. 7. Takýmto spôsobom môžu byť výrazne zlepšené dynamické vlastnosti nástroja, aj keď za cenu určitého zníženia statickej tuhosti.



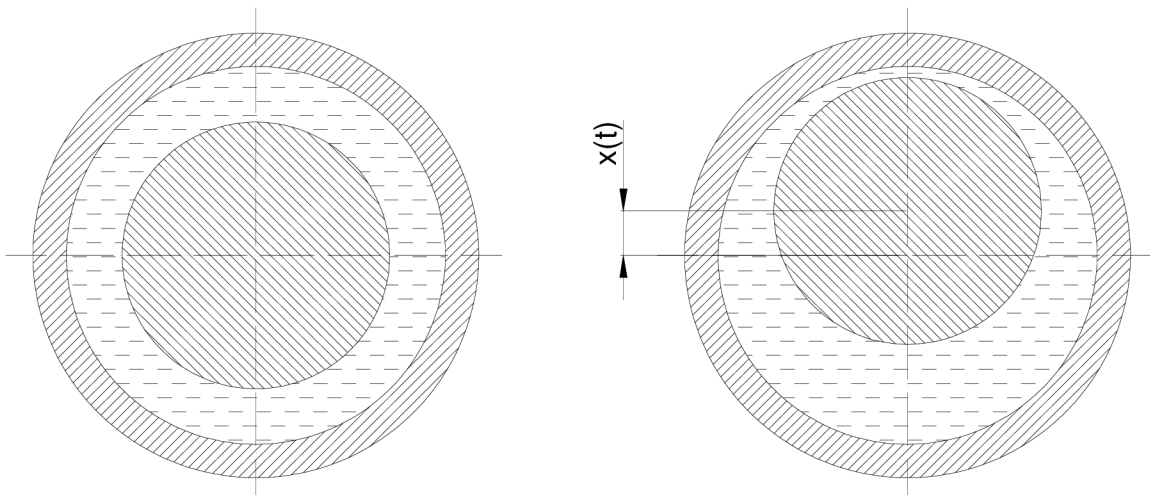
Obr.7 Vyvrtavacie tyče, klasická (hore), optimalizovaná (dole) [5]

Ďalšou možnou úpravou je zmena materiálu obrábacej hlavy nástroja za účelom zníženia hmotnosti hlavy (napr. z ocele na hliník). Tým môže dôjsť k ďalšiemu zlepšeniu dynamických vlastností.[5]

#### 4.1.2. Optimalizácia upínacieho systému nástroja

Ak úprava nástroja neprináša dostatočné zlepšenie, alebo nie je možná, tak ďalšou alternatívou je optimalizácia upínacieho systému nástroja. Docieliť ju môžeme pridaním tlmiaceho a pružného člena medzi nástroj a upínací systém, ako je napr. ukázané na Obr. 8. V tomto prípade sa nachádza tenký film kvapaliny medzi nástrojom a upínacím systémom. V prípade relatívneho posunutia nástroja  $x(t)$  spôsobí tok kvapaliny opačným smerom. Tento tok kvapaliny cez úzku štrbinu premieňa kinetickú energiu systému na teplo.

Nevýhoda tohto systému tlmenia je v zníženej statickej tuhosti, ktorá ale býva v určitých prípadoch akceptovaná pre zlepšenie dynamickej stability systému. Naopak výhoda oproti vyššie zmienenej metóde (optimalizácia nástroja), je možnosť použitia tohto riešenia pre bežné druhy rôznych rezných nástrojov.[5]



Obr. 8 Efekt nestlačiteľnosti kvapaliny [5]

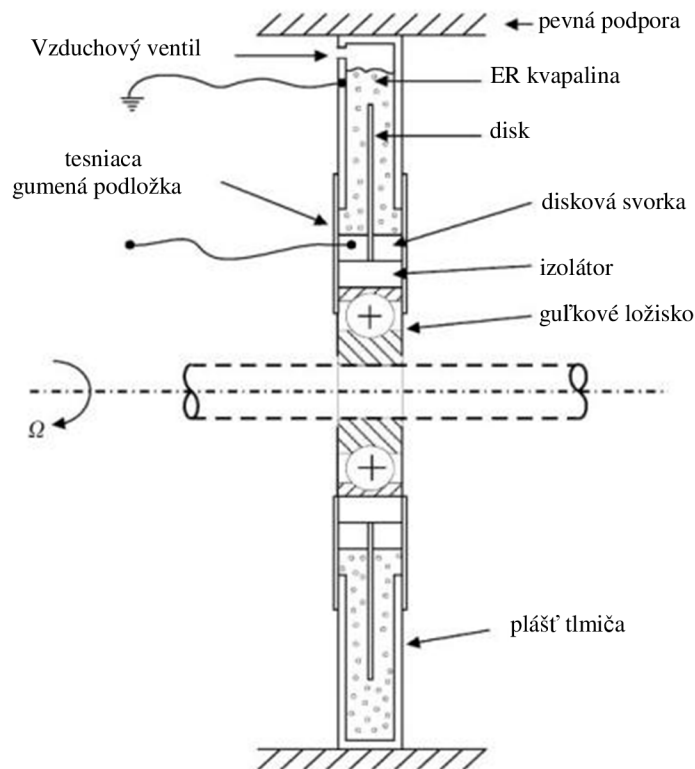
#### 4.1.3. Optimalizácia vretenového systému

Pri použití guľkových ložísk sa vretenový systém stáva väčšinou najslabším elementom. A to práve vďaka guľkovým ložiskám, ktoré majú dobré vlastnosti, čo sa týka dosahovaných rotačných rýchlostí a presnosti, no relatívne nízku schopnosť tlmenia vzhľadom k hydrostatickým a hydrodynamickým ložiskám. Preto je vhodné pre zvýšenie tlmenia použiť napríklad kombináciu guľkových ložísk a nerotujúceho hydrostatického ložiska v prednej časti vretenového systému. V takomto prípade budú zachované vlastnosti guľkových ložísk, no schopnosť tlmenia systému bude väčšia. Podobne ako pri predchádzajúcich riešeniach treba brať ohľad na zníženú statickú tuhosť systému.

## 4.2.Semi-aktívne tlmenie

Pasívne tlmenie, aj keď má svoje výhody v jednoduchosti a cene, nie vždy je dostačujúce. Riešenie môže predstavovať semi-aktívne tlmenie, ktoré môžeme považovať za strednú cestu v ochrane dynamického systému pred vibračnými impulzmi. Oproti pasívnemu tlmeniu predstavuje hlavnú výhodu v možnosti meniť vlastnosti systému, ako tuhosť alebo tlmenie v rámci cyklu vibrácií. V porovnaní s aktívnym tlmením má tento systém výhody vo väčšej jednoduchosti a menšej energetickej náročnosti.

Príkladom k realizácii semi-aktívneho tlmenia môže byť použitie elektroeologickéj kvapaliny, nazývanej aj ER kvapalina. Jedná sa o nevodivú kvapalinu (zvyčajne druh oleja) obsahujúcu dielektrické častice. Táto kvapalina má schopnosť meniť svoj stav z tekutého na pevný vystavením elektrickému poľu. Deje sa tak vďaka polarizačnému javu, kedy častice v kvapaline vytvoria reťazovú sieť medzi elektródami. Tento jav, ale nie je len jednoduchá zmena viskozity. V momente zapnutia elektrického poľa sa ER kvapalina chová ako Bingham plastická kvapalina s medzou klzu danou silou elektrického poľa. Po dosiahnutí tejto medze sa začne chovať podobne ako Newtonova kvapalina, čiže šmykové namáhanie je úmerné šmykovej rýchlosti. Výhodou ER kvapaliny je schopnosť meniť svoj stav radovo v milisekundách. Ďalšou výhodou je, že dokáže kontrolovať viac mechanickej energie ako je potrebnej elektrickej energie na kontrolu tohto javu. Naopak nevýhodou je potreba napájania vysokým napätím, čo môže byť značne nebezpečné. [6]



Obr. 9 ER tlmič [7]

Možné riešenie tlmiča s použitím ER kvapaliny môže byť realizované ako je uvedené na Obr. 9. Toto riešenie bolo použité v [7]. Tento tlmič je umiestnený na hriadeli pomocou gul'kového ložiska, ktoré zabezpečí spolu s gumenou tesniacou podložkou (s dostatočnou

tuhosťou v krute), že disk vnútri tlmiča nebude rotovať spolu s hriadeľom. Po privedení elektrickej energie sa medzi plášťom tlmiča a diskom vytvorí elektrické pole, ktoré spôsobí chovanie kvapaliny, ako je opísané vyššie. Pri kmitaní prichádza na radu trenie v podobe súvislého trieštenia reťazovej siete častíc v ER kvapaline a tým k tlmeniu kinetickej energie a jej premene na teplo.

### **4.3. Aktívne tlmenie**

Aktívne tlmenie spomedzi vyššie spomenutých metód predstavuje najvýkonnejší a najpresnejší spôsob tlmenia. Vyznačuje sa zvyčajne aplikovaním dynamických síl v rovnakej frekvencii, ako je frekvencia kmitov. No bude spomenutý aj iný prístup a to v podobe riadenia otáčok vretena. Aktívne tlmenie môže poskytnúť výborné výsledky, no skladá sa z viacerých častí a systém sa stáva oveľa zložitejším. Vďaka tomu sa zvyšuje šanca potenciálneho zlyhania. Jeho nevýhodami sú vyššie energetické nároky, vyššia cena a zložitosť.

Existujú tri možné prístupy aktívneho tlmenia:

- tlmenie pomocou magnetického ložiska
- tlmenie pomocou piezo-keramických aktuátorov
- riadením otáčok vretena

#### **4.3.1. Tlmenie pomocou magnetického ložiska**

Ako bolo napísané vyššie aktívne tlmenie je zvyčajne založené na aplikácii opačných dynamických síl v rovnakej frekvencii. Jeden zo spôsobov, ako tieto sily aplikovať, je použitie aktívneho magnetického ložiska.

Aktívne magnetické ložiská sú na tento účel výhodné hlavne pre svoju schopnosť aplikovať sily na hriadeľ bezkontaktné. Z toho vyplývajú rôzne výhody napr. absencia trecích síl a tým pádom aj oteplenia, takmer nulový odpor a nevytvárajú hluk. Keďže sa neopotrebovávajú majú dlhú životnosť a zvládajú aj veľmi vysoké rýchlosti, ktoré sú obmedzené hlavne odstredivou silou. No nie je výhodné (hlavne pri väčších obrábacích strojoch) použiť ich samotné pre svoje veľké rozmery a energetickú náročnosť. Preto sa zvyčajne používajú spolu s klasickými guľkovými ložiskami. Takéto usporiadanie spája výhody týchto dvoch druhov ložísk. Klasické ložiská dávajú potrebnú tuhosť, ktorá je vyššia vzhľadom k rozmerom a taktiež zabezpečujú väčšiu bezpečnosť systému, pretože magnetické ložiská musia byť elektronicky riadené, čo zvyšuje šancu prípadného zlyhania.

Aby mohli magnetické ložiská správne pracovať, musia mať niekoľko dvojíc pólov umiestnených oproti sebe, aby mohla byť sila aplikovaná v oboch smeroch. Ďalej je potrebný senzor polohy, ktorý sníma veľkosť výchylky a pomocou riadenia so pätnou väzbou udržuje levitáciu rotora. Presnosť s akou dokážu ložiská pracovať z veľkej časti závisí na presnosti senzora, akým bude poloha rotora snímaná. Keďže je potrebné aby senzory snímali len malé vzdialenosti, výber z polohových sensorov môžeme zúžiť na:

#### Senzor vírivých prúdov

Tento druh sensorov je možné použiť v prítomnosti elektricky vodivých materiálov s feromagnetickými, alebo paramagnetickými vlastnosťami. Senzor pozostáva z cievky, ktorou prechádza konštantný vysokofrekvenčný prúd. Elektromagnetické pole cievky vyvolá vírivé prúdy v meranom objekte čo mení impedanciu cievky. Táto zmena impedancie vyvolá elektrický signál, ktorý je úmerný vzdialenosti. Sensory vírivých prúdov predstavujú asi najlepšie riešenie. Majú malé rozmery, veľkú citlivosť a tepelnú stabilitu.

### Kapacitný senzor

Senzor pracuje na princípe ideálneho platňového kondenzátora, ktorého reaktancia sa mení lineárne so vzdialenosťou. Kapacitný senzor ukazuje lepšie výsledky, čo sa týka citlivosti a tepelnej stability. Vhodný je hlavne na nižšie rýchlosti kvôli svojej slabšej odozve. No jeho nevýhodou sú väčšie rozmery.

### Hallov senzor

Hallov senzor patrí do kategórie magnetických snímačov. Zmena magnetického poľa, ktorá závisí na vzdialenosti, spôsobuje zmenu výstupného napätia na senzore. Hallov senzor je odozvou podobný kapacitnému, ale je viac ovplyvňovaný teplotnými zmenami. Jeho hlavnou výhodou sú malé rozmery.[8]

#### **4.3.2. Tlmenie pomocou piezo aktuátorov**

Ďalšou možnosťou ako aplikovať protichodné sily na hriadeľ je pomocou piezo aktuátorov. Tie sú na túto úlohu vhodné vďaka svojej schopnosti aplikovať pomerne veľké sily na malú vzdialenosť s veľkou presnosťou. Táto schopnosť je založená na piezo elektrickom jave, ktorý popisuje interakciu medzi mechanickým a elektrickým stavom v kryštalických materiáloch s neinverznou symetriou. To znamená, že materiál generuje elektrický náboj, ak je ním pôsobená silou. No tento proces funguje aj opačne a to, že materiál dokáže generovať mechanickú silu pri pôsobení elektrického poľa. Práve táto schopnosť je využitá pri tomto spôsobe tlmenia vibrácií. [9]

Pôsobenie silou je vždy spojené s redukciou v predĺžení oproti nezaťaženému stavu. Maximálna sila, ktorou dokáže aktuátor pôsobiť nastáva pri maximálnom napätí a nulovom predĺžení a možno ho vypočítať pomocou vzorca

$$F_{\max} = k_p \cdot \Delta l_0, \quad (4.1)$$

kde  $k_p$  je tuhosť piezo aktuátora a  $\Delta l_0$  je maximálne predĺženie v nezaťaženom stave. Na to je možné použiť vzorec

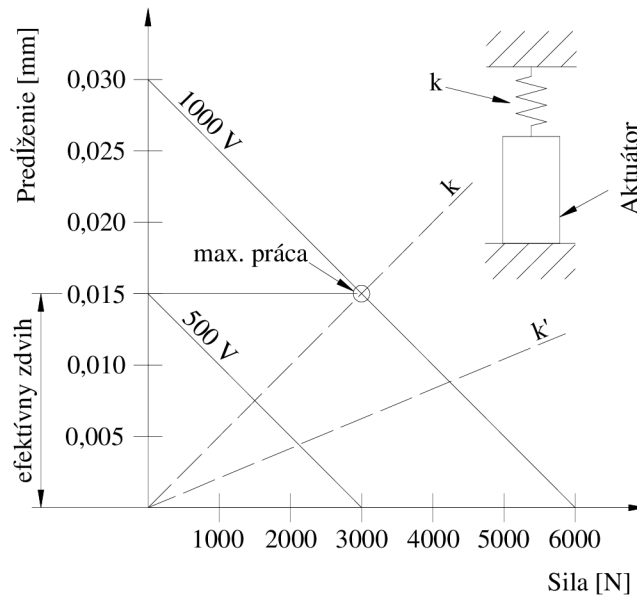
$$\Delta l_0 = d_{33} \cdot n_p \cdot u_{\max}, \quad (4.2)$$

kde  $d_{33}$  je deformačný koeficient,  $n_p$  je počet keramických vrstiev a  $u_{\max}$  je maximálne napätie. Ak chceme zistiť predĺženie pri určitom zaťažení a napätí musíme rovnicu (4.2) rozšíriť na

$$\Delta l_p = s_{33}^E \cdot \frac{l_p}{A_p} F_z + d_{33} \cdot n_p \cdot u_p, \quad (4.3)$$

kde  $s_{33}^E$  je elastický koeficient posunutia,  $l_p$  je dĺžka modulu piezo aktuátora,  $A_p$  je obsah prierezu kolmého na os posunutia,  $F_z$  je zaťažovacia sila pôsobiaca proti vysunutiu aktuátora a  $u_p$  je aktuálne napätie piezo aktuátora. [10]

Uvedené rovnice sú všetky lineárne, pretože koeficienty sú prezentované ako konštanty. Avšak treba pamätať na to, že koeficienty sú závislé od teploty, tlaku, elektrického poľa a pod. Preto je možné tieto rovnice použiť len pre orientačné priblíženie. Aby bolo dosiahnutej vyššej presnosti je potrebné do rovníc zaniest nelinearity.



Obr. 10 Generácia sily v závislosti na predĺžení [10]

Piezo aktuátory na rozdiel od vyššie spomenutých magnetických ložísk nedokážu aplikovať sily bezkontaktné. Keďže nie je možné pôsobiť priamo na rotujúci hriadeľ, je potrebné aplikovať silu pomocou ložísk (najlepšie pomocou ložiska umiestneného najbližšie k nástroju), kde vonkajší krúžok je nehybný. Podobné riešenie bolo popísané v [11], kde navyše s klasickým ložiskom bolo použité aj hydrodynamické ložisko.

Tento spôsob tlmenia vibrácií (na rozdiel od predchádzajúcich) nie je založený na aplikovaní dynamických síl, ale na vyhýbaní sa im resp. na nájdení vhodnej obrábacej rýchlosti pri danej hĺbke, keď je systém stabilný. Tento spôsob vychádza z grafov stability, ako je vidieť na Obr. 11.b). Tie vyznačujú stabilnú a nestabilnú pracovnú oblasť stroja. Je to závislosť maximálnej hĺbky obrábania na otáčkach.

Aby mohol byť takýto graf zostrojený, je potrebné získať maticu prenosovej funkcie, ktorá popisuje sily pôsobiace na nástroj a posunutie v kontaktnej zóne:

$$[G(i\omega)] = \begin{bmatrix} G_{xx}(i\omega) & G_{xy}(i\omega) \\ G_{yx}(i\omega) & G_{yy}(i\omega) \end{bmatrix}, \quad (4.4)$$

kde  $G_{xx}(i\omega)$  a  $G_{yy}(i\omega)$  sú priame prenosové funkcie v  $x$ -ovom a  $y$ -ovom smere.  $G_{xy}(i\omega)$  a  $G_{yx}(i\omega)$  sú krížové prenosové funkcie. Následne je potrebné zvoliť frekvenciu vibrácií  $\omega_c$  v oblasti dominantného módu. Ak uvažujeme, že  $G_{xy}$  a  $G_{yx}$  sú rovné nule môžeme vypočítať vlastné čísla pomocou kvadratickej rovnice

$$a_0\Lambda^2 + a_1\Lambda + 1 = 0, \quad (4.5)$$



kde

$$\begin{aligned} a_0 &= G_{xx}(i\omega_c)G(i\omega_c)(\alpha_{xx}\alpha_{yy} - \alpha_{xy}\alpha_{yx}), \\ a_1 &= \alpha_{xx}G_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{yy}G_{yy}(i\omega_c), \end{aligned}$$

kde

$$\begin{aligned} \alpha_{xx} &= \frac{1}{2}[\cos 2\theta - 2K_r\theta + K_r \sin 2\theta]_{\theta_{st}}^{\theta_{ex}}, \\ \alpha_{xy} &= \frac{1}{2}[-\sin 2\theta - 2\theta + K_r \cos 2\theta]_{\theta_{st}}^{\theta_{ex}}, \\ \alpha_{yx} &= \frac{1}{2}[-\sin 2\theta + 2\theta + K_r \cos 2\theta]_{\theta_{st}}^{\theta_{ex}}, \\ \alpha_{yy} &= \frac{1}{2}[-\cos 2\theta - 2K_r\theta - K_r \sin 2\theta]_{\theta_{st}}^{\theta_{ex}}, \end{aligned}$$

kde  $\theta_{st}$  a  $\theta_{ex}$  sú vstupný a výstupný uhol nástroja. Z rovnice (4.5) dostaneme vlastnú hodnotu s reálnou a imaginárnou časťou  $\lambda = \lambda_R + i\lambda_I$ . Dosadením reálnej a imaginárnej časti do nasledujúcej rovnice

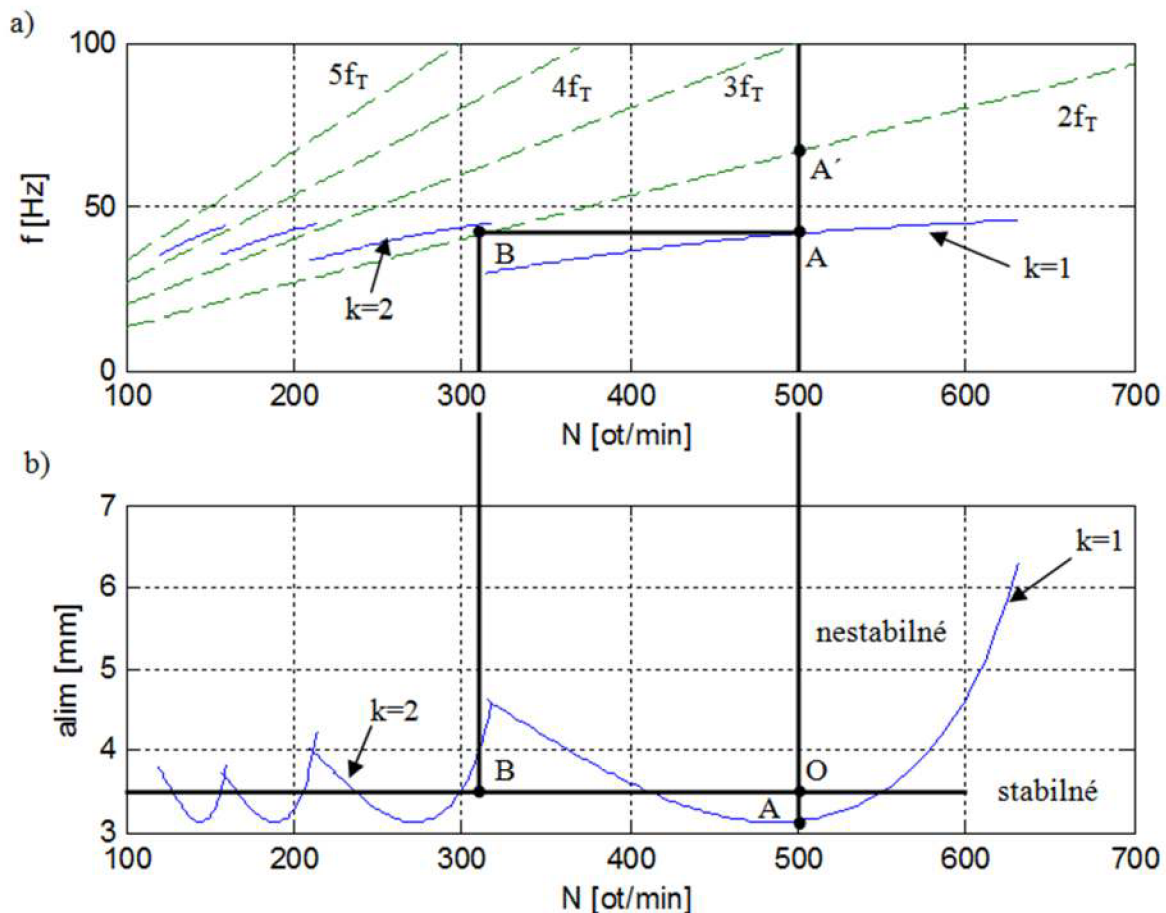
$$a_{\lim} = -\frac{2\pi\Lambda_R}{nK_t} \left[ 1 + \left( \frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} \right)^2 \right], \quad (4.6)$$

dostávame výpočet pre minimálnu hĺbku obrábania. Rýchlosť pri danej hrúbke obrábania dostaneme z

$$\omega_c T = \pi - 2 \tan^{-1} \left( \frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} \right) + 2k\pi \rightarrow N = \frac{60}{nT}, \quad (4.7)$$

kde  $k = 0, 1, 2, \dots$  pre každú krivku stability. Ak tento postup zopakujeme pre viacero frekvencií vibrácií okolo dominantného módu evidentného z prenosových funkcií, dostaneme graf ako na Obr. 11.b). [12]

Na Obr. 11 je ukázaný krátky príklad algoritmu, pomocou ktorého je možné nájsť stabilné otáčky pri danej hĺbke obrábania bez znalosti dynamiky systému. Tento systém je podrobnejšie rozobraný v [13].

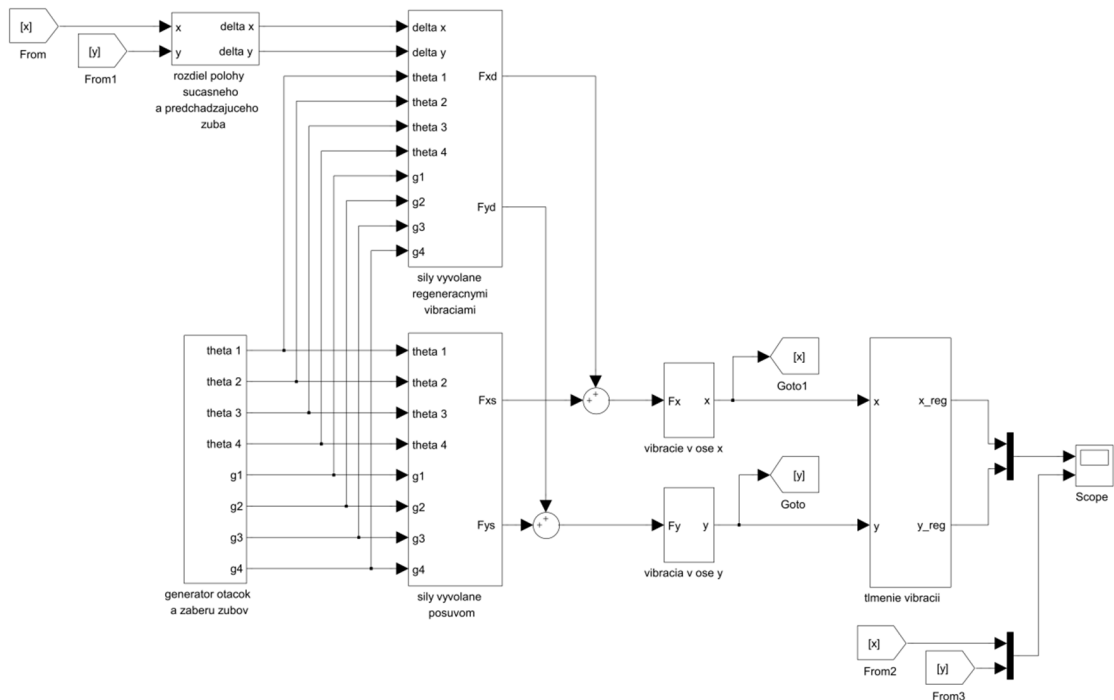


Obr. 11 Vyhľadávanie stabilných otáčok

Na Obr. 11 je ukázaný krátky príklad algoritmu, pomocou ktorého je možné nájsť stabilné otáčky pri danej hĺbke obrábania bez znalosti dynamiky systému. Tento systém je podrobnejšie rozobraný v [13].

V príklade na Obr. 11 je požadovaná hĺbka obrábania  $3,5 \text{ mm}$  a je vyznačená vodorovnou čiarou v časti b). Počiatočné otáčky sú nastavené na  $500 \text{ ot/min}$ . Tieto parametre sú vyznačené v časti b) písmenom O. Vidíme, že v tomto prípade by sa vyskytli vibrácie, pretože bod sa nachádza v nestabilnej zóne. Graf stability  $k = 1$  bol prekročený v bode A. Z časti obrázku a) vidíme, že frekvencia vibrácií, vyznačená plnou čiarou, by bola  $40 \text{ Hz}$  (označená A). V časti a) môžeme taktiež vidieť čiarkovanú čiaru označujúcu druhú až piatu harmonickú frekvenciu prechodu zubov  $f_T$ . Bod A' na priamke  $2f_T$  označuje frekvenciu prechodu zubov  $66 \text{ Hz}$ , ak by bolo obrábanie stabilné. No keďže vibrácie nastali, frekvencia vibrácií  $40 \text{ Hz}$  bude dominovať. Systém regulácie rýchlosti je schopný snímať vibrácie a ich frekvenciu (známu zo senzora) a očakávanú frekvenciu prechodu zubov známu z otáčok a počtu zubov na nástroji. Ak sú zistené vibrácie, systém zníži rýchlosť tak, aby sa frekvencia prechodu zubov B rovnala predchádzajúcej frekvencii vibrácií A. Z časti b) môžeme vidieť, že týmto znížením sme sa ocitli v stabilnej oblasti diagramu.

## 5. Simulácia obrábacieho procesu a riadenia tlmenia vibrácií



Obr. 12 Schéma celkového simulačného modelu

### Zvolené parametre simulácie:

#### Proces obrábania

$N = 1000$ [ot/min]	- otáčky vretena
$n = 4$ [-]	- počet zubov
$K_t = 2000$ [MPa]	- tangenciálna rezná konštanta
$K_r = 1$ [-]	- radiálna rezná konštanta
$f_t = 1 \times 10^{-3}$ [m]	- radiálna hrúbka záberu
$a = 1 \times 10^{-3}$ [m]	- axiálna hrúbka záberu
$\theta_{st} = 0$ [°]	- vstupný uhol zuba do materiálu
$\theta_{ex} = 90$ [°]	- výstupný uhol zuba z materiálu

#### Parametre stroja

$M = 50$ [kg]	- hmotnosť
$f_x = 200$ [Hz]	- vlastná frekvencia v ose x
$f_y = 200$ [Hz]	- vlastná frekvencia v ose y
$\zeta = 0.05$ [-]	- tlmenie

#### Parametre piezo aktuátora a jeho riadenia

$s_{33} = 20.7 \times 10^{-12}$ [m <sup>2</sup> /N]	- koeficient elastického posunutia
$d_{33} = 400 \times 10^{-12}$ [m/V]	- piezoelektrický deformačný koeficient
$D = 25 \times 10^{-3}$ [m]	- priemer piezo aktuátora
$l_p = 113 \times 10^{-3}$ [m]	- dĺžka piezo aktuátora
$n_p = 300$ [-]	- počet dielikov piezo aktuátora

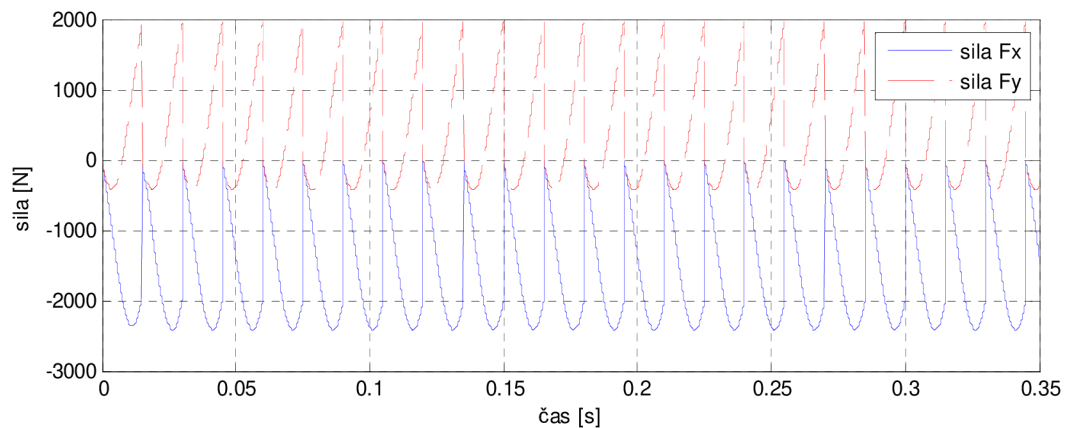
$$r_{p1} = 10^6 [-]$$

$$r_{p2} = 2 \times 10^4 [-]$$

- regulačná konštanta prvého P regulátora  
 - regulačná konštanta druhého P regulátora

## 5.1. Simulačný model rezných síl

Aby mohlo byť reálne nasimulované správanie stroja, je treba najskôr simulovať priebeh síl vznikajúcich pri obrábaní. Na každý zub v zábere pôsobí radiálna a axiálna zložka sily. Rovnice popisujúce tieto sily sú uvedené v kapitole 3.4. Tie závisia na axiálnej a radiálnej hrúbke obrábania a radiálnej a tangenciálnej konstante. Tieto konštanty závisia na obrábanom materiáli a nástroji. Keďže táto práca je písaná bez praktického merania a overenia hodnôt, dané konštanty boli zvolené len orientačne podľa [14]. Do modelu bol zahrnutý vplyv regeneračných vibrácií, ktoré závisia na meniacej sa radiálnej hrúbke obrábania kvôli fázovému posunu vibrácií súčasného a predchádzajúceho zuba. Výsledná rovnica popisujúca model je rovnica (3.8). V modeli bol zvolený štvorzubový nástroj a protibežný spôsob odoberania materiálu (hrúbka triesky narastá). Vzhľadom na zvolený počet zubov, vstupný a výstupný uhol nástroja sa v zábere nachádza vždy len jeden zub. Tomu aj zodpovedá priebeh síl na Obr. 13.



Obr. 13 Priebeh síl pri obrábaní

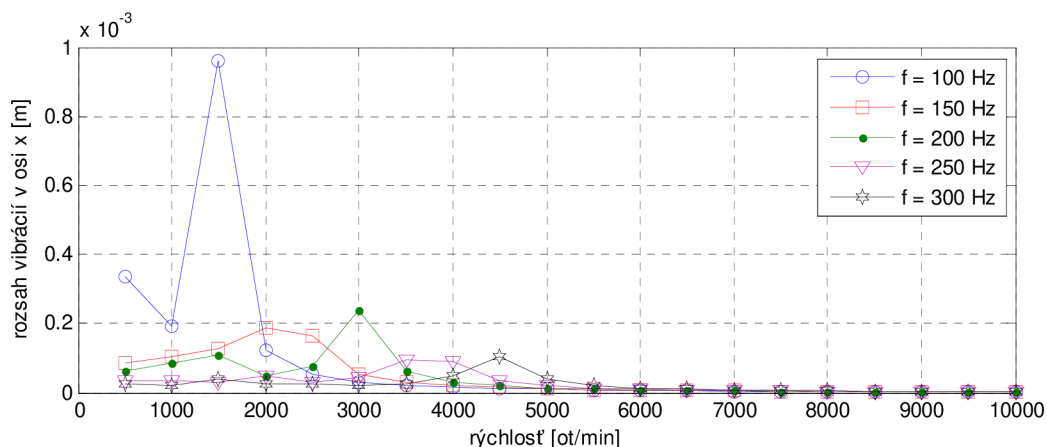
## 5.2. Simulačný model stroja

Model obrábacieho stroja vychádza z Obr. 4. Jedná sa o značne zjednodušený jedno hmotný model, ktorý by mal dať len približnú predstavu o chovaní systému. Je tvorený hmotným bodom s určitou tuhosťou a tlmením v osi x a y. Popisuje ho rovnica

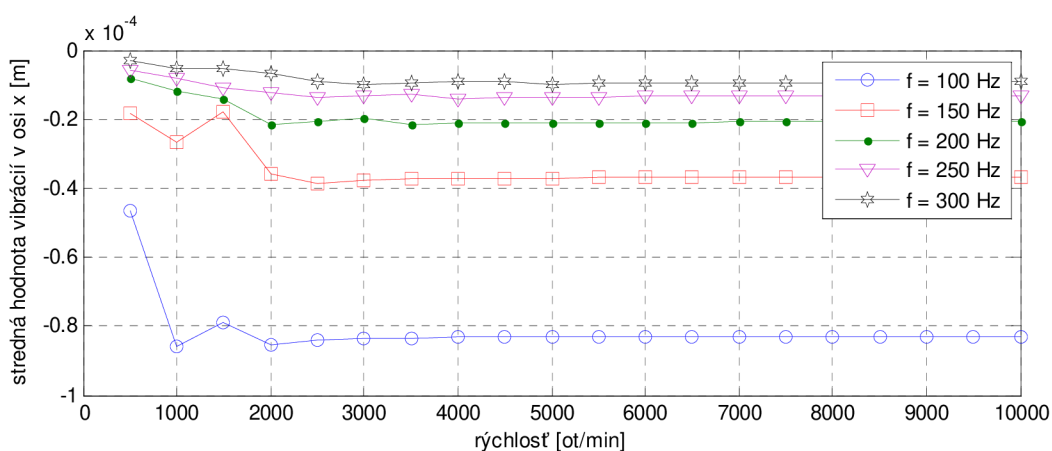
$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Kq = F, \quad (5.1)$$

kde  $M$  je hmotnosť hmotného bodu,  $B$  je tlmenie,  $K$  tuhosť,  $F$  pôsobiaca sila,  $q$  je všeobecná súradnica výchylky a jej prvá a druhá derivácia. V modeli je tuhosť a tlmenie pre zjednodušenie uvažované ako konštanty, aj keď reálne sú ich závislosti nelineárne.

Ako bolo spomenuté vyššie, model nemal reálnu predlohu, takže nebolo možné zmerať presné konštanty stroja. Preto boli prevedené vyhľadávacie simulácie pre vplyv určitých konštant na chovanie stroja pri rôznych rýchlostiach vretena. Bol pozorovaný rozsah ustálených vibrácií v oboch osiach a ich stredná hodnota. Konkrétne bol pozorovaný vplyv vlastnej frekvencie (50, 100, 150, 200, 250, 300 Hz) na vibrácie pri rôznych otáčkach. Otáčky sa menili od 500 do 10000 ot/min s krokom 500 ot/min. Ostatné hodnoty ostali vždy rovnaké a sú vyššie uvedené.



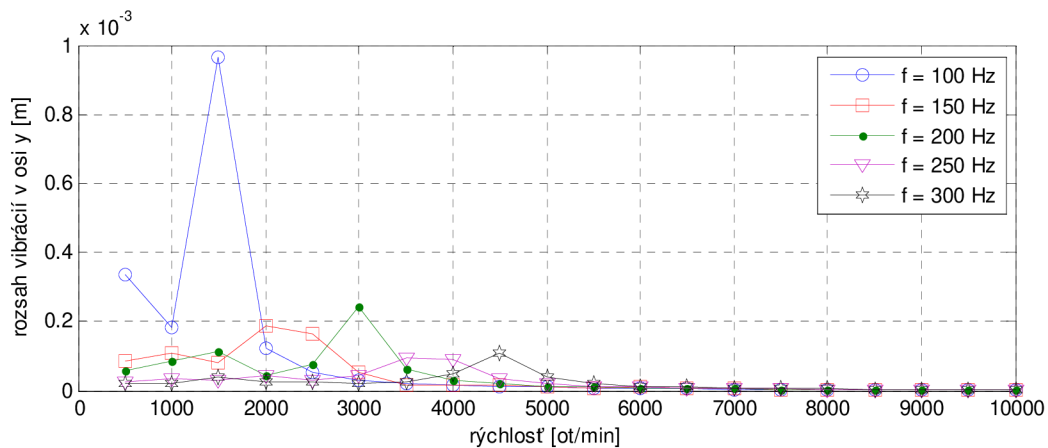
Obr. 14 Rozsah ustálených vibrácií v osi x



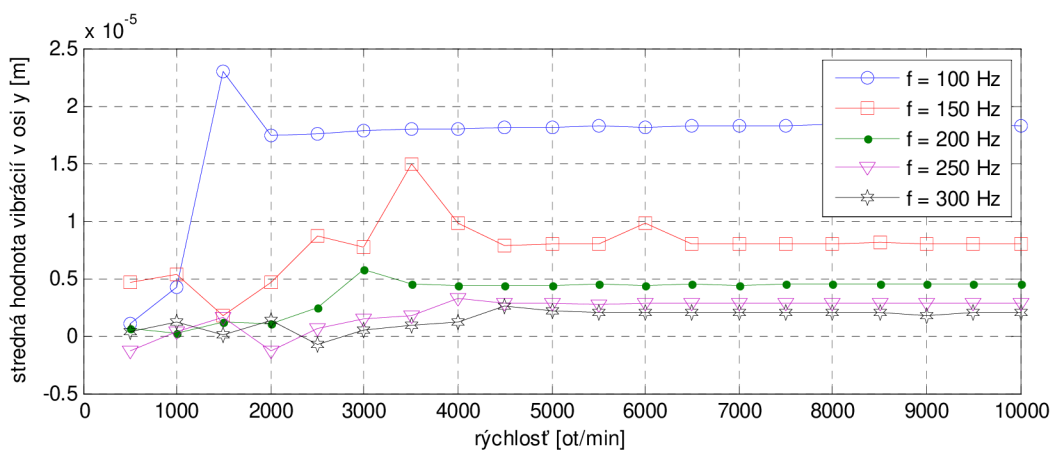
Obr. 15 Stredná hodnota ustálených vibrácií v osi x

N [ot/min]	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
f=100Hz	227,7	255,4	13,4	51,8	70,9	81,2	85,2	87,5	93,3	95,7
f=150Hz	124,8	395,8	22,7	64,6	80,6	87,5	90,7	90,0	93,3	100,0
f=200Hz	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
f=250Hz	41,8	100,4	17,8	290,8	145,5	122,5	114,8	107,5	110,0	108,7
f=300Hz	27,2	54,8	8,4	155,1	308,2	170,0	138,9	122,5	116,7	117,4

Tab. 1 Ukážka tabuľky zmeny veľkosti výchylky oproti referenčnej hodnote pri vlastnej frekvencii 200Hz v osi x



Obr. 16 Rozsah ustálených vibrácií v osi y



Obr. 17 Stredná hodnota ustálených vibrácií v osi y

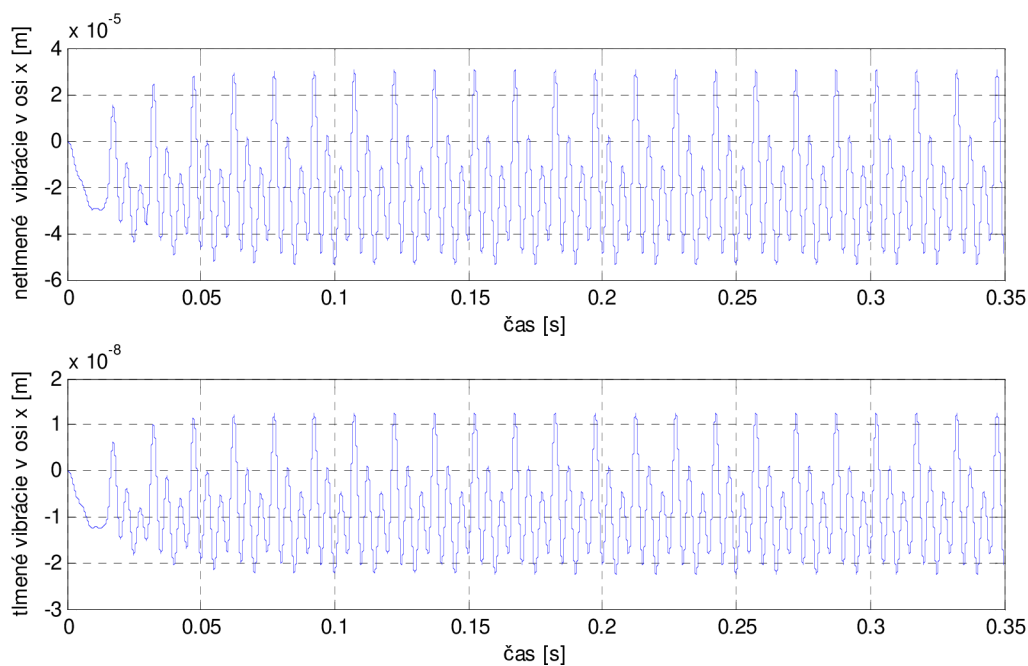
N [ot/min]	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
f=100Hz	218,7	266,6	13,2	51,8	70,9	78,8	85,2	89,7	90,0	95,7
f=150Hz	127,9	409,7	22,4	51,8	81,3	132,5	90,7	94,9	96,7	100,0
f=200Hz	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
f=250Hz	39,0	98,9	17,3	290,4	144,8	121,3	113,0	110,3	103,3	108,7
f=300Hz	25,4	58,7	8,4	154,1	306,0	168,8	137,0	125,6	133,3	117,4

Tab. 2 Ukážka tabuľky zmeny veľkosti výchylky oproti referenčnej hodnote pri vlastnej frekvencii 200Hz v osi y

Z grafov a tabuliek (celé verzie vid' príloha) možno usúdiť, že je potrebné aby vlastná frekvencia stroja bola minimálne 150Hz, kedy rozsah a stredná hodnota vibrácií dosahovala prijateľné hodnoty. Pri vlastnej frekvencii 100Hz medzi približne 1000 až 2000 ot/min dochádzalo k rozkmitaniu až 1 mm a dochádzalo aj k najväčšej výchylke nástroja. Bola odskúšaná aj frekvencia 50Hz no nebola zahrnutá do grafov, pretože pri daných obrábacích podmienkach nebol systém stabilný. Najlepšie sa však systém choval, keď bola hodnota vlastnej frekvencie nastavená na 200Hz a vyššie. Z hodnôt taktiež vyplýva, že rozsah vibrácií od hodnoty otáčok 6000 je takmer zhodný pre všetky frekvencie. Stredná hodnota sa od tejto hodnoty otáčok pre danú frekvenciu nemení no pre rôzne frekvencie sa jej veľkosť líši.

### 5.3. Simulačný model aktívneho tlmenia

Pre dosiahnutie stabilného systému bolo použité aktívne riadenie tlmenia pomocou piezo aktuátora. Jeho výhody a nevýhody sú popísané v rešeršnej časti. Tak isto aj rovnica (4.3), ktorá ho popisuje je využitá v modeli. Boli použité štyri piezo aktuátory (dva na každý smer vibrácií) tak, aby jeden piezo aktuátor zachytával vibrácie len v kladnej alebo zápornej časti danej osi. Keďže rovnica popisujúca chovanie piezo aktuátora je lineárna na jeho riadenie je možné použiť jednoduchý P regulátor. Jeho vstup tvorí signál výchylky a výstup napätie pomocou, ktorého je ovládaný piezo aktuátor. Na reálnom stroji by bol tento signál získaný snímačom polohy umiestneným čo najbližšie k nástroju. Rovnica piezo aktuátora vyžaduje aj silu pôsobiacu na aktuátor. Tá bola získaná jednoduchým vynásobením výchylky tuhosťou systému. Takýto výpočet sily nie je presný, no vzhľadom na jednoduchosť daného modelu postačuje. Keďže je potrebné veľké zosilnenie signálu a uvažované maximálne zosilnenie jedného regulátora je  $10^6$ , bolo potrebné použiť dva regulátory. Parametre piezo aktuátora boli zvolené podľa reálnych hodnôt výrobcu [15]. Výsledok aktívneho riadenia vibrácií je možné vidieť na Obr. 18. Rozsah vibrácií bez tlmenia bol  $8,4 \times 10^{-5}$  m, no pri zapnutom tlmení rozkmitanie dosahovalo hodnotu  $3,5 \times 10^{-8}$  m.



Obr. 18 Príklad tlmených a netlmených vibrácií v ose x pri daných parametroch



## 6. Zhodnotenie

V rešeršnej časti práce bola stručne načrtnutá problematika vibrácií a ich tlmenia pri obrábaní. Ako model síl, ktoré vznikajú pri obrábaní bol predstavený Merchantov model. Je jednoduchý a vytvára základnú predstavu o vznikajúcich silách, no pre použitie v praxi by bolo potrebné zahrnúť aj ďalšie vplyvy, ako je napríklad Hasingsonov model, kde bol zohľadnený vplyv teploty.

V druhej časti boli v skratke predstavené príčiny vzniku vibrácií. Podrobnejšie bol rozobraný vplyv regeneračných vibrácií, ktoré patria k najznámejším a majú najväčší vplyv na rozkmitaní nástroja.

V tretej časti sú prezentované tri základné prístupy, ako zvýšiť efektivitu obrábania. *Pasívny prístup* je založený na úprave konštrukcie, geometrie a materiálu stroja, alebo jeho častí. Tým zvýšení vlastnej frekvencie a znížením amplitúdy bez potreby dodávania energie, alebo riadenia. To umožní prácu stroja vo vyšších otáčkach, ale taktiež zlepšené dynamické vlastnosti stroja môžu dopomôcť pri použití aktívneho, alebo semi-aktívneho riadenia, kedy by mohol stačiť menej výkonný tlmiači systém.

*Semi-aktívny prístup* predstavuje strednú cestu v prípade, kedy pasívne tlmenie nie je dostačujúce. Semi-aktívne riadenie sa vyznačuje aktívnou zmenou dynamických vlastností systému v rámci cyklu, v čom spočíva hlavné zlepšenie oproti pasívnemu tlmeniu. V porovnaní s aktívnym tlmením je síce menej účinný, no vyžaduje menšie energetické nároky a celý systém je jednoduchší.

*Aktívny prístup* je najúčinnější spôsob, ako zvýšiť produktivitu obrábania. No je najzložitejší, energeticky najnáročnejší a zvyčajne aj najdrahší. To platí hlavne pre opísané spôsoby s použitým magnetickým ložiskom a piezo aktuátorom. Kde je tlmenie dosiahnuté aplikovaním protichodných síl. No existuje aj pomerne jednoduchý a nenáročný spôsob a tým je riadenie otáčok, kde do systému vstupuje len rýchlosť otáčania, počet zubov nástroja a signál zo senzora výchylky. Ako výstup je regulácia rýchlosti a posuvu. Hlavnou výhodou je, že nepotrebujeme poznať dynamiku systému. No nevýhodou oproti tlmeniu s použitím aktuátora je, že k stabilizácii môže prísť po znížení otáčok a tým pádom aj rýchlosti obrábania. Naopak pri tlmení s použitím aktuátora je možné dosiahnuť stability systému pri požadovaných parametroch obrábania.

Vo štvrtej časti bol zhotovený približný simulačný model. Úlohou tohto modelu je poskytnúť základný náhľad na správanie stroja pri obrábaní a jeho aktívnu stabilizáciu. Bolo vykonaných viacero zjednodušení. Pri simulovaní priebehu sily boli vynechané vplyvy ostatných zdrojov vibrácií, ktoré sa nepodieľajú takou mierou na rozkmitaní nástroja. Pravdepodobne by nedošlo k adekvátnemu spresneniu modelu vzhľadom na jeho zložitosť. Pri použití motora s kvalitným riadením by nemalo dochádzať k výrazným zmenám otáčok, preto boli uvažované ako konštantné za každých podmienok a riešenie tohto problému nebolo ani úlohou tejto práce. Model stroja bol značne zjednodušený v podobe jedno hmotného modelu, ktorého výsledky len približne určujú chovanie stroja. Vzhľadom k absencii reálnych parametrov stroja boli vytvorené vyhládavacie simulácie na približné určenie vhodných parametrov. Tie boli následne použité pri ďalších simuláciách. Presnejší model by mohol byť vytvorený napr. použitím programu ANSYS a s prístupom a možnosťou merania na reálnom stroji. Pri modelovaní piezo aktuátora bol predpokladaný lineárny chod hlavne pri nižšom napätí (výrobca na stránkach [14] uvádza maximálne napätie 1000 V). Tomu boli aj prispôsobené parametre aktuátora. Vďaka jednoduchosti modelu aktuátora bolo možné na jeho riadenie použiť P regulátor.



## Použitá literatura

- [1] M. Wiercigroch, E. Budak, Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting, *Phil. Trans. R. Soc. Lond. A* (2001) 359, 663-693.
- [2] M. Wiercigroch, A. M. Krivstov, Frictional chatter in orthogonal metal cutting, *Phil. Trans. R. Soc. Lond. A* (2001) 359, 713-738
- [3] R.P.H. Faassen, N. van de Wouw, J.A.J. Oosterling, H. Nijmeijer, Prediction of regenerative chatter by modelling and analysis of high-speed milling, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 43 (2003) 1437-1446
- [4] Abhijit Ganguli, Chatter reduction through active vibration damping, *Université Libre de Bruxelles* (2005)
- [5] Manfred Weck, Markus Krell, Tool and Spindlesystems with High Damping, *Production Engineering Vol. VII/2* (2000), 79-84
- [6] Wikipédia – electrorheological fluid, (29.3.2011)  
([http://en.wikipedia.org/wiki/Electrorheological\\_fluid](http://en.wikipedia.org/wiki/Electrorheological_fluid))
- [7] Seungchul Lim, Sang-Min Park, Kab-II Kim, AI vibration control of high-speed rotor systems using electrorheological fluid, *Journal of Sound and Vibration* 284 (2005) 685-703
- [8] J. Boehm, R. Gerber, N.R.C. Kiley, Sensors for magnetic bearings, *IEEE Transactions on magnetics*, VOL. 29, NO. 6, (November 1993), 2962-2964
- [9] Wikipedia – Piezoelectricity, (30.4.2011)  
(<http://en.wikipedia.org/wiki/Piezoelectricity>)
- [10] Reimund Neugebauer, Volker Wittstock, Welf-Guntram Drossel, *Werkzeugmaschinen-Mechatronik, Institut für Werkzeugmaschinen und Produktionsprozesse*, (2011)
- [11] Nat Shankar, Keith Bridger, Marc Regelbrugger, W.R. Winfough, Smart Spindle Unit for Active Chatter Suppression of a Milling Machine Part I: Overview, Fabrication and Assembly, *Smart Structures and Materials 1998 Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologie*, (1998), 3326(1):160-166
- [12] Y. Altintas, E. Budak, Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, *Annals of the CIRP Vol. 44/1/1995*, 357-362
- [13] S. Smith, J. Tlustý, Stabilizing Chatter by Automatic Spindle Speed Regulation, *Annals of the CIRP Vol. 41/1/1992*, 433-436
- [14] H.B. Lacerda and V.T. Lima, Evaluation of Cutting and Prediction of Chatter Vibrations in Milling, *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, January-March 2004, Vol. XXVI, No. 1, 74-81
- [15] <http://www.piceramic.com> (21.5.2011)
- [16] Daniel Mayer, Magnetická levitace a její využití, *ELEKTRO* 2003/1, 4-12

## Zoznam použitých symbolov

$R$	– rezná sila pôsobiaca z obrobku, [N]
$R$	– rezná sila pôsobiaca z nástroja, [N]
$F_s$	– strižná sila, [N]
$F_t$	– trecia sila, [N]
$A_s$	– pričný rez strižnej plochy, [m <sup>2</sup> ]
$w$	– šírka triesky, [m]
$h_0$	– výška triesky, [m]
$F_t$	– prítláčná sila, [N]
$F_c$	– rezná sila, [N]
$f_t$	– radiálny posuv nástroja, [m]
$u_i$	– radiálny posuv nástroja, [m]
$v_i$	– tangenciálny posuv nástroja, [m]
$T$	– perióda prechodu zuba, [s]
$n$	– počet zubov nástroja, [-]
$N$	– rýchlosť otáčania nástroja, [ot/min]
$x$	– posunutie nástroja v globálnej osi $x$ , [m]
$y$	– posunutie nástroja v globálnej osi $y$ , [m]
$F_{ri}$	– radiálna sila na zub, [N]
$F_{ti}$	– tangenciálna sila na zub, [N]
$K_r$	– radiálna rezná konštanta, [-]
$K_t$	– tangenciálna rezná konštanta, [MPa]
$a$	– axiálna šírka rezu, [m]
$F_x$	– rezná sila v globálnej osi $x$ , [N]
$F_y$	– rezná sila v globálnej osi $y$ , [N]
$F_{max}$	– maximálna sila piezo aktuátora, [N]
$k_p$	– tuhosť piezo aktuátora, [N/m]
$\Delta l_0$	– maximálne predĺženie piezo aktuátora, [m]
$d_{33}$	– deformačný koeficient piezo aktuátora, [m/V]
$n_p$	– počet vrstiev piezo aktuátora, [-]
$u_{max}$	– maximálne napätie piezo aktuátora, [V]
$s_{33}^E$	– elastický koeficient posunutia piezo aktuátora, [m <sup>2</sup> /N]
$l_p$	– dĺžka modulu piezo aktuátora, [m]
$A_p$	– obsah rezu piezo aktuátora kolmého na os posunutia, [m <sup>2</sup> ]
$F_z$	– zaťažujúca sila piezo aktuátora, [N]
$a_{lim}$	– minimálna hrúbka obrábania, [m]
$f_T$	– frekvencia prechodu zubov, [Hz]
$M$	– hmotnosť hmotného bodu, [kg]
$f_x$	– vlastná frekvencia v osi $x$ , [Hz]
$f_y$	– vlastná frekvencia v osi $y$ , [Hz]
$r_{p1}$	– regulačná konštanta regulátora, [-]
$r_{p2}$	– regulačná konštanta regulátora, [-]
$q$	– všeobecná súradnica výchylky, [-]
$B$	– tlmenie, [Ns/m]
$K$	– tuhosť, [N/m]
$\phi$	– strižný uhol, [°]
$\sigma_s$	– strižné deformačné napätie, [MPa]

- $\alpha$  – uhol sklonu nástroja, [°]  
 $\tau$  – uhol trenia, [°]  
 $\theta$  – uhol natočenia nástroja, [rad]  
 $\theta_{st}$  – vstupný uhol nástroja, [rad]  
 $\theta_{ex}$  – výstupný uhol nástroja, [rad]  
 $\omega_c$  – frekvencia vibrácií, [rad/s]  
 $\zeta$  – koeficient tlmenia, [-]

## Prílohy

### Zoznam príloh

- príloha č.1 – Tab. 3 Zmeny veľkosti výchylky oproti referenčnej hodnote pri vlastnej frekvencii 200Hz v osi y
- príloha č.2 – Tab. 4 Zmeny veľkosti výchylky oproti referenčnej hodnote pri vlastnej frekvencii 200Hz v osi y
- príloha č.3 – Elektronická verzia bakalárskej práce (Aktívne riadenie tlmenia kmitania jednotiek vretien obrábacích strojov.pdf), (CD)
- príloha č.4 – Simulačný model (Aktívne\_tlmenie\_vibracii.mdl), (CD)
- príloha č.5 – Zadávacie hodnoty (Zadavacie\_hodnoty.m), (CD)

(príloha 4 a 5 je vytvorená v MATLAB R2010a 32bit, operačný systém Windows Vista)

### Príloha č.1

N [ot/min]	f=100Hz	f=150Hz	f=200Hz	f=250Hz	f=300Hz
	zmena veľkosti vibrácií [%]				
500	549,4	138,0	100,0	54,5	40,0
1000	227,7	124,8	100,0	41,8	27,2
1500	864,5	113,2	100,0	28,3	33,7
2000	255,4	395,8	100,0	100,4	54,8
2500	69,8	214,1	100,0	39,6	34,3
3000	13,4	22,7	100,0	17,8	8,4
3500	34,2	47,1	100,0	152,9	43,0
4000	51,8	64,6	100,0	290,8	155,1
4500	62,8	74,9	100,0	177,0	557,1
5000	70,9	80,6	100,0	145,5	308,2
5500	76,2	85,1	100,0	130,7	207,9
6000	81,2	87,5	100,0	122,5	170,0
6500	81,5	90,8	100,0	116,9	150,8
7000	85,2	90,7	100,0	114,8	138,9
7500	87,0	91,3	100,0	110,9	130,4
8000	87,5	90,0	100,0	107,5	122,5
8500	91,2	94,1	100,0	108,8	123,5
9000	93,3	93,3	100,0	110,0	116,7
9500	92,6	96,3	100,0	103,7	114,8
10000	95,7	100,0	100,0	108,7	117,4

Tab. 3: Zmeny veľkosti výchylky oproti referenčnej hodnote pri vlastnej frekvencii 200Hz v osi x

**Príloha č.2**

N [ot/min]	f=100Hz	f=150Hz	f=200Hz	f=250Hz	f=300Hz
	zmena veľkosti vibrácií [%]				
500	573,4	145,8	100,0	44,3	39,6
1000	218,7	127,9	100,0	39,0	25,4
1500	841,0	70,6	100,0	26,5	32,4
2000	266,6	409,7	100,0	98,9	58,7
2500	70,7	216,8	100,0	38,4	31,9
3000	13,2	22,4	100,0	17,3	8,4
3500	34,1	24,8	100,0	152,4	42,2
4000	51,8	51,8	100,0	290,4	154,1
4500	63,5	75,1	100,0	177,2	566,7
5000	70,9	81,3	100,0	144,8	306,0
5500	76,2	85,1	100,0	129,7	206,9
6000	78,8	132,5	100,0	121,3	168,8
6500	83,1	89,2	100,0	115,4	149,2
7000	85,2	90,7	100,0	113,0	137,0
7500	87,0	93,5	100,0	110,9	128,3
8000	89,7	94,9	100,0	110,3	125,6
8500	91,2	94,1	100,0	108,8	120,6
9000	90,0	96,7	100,0	103,3	133,3
9500	96,2	96,2	100,0	111,5	119,2
10000	95,7	100,0	100,0	108,7	117,4

Tab. 4: Zmeny veľkosti výchylky oproti referenčnej hodnote pri vlastnej frekvencii 200Hz v osi y