



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE

INSTITUTE OF MANUFACTURING TECHNOLOGY

VIBRACE PŘI FRÉZOVÁNÍ KOVŮ

VIBRATION AT MILLING OF METAL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Dvořák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Zdeněk Fiala, Ph.D.

BRNO 2016

ABSTRAKT

Tato práce obsahuje teoretický popis frézování, matematický popis kmitání a příčiny vzniku samobuzeného kmitání při frézování. Dále se zabývá dynamickým měřením obráběcích strojů a diagramem stability. V poslední řadě uvádí způsoby předcházení, odstranění nebo maximální redukci samobuzeného kmitání při frézování.

Klíčová slova

Frézování, regenerativní kmitání, diagram stability, tlumení vibrací

ABSTRACT

This thesis contains theoretical description of milling, mathematical description of oscillation and causes of self-excited vibrations during the milling process. It further contains dynamic measurement of machine-tools and stability lobe diagram. At last it states different ways of prevention, removal or maximum reduction of self-excited vibrations during the milling process.

Key words

Milling, regenerative chatter, stability lobe diagram, damping of chatter

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DVOŘÁK, J. *Vibrace při frézování kovů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Zdeněk Fiala, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Vibrace při frézování kovů** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Jan Dvořák

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému vedoucímu práce Ing. Zdeňku Fialovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při vypracování bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům a v neposlední řadě své přítelkyni za podporu při celém studiu na vysoké škole.

OBSAH

ABSTRAKT	4
PROHLÁŠENÍ.....	5
PODĚKOVÁNÍ	6
OBSAH.....	7
ÚVOD.....	8
1 TEORETICKÝ ROZBOR VZNIKU CHVĚNÍ PŘI FRÉZOVÁNÍ.....	9
1.1 Frézování	9
1.1.1 Válcové frézování.....	9
1.1.2 Čelní frézování	9
1.1.3 Sousedné frézování	9
1.1.4 Nesousedné frézování	10
1.2 Typy kmitání.....	10
1.2.1 Volné kmitání	10
1.2.2 Vynucené kmitání	11
1.2.3 Samobuzené kmitání	11
1.3 Vznik vibrací.....	13
2 MATEMATICKÝ POPIS KMITÁNÍ	15
2.1 Volné kmitání	15
2.2 Vynucené kmitání	16
3 SAMOBUZENÉ KMITÁNÍ PŘI FRÉZOVÁNÍ.....	17
3.1 Teoretický a matematický rozbor samobuzeného kmitání	17
3.2 Samobuzené kmitání jako zpětnovazební systém.....	21
4 DYNAMICKÉ MĚŘENÍ NA OBRÁBĚCÍCH STROJÍCH	23
5 STABILITA FRÉZOVÁNÍ	25
6 POTLAČOVÁNÍ VZNIKU CHVĚNÍ.....	26
6.1 Pasivní tlumení vibrací	27
6.2 Aktivní a poloaktivní (semiaktivní) tlumení vibrací.....	29
DISKUZE	33
ZÁVĚR	34
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	35
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	38

ÚVOD

Frézování je jeden z nejrozšířenějších typů třískového obrábění. Technologie frézování spočívá v úběru materiálu vícebřitým nástrojem, frézou. Stroj se nazývá frézka. Hlavní řezný pohyb koná nástroj, vedlejší řezný pohyb koná obrobek. Třískové obrábění má vliv na mnoho vlastností materiálu, jako jsou odolnost vůči korozi, mechanické vlastnosti a mnoho dalších, ale je také ovlivňováno, jak příznivě, tak nepříznivě, například okolním prostředím, tvorbou nárůstku na nástroji, vznikem chvění, což je soubor vibrací. Chvění negativně ovlivňuje obrábění. Má vliv na kvalitu obráběné plochy, jako je drsnost, geometrické a rozměrové tolerance. Razantně snižuje trvanlivost nástroje. Negativně působí i na části stroje jako jsou ložiska, rybinovitá vedení a posuvové šrouby. A tudíž přímo ovlivňuje ekonomičnost provozu.

Dokument obsahuje základní teoretický popis frézování. Řeší problematiku samobuzených kmitů, jež ovlivňuje téměř každý výrobní proces. Cílem je tento jev odstranit nebo ho redukovat na přijatelnou hodnotu.



1 TEORETICKÝ ROZBOR VZNIKU CHVĚNÍ PŘI FRÉZOVÁNÍ

1.1 Frézování

Frézování je obráběcí metoda, při které je materiál obrobku odebrán břity rotujícího nástroje. Posuv převážně koná obrobek, převážně ve směru kolmém k ose nástroje. U hmotných a rozměrných obrobku posuv vykonává nástroj. Řezný proces je přerušovaný, každý zub frézy odřezává krátké třísky proměnné tloušťky.

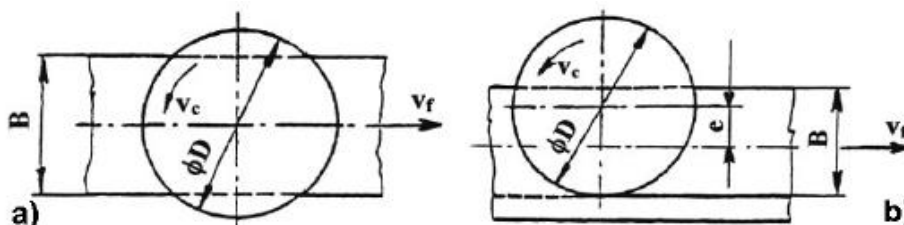
Z technologického hlediska se v závislosti na aplikovaném nástroji rozlišuje frézování válcové a frézování čelní. Od těchto základních způsobů se dále odvozují další způsoby, jako jsou například frézování okružní a planetové. V závislosti na kinematice obráběcího procesu se rozlišuje frézování sousledné a nesousledné [1].

1.1.1 Válcové frézování

Válcové frézování se převážně uplatňuje při práci s válcovými a tvarovými frézami. Zuby frézy jsou rozloženy pouze po obvodu nástroje. Hloubka odebírané vrstvy se nastavuje kolmo na osu frézy a na směr posuvu. Obrobená plocha je rovnoběžná s osou otáčení frézy [1].

1.1.2 Čelní frézování

Čelní frézování se uplatňuje při práci s čelními frézami, které mají břity vytvořeny na obvodě i na čele nástroje. Rozlišujeme symetrické a nesymetrické frézování vzhledem poloze osy nástroje s osou obrobku. Fréza pracuje zároveň sousledně i nesousledně [1].



Obr. 1.1 Čelní frézování: a) symetrické, b) nesymetrické [1]

1.1.3 Sousledné frézování

Smysl rotace je ve směru posuvu obrobku. Maximální tloušťka třísky vzniká při vnikání nástroje do obrobku. Obrobená plocha se vytváří, když zub nástroje vychází ze záběru. Řezné síly působí směrem do stolu stroje. Sousledné frézování může probíhat pouze na přizpůsobeném stroji s vymezenou vůlí a předpětím mezi posuvovým šroubem a maticí stolu frézky. V opačném případě dochází k nestejnomyšernému posuvu, při němž může dojít k poškození nástroje nebo stroje [1].

Výhody sousledného frézování:

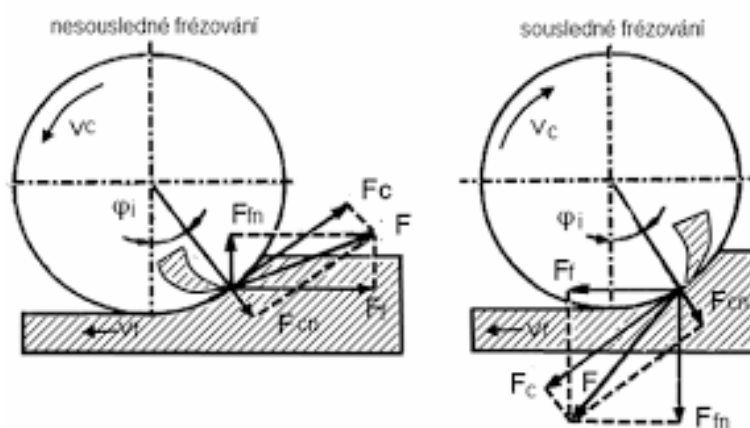
- vyšší trvanlivost břitů, použití vyšších řezných rychlostí a posuvů,
- menší potřebný řezný výkon,
- řezná síla tlačí obrobek ke stolu, menší nároky na upínací přípravky,
- menší sklon ke kmitání,
- menší sklon k tvoření nárůstku,
- lepší drsnost obrobeného povrchu.

1.1.4 Nesousledné frézování

Při nesousledném frézování je smysl rotace nástroje proti směru posuvu obrobku. Obrobená plocha vzniká ihned po najetí nástroje do řezu. Tloušťka třísky se postupně mění z nulové hodnoty na hodnotu maximální. K oddělování nedochází při nulové tloušťce třísky, ale až po určitém skluzu břitu po ploše vytvořené předcházejícím zubem. Přitom vznikají silové účinky a deformace způsobující zvýšené opotřebení břitu. Řezná síla působí směrem nahoru a odtahuje obrobek od stolu stroje [1].

Výhody nesousledného frézování:

- trvanlivost nástroje nezávisí na povrchu obrobku,
- není zapotřebí vymezování vůle mezi posuvovým šroubem a maticí stolu stroje,
- menší opotřebení šroubu a matice,
- záběr zubů frézy při jejich vřezávání nezávisí na hloubce řezu.



Obr. 1.2 Kinematický a silový rozbor válcového frézování sousledného a nesousledného [2]

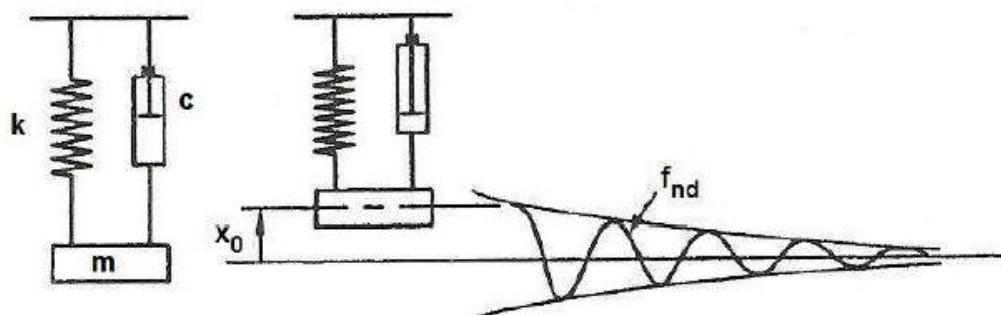
1.2 Typy kmitání

O kmitání hovoříme tehdy, když určitá fyzikální jednotka nabývá v čase opakovaně střídavé hodnoty okolo svojí rovnovážné hodnoty, přičemž její hodnota nepřekročila hranice jistého intervalu [3].

Obráběcí stroj, nástroj, obrobek a přípravek tvoří obráběcí systém se složitými dynamickými charakteristikami a proto téměř vždy při obrábění dochází ke kmitání. Kmitání jednotlivých prvků obráběcího systému má negativní vliv na obráběnou plochu, trvanlivost nástroje, životnost částí stroje a zvyšuje hluk obrábění. Na základě vnějšího působení různých impulzů a sil lze rozlišit kmitání vlastní, vynucené a samobuzené [1,3].

1.2.1 Volné kmitání

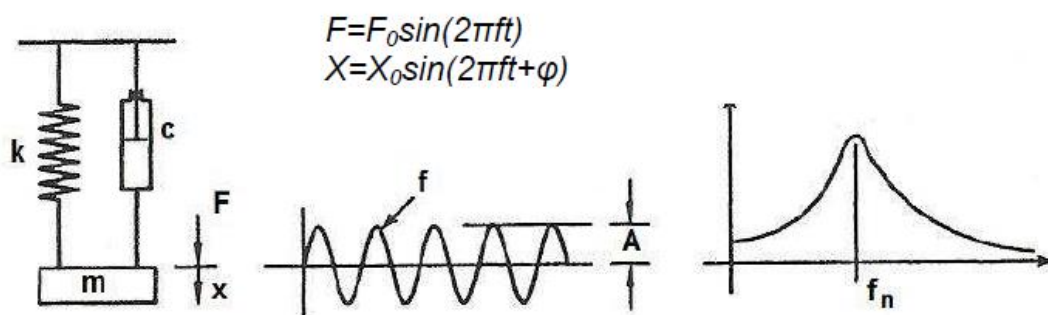
Volné kmitání soustavy vzniká, je-li soustava po vychýlení z rovnováhy uvolněna a ponechána v pohybu bez účinku vnějších sil (buzení). Porušení rovnováhy nastane, udělíme-li jednomu nebo více hmotným tělesům soustavy výchylku nebo rychlost, popřípadě obojí. Patří sem kmitání některé části nebo několika částí soustavy vlastními kmity, určenými vlastní frekvencí. Tento typ kmitání je vyvolán například rázem, záběrem nástroje nebo zapnutím spojky. Tyto kmity se udržují působením pružných sil a vlivem odporů se utlumí. Jejich účinky se dají obvykle zanedbat [1].



Obr. 1.3 Časová závislost amplitudy volného tlumeného kmitání [4]

1.2.2 Vynucené kmitání

Vynucené kmitání vzniká, je-li pohyb soustavy vyvolán a udržován účinkem budících sil vnějších nebo vnitřních nebo je-li soustava buzena dynamicky. Pod pojmem vynucené kmitání se často uvažuje pouze ustálené vynucené kmitání, vyvolané účinkem periodických sil nebo periodickým kinematickým buzením po utlumení přechodových dějů vzniklých při porušení rovnovážného stavu soustavy. Vynucené kmity při frézování mají frekvenci přímo úměrnou počtu otáček frézy [1,3].

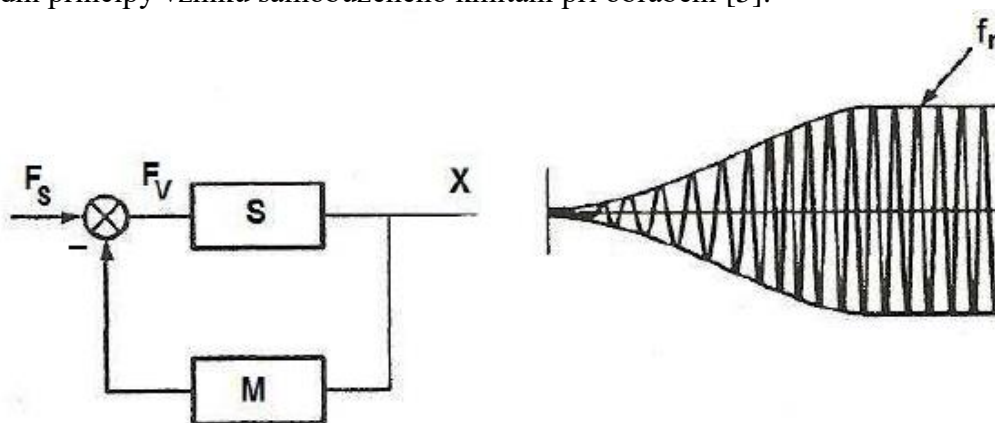


Obr. 1.4 Časová závislost amplitudy vynuceného kmitání [4]

1.2.3 Samobuzené kmitání

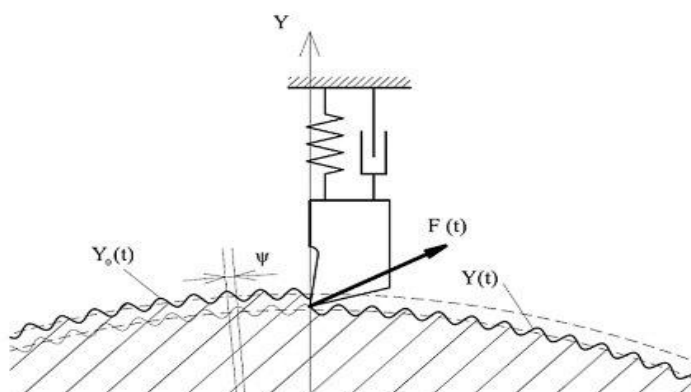
Základy teorie vzniku samobuzených kmitů byly vypracovány již v 50. letech. Teorie byla odvozena pro případ soustružení a s určitými zjednodušeními na případ frézování. Právě u frézování se ukázal její význam. Teorie umožňuje sestavení diagramu stability, s jehož pomocí je možné maximálně využít výkon stroje, respektive vřetene. Diagram stability je tvořen mezními křivkami, tzv. „loby“, které oddělují oblast stabilních a nestabilních řezných podmínek. Diagram ukazuje závislost mezní šířky třísky b_{mez} na otáčkách vřetene n . Při mezní šířce třísky je řezný proces právě na mezi stability, tudíž chvění nenarůstá. Pokud zvolíme podmínky z oblasti nad křivkou, proces se stane nestabilním, které může vést až poškození nástroje nebo i stroje [5].

Vznik samobuzeného kmitání se objevuje jak při hrubování, tak i při obrábění na čisto. Chvění vzniká vzájemným ovlivňováním řezného procesu a obráběcího stroje. Je způsobeno modulací statické složky řezné síly, která je zajištěna proměnným průřezem třísky, respektive proměnnou hloubkou třísky. Změna hloubky třísky je dána změnou relativní polohy nástroje a obrobku právě v důsledku kmitání celého systému stroj – nástroj – obrobek – přípravek. Řezný proces je tedy zdrojem vnitřního buzení systému. Vznik samobuzeného kmitání je podmíněn existencí modulované řezné síly, respektive existencí proměnné hloubky třísky. Je typické, že vzniká náhle při překročení určité mezní hodnoty, kterou je mezní šířka třísky, respektive mezní axiální hloubka třísky. Existují dva základní principy vzniku samobuzeného kmitání při obrábění [5].



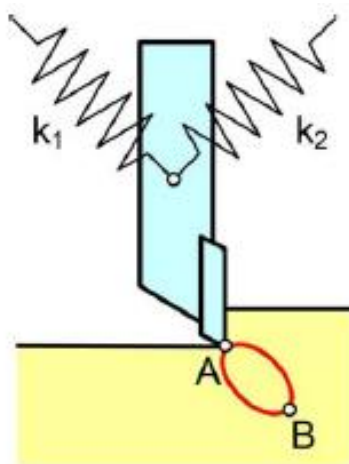
Obr. 1.5 Časová závislost amplitudy samobuzeného kmitání [4]

Podle regenerativního principu vznikají samobuzené kmity tak, že kmitající břit nástroje $Y(t)$ obrábí zvlněný povrch $Y_0(t)$, který vznikl při předchozím řezu. Zvlnění na povrchu obrobku mění periodicky hloubku řezu, respektive průřez třísky a tím moduluje řeznou sílu, která budí celý systém. Takto se vlny regenerují při každém řezu (při každém záběru zubu). Existuje určitý fázový posun mezi vlnitostí obrobeného povrchu a kmity nástroje, který je pro vznik samobuzených kmitů rozhodující. Pokud by byl například tento fázový posun nulový, bude průřez třísky konstantní, takže řezná síla nebude modulována a samobuzené kmitání se neobjeví [5]



Obr 1.6 Tuhost a tlumení kmitavého systému symbolizuje závěs nástroje. Směr možného kmitání (tvar kmitů) je Y . $F(t)$ je vektor řezné síly, obecně šikmý vůči směru kmitání. $Y_0(t)$ jsou vlny na obráběném povrchu, $Y(t)$ je kmitání nože, ψ je fáze mezi $Y_0(t)$ a $Y(t)$ [6].

Dle principu polohové vazby je pro vznik samobuzených kmitů nutná existence dvou dominantních tvarů kmitů mezi nástrojem a obrobkem, které jsou navzájem kolmé a mají různé vlastní frekvence. Periodická řezná síla pak systém rozkmitá současně v obou směrech tvarů stejnou frekvencí a konstantní vzájemnou fází tak, že se břit pohybuje po eliptické dráze. Při pohybu po elipse ve směru hodinových ručiček z bodu A do bodu B řezná síla působí proti směru pohybu a odebírá tak energii ze systému. Naopak je tomu při pohybu z bodu B do bodu A. Řezná síla energii do systému dodává. Jelikož na dráze BA se obrábí s větší hloubkou řezu (větší řezná síla) než na dráze AB, převažuje energie do systému dodávaná. Pokud se dodaná energie nestihne přeměnit na teplo vlivem tlumení, dojde k postupnému nárůstu amplitudy kmitů a řezný proces se stane nestabilním. Tímto způsobem může dojít ke vzniku samobuzeného kmitání i při obrábění hladkého, nepochvřeného povrchu. Podle principu polohové vazby je pro vznik chvění rozhodující vzájemná směrová orientace řezné síly a kmitavého systému stroje [5].



Obr. 1.7 Princip polohové vazby [5]

1.3 Vznik vibrací

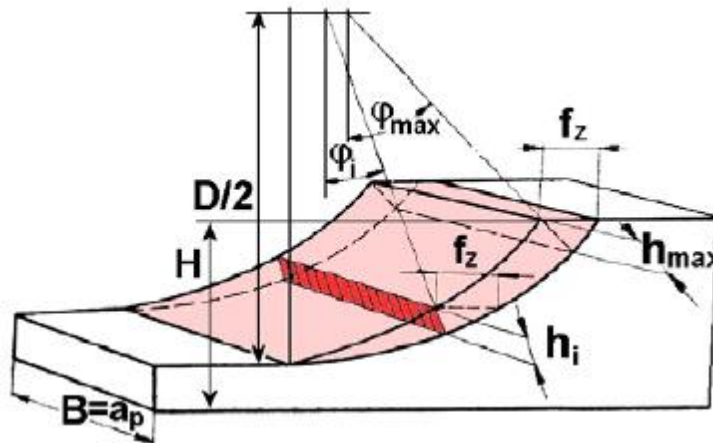
Chvění vzniká pohybem pružného tělesa nebo prostředí, jehož jednotlivé body kmitají kolem své rovnovážné polohy. Termín vibrace u obráběcích strojů označuje mechanické kmitání anebo chvění. Kmitání v obráběcích strojích je velmi složitým jevem, jelikož jde o soustavu hmotných a pružných těles, různě pospojovaných, které se při kmitání vzájemně ovlivňují. Příčinou vzniku mohou být vlastnosti stroje, nebo vlastní řezný proces [1,3,5,7].

Vlastnosti stroje:

- Nevyváženost rotujících součástí (nástroje, vřetena, obrobku, ozubených kol, rotoru elektromotoru, hřídelí apod.),
- Setrvačné síly prvků, které konají přímočarý nebo kruhový vratný pohyb (saně, smýkadla),
- Nepřesnosti převodových mechanismů (házení ložisek, házení ozubených kol),
- Nesymetričnost rotačních částí (hřídele s drážkou), kdy se projeví proměnlivá hodnota tuhosti a vznikne periodická deformace během otáčení,
- Periodické síly vnější přenášené z okolí přes základ na stroj.

Řezný proces:

- Změna průřezu třísky (periodická budící síla úměrná otáčkám),
- Proměnlivý řezný odpor,
- Vynucené kmitání vlivem periodického házení obrobku nebo nástroje,
- Kmity vyvolané vlastním řezným procesem mají značnou amplitudu a projevují se hlavně při hrubování a v menší míře při dokončování.



Obr. 1.8 Změna průřezu třísky při frézování [1]

2 MATEMATICKÝ POPIS KMITÁNÍ

Mechanické kmitání je pohyb, v mechanice zvaný též kmitavý pohyb, při němž se těleso, hmotný bod nebo element kontinua střídavě vychyluje v různých směrech od své rovnovážné polohy, ale nepřekročí určitou konečnou vzdálenost od této polohy. Charakteristickým znakem mechanického kmitání je, že veličiny, kterými kmitání popisujeme, se s časem mění a tyto změny jsou převážně periodické [8,9].

Obecná pohybová rovnice soustavy s jedním stupněm volnosti má následující tvar

$$m\ddot{x} = -b\dot{x} - kx + mg + F(t) \quad (2.1)$$

Kde m je hmotnost tělesa, b vyjadřuje konstantu tlumení nehmotného viskózního tlumiče a tuhost k nehmotné pružiny. Na hmotnost tělesa m působí vratná síla pružiny $-kx$, tlumicí síla tlumiče $-b\dot{x}$, tíhová síla mg a časově proměnná vnější síla, tzv. budící síla $F(t)$ [9].

2.1 Volné kmitání

Pohybová rovnice netlumeného volného kmitání (2.2) vyplývá z (2.1), vynechá-li se tlumicí člen a buzení na pravé straně.

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.2)$$

Tato rovnice se dá dále upravit pomocí diferenciálních rovnic a obdržíme charakteristickou, též frekvenční rovnici

$$-m\Omega^2 + k = 0 \quad (2.3)$$

Z ní pro neznámý parametr Ω , kde Ω je vlastní úhlová frekvence plyne

$$\Omega^2 = \frac{k}{m} \quad (2.4)$$

Počet kmitů někdy též cyklů za vteřinu při volném kmitání je vlastní kmitočet f daný vztahem

$$f = \frac{\Omega}{2\pi} \quad (2.5)$$

Perioda kmitu

$$T = \frac{1}{f} \quad (2.6)$$

Pohybová rovnice tlumeného volného kmitání (2.7) taktéž vychází z rovnice (2.1), vynechá-li se pouze síla budící.

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0 \quad (2.7)$$

Tlumení se uvažuje úměrné rychlosti $\dot{x}(t)$ s konstantou b . Rovnici (2.7) lze upravit na tvar

$$\ddot{x} + 2b_p\Omega\dot{x} + \Omega^2x = 0 \quad (2.8)$$

b_p zde značí poměrný útlum a je dán vztahem (2.9)

$$b_p = \frac{b}{b_k} \quad (2.9)$$

Kde b_k vyjadřuje součinitel kritického, též aperiodického tlumení

$$b_k = 2\sqrt{km} = 2m\Omega \quad (2.10)$$

2.2 Vynucené kmitání

Vynucené kmitání netlumené soustavy s jedním stupněm volnosti je dáno pohybovou rovnicí

$$m\ddot{x} + kx = F(t) \quad (2.11)$$

Mezi budícími funkcemi mají v teorii kmitání významné postavení harmonické funkce typu

$$F(t) = F_0 \cos \omega t \quad (2.12)$$

nebo

$$F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (2.13)$$

Kde F_0 je amplituda a ω úhlová frekvence buzení. Je to dáno tím, že v praktických případech se nejčastěji vyskytují buzení, které lze vyjádřit právě součtem harmonických funkcí uvedeného typu o různé amplitudě a frekvenci. Z výpočtového hlediska se jeví výhodným spojovat obě funkce do společné komplexní funkce [9].

$$F(t) = F_0(\cos \omega t + i \sin \omega t) \quad (2.14)$$

Vynucené kmitání tlumené soustavy vyjadřuje rovnice

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.15)$$

Tlumení se uvažuje úměrné rychlosti $\dot{x}(t)$ s konstantou úměrnosti b . Člen $b\dot{x}$, který značí tlumicí sílu, vystihuje s dostatečnou přesností tlumicí účinek vazkého oleje ve viskózním tlumiči [9].

Po zavedení útlumu b_p a vlastní úhlové frekvence stejné soustavy bez tlumení Ω pohybová rovnice přechází ve vztah

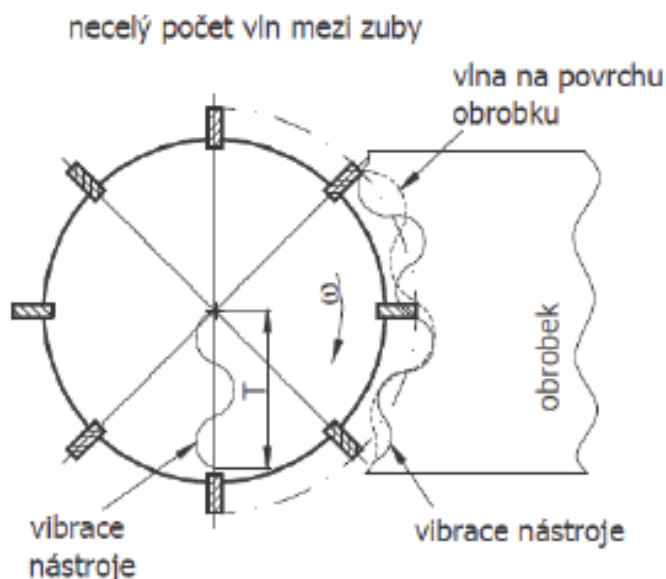
$$\ddot{x} + 2b_p\Omega\dot{x} + \Omega^2x = \frac{1}{m}F(t) \quad (2.16)$$

3 SAMOBUZENÉ KMITÁNÍ PŘI FRÉZOVÁNÍ

3.1 Teoretický a matematický rozbor samobuzeného kmitání

V případech, kdy se vřeteno a nástroj dostanou do vlivů dynamických sil generovaných nestabilním kmitáním buzeným řezným procesem, mluvíme o regenerativním kmitání a kmitání v polohové vazbě. Teorie předpokládá lineární kmitavý systém a k řešení problému se používá frekvenčních přenosových funkcí, které jsou na obráběcích strojích měřitelné. Přes mechanickou složitost obráběcích strojů se daří vytváření jejich zjednodušené modální interpretace. Zjednodušené modely zachovávají jejich souvislosti s konstrukcí, což umožňuje přijetí modifikačních opatření doporučených optimalizačním výpočtem [10].

K rozlišení stabilního a nestabilního stavu obrábění se při frézování osvědčilo používat axiální hloubku třísky a_p . Zvyšuje-li se a_p , zvyšuje se i energie, kterou řezná síla působí na kmitavou soustavu vřetenové jednotky. Tento prvotní zdroj energie je při určité hloubce třísky modulován dynamickou složkou – budící silou, vzniklou díky odřezávání periodicky proměnlivé tloušťky třísky, viz Obr. 3.1. Proměnlivá tloušťka vznikne jako rozdíl vln, zanechaných na povrchu obrobku prvním řezem, a kmitů břitů nástroje. Frekvence budící síly je blízká některé vlastní frekvenci kmitavého systému vřetena včetně držáku a nástroje [10].



Obr. 3.1 Řezání vln mezi zuby nástroje [10]

Maximální hodnota řezné síly při stabilním frézování, tj. bez chvění, je dána specifickým řezným odporem K , posuvem na zub F_z a axiální hloubkou třísky a_p dle vztahu

$$F_{stat} = KF_z a_p \quad (3.1)$$

Nazveme ji statickou silou, přestože se její hodnota v průběhu řezu zubu mění pouze s tloušťkou třísky nikoliv však periodicky. Periodicky se tato síla opakuje až během jedné otáčky s tzv. zubovou frekvencí

$$f_z = nz, \quad (3.2)$$

kde n jsou otáčky vřetena a z je počet zubů frézy.

Při nestabilním obrábění vzniká navíc dynamická síla F_{dyn} , která je generována periodickou změnou tloušťky třísky na dráze mezi dvěma sousedními zuby nástroje. Je dána vztahem

$$F_{dyn} = -K[Y_o(t) - Y(t)]a_p, \quad (3.3)$$

kde funkce $Y(t)$ označuje kmity aktivního zubu řezu a $Y_o(t)$ jsou vlny, zanechané na povrchu předchozím zubem. Pokud je obrobek vzhledem k nástroji velmi tuhý, jsou kmity $Y(t)$ měřitelné na nástroji. Pokud se jedná o flexibilní obrobek, je třeba měřit kmity i na obrobku. Funkce $Y(t)$ pak představuje relativní kmitání nástroj – obrobek. Pro další řešení předpokládáme, že rozdílový vektor amplitud $Y_o - Y$ je reálný [10].

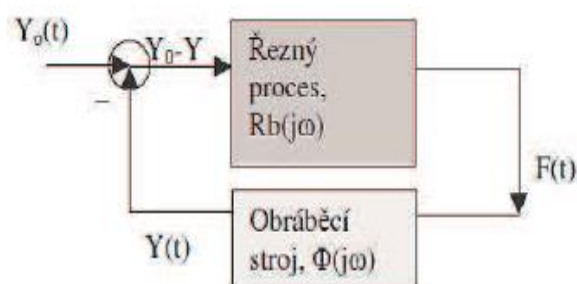
Dle vztahu (3.1) obrábí nástroj zvlhžený povrch a současně sám kmitá. Kmity a vlny jsou fázově posunuty o úhel ψ , pro který platí vztah

$$2\pi - 2\arctg \frac{G(f)}{H(f)}, \quad (3.4)$$

kde $G(f)$ je reálná část přenosové funkce kmitavého systému, $H(f)$ je část imaginární. Při odvození vztahu (3.4) se předpokládá rovnost amplitud $Y = Y_o$, tedy stav na mezi stability [10].

Posunutí dvou periodických funkcí vede v jejich rozdílu opět k funkci periodické. V našem případě se bude periodicky měnit tloušťka třísky právě odřezávané, tedy ležící mezi dvěma sousedními zuby frézy. Frekvence této změny je vyšší než vlastní frekvence nejpoddajnějšího tvaru kmitu soustavy a může jí být blízká, nikoliv však rovna. Do kmitavé soustavy zahrneme vřetenou, hmotnost rotoru motoru (pokud je integrovaný uvnitř vřeteny), uložení vřeteny, upínání nástroje a nástroj. Tuto kmitavou soustavu budeme dále nazývat „vřetenová jednotka“. Frekvence chvění může být blízká zubové, nebo dokonce otáčkové frekvenci. To záleží na modálních vlastnostech vřetenové jednotky. V žádném případě se nejedná o frekvenci segmentace třísky, která leží řádově výše než vlastní frekvence vřetenové jednotky. Kromě toho se frekvence chvění mění s otáčkami nástroje tak, že skokem změni svou hodnotu v případě, že při daných otáčkách rozhoduje o nestabilitě jiný tvar kmitů [10].

Dynamická síla takto generovaná budí zpětně kmity stroje $Y(t)$ a celý proces má charakter zpětnovazebního regulačního obvodu viz Obr 3.2. Takto se může chovat i systém s jedním tvarem kmitů a byl nazván *regenerativní princip samobuzeného kmitání*. Vřeteny obráběcích strojů mají velmi často dva poddajné tvary vzájemně téměř kolmé. Periodické pohyby ve dvou směrech současně lze pak vybudit i v případě, že $Y_o(t) = 0$. Tento případ byl nazván *princip polohové vazby* [10].



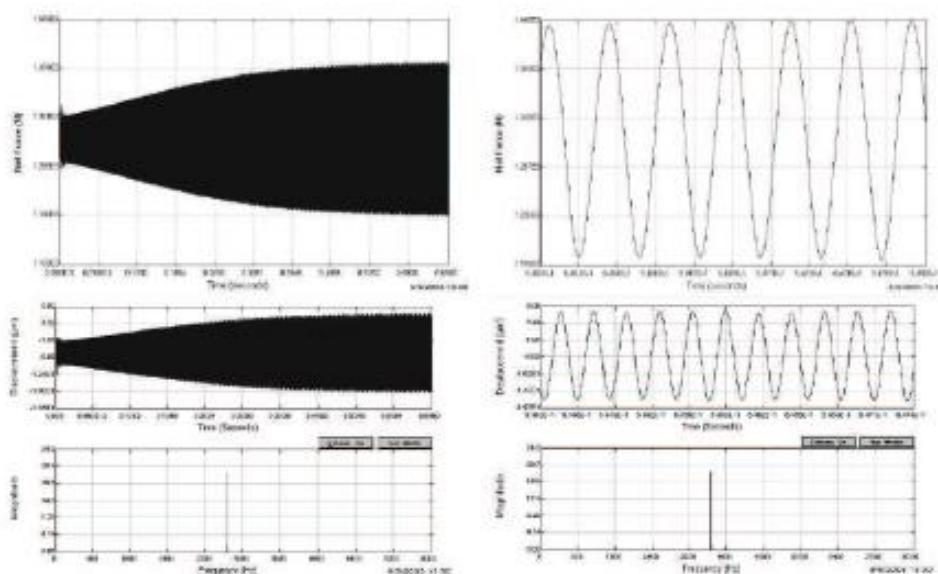
Obr. 3.2 Zpětnovazební charakter samobuzení při obrábění [10]

Samobuzené kmitání vřetenové jednotky se vybudí například nárazem čela zubu frézy do materiálu obrobku na začátku řezu. Prvotní budící síla má tedy tvar skokové změny. Ještě během odřezávání třísky se systém rozkmitá a záleží na charakteru soustavy, zda se kmity utlumí nebo naopak přejdou v samobuzené kmitání [10]

Vztah budící a záběrové (zubové) frekvence udává rovnice

$$f_{ch} = f_z \left(N + \frac{\psi}{2\pi} \right), \quad (3.5)$$

kde N je celé číslo takové, že $\psi/2\pi < 1$. Číslo N představuje počet celých vln mezi sousedními zuby nástroje, zatímco zlomku v závorce odpovídá zbylá, necelá část vlny. Frekvence chvění je tedy závislá na zubové frekvenci, respektive na otáčkách frézy při obrábění. Tvar dráhy břitu zřejmě bude nejčastěji obecný, jelikož fázový posun pohybů je zpětně závislý na jejich frekvenci. Pro rozhodnutí, zda se jedná o stabilní nebo nestabilní obrábění není samotná dráha břitu rozhodující. Důležité je, zda amplituda kmitů narůstá, či je konstantní. Jestliže narůstá, je integrál dodávané energie podél dráhy nástroje větší než integrál energie spotřebovávané a děj se stává nestabilním. Stabilizuje se až výběhem břitu nad obráběný nástroj a tím přerušení dodávky energie. Obr. 3.3 [10].



Obr. 3.3 Modulovaná řezná síla [10]

Vlevo nahoře je znázorněn nárůst síly, vpravo nahoře detail ustálené síly o frekvenci blízké vlastní frekvenci dominantního tvaru. Vlevo dole je narůstající amplituda systému včetně spektra o jediné složce, jejíž frekvence je f_{ch} . Vpravo dole se nachází detail ustálené výchylky. Síla a výchylka mají stejnou frekvenci [10].

Aniž bychom podrobně analyzovali okolnosti obrábění, při kterých dochází k nestabilitě, vidíme, že reálný kmitavý systém vřetenové jednotky umožňuje břit frézy kmitat vždy, jakmile začneme obrábět. Kmity se podle podmínek buď rozvinou, nebo dojde k jejich útlumu. Pro mez stability mezi nestabilním a stabilním obráběním platí podmínka

$$|Y| = |Y_o|, \quad (3.6)$$

příčemž

$$|Y| = |\Phi|F_{dyn}, \quad (3.7)$$

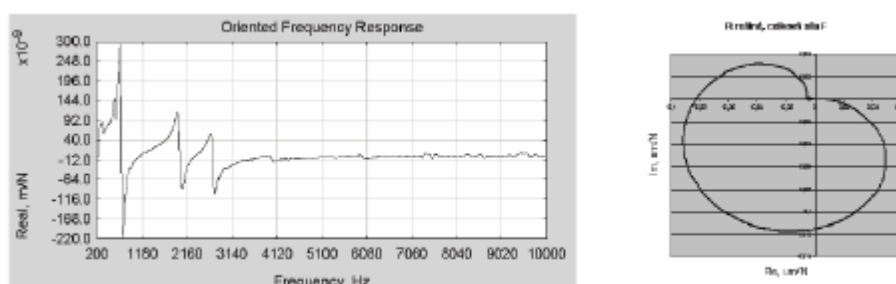
kde Φ je komplexní přenosová funkce uvažovaná, respektive měřená mezi břitem nástroje a obrobkem. S použitím vztahů (3.3), (3.6) a (3.7) je odvozena rovnice pro axiální hloubku třísky na mezi stability.

$$a_{p,lim}(f) = \frac{-1}{2KG_0^{neg}(f)}, \quad (3.8)$$

kde $G_0^{neg}(f)$ je negativní část reálného frekvenčního přenosu promítnutá do normály k obráběnému povrchu. Při výpočtu meze stability pomocí přenosů není nutné předem stanovit počet stupňů volnosti systému. V praxi se vychází z modálního modelu soustavy získaného na základě rozkmitání stroje relativně mezi břitem frézy a obrobkem. Přitom je možné uvažovat i flexibilní obrobek. Výsledek měření sám ukáže, které tvary kmitů jsou odpovědné za vznik chvění [10].

Za předpokladu, že vibrace nástroje i vlny na povrchu obrobku mají převažující harmonickou složku o stejné frekvenci ale fázově posunutou, lze vztah (3.3) pro budící sílu vyjádřit jako

$$F_{dyn} = K[Y\sin\omega t - Y_0 \sin(\omega t + \psi)]. \quad (3.9)$$



Obr. 3.4 Reálný přenos orientovaný do směru normály k obráběnému povrchu. Příklad komplexního přenosu se dvěma blízkými vlastními frekvencemi (vpravo) [10].

Pro případ, že platí (3.6) a kromě toho i

$$\psi = 2k\pi \quad (3.10)$$

Budou periodické funkce v rovnici (3.9) totožné a dynamická síla na mezi stability bude nulová. Čili chvění vůbec nevznikne. Naopak, pro $\psi = 3/2\pi$ bude budící síla největší a tím pádem i dodávaná energie bude nejobtížněji spotřebována. Systém bude mít největší sklon k nestabilitě. Této ryze matematické závislosti se využívá při regulaci otáček nástroje tak, aby platila podmínka (3.10) vyplývající z úpravy vztahu (3.5).

$$\frac{f_{ch}}{f_z} = N + \frac{\psi}{2\pi} \quad (3.11)$$

Otáčky se nastaví tak, aby byla pravá strana rovnice (3.11) celočíselná. Pokud tomu tak bude, existuje zřejmě otáčková řada dle vztahu

$$f_z = \frac{f_{ch}}{N}, \quad (3.12)$$

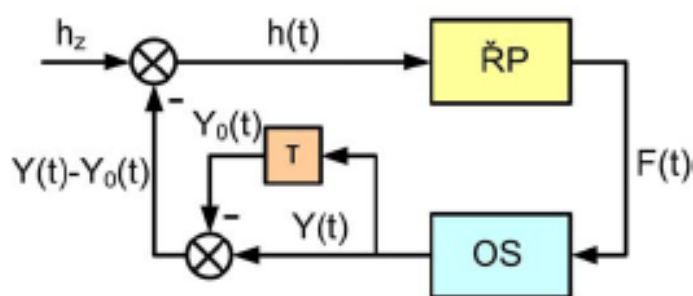
kde $N = 1, 2, 3 \dots$, která s daným nástrojem zaručí frézování bez vibrací. Při těchto otáčkách bude i vysoká úroveň meze stability tím i rezného výkonu, což je všeobecný technologický a ekonomický požadavek [10].

Pro hodnotu otáček bez chvění platí

$$n = \frac{60f_{ch}}{Nz}. \quad (3.13)$$

3.2 Samobuzené kmitání jako zpětnovazební systém

Klasická metoda vyšetřování samobuzených kmitů při obrábění pracuje ve frekvenční oblasti, s čímž souvisí řada nutných zjednodušujících předpokladů a omezení. Sestavení modelu obrábění v časové doméně umožňuje vyhnout se některým zjednodušením a otevírá další možnosti. Proto byl na základě regenerativního principu sestaven obecný model procesu obrábění, který je znázorněn blokovým schématem na Obr. 3.5 [5].



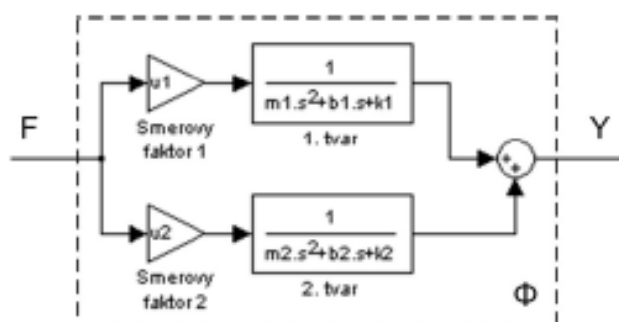
Obr. 3.5 Zpětnovazební systém [5]

Kde $h_z(t)$ je žádaná hloubka třísky, $h(t)$ je hloubka třísky již zmodulovaná kmitáním nástroje vůči obrobku. Blok ŘP reprezentuje rezný proces a na jeho výstupu je časově proměnná rezná síla $F(t)$. Blok OS znázorňuje kmitavý systém stroje, jehož vstupem je okamžitá výchylka špičky nástroje $Y(t)$ orientovaná ve směru normály k obráběnému povrchu. Blok T vyjadřuje časové zpoždění pochvéného povrchu z předchozího řezu. Y_0 je tedy pochvéný povrch. Rozdíl $(Y - Y_0)$ značený jako $\Delta h(t)$ je změna hloubky třísky, která v čase moduluje hloubku třísky žádané [5].

Blok ŘP symbolizující rezný proces vyjadřuje přenos mezi hloubkou odebírané třísky a reznou silou. V nejjednodušším případě je tato závislost uvažována jako lineární, přičemž konstantou úměrnosti je specifický rezný odpor materiálu. Závislost může být i nelineární, jelikož rezný odpor lze definovat například v závislosti na aktuální rezné rychlosti nebo aktuální hloubce třísky [5].

Blok OS symbolizuje kmitavý systém stroje. Zpravidla se jedná o dva dominantní tvary kmitu, které jsou na sebe kolmé. Rozhodující pro změnu hloubky třísky a tedy modulaci rezné síly je kmitání nástroje ve směru normály obráběného povrchu. Kmitání

v normále získáme jako součet příspěvků jednotlivých tvarů po zavedení směrových faktorů, patrných z Obr. 3.6 [5].



Obr. 3.6 Přenosová funkce [5]

Při frézování se směr řezné síly mění v závislosti na aktuálním natočení frézy, dále zda frézujeme sousledně či nesousledně. Zároveň se však mění orientace normály vůči orientaci kmitavého systému v závislosti na dráze nástroje. Směrové faktory při frézování tedy nelze považovat za konstantní [5].

Blok T značí zpoždění pochvřeného povrchu z předchozího řezu o dobu řezu o dobu T , která je u frézování dobou mezi záběry jednotlivých zubů.

$$T = \frac{60}{nz} \quad (3.13)$$

kde n jsou otáčky a z je počet zubů nástroje [5].

4 DYNAMICKÉ MĚŘENÍ NA OBRÁBĚCÍCH STROJÍCH

Základ modální analýzy je předpoklad, že složitá mechanická soustava se chová jako kombinace určitého počtu soustav s jedním stupněm volnosti (superpozice). Důležitým parametrem, který udává vlastnosti obráběcích strojů, jsou modální parametry. Jsou to vlastní frekvence, tlumení a vlastní tvar kmitání. Metody užívané k získání modálních parametrů lze rozdělit na dvě skupiny. V první skupině se měří tzv. funkce frekvenčního přenosu (FRF). Zkoumaná konstrukce je buzena měřitelnou silou. Měří se odezva konstrukce a budící síla. Podělením těchto dvou signálů se získá již zmíněná FRF. Pro identifikaci vlastních frekvencí a tlumení stačí provést měření jedné FRF. Pokud chceme zjistit tvar kmitání, je třeba opakovat měření v různých bodech na měřené konstrukci. Tyto body dají dohromady model konstrukce, kde potom lze vytvořit příslušný tvar. Jako budiče se používají modální kladívka nebo vibrátory [11,12].

Definice frekvenční charakteristiky připouští její zjišťování buď měřením postupně na jednotlivých frekvencích, nebo současně na různých frekvencích. K buzení mechanických soustav je možno užít různé zdroje dynamických sil. Modální analýza vyžaduje přesně definovanou budící sílu [11].

Rázové kladívko (budič oddělen od objektu) je nejrozšířenějším druhem budiče. Trvání rázu a tedy i tvar spektra závisí na mechanické impedanci (hmotnosti a tuhosti) jak jeho zdroje, tak zkoumaného objektu. Pomocí záměnných špiček kladívka přídatných hmot je možno měnit a vybírat optimální horní mezní frekvenci spektra vyvolaného rázu. Síla se snímá instalovaným snímačem síly [11].



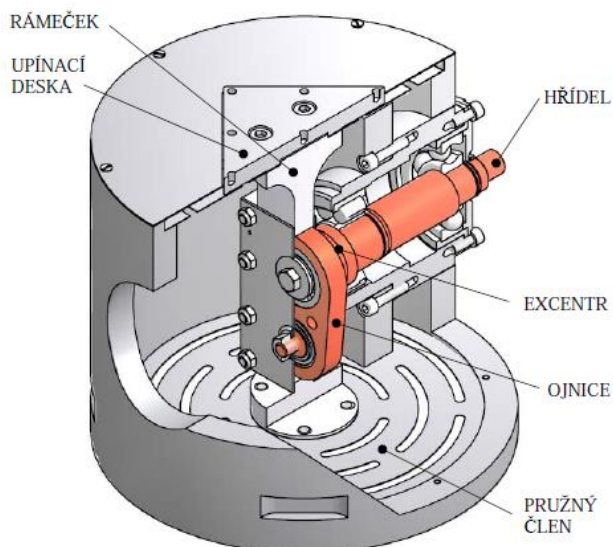
Obr. 4.1 Modální kladívko [13]

Vibrátor (budič spojen s objektem) je dražší a komplikovanější zařízení, které musí být trvale spojeno se zkoumaným objektem a může tím systém ovlivnit. Dají se rozdělit podle principu funkce na vibrátory [11,14].

- pneumatické,
- hydraulické,
- mechanické,
- elektrodynamické,
- piezoelektrické.

Dále se dělí podle signálu, který produkují

- sinusový (oscilátory),
- náhodný (generátory náhodného šumu),
- přechodový (speciální zařízení na generování pulsů),
- periodický (specifický frekvenční obsah).



Obr. 4.2 mechanický vibrátor [14]

Při použití druhé skupiny metod se modální parametry měří nepřímo, pouze na základě měření odezvy zkoumané konstrukce.

Při R-D testech je stroj buzen odstředivými silami vznikajícími při rotaci vřetena. Měření je nutné provést při různých otáčkách, jelikož se mění frekvence budících sil. Při R-D testu stroje jsou měřeny otáčky a autospektra vibrací. Výsledkem je třírozměrná mapa, kde maxima značí vlastní frekvence stroje. Podle vzorkovací frekvence měřeného signálu rozeznáváme metodu spektrální analýzy a harmonickou analýzu. Při spektrální analýze je vzorkovací frekvence konstantní a při zpracování signálu probíhá furierova transformace. Spektrální mapa je poskládána z autospekter a třetí osou jsou otáčky. Nevýhodou je rozředění signálu vyšších řádů. Při harmonické analýze je vzorkovací frekvence závislá na otáčkách. Důsledkem je, že se ve spektrální mapě frekvenční osa transformuje na řádovou. Tato metoda odstraňuje nevýhodu ředění signálu, na každou otáčku připadá stejný počet vzorků. R-D testy se tedy získají informace o vlastních frekvencích [12].

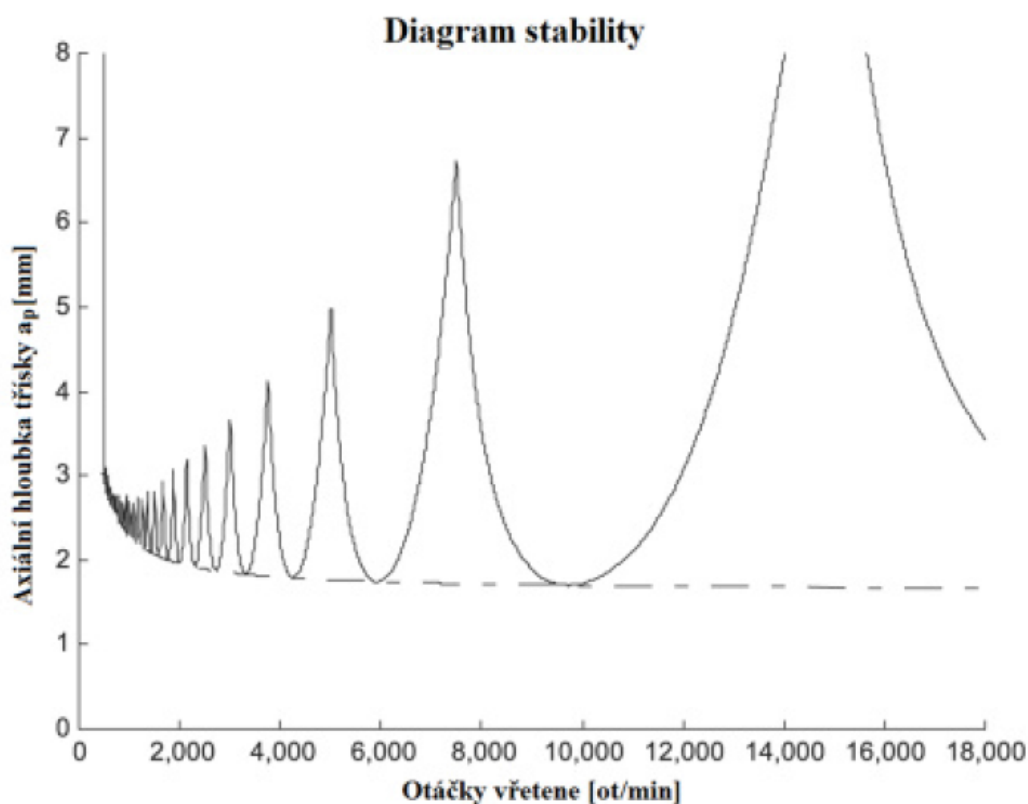
Požitím metod měření a analýzy signálu je možno provést frekvenční analýzu chvění zkoumaného systému. Frekvenční spektra jsou ve skutečnosti výsledkem násobení spekter budících sil (které neznáme) se spektry přenosových funkcí systému a proto jsou získané informace o systému značně omezené co do kvality i kvantity [11].

Pomocí dvoukanálového analyzátoru lze současně analyzovat budící síly i signál odezvy a následně zjišťovat poměr odezvy k buzení a jeho závislost na frekvenci. Takto vypočtené frekvenční charakteristiky eliminují závislost na spektrech budících sil a přinášejí výsledky, které zcela popisují dynamické vlastnosti zkoumaného objektu [11].

5 STABILITA FRÉZOVÁNÍ

Způsobnost frézovacích strojů a nástrojů ke stabilnímu obrábění se vyšetřuje dynamickým měřením na nástroji. Je nutná znalost obvyklých řezných podmínek a základních parametrů nástroje. Je důležité znát také momentovou a výkonovou charakteristiku pohonu vřetena. Na základě přenosové funkce se zjistí především minimální mezní hloubka třísky, při které je frézování stabilní při celém rozsahu otáček stroje. Kromě toho lze v diagramu stability nalézt řadu otáček vřetena, za kterých je možné obrábět bez chvění mnohonásobně vyšší axiální hloubkou třísky, tj. i s vyšším úběrem materiálu a lepším využitím výkonu pohonu. Tyto optimální podmínky lze vyšetřit pro různé materiály obrobku. Nástroj může být zvolen tak, aby lépe vyhovoval konstrukci vřetena. Výsledkem vyšetření stability frézky je diagram stability frézování [12].

Diagram stability vyjadřuje závislost mezi axiální hloubkou třísky (osa y) a otáčkami vřetena (osa x) vypočtených z rovnice 3.8 a 3.13. Je využíván pro optimalizaci výše zmíněných parametrů a k získání maximálního využití výkonu při obrábění. Jednotlivé „loby“ zobrazují limitu stabilního obrábění. Rozdělují diagram na část stabilní a nestabilní. Průsečík sousedních křivek může ležet pod průsečíkem jiných dvou křivek. Vyšší bod musí být označený za nestabilní. Takto propojené loby tvoří zubovou charakteristiku diagramu. Část pod křivkou chvění je označena za stabilní a část nad křivkou je značena jako nestabilní, kde může docházet ke chvění systému. Se zvyšujícími se otáčkami se loby rozšiřují a vzdálenost mezi nimi taktéž. Tím se průsečíky křivek posouvají směrem vzhůru. Tento jev vytváří žádané zvýšení efektivity obrábění. Diagram je vytvořen pro určitý nástroj a stroj, tudíž ho nelze užívat univerzálně pro řešení jiných případů obrábění [15].



Obr. 5.1 Diagram stability (lobe stability diagram) [16]

6 POTLAČOVÁNÍ VZNIKU CHVĚNÍ

Jev, který negativně ovlivňuje zejména jakost obrobků, výrobní výkon a spolehlivost stroje, je vibrace. Metody potlačování vibrací lze tematicky rozdělit podle přístupu na metody konstrukční a mechatronické [17].

Konstrukční přístup se zabývá vlastnostmi struktur obráběcího stroje, ovlivňující kvalitu jeho regulace. Je to právě strukturální chování, které omezuje možnost zvyšovat dynamiku pohonů a zároveň zachovat požadovanou přesnost dráhového řízení. Konstrukční přístupy pro zlepšení dynamického chování pohybových os jsou velmi důležité zejména ve stadiu návrhu prototypu nového stroje. Jeho struktura by měla být v ideálním případě tuhá a lehká, s vysokými vlastními frekvencemi a zároveň s dostatečným tlumením. Tento přístup zahrnuje metody strukturální optimalizace s ohledem například na vlastní frekvence a strukturální tlumení stroje jako celku i dílčích částí. Dále se mohou použít konstrukce z nekonvenčních materiálů. Spadá sem i návrh celého řetězce pohonu a dalších klíčových komponent [17].

Mechatronický přístup se pokouší problém vznikajících vibrací odstranit náhradním způsobem. Z hlediska potlačování vibrací strojů lze využít dvě odlišné metody. Obě počítají s tím, že vibrace mají určitý zdroj buzení. Podle první metody jsou vibrace potlačeny tím, že se vibrace nevybudí vůbec. Lze ji uplatnit u zdrojů buzení, jejichž řízení lze mít při provozu stroje dobře pod kontrolou. Do této kategorie je možné zařadit především metody, které se dají implementovat v rámci řídicího systému stroje (například buzení od pohonů posuvových os). Obvykle je však k realizaci potřeba znát dynamické chování řízeného systému, tedy buď jeho model, nebo alespoň frekvenční charakteristiku získanou měřením. Účelem zmíněných metod je obecně minimalizovat energii vkládanou do systému pro rozběh na množství nezbytně nutné pro požadovaný pojezd posuvové osy (nedodávat energii pro vibrace) [17].

Druhá metoda je pak uplatňována na zdroje buzení, které můžeme ovlivňovat méně nebo prakticky vůbec. Například pasivní odpory nebo rezné síly. Tato metoda se zabývá uplatňováním různých způsobů potlačování vibrací, jejichž vzniku se nedaří předcházet. Lze sem zařadit různá především rázná přídavná zařízení. Ta mohou být plně autonomní a lze je využít k potlačování vibrací různých mechanických struktur. Z hlediska řízení se jedná buď o prvky pasivní, poloaktivní (semiaktivní) nebo aktivní [17].

Typickým představitelem pasivního prvku je laděný dynamický hltič kmitů. Princip hltiče spočívá v připojení přídavné hmoty nebo více hmot k základní struktuře tak, aby se tlumená soustava uklidnila (vibrace systému na sebe přebere hltič) [17].

Představiteli poloaktivních prvků jsou tlumiče, které umožňují zpětnovazební řízení disipativní tlumicí síly. V jednodušším případě může jít o viskózní kapalinové tlumiče, s říditelnou tlumicí charakteristikou pomocí škrticího ventilu. Zajímavou alternativou jsou pak tlumiče, které využívají tzv. chytré kapaliny (magnetoreologické, elektroeologické, ferrofluids). Přivedením magnetického nebo elektrického pole tyto kapaliny v tlumiči mění viskozitu a tlumič tak v reálném čase získává jinou tlumicí charakteristiku [17].

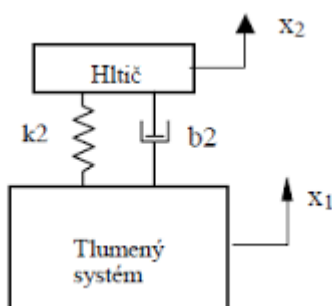
Mezi aktivní prvky obecně patří zpětnovazebně řízené zdroje síly. Aktivní prvky, na rozdíl od předchozích dvou typů prvků, do systému energii dodávají a jejich řízení je potřeba věnovat patřičnou pozornost. Nevhodné řízení aktivních prvků může naopak způsobit nestabilitu systému a tím vibrace vybudit. Při správném nasazení lze pomocí aktivních prvků dosáhnout velmi účinného potlačení vibrací v širokém frekvenčním pásmu [17].

Kombinací konstrukčních a mechatronických přístupů je v některých případech možné radikálně zvýšit dynamické parametry stroje. Reálné nasazení mechatronických

přístupů může pro dosažení optimálního výsledku kombinovat obě metody, tedy předcházet vzniku vibrací i potlačovat vibrace již vybuzené. Mechatronické způsoby by neměly být prosazovány na úkor kvalitního provedení návrhu mechanické stavby stroje [17].

6.1 Pasivní tlumení vibrací

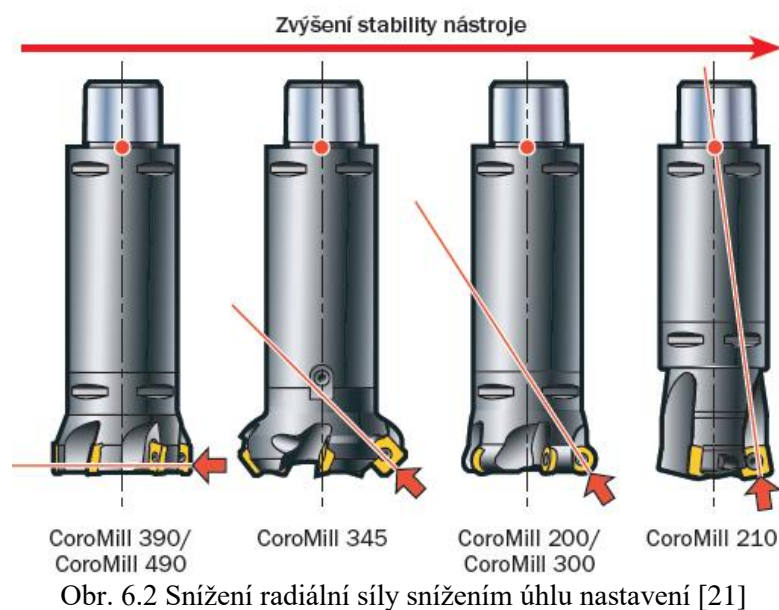
Při této metodě je mechanická soustava modifikována tak, že se stane necitlivou vůči předpokládanému rušivému buzení. Dosaženo toho je tím, že k soustavě připojíme přídavnou strukturu, na kterou se vhodně přenesou nežádoucí vibrace primární soustavy. Z hlediska výsledné struktury po modifikaci odpovídá frekvence dynamického hltiče jisté antirezonanční frekvenci. Hodnoty antirezonančních frekvencí jsou na rozdíl od frekvencí rezonančních závislé na místě buzení. Jednoduchá struktura pro vibroabsopci je známa jako dynamický hltič. Je-li provedena bez aktivních prvků, jedná se hltič pasivní. Skládá se z přídavné hmoty, která je na původní mechanický systém připojena pomocí prvku tuhosti a prvku tlumení [18].



Obr. 6.1 Základní schéma pasivního dynamického tlumiče [18]

Vhodnou volbou parametrů (hmotnost přídavné hmoty, tuhost a tlumení připojovacích členů) lze u hltiče ladit vlastní frekvenci na hodnotu vlastní frekvence primárního tlumeného systému, nebo případně na hodnotu výrazné budicí frekvence, jejíž vliv na primární soustavu je nutné snížit. Po připojení hltiče je původní rezonanční vrchol nahrazen dvojicí nových vrcholů. Míra snížení výchylky pro frekvenci odpovídající původní vlastní frekvenci a výšky nových dvou rezonančních vrcholů závisí na velikosti konstanty tlumení b_2 . Hlavní nevýhodou pasivního hltiče je velká citlivost výsledků na přesné naladění mechanických parametrů připojované soustavy, tudíž úzké frekvenční pásmo jeho účinnosti [18].

Další způsob pasivního odstraňování vibrací je vhodnou volbou nástroje a jeho geometrie. Pro zvýšení tuhosti je nutno použít nástroj s minimálním vyložením a maximálním možným průměrem. Minimální hmotnost vlastní řezné jednotky, nacházející se v místě největšího vyložení, přispívá ke zmenšení energie vznikajících vibrací a tudíž k jejich snadnějšímu tlumení. Pro snížení velikosti budicí síly se volí pozitivní řezná geometrie a nízký úhel nastavení, jež vedou ke snížení radiální složky řezné síly, která působí ve směru nejmenší tuhosti nástroje. Jako první byly nabízeny nástroje využívající vyšší tuhosti slinutého karbidu, který tvořil jádro nástroje. Výsledkem tohoto opatření byla možnost zvýšit štíhlost nástroje až na hodnotu $L/D = 6$ při zachování možnosti velkého posuvu na otáčku a velké hloubky řezu [19,20].



Dalším efektivním opatřením je použití nerovnoměrné rozteče zubů a nestejného stoupání šroubovice. Rozdíly stoupání činí jen několik málo stupňů. Tento způsob konstrukce nástrojů přivádí na trh firma Sandvik Coromant. Produktem této firmy jsou i nástroje Silent tools, které využívají tlumicí systém na bázi viskózní kapaliny zabudovaný v těle nástroje. Především jsou tyto výrobky používány na dlouhé vyložení a v případě špatně dostupného místa řezu [19,21].



Obr. 6.3 Nerovnoměrná zubová rozteč nástrojů firmy Sandvik Coromant [21]

Firma Seco Tools využívá patentovaný systém Steadline. Tento systém spočívá ve zvýšení dynamické tuhosti frézovací sestavy. Tlumič vibrací je umístěn v přední části tyče, což umožňuje pohltit vzniklé vibrace. Adaptér je určený pro obrábění součástí s hlubokými dutinami, vyžadující dlouhé vyložení nástrojů. Systém tlumí vibrace pasivně a dynamicky, poskytuje jejich účinnou kontrolu. Dynamický systém zajišťuje, že se při chvění nástroje spustí vnitřní funkce pro tlumení vibrací [22,23].

Firma Nikken využívá zavedení vnitřního předepnutí do řady nástrojových držáků „Dream Cut“. Zde použitý princip tlumení se odvíjí od zabudovaného vnitřního kužele v tělese držáku, jehož řízeným vtažením do tělesa držáku lze předepnutí měnit, respektive nastavit je na požadovanou hodnotu. Toto tlumení je obzvláště účinné proti jemným trvalým vibracím, které jsou do nástroje přenášeny z obráběcího stroje [20].



Obr. 6.4 Fréza firmy Seco Tools se systémem Steadline [22]

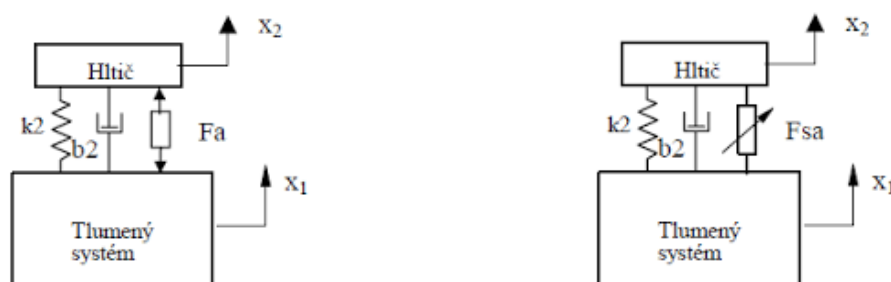
Důležitou součástí jsou také upínací zařízení nástrojů. Hydraulické upínače Tendo využívají k upínání tlak hydraulického média v upínači, které tlumí vibrační účinek. Polygonální upínače Tribos, zejména pak Tribos-R je robustní verze, která poskytuje větší radiální tuhost a výborné tlumení vibrací. Univerzální upínač Sino-T je obdoba hydraulických upínačů, kde je kapalina nahrazena pevnými plastovými deformačními segmenty [24].



Obr. 6.5 Univerzální upínač Sino

6.2 Aktivní a poloaktivní (semiaktivní) tlumení vibrací

Použitím aktivních členů při návrhu dynamického hltiče dostáváme tzv. aktivní hltiče vibrací. Jde o nahrazení původního pasivního členu mezi soustavou a hmotou hltiče členem aktivním. Aktivní prvek je schopen do systému vnášet energii. Může využívat jako zdroj vnější energie hydraulické kapaliny, tlakového plynu, elektrické energie a jiných zdrojů. Výhodou aktivních hltičů je především možnost řídit aktivní prvek tak, aby celý hltič pracoval v daleko širším frekvenčním rozsahu. Nevýhodou je nebezpečí zesílení vysokých frekvencí systému vlivem zpětné vazby a obecně nebezpečí destabilizace systému [18].

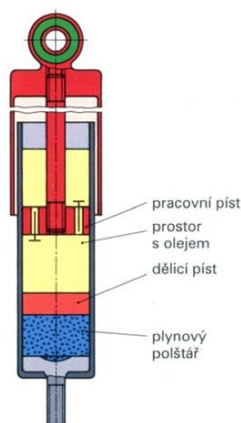


Obr. 6.6 aktivní (vpravo) a semiaktivní dynamický hltič [18]

Z hlediska odstranění stabilních problémů systému s hltičem je nejbezpečnějším řešením nahrazení aktivního prvku prvek semiaktivním. Pro snižování vysokofrekvenčních vibrací o velmi malých amplitudách výchylek, typických pro obráběcí stroje, nejsou klasické řízené tlumiče vhodné [18].

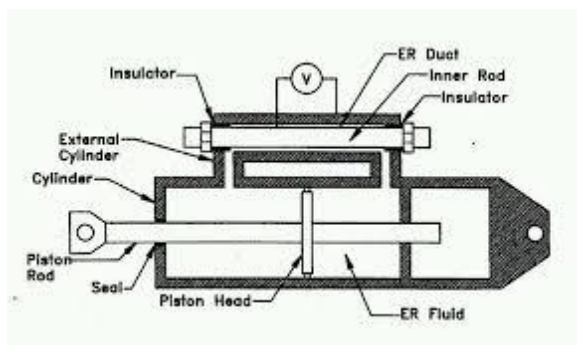
U poloaktivních aktuátorů je řízena pouze velikost tlumicí síly, energie je ze systému pouze odebírána. U této metody odpadá nebezpečí destabilizace systému, a přesto je v mnoha případech dosahováno mnohem lepších výsledků než u metody pasivní [18].

Základní semiaktivní aktuátor je hydraulický tlumič s proměnnými škrticími ventily. Řízení průtoku je buď maximální či minimální, nebo plynule říditelné. Řízení je uskutečněno buď pneumaticky, elektromagneticky nebo servopohony. Používají se symetrické a nesymetrické tlumiče s rozdílnou charakteristikou pro roztahování a stlačování. Pro efektivní použití řízených tlumičů pro zpětnovazební snižování vibrací je klíčová rychlost odezvy tlumicí síly na řídicí signál [18].



Obr. 6.7 Kapalinový tlumič

Elektroreologické tlumiče jsou obvykle složeny z hydraulického válce, který obsahuje dielektrické částičky mikrometrové velikosti v olejové suspenzi. Za působení elektrického pole se částičky začnou řetězit a tím se zvyšuje viskozita kapaliny. Tímto způsobem se mění tlumicí charakteristika tlumiče. Magnetoreologické tlumiče pracují na stejném principu s rozdílem, že řídicí veličina je zde pole magnetické. Tyto tlumiče mají rychlejší reakci než tlumiče kapalinové, ale jejich konstrukce je značně složitější [18].

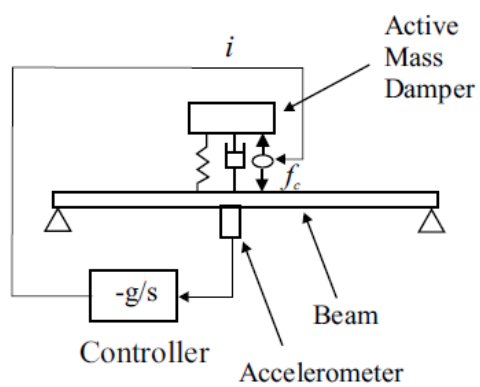


Obr. 6.8 Schéma elektoreologického tlumiče [18]

Aktivní tlumení vibrací je aktuální a stále se rozvíjející téma. Mnoho firem se zabývá tímto tématem a vyvíjí mechatronické systémy pro odstranění chvění při obrábění. Tyto systémy obsahují senzory pro snímání otáček vřetene, pro výpočet řezné síly na nástroji, aktuátory a zpětnou vazbu. Tyto systémy se pokoušejí fázový posun ψ co nejvíce přiblížit k nule a tím zabránit vzniku samobuzeného kmitání. Mohou být použity různé modely, podle kterých se provádí řízení chvění, např. rychlostní zpětná vazba. Dále je použito několik druhů aktuátorů, jako jsou aktivní hltiče, aktivní magnetická ložiska, piezoelektrické aktuátory a chytré kapaliny. Tyto systémy pracují automaticky, měří frekvenční charakteristiku a vibrační signál přímo při obrábění, tím se ale prodlouží strojní čas. Při nárůstu chvění systém vypočítá optimální otáčky vřetene nebo optimální hloubku řezu. Pro výpočet optimálních otáček musí systém znát počet zubů nástroje, prahovou hodnotu vibrací a řídicí mód [5,25].

Například japonský výrobce CNC obráběcích strojů, firma Okuma, nabízí ke svým strojům antivibrační systém nazvaný Machining Navi. Pro frézovací operace se může použít systém Navi M-g, který operátor stroje ovládá ručně, nebo systém pracující automaticky, nazvaný Navi M-i. Velkou výhodou Machining Navi je, že nevyžaduje žádná zdlouhavá a nákladná měření dynamických vlastností stroje a nástroje. Navi má vlastní, jednoduché měřicí zařízení, které pracuje při obrábění, takže se jen nepatrně prodlouží výrobní čas. V sérii je to jen čas prvního obrobku. Navi se spouští ručně z ovládacího panelu NC stroje nebo automaticky z programu pro danou součást, který se velmi jednoduše upraví připojením několika příkazů [6].

Aktivní tlumení pomocí AMD, což je elektromagnetický systém s cívkou a s magnetem. Po přivedení elektrického proudu začne působit elektromagnetické pole a mezi cívkou a magnetem dojde k relativnímu pohybu. Pokud je pevně přidělána cívka, magnet se pohybuje a tvoří tlumící sílu. V některých případech může být upevněn magnet a cívka tedy tvoří tlumící element. Toto elektromagnetické tlumení pracuje na základě Lorentzovo síly, která vzrůstá díky relativní rychlosti mezi magnetem a proudem procházející cívkou. Dále je tento systém opět vybaven senzory pro snímání rychlosti vřetene, aktuátorem a zpětnou vazbou, přes kterou je řízen řezný proces [26].



Obr. 6.9 Schéma aktivního řízení pomocí AMD [26]

DISKUZE

Chvění má velmi nepříznivý vliv jak na obrobek (špatná kvalita povrchu, nepřesné rozměrové a geometrické tolerance), tak i na životnost nástroje a v neposlední řadě i stroje. Proto se snažíme tomuto jevu při obrábění předejít, nebo ho maximálně redukovat. K předcházení slouží diagram stability (stability lobe diagram), ze kterého jsme schopni určit optimální rezné podmínky, kterými jsou otáčky nástroje a axiální hloubka třísky, za kterých nedojde k samobuzenému kmitání pro daný systém. Diagram stability není univerzální, tudíž každý systém stroj – nástroj má svůj diagram. Tlumení již vzniklých vibrací se provádí metodou pasivní, poloaktivní (semiaktivní) a aktivní. Pasivní metoda zahrnuje tlumení vibrací dynamickými hltiči, který se připojí ke kmitajícímu systému a tyto kmity převede na sebe. U poloaktivních tlumičů je řízena velikost tlumicí síly buď škrťícími ventily u kapalinových tlumičů nebo tzv. chytrou kapalinou u magneto a elektroeologických tlumičů. Aktivní metoda jako jediná dodává do systému další energii. Tím se snaží o zabránění nebo odstranění kmitání. Nejmodernější aktivní metodou tlumení jsou programovatelné tlumicí systémy. Tyto systémy jsou schopné měřit a určovat frekvenční i vibrační charakteristiku a přes zpětnou vazbu řídit otáčky nástroje a tím předejít vzniku vibrací.

ZÁVĚR

Tato práce řešila problematiku samobuzených kmitů při frézování. Tyto kmity mají dva principy vzniku a to princip regenerativní a princip polohové vazby. Teorie vzniku samobuzených kmitů spočívá v tom, že se nástroj při první otáčce rozkmitá například vlivem rázu vyvolaným najetím nástroje do řezu, nebo proměnnou hloubkou řezu a vytvoří na povrchu obrobku vlny. Při další otáčce nástroj přichází do řezu již takto pochvěného povrchu obrobku. Nástroj kmitá s určitým fázovým posunem oproti vlnám na povrchu a tím dochází ke změně průřezu třísky a nastává modulování řezné síly.

Odstraněním samobuzených vibrací se zabývá mnoho firem a uvádí na trh různé způsoby jejich předcházení. Doporučeno je používání nástrojů s co nejmenším vyložením, maximálním možným průměrem a s nejmenší možnou hmotností vlastní řezné jednotky v místě největšího vyložení nástroje. Nástroje Silent tools firmy Sandvik Coromant s tlumičím systémem s viskózní kapalinou slouží k obrábění hlubokých děr a špatně přístupných míst řezu. Steadline je systém firmy Seco Tools, jež zvyšuje tuhost nástroje. Je vybaven tlumičem v přední části nástroje, čímž dochází k absorpci chvění. Jemným trvalým vibracím se může předejít užitím zabudovaného vnitřního kužele v tělese držáku, jehož řízeným vtažením lze měnit předepnutí. Moderní upínací zařízení rovněž umožňují tlumení vibrací. Jedná se zejména o hydraulické a polygonální upínače. Jako poloaktivní prvky jsou praxi využitelné kapalinové tlumiče se škrťíci ventily, elektroeologické a magnetoeologické tlumiče, jež řízeně dokáží měnit viskozitu obsahujícího média a tím reagovat na vzniklé chvění a odstranit ho. Nejmodernější technologií jsou programovatelné systémy aktivního tlumení. Například firma Okuma nabízí antivibrační systém Machining Navi, který obsahuje senzory pro snímání řezných podmínek, zpětnovazební systém a řídicí jednotku, přes kterou dochází k optimalizaci řezných podmínek a tím odstranění samobuzených vibrací.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] HUMÁR, Anton. *TECHNOLOGIE 1: TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ 1. část* [online]. Brno, 2003 [vid. 2016-04-30]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TL_TO-1cast.pdf. VUT FSI.
- [2] UTTENDORFSKÝ, ALEŠ. *STUDIUM ŘEZIVOSTI CELOKARBIDOVÝCH FRÉZ S JEMNOU ZRNITOSTÍ*. Brno, 2010. Diplomová práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Prof. Ing. MIROSLAV PÍŠKA, CSc.
- [3] *Kmitání při obrábění* [online]. [vid. 2016-05-05]. Dostupné z: http://homel.vsb.cz/~cep77/PDF/EMO_kapitola_10.pdf
- [4] TLUSTÝ, Jiří. *Manufacturing processes and equipment*. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2000. xxviii, 928 s. ISBN 0-201-49865-0.
- [5] FOJTŮ, Petr. *Problematika samobuzeného kmitání při obrábění* [online]. [vid. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://stc.fs.cvut.cz/history/2009/sbornik/Papers/pdf/FojtuPetr-304483.pdf>
- [6] Adaptivní potlačování chvění při frézování. *MM průmyslové spektrum* [online]. [vid. 2016-04-30]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/adaptivni-potlacovani-chveni-pri-frezovani.html>
- [7] MAREK, Jiří. Konstrukce cnc obráběcích strojů (6): Pasivní a aktivní kompenzace vibrací u CNC OS. *Technický týdeník*[online]. [vid. 2016-04-30]. Dostupné z: http://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/konstrukce-obrabecich-stroju/konstrukce-cnc-obrabecich-stroju-6_20674.html
- [8] TARÁBEK, Pavol a kol. *Odmaturuj! z fyziky*. Vyd. 2. Brno: Didaktis, ©2006. 224 s. Odmaturuj!. ISBN 80-7358-058-6.
- [9] BREPTA, Rudolf, TUREK, František a PŮST, Ladislav. *Mechanické kmitání*. Vyd. 1. Praha: Sobotáles, 1994. 589 s. Technický průvodce; sv. 71. Česká matice technická; roč. 99 (1994), č. 438. ISBN 80-901684-8-5.
- [10] BACH, Pavel. *Perspektivy vývoje frézovacích vřeten = Future development of milling spindles*. V Praze: České vysoké učení technické, 2006. 26 s. Habilitační přednášky; 4/2006. ISBN 80-01-03437-2.
- [11] *Úvod do experimentální modální analýzy* [online]. [vid. 2016-05-10]. Dostupné z: http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/ZEM/ZEM_prednaska12.pdf
- [12] Měření vlastností obráběcích strojů. *MM průmyslové spektrum* [online]. 2005 [vid. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/mereni-vlastnosti-obrabecich-stroju.html>

- [13] ŠAFÁŘ, Jakub. *KALIBRACE RÁZOVÉHO KLADÍVKA* [online]. Brno, 2015 [vid. 2016-05-10]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=101621. Bakalářská práce. VUT Brno. Vedoucí práce Doc. Ing. PETR BENEŠ, Ph.D.
- [14] PAZDERA, Pavel. *MECHANICKÝ EXCITÁTOR PRO MODÁLNÍ ANALÝZU* [online]. Brno, 2007 [vid. 2016-05-10]. Dostupné z: http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=305. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Doc. Ing. IVAN MAZŮREK, CSc.
- [15] *Creating a Stability Lobe Diagram* [online]. [vid. 2016-05-10]. Dostupné z: http://ijme.us/cd_06/PDF/IT%20301-050.pdf
- [16] SUCHÁČEK, Roman. *REGENERATIVNÍ KMITÁNÍ PŘI SOUSTRUŽENÍ* [online]. Brno, 2103 [vid. 2016-05-10]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=66836. Bakalářská práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. Zdeněk FIALA.
- [17] Jak potlačovat vibrace obráběcích strojů. *Technický týdeník* [online]. 2013 [vid. 2016-05-10]. Dostupné z: http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/jak-potlacovat-vibrace-obrabecich-stroju_21946.html
- [18] ŠIŠKA, Zbyněk. *Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů* [online]. Praha, 2004 [vid. 2016-05-10]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/10695650-Aktivni-a-poloaktivni-snizovani-mechanickeho-kmitani-stroju.html>. Habilitační práce. ČVUT v Praze.
- [19] Snižování výrobních nákladů bez velkých investic (4): Tlumením vibrací k vyšším výkonům – část II. *Technický týdeník* [online]. 2013 [vid. 2016-05-15]. Dostupné z: http://www.technickytydenik.cz/rubriky/serialy/snizovani-vyrobnich-nakladu/snizovani-vyrobnich-nakladu-bez-velkych-investic-4_24947.html
- [20] Nástroje s tlumením vibrací. *Technický týdeník* [online]. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/nastroje-s-tlumenim-vibraci_14600.html
- [21] [online]. [vid. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/SiteCollectionDocuments/downloads/global/technical%20guides/cs-cz/C-1020-17.pdf>
- [22] Vývoj rezných nástrojů v režii Seco Tools. *Konstrukter* [online]. [vid. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.konstrukter.cz/2015/02/05/vyvoj-reznych-nastroju-v-rezii-seco-tools/>
- [23] Vyměnitelné hlavice Seco MDT pomáhají snižovat vibrace. *Konstrukter* [online]. [vid. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.konstrukter.cz/2015/12/16/vymenitelne-hlavice-seco-mdt-pomahaji-snizit-vibrace/>

- [24] Moderní systémy pro upínání stopkových nástrojů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. [vid. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://m.mmspektrum.com/clanek/moderni-systemy-pro-upinani-stopkovych-nastroju-2>
- [25] VAN DIJK, Niels. *Active chatter control in high-speed milling processes* [online]. [vid. 2016-05-10]. Dostupné z: <https://pure.tue.nl/ws/files/2921879/694429.pdf>
- [26] GANGULI, Abhijit. *Chatter reduction trough active vibration damping* [online]. Brusel, 2005 [vid. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://scmero.ulb.ac.be/Publications/Thesis/Ganguli05.pdf>. Dizertáční práce. Université Libre de Bruxelles. Vedoucí práce Prof. Andre Preumont.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Jednotka	Popis
$F(t)$	[N]	Vektor řezné síly
F_{dyn}	[N]	Dynamická síla
F_0	[N]	Amplituda buzení
F_{stat}	[N]	Statická síla
F_z	[mm]	Posuv na zub
$G(f)$	[-]	Reálná část přenosové funkce
$G_0^{neg}(f)$	[-]	Negativní část reálného frekvenčního přenosu
$H(f)$	[-]	Imaginární část přenosové funkce
K	[MPa]	Řezný odpor
N	[-]	Celé číslo
T	[s]	Perioda kmitu
Y	[-]	Tvar kmitů
$Y(t)$	[-]	Kmitání nástroje
$Y_o(t)$	[-]	Vlny na obráběném povrchu
a_p	[mm]	Axiální hloubka třísky
b	[kg/s]	Tlumicí efekt
b_k	[kg/s]	Součinitel kritického tlumení
b_{mez}	[mm]	Mezní šířka třísky
b_p	[-]	Poměrný útlum
f	[Hz]	Frekvence kmitání
f_{ch}	[Hz]	Budící frekvence
f_z	[Hz]	Zubová frekvence
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení

$h(t)$	[mm]	Zmodulovaná hloubka třísky
$h_z(t)$	[mm]	Žádaná hloubka třísky
k	[-]	Celé číslo
k	[kg/s ²]	Tuhost
m	[kg]	Hmotnost
n	[s ⁻¹]	Otáčky nástroje
t	[s]	Čas
x	[m]	Dráha
\dot{x}	[ms ⁻¹]	Rychlost
\ddot{x}	[ms ⁻²]	Zrychlení
z	[-]	Počet zubů frézy
Φ	[-]	Komplexní přenosová funkce
Ω	[Hz]	Vlastní úhlová frekvence
ψ	[rad]	Fázový posun
$\Delta h(t)$	[mm]	Změna hloubky třísky
ω	[rad/s]	Úhlová frekvence buzení

Zkratka

AMD

FRF

Popis

Active mass damping

Frekvenční odezвовá funkce

