

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ



DISERTAČNÍ PRÁCE

Samobuzené kmitání v obráběcích strojích

Ing. Jiří Drobílek

Doktorský studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Školitel: Doc. Ing. Pavel Bach, CSc.

# Poděkování

Chtěl bych poděkovat mému školiteli panu doc. Ing. Pavlu Bachovi, CSc, za jeho vedení a odbornou pomoc. Mé velké díky patří Ing. Miloši Poláčkovi, CSc. za jeho odborné rady i kritické připomínky během práce jak v oblasti teoretické tak i praktické.

## Anotace CZ:

Tato disertační práce prezentuje nově získané poznatky z výzkumu chování dynamického řezného procesu. Znalost dynamického řezného procesu je velmi důležitá pro správné určení podmínek stabilního obrábění. V této práci je dynamický řezný proces charakterizován komplexními koeficienty. Aby bylo možné tyto koeficienty určit, byla vyvinuta nová metodika pro měření a vyhodnocování dynamického řezného procesu. Metodika využívá řízeného rozkmitávání nástroje během řezu pro simulaci podmínek obrábění na mezi stability. Novou metodikou lze sledovat existenci a vzájemnou interakci všech sil, které v dynamickém řezném procesu vznikají v důsledku kmitání mezi nástrojem a obrobkem. Práce prezentuje nový empirický model, který je schopen dostatečně věrohodně popsat chování výslednice dynamických řezných sil.

## Anotace ANJ:

This thesis presents new knowledge in research of dynamic cutting process behaviour. The knowledge of dynamic cutting process is very important to correct determination of stable machining limits. In this work is dynamic cutting process characterized with complex coefficients. For determination of these coefficients, there was developed new methodology for measuring and evaluation of dynamic cutting process. This methodology uses controlled cutting tool vibration during cut for simulation of cutting condition on the stability limit. Due this new method it is possible to observe existence and mutual interaction between all forces which arise in dynamic cutting process. This dynamic forces arise due vibration between tool and workpiece. This work presents new empirical model, which permit to describe sufficiently the behaviour of dynamic cutting force resultant.

# Obsah

1. Přehled použitých veličin a jednotek .....	5
2. Úvod.....	7
3. Přehled současného stavu problematiky .....	10
Statický řezný proces.....	10
Dynamický řezný proces a jeho stabilita.....	12
Řešení stability v časové oblasti.....	15
Řešení ve frekvenční oblasti.....	17
Závěr.....	76
4. Cíle práce .....	78
5. Vlastní řešení.....	81
Návrh rozšířené metody řízeného rozkmitávání nože.....	81
Experiment .....	92
Nové fenomény v dynamickém řezném procesu .....	99
Nový model dynamické řezné síly .....	103
Ověření výpočtu meze stability pro nový model.....	112
6. Závěr a budoucí práce .....	116
7. Seznam literatury .....	120

# 1. Přehled použitých veličin a jednotek

$a$	Zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$F, P$	Síla	[N]
$K_C, K_S$	Řezný odpor	[N/m <sup>2</sup> ]
$K_P$	Tečný řezný odpor	[N/m <sup>2</sup> ]
$K_Q$	Normální řezný odpor	[N/m <sup>2</sup> ]
$\alpha$	Úhel čela, směr tvaru kmitu	[rad]
$\beta$	Třecí úhel, směr řezné síly	[rad]
$\phi$	Úhel střižné roviny	[rad]
$t$	Čas, tloušťka odřezávané třísky	[s], [m]
$h_0, s$	Tloušťka odřezávané třísky	[m]
$t_c$	Tloušťka odříznuté třísky	[m]
$F_P, F_Q$	Tečná/normálová složka řezné síly	[N]
$b, w_l$	Šířka třísky	[m]
$b_{mez}$	Mezní šířka třísky	[m]
$b_{lim}$	Limitní šířka třísky	[m]
$\tau$	Střižné napětí	[N/m <sup>2</sup> ]
$v_c$	Řezná rychlost	[m/min]
$k$	Tuhost	[N/m]
$d, c$	Tlumení	[Ns/m]
$m$	Hmotnost	[kg]
$\Omega$	Vlastní úhlová frekvence	[rad/s]
$\zeta, \delta$	Poměrný útlum	[-]
$FRF, G, \phi$	Komplexní přenosová funkce výchylky	[m/N]

$G, H$	Reálná/imaginární část kompl. přenosové funkce výchylky	[m/N]
$A$	Amplituda	[m]
$\omega$	Úhlová frekvence	[rad/s]
$f$	Frekvence	[Hz]
$y, Y, x, X$	Výchylka, amplituda výchylky	[m]
$y_0, Y_0, x_0$	Zvlnění povrchu obrobku	[m]
$T$	Doba trvání periody	[s]
$\psi, \varphi, \gamma, \varepsilon$ $\beta$	Fázový posuv	[rad]
$D$	Průměr obrobku	[m]
$N$	Počet vln	[-]
$\hat{Y}, \hat{Y}_i$	Fázor výchylky nástroje (komplexní číslo)	[m]
$\hat{Y}_o$	Fázor zvlnění na povrchu (komplexní číslo)	[m]
$\hat{F}, \hat{P}$	Fázor síly (komplexní číslo)	[N]
$\hat{K}_d$	Dynamický řezný odpor (komplexní číslo)	[N/m <sup>2</sup> ]
$u, g$	Směrový součinitel	[-]
$\Phi, Z$	Přenosová matice	[-]
$\mu$	Faktor překrytí (účinnost regenerativního kmitání)	[-]
$A_N, B_N$ $K_{di}, K_{do}$	Dynamické součinitele norm. složky řezné síly (komplexní)	[N/m <sup>2</sup> ]
$A_T, B_T$ $K_{ci}, K_{co}$	Dynamické součinitele tečné složky řezné síly (komplexní)	[N/m <sup>2</sup> ]
$A_x, B_x, C_x$ $A_y, B_y, C_y$	Dynamické součinitele tečné složky řezné síly (reálné)	[-], [s/m], [s/m]
$C_{pd}$	Součinitel tlumení řezného procesu	[N/m]

## 2. Úvod

Při obrábění kovů se mohou často vyskytnout různé druhy vibrací. Tyto vibrace způsobují větší či menší periodické odchylky od předepsaných požadavků na jakost obráběného povrchu. Výsledkem těchto vibrací nemusí být jenom zhoršená nebo nevyhovující kvalita povrchu, ale navíc také zatížení obsluhy popř. i okolního prostředí nesnesitelným hlukem, zvýšené opotřebení nástroje, snížená životnost komponent stroje nebo rovnou jejich nenávratné poškození. Chvění je možné na základě jeho charakteru rozdělit do následujících skupin:

- volné,
- vynucené,
- vibrace generované samotným řezným procesem.

Volné kmitání může vzniknout např. vlivem rychlého přesouvání nebo brzdění pohyblivých skupin stroje, náhlou změnou odřezávaného průřezu způsobenou tvarem obrobku (přejetí drážky pro pero), rychlé vyjetí a najetí do řezu, apod. Volné vibrace mají přenosový charakter a po krátké době vlivem tlumení vymizí. Vynucené kmitání bývá obvykle způsobeno nevyváhou rotujících částí, nepravidelnostmi v převodových a ovládacích členech, ve vedení, v hydraulických zařízeních nebo nesprávně navrženými elektrickými obvody. Vynucené kmitání nemusí pocházet přímo ze stroje, ale může se přenášet na stroj z okolního prostředí přes základ stroje. Opatření pro potlačení vynuceného kmitání jsou vcelku jednoduchá. Postačí vyvážit příslušné rotující částí, izolovat stroj od okolního prostředí vhodným základem nebo použitím dodatečných tlumičů.

Chvění generované řezným procesem může být rozděleno na volné a samobuzené. Volné kmitání pochází z nepravidelností řezného procesu a ve velmi krátké době se samo utlumí. Příkladem může být přerušovaný řez, výskyt tvrdších uskupení zrn v materiálu nebo jeho pórovitost, přerušovaná tříska nebo náhlý rozpad nárůstku na břitu nástroje.

Samobuzené chvění, v praxi též někdy označované jako „chatter“, jsou typem vibrací, které čerpají energii generovanou řezným procesem a nutí strukturu stroje konat kmitavý pohyb. Kmitavý pohyb zpětně ovlivňuje vlastní řezný proces, který generuje další energii. Samobuzené chvění se projevuje v některých případech až extrémním nárůstem amplitudy kmitání, což může vést i k vyskakování nástroje z řezu. V tomto případě nezbývá nic jiného, než snížit rychlost obrábění popř. ho úplně zastavit.

Možností, jak zabránit tomuto typu chvění je několik. Snížit množství odebíraného materiálu za jednotku času (snížením řezné rychlosti, posuvu nebo průřezu třísky), změnit geometrii nástroje, změnit dynamického chování stroje prostřednictvím úprav jeho komponent nebo jeho vybavení samočinným systémem pro potlačení vzniklého chvění. Nicméně se jedná vždy o dodatečné řešení následku nikoliv příčiny.

V současné době masové průmyslové výroby a snižování nákladů na výrobu je chatter stále aktuálním tématem. Pochopení chování samobuzeného chvění a možnost jeho spolehlivé predikce umožní maximálně využít výkonový potenciál obráběcích strojů pro technologie třískového obrábění.

Existují dva směry, kterými lze na problematiku chatteru nahlížet při jejich řešení. Prvním je studování podmínek, za kterých samobuzené chvění může existovat, resp. studovat podmínky samotného vzniku samobuzených kmitů a vzájemnou interakci stroje a řezného procesu.

Druhým je definování pravidel pro návrh strojů, nástrojů a techniky obrábění s požadavkem na vyšší odolnost proti vzniku samobuzeného chvění.

Ačkoliv je věnováno výzkumu samobuzeného chvění stále mnoho úsilí, nepodařilo se tento fenomén natolik pochopit, aby bylo možné ho spolehlivě predikovat. Kvalitní studium jeho chování vyžaduje složité a nákladné přístroje, které bývají k dispozici jen v laboratorním a akademickém prostředí. Navíc rozmanitost nabídky obráběných materiálů a nástrojů pro obrábění dává k dispozici mnoho různých možností, kde chování samobuzeného chvění zkoumat.

Požadavky odvětví leteckého průmyslu na výrobu vylehčených součástí rozmanitých tvarů z titanových a niklových slitin podmíněných monolitností



součástí vyžadují použití technologie výroby s vysokou rychlostí úběru materiálu. Toho lze docílit buď velkou řeznou rychlostí pro malý průřez třísky, nebo nízkou řeznou rychlostí s velkým průřezem. Tento typ materiálů však nelze obrábět při vysokých rychlostech kvůli vysoké rychlosti opotřebení nástroje. V praxi je velmi dobře známo, že při nízkých řezných rychlostech lze dosáhnout mnohonásobně vyšších rychlostí úběru materiálu.

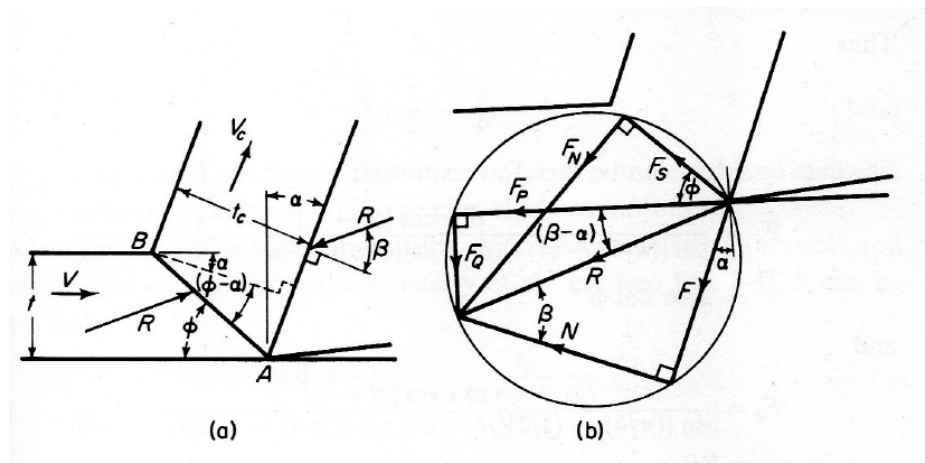
Tato práce se zaměřuje na studium chování řezného procesu soustružení v oblasti středních a nízkých řezných rychlostí, kde se projevuje vliv jevu označovaného jako procesní tlumení. Navíc mnoho experimentů prokázalo v této oblasti zatím z nevysvětlitelných příčin výrazný pokles odolnosti systému proti samobuzenému chvění.

# 3. Přehled současného stavu problematiky

## Statický řezný proces

Pro vyjádření sil vznikajících v řezném procesu jsou používány dva modely mechanismu vzniku třísky, a to model tenké („thin“) a široké („thick“) střižné roviny. První z nich dává přesnější výsledky při vysokých rychlostech, druhý při nízkých. V praxi je převážně nepoužívanější první z teorií kvůli jejímu jednoduchému matematickému vyjádření. Pro model tenké střižné roviny odvodil Merchant [4] model řezné síly platný za následujících předpokladů:

- ostrý nástroj
- na nástroj nepůsobí síly, které vznikají v důsledku drhnutí nástroje o materiál
- deformace třísky se realizuje v rovině, nedochází rozprostírání materiálu do šířky
- napětí je podél střižné roviny rozloženo rovnoměrně
- výsledná síla působící na třísku ve smykové rovině je kolineární, shodné velikosti a opačného znaménka síly působící na třísku na rozhraní čela nástroje a třísky



Obr. 1 Model statické řezné síly, zdroj [4].

Geometrie nástroje a třísky je popsána následujícími parametry:

$\alpha$  ... úhel čela, měřeno od svislé roviny [rad],

$\beta$  ... třecí úhel mezi čelem nástroje a třískou [rad],

$t$  ... tloušťka nedeformované třísky [mm],

$t_c$  ... tloušťka odříznuté třísky [mm],

$\phi$  ... úhel střížné roviny [rad].

Následující rovnice vyjadřují síly dle Merchantova modelu pro tečný („P“) a nomální („Q“) směr k obráběnému povrchu

$$\begin{aligned}
 F_P &= \frac{t \cdot b \cdot \tau \cdot \cos(\beta - \alpha)}{\sin \phi \cdot \cos(\phi + \beta - \alpha)} \\
 F_Q &= \frac{t \cdot b \cdot \tau \cdot \sin(\beta - \alpha)}{\sin \phi \cdot \cos(\phi + \beta - \alpha)}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

kde v rovnicích je

$b$  ... šířka třísky [mm],

$\tau$  ... hodnota střížného napětí [MPa].

Neznámým parametrem v silových rovnicích je úhel střížné roviny. Ten lze zjistit experimentálně nebo přibližně pomocí principu minima energie jako

$$\phi = \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \cdot (\beta - \alpha)
 \tag{2}$$

V praxi se však ukázalo, že tento vztah platí velmi omezeně. Experimentálně se úhel střížné roviny stanovuje na základě zákona zachování hmoty, tj. objem odřezávaného materiálu musí být roven objemu materiálu odcházejícího ve formě třísky. Na základě této rovnosti lze stanovit potřebný poměr  $r = \frac{t}{t_c}$  pro výpočet úhlu střížné roviny ( 3 ).

$$\tan \phi = \frac{r \cdot \cos \alpha}{1 - r \cdot \sin \alpha} \quad (3)$$

Třecí úhel  $\beta$  se také stanovuje experimentálně, a to dle následujícího vztahu

$$\tan \beta = \frac{F_Q + F_P \cdot \tan \alpha}{F_P - F_Q \cdot \tan \alpha} \quad (4)$$

Statický koeficient řezné síly lze vyjádřit pouze jednoduchou úpravou z rovnic sil ( 1 ) jako

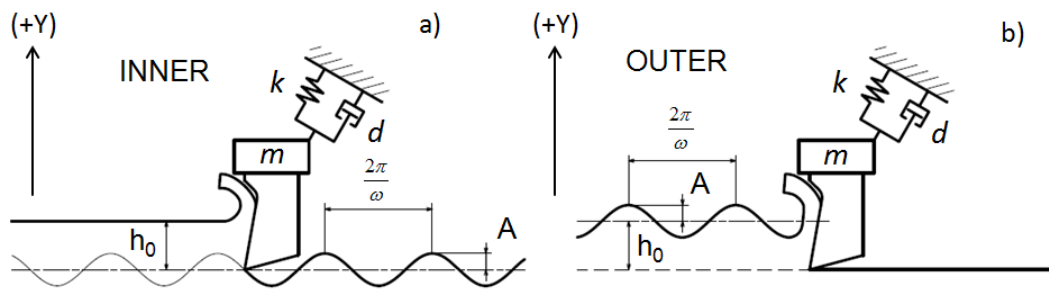
$$K_P = \frac{F_P}{t \cdot b} = \frac{\tau \cdot \cos(\beta - \alpha)}{\sin \phi \cdot \cos(\phi + \beta - \alpha)}$$

$$K_Q = \frac{F_Q}{t \cdot b} = \frac{\tau \cdot \sin(\beta - \alpha)}{\sin \phi \cdot \cos(\phi + \beta - \alpha)} \quad (5)$$

Uvedený model je plně dostačující pro potřeby technologů stanovit potřebný řezný výkon stroje pro technologické operace s použitým nástrojem a materiálem.

### **Dynamický řezný proces a jeho stabilita**

V předchozí kapitole byl zmíněn model sil pro statický řezný proces, tj. proces, při kterém je síla v čase konstantní. Při dynamickém procesu, tak jak bude uvažován v celé této práci, bude předpokládáno, že síla je v čase periodická. Historicky bylo během obrábění vyzorováno, že při určité hodnotě šířky třísky  $b$  se řezný proces stal nestabilním. Z vln, které zůstaly na povrchu obrobku, bylo usuzováno, že řezná síla nutí konat nástroj periodický pohyb. Historickým vývojem se dospělo k následující představě.



Obr. 2 Model inner modulace a) a outer modulace b).

Pokud nástroj koná harmonický pohyb s určitou frekvencí a amplitudou, mění se hloubka odřezávané vrstvy, čímž je generována proměnlivá síla. Jedná se o sílu vznikající díky řezání vln do obrobku, pro který se v literatuře používá výraz vnitřní (inner) modulace, Obr. 2 a). Někdy se také tato síla označuje jako „síla od kmitání nástroje“. Vznikající síla se řídí vztahem

$$F = K_c \cdot b \cdot [h_0 - A \cdot \sin(\omega \cdot t)] \quad (6)$$

Periodická síla vznikne ale i v případě odřezávání povrchu stabilním nožem, pokud se povrch mění periodicky s určitou frekvencí a amplitudou, ne nutně stejnou jako má inner modulace. Tato síla tedy vzniká díky seřezávání vln a v terminologii samobuzených kmitů je označována jako vnější (outer) modulace nebo „síla od seřezávání vln“, Obr. 2 b). Řídí se vztahem

$$F = K_c \cdot b \cdot [h_0 + A \cdot \sin(\omega \cdot t)] \quad (7)$$

Zavedené znaménkové značení respektuje zavedený směr normály k obráběnému povrchu, kde kladný směr směřuje ven z obrobku. Hloubku odřezávané vrstvy zvětšuje záporná výchylka nástroje a kladná výchylka vlnitosti.

Spojením těchto dvou sil vzniknul obecně akceptovaný model dynamické řezné síly, který byl a je dodnes používán pro stanovení stabilních řezných podmínek.

$$\begin{aligned} F &= K_c \cdot b \cdot (y_0 - y) \\ y_0 &= A \cdot \sin(\omega \cdot t - \psi) \\ y &= A \cdot \sin(\omega \cdot t) \end{aligned} \quad (8)$$

V rovnicích značí

$K_c$  ... řezný odpor [N/mm<sup>2</sup>],

$y_o$  ... zvlnění na povrchu obrobku [m],

$y$  ... kmity nástroje [m],

$\psi$  ... fázové posunutí mezi kmitáním nástroje a vlnami [rad],

$\omega$  ... úhlová frekvence kmitání [rad/s].

Fázové zpoždění  $\psi$  v rovnici popisující vlny reflektuje skutečnost, že vlny mohou být oproti kmitání zpožděny z důvodu neceločíselného poměru frekvence kmitání a rychlosti šíření vlny. Závislost mezi frekvencí kmitání, otáčkami a fázovým zpožděním se označuje jako otáčková rovnice.

$$\frac{60 \cdot \pi \cdot D \cdot \omega}{v_c} = 2\pi \cdot N + \psi \quad (9)$$

kde v rovnici je

$D$  ... průměr obrobku [m],

$N$  ... počet celých(kompletních) vln na povrchu obrobku [-].

Otáčková rovnice udává počet vln na povrchu obrobku. Fázové zpoždění  $\psi$  je tedy funkcí vlnové délky. Změnou frekvence kmitání při konstantní řezné rychlosti se mění délka vytvářených vln a tím i hodnota  $\psi$ . Dynamická síla je důvodem, proč se při obrábění objevují nežádoucí kmity. Během řezu se nástroj rozkmitá a to i bez zásahu vnější budící síly. Tento jev se označuje jako samobuzené kmitání.

Přechod mezi stabilním a nestabilním řezem určuje mez stability. Mez stability označuje je stav, kdy amplituda kmitání vzniklá v důsledku souhry dynamické řezné síly a účinkujícího dynamického systému, se v čase nemění. Změnou kteréhokoliv parametru se ustavená rovnováha poruší a systém se buď uklidní, nebo amplituda výchylky vzroste nad nepřijatelnou mez. Graficky si lze představit mez stability jako hranici (čáru), která rozdělí technologické podmínky na dvě oblasti. Jedna oblast představuje podmínky, kdy bude obrábění vždy stabilní, druhá naopak určuje podmínky pro nestabilní řez. V praxi se velmi často používá jako parametr určující mez stability šířka třísky  $b$  [mm]. Zobrazuje se v závislosti na vybraných parametrech, jako je řezná rychlost, frekvence kmitání nebo jiné pro daný případ významné technologické parametry (materiál obrobku, parametry nástroje, apod.). Zobrazení této závislosti se označuje jako diagram

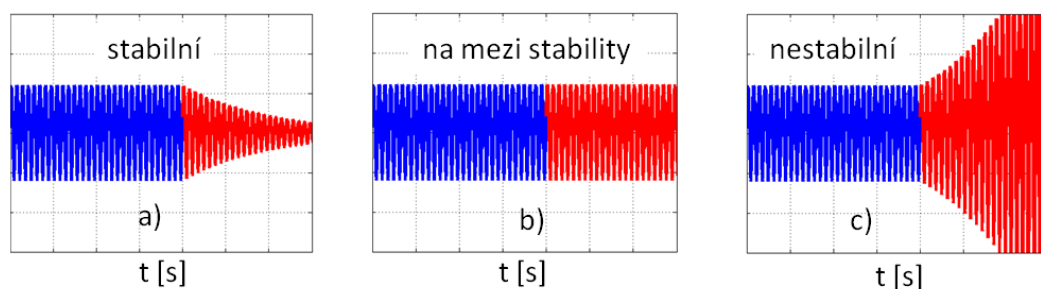
stability obrábění. Šířka třísky ovlivňuje odřezávaný průřez třísky, což je nejnázve ovlivnitelný parametr pro stanovené technologické podmínky. Např. při soustružení je průřez odřezávané vrstvy v tom nejjednodušším určen součinem hloubky odřezávané vrstvy, která je ekvivalentní hodnotě posuvu na otáčku  $f_{ot}$  [m/min] a šířkou odřezávané vrstvy  $b$  [mm]. Na mezi stability se šířka odřezávané vrstvy označuje jako  $b_{lim}$ .

### Řešení stability v časové oblasti

Chování dynamického řezného procesu popisují diferenciální rovnice se zpožděním (angl. delay differential equation). Jde o typ diferenciálních rovnic, které jsou nejen funkcí času a aktuálního stavu, ale také stavu z minulosti, kterou určuje doba zpoždění ne nutně v čase konstantní.

$$\dot{y}(t) = f(t, y(t), y(t - T(t, y(t)))) \quad (10)$$

Jedním ze způsobů, jak určit stabilitu dynamického chování procesu popsaného těmito rovnicemi, je nalezení jejich časového řešení a sledování chování pro vybrané parametry. V případě, že řešení časem vymizí, je systém pro zadané vstupní parametry stabilní, Obr. 3 a). Pokud řešení kmitá a amplituda zůstává v čase konstantní, je pro vstupní parametry systém na mezi stability, Obr. 3 b). Rostoucí odezva indikuje nestabilní systém, Obr. 3 c).



Obr. 3 Odezva systému pro různé vstupní parametry.

Sledování odezvy systému je nejjednodušší způsob, jak hodnotit stabilitu systémů popsaných složitými modely. Pro přesné výsledky je nutné volit při numerickém řešení rovnic velmi jemný časový krok, což je však spojeno s dlouhou dobou výpočtu. Při řešení tohoto typu rovnic se převážně používají metody typu Runge-Kutta [6].





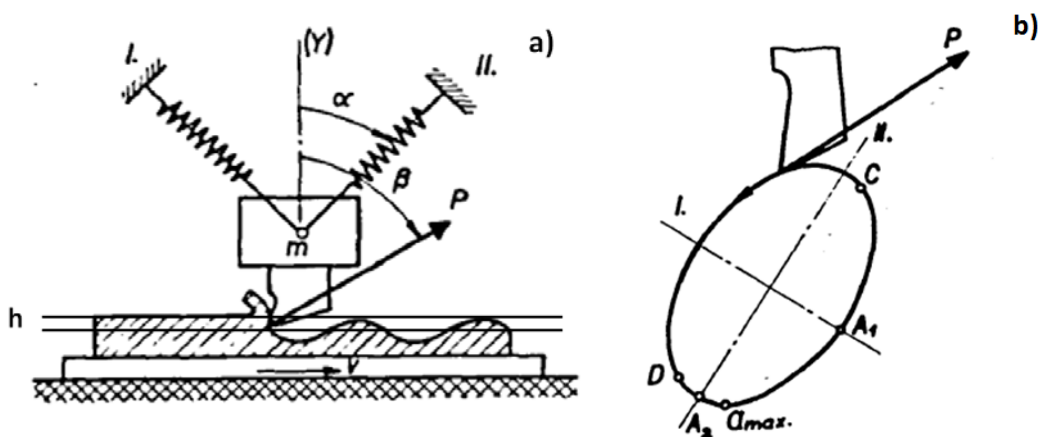
$$\Phi = \begin{bmatrix} Z_4 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Z_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Z_2 \end{bmatrix} \cdot \dots \cdot \begin{bmatrix} Z_0 \end{bmatrix} \quad (12)$$

Pro velmi jemné časové kroky rozměry matic výrazně narůstají. Největší slabost celé metody spočívá v tom, jak co nejefektivněji provést vyčíslení jednotlivých elementárních matic, jejich vzájemné pronásobení a nalezení vlastních čísel celkové matice. Problematikou nalezení vlastních čísel se zabývá např. publikace [9]. Pro všechny typy matic neexistuje jedna universální metoda.

### Řešení ve frekvenční oblasti

Do 50. let minulého byl výzkum samobuzeného kmitání zaměřen na hledání příčin vzniku z hlediska technologie. V 50. letech přijala odborná veřejnost dva principy, jimiž lze nestabilitu řezného procesu vysvětlit a popsat. Autory těchto principů byly Jiří Tlustý a Miloš Poláček z Výzkumného ústavu obráběcích strojů a obrábění (VÚOSO) v Praze. Jedná se o princip polohové vazby a regenerativní princip.

[60] 1963; Dle Tlustého a Poláčka je podmínkou vzniku samobuzeného kmitání dle principu polohové vazby dynamický systém složený nejméně ze dvou tvarů kmitu různých směrů. Každý tvar musí mít svou vlastní frekvenci, tlumení a orientaci. Viz Obr. 5 a).



Obr. 5 Princip polohové vazby, zdroj [60].

Vztah mezi silou a výchylkou ve směru normály k obráběnému povrchu je určen vztahem ( 13 ). Znaménko „-“, bylo zavedeno kvůli zavedené konvenci orientovat kladný směr normály a tím i kladnou výchylku ven z obráběného materiálu. V případě kladné výchylky je přírůstek síly záporný, protože se zmenšuje hloubka odřezávané vrstvy.

$$\hat{P} = -K_c \cdot b \cdot \hat{Y} \quad (13)$$

Uvedený symbol „ $\hat{\phantom{x}}$ “ bude v celém textu označovat příslušnou hodnotu jako komplexní vektor (fázor), charakterizovaný amplitudou a fází.

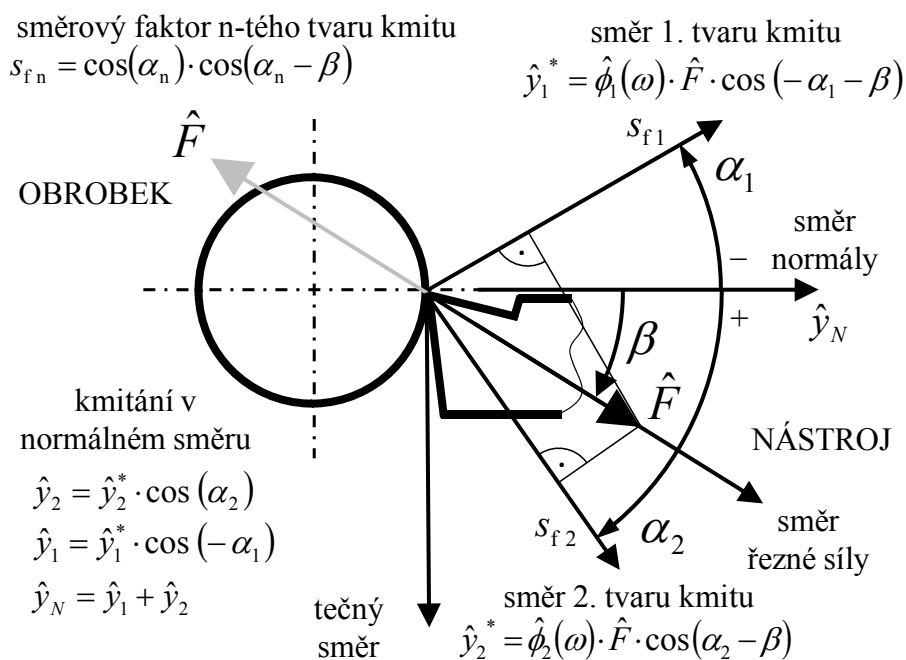
Princip polohové vazby není podmíněn vlnami na povrchu obrobku. Síla je určena pouze výchylkou ve směru normály. V případě, že oba tvary kmitu kmitají úhlovou frekvencí  $\omega$ , pak s ohledem na rozdílné dynamické vlastnosti obou tvarů, opisuje břit nástroje elipsu, Obr. 5 b). Maximální výchylka tvaru kmitu I. je v bodě A1, maximální výchylka tvaru kmitu II. je v bodě A2, avšak dynamická síla dosahuje maxima v bodě  $a_{\max}$ . Dynamická síla je tedy vůči každému tvaru kmitu fázově posunuta.

Pro vyšetření stability je nutné znát orientovanou přenosovou funkci poddajnosti ve směru normály  $\phi_o$  [m/N], která určuje výchylku ve směru normály jako součet příspěvků výchylek od všech tvarů kmitu.

Mechanická struktura stroje je složená z různých částí. Některé si lze představit jako hmotu, jiné jako pružinu nebo tlumič. K popisu dynamického chování takové soustavy slouží právě přenosové funkce. Přenosová funkce popisuje kmitání, které vyvolá síla působící mezi nástrojem a obrobkem. Přitom se bere v úvahu směr kmitání i směr působící síly.

Dynamické chování složité mechanické struktury však nelze jednoznačně určit pouze na základě změřených přenosových funkcí ve směru základních os souřadného systému, jak tomu v praxi velmi často bývá. Je nutné znát i směry kmitání jednotlivých tvarů kmitu. Těmi je pak určena tzv. směrová orientace (směrový faktor). Směrový faktor určuje, jaký podíl mají jednotlivé tvary kmitu na celkové výchylce v určitém směru, viz Obr. 6. Pokud bude dynamická řezná síla působit v určitém směru, její pravoúhlé průměty do směru každého z tvarů kmitu vyvolají v tomto směru výchylku. V závislosti na dynamických

vlastnostech jednotlivých tvarů kmitu má tato výchylka určitou velikosti. Dynamické vlastnosti mechanické struktury jsou určeny tuhostí, vlastní frekvencí a tlumením. Součet průmětů těchto výchylek pak tvoří v konkrétním směru celkovou výchylku.



Obr. 6 Směrová orientace (směrový faktor).

Směrový faktor matematicky vyjadřuje součinitel, kterým lze přepočítat kmitání z jednoho směru do druhého. Směrový faktor ovlivňuje stabilitu při všech typech obrábění. Vliv tohoto parametru lze vidět např. u frézování nebo vyvrtávání. Při těchto technologiích totiž dynamická rezná síla rotuje a pokud bude o stabilitě rozhodovat pevný kmitavý systém, může se stabilita řezu zvyšovat nebo snižovat v závislosti na natočení rezné síly vůči jednotlivým tvarům kmitu tohoto pevného systému. Při nízkých rezných rychlostech pak bude nástroj během rotace plynule přecházet mezi stabilním a nestabilním řezem a na obrobku se bude objevovat zvlněný povrchu jen v určitých místech.

Orientovanou přenosovou funkcí lze získat z následujícího vztahu jako

$$FRF_o = \sum_{i=1}^n \cos(\alpha_i - \beta) \cdot \cos \alpha_i \cdot \frac{\Omega_i^2}{k_i \cdot (\Omega_i^2 - \omega^2 + j 2 \cdot \xi_i \cdot \Omega_i \cdot \omega)} \quad (14)$$

kde v rovnicích je

$k_i$ ... tuhost  $i$ -tého tvaru kmitu [N/m],

$\Omega_i$ ... vlastní úhlová frekvence  $i$ -tého tvaru kmitu [rad/s],

$\xi_i$ ... poměrné tlumení  $i$ -tého tvaru kmitu [-],

$\alpha_i$ ... orientace směru  $i$ -tého tvaru kmitu vůči normále  $Y$  [rad],

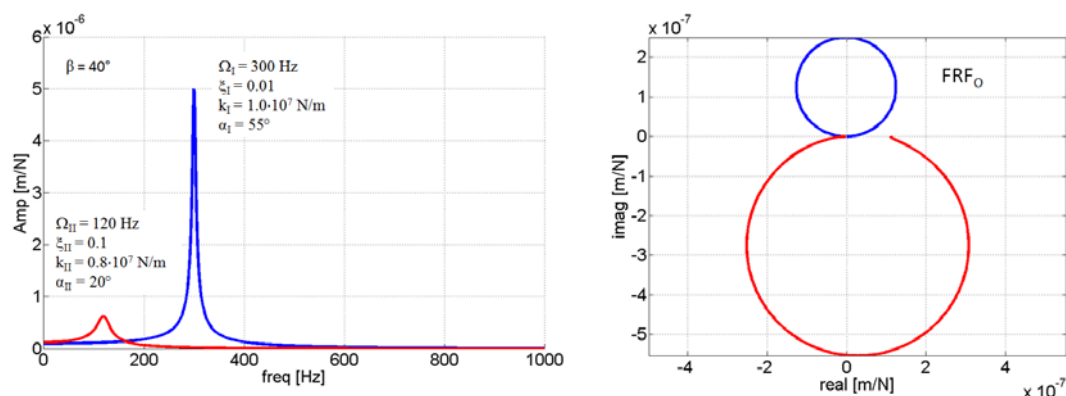
$\beta$ ... orientace (natočení) směrnice řezné síly vůči normále  $Y$  [rad].

U principu polohové vazby může nastat nestabilní řez pouze pro případ těch frekvencí, při nichž je imaginární složka orientované přenosové funkce nulová.

$$\hat{Y} = -FRF_o \cdot K_c \cdot b \cdot \hat{Y} = -(G + jH) \cdot K_c \cdot b \cdot \hat{Y}$$

$$\frac{1}{K_c \cdot b} = -G \rightarrow b_{\text{lim}} = \frac{-1}{K_c \cdot G} \quad (15)$$

$$H = 0$$



Obr. 7 Tvary kmitu a výsledná orientovaná funkce ve směru normály.

Aby nastalo samobuzené kmitání, musí být splněny dle [60] následující podmínky:

- hodnota šířky třísky  $b$  musí být větší než  $b_{\text{lim}}$ ,
- směr tvaru kmitu s nižší vlastní frekvencí musí ležet mezi směrem normály  $Y$  a směrem dynamické řezné síly  $P$ .

Pokud nebudou výše uvedené podmínky splněny, je řezný proces absolutně stabilní.

Z pohledu praxe nemá polohová vazba příliš velký význam, protože ve všech případech zůstávají na povrchu obrobku vlny, které po sobě zanechal kmitající nástroj. Jejich následným seřezáváním vzniká dynamická řezná síla, která je charakteristická pro tzv. regenerativní princip. Nicméně příčiny vzniku

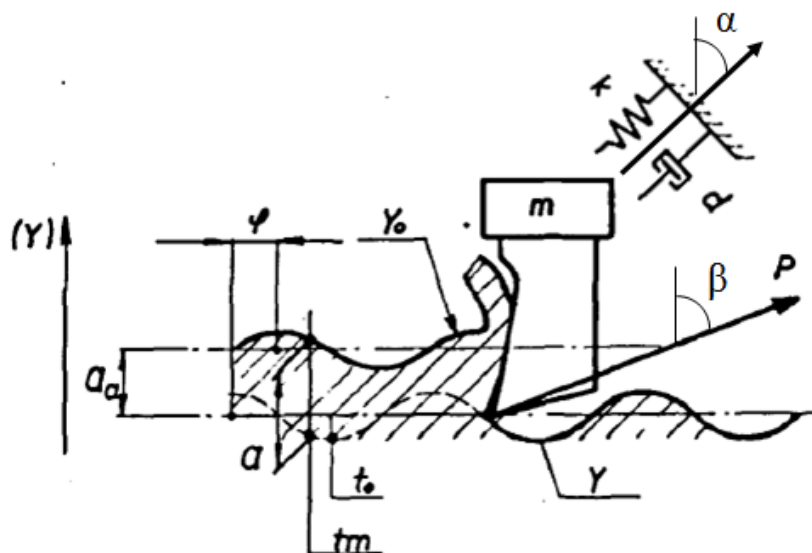
samobuzeného kmitání byly nalezeny právě v principu polohové vazby. Polohová vazba ukázala, že stejně jako působící řezná síla má svůj význam i kmitavý systém.

Dle regenerativního principu působí v nestabilním řezu dvě síly. Síla od kmitání nástroje ( $F_i$ , inner modulate) a síla od seřezávání vln ( $F_o$ , outer modulate) První ze sil je přímo úměrná kmitání mezi nástrojem a obrobkem, druhá závisí na odřezávání vln. Vztah pro řeznou sílu ( 8 ) tyto síly obsahuje, ale je vhodné je pro formálnost zapsat odděleně. Dynamická síla v komplexním vyjádření má poté tvar

$$\hat{P} = \hat{F}_i + \hat{F}_o = -b \cdot K_C \cdot Y + b \cdot K_C \cdot \hat{Y}_o = K_C \cdot b \cdot (e^{-j\psi} - 1) \cdot Y \quad (16)$$

Zavedené znaménkové značení opět respektuje kladný směr normály k obráběnému povrchu.

Stejně jako u polohové vazby, nemusí tvary kmitu souhlasit se směrem normály k obráběnému povrchu. Avšak oproti polohové vazbě pro vznik samobuzených kmitů postačí, aby kmitavý systém obsahoval alespoň jeden tvar kmitu.



Obr. 8 Regenerativní princip (dvojitá modulace), zdroj [60].

Postup výpočtu meze stability je podobný jako v případě polohové vazby. Spojením orientované přenosové funkce a dynamické řezné síly lze stanovit mez stability obrábění následovně. Pro výpočet je opět nutná znalost orientované přenosové funkce,

$$FRF_o = \cos(\alpha - \beta) \cdot \cos \alpha \cdot \frac{\Omega^2}{k_i \cdot (\Omega^2 - \omega^2 + j 2 \cdot \xi \cdot \Omega \cdot \omega)} = G_o + j H_o \quad (17)$$

$$\hat{Y}_i = (G_o + j H_o) \cdot K_c \cdot b \cdot (\hat{Y}_o - \hat{Y}_i)$$

Vztah mezi kmitáním nástroje a vlnami na povrchu lze pro jejich vzájemný fázový posuv  $\psi$  vyjádřit jako

$$\hat{Y}_o = \hat{Y}_i \cdot e^{-j\psi} \quad (18)$$

Mez stability můžeme považovat za jakýsi „ustálený“ stav, kdy se amplituda kmitů a v důsledku i amplituda vlnění na povrchu nemění. Na mezi stability má šířka třísky hodnotu  $b_{lim}$  a platí následující komplexní rovnice.

$$\frac{\hat{Y}_i}{\hat{Y}_o} = e^{j\psi}$$

$$\frac{\hat{Y}_i}{\hat{Y}_o} = \frac{(G_o + j H_o)}{\frac{1}{K_c \cdot b} + (G_o + j H_o)} \quad (19)$$

$$e^{j\psi} = \frac{(G_o + j H_o)}{\frac{1}{K_c \cdot b} + (G_o + j H_o)}$$

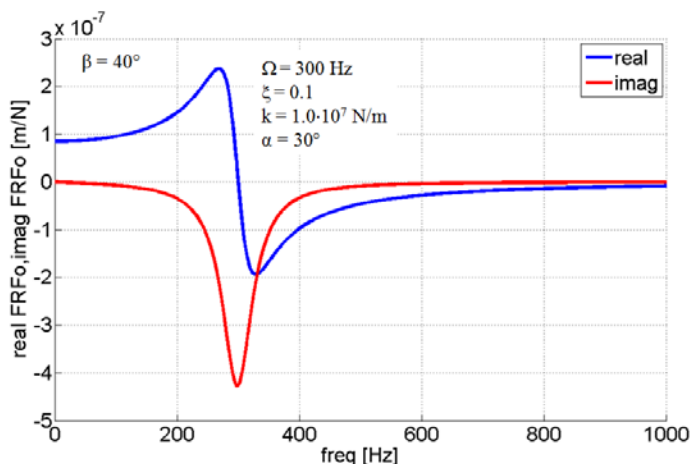
Poslední rovnice vyjadřuje rovnost dvou komplexních čísel. Aby byla tato rovnost splněna, musí se rovnat jejich amplitudy a fáze.

$$\left| e^{j\psi} \right| = \left| \frac{(G_o + j H_o)}{\frac{1}{K_c \cdot b} + (G_o + j H_o)} \right| \rightarrow b_{lim} = \frac{-1}{2 \cdot K_c \cdot G_o} \quad (20)$$

$$\psi = \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{2 \cdot G_o \cdot H_o}{G_o^2 - H_o^2} \right)$$

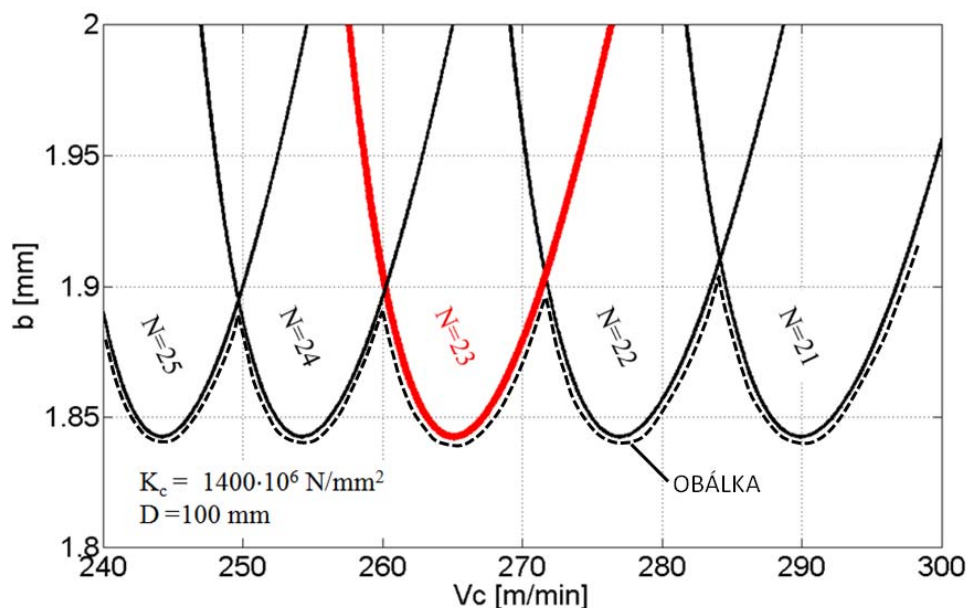
Hledaná šířka třísky  $b_{lim}$  je reálné číslo, které je určeno reálnou částí orientované přenosové funkce a řezným odporem  $K_c$ . Zatímco řezný odpor je kladná hodnota, vzhledem k vlastnostem funkce  $G_o$  může nabývat parametr  $b_{lim}$  i záporných hodnot. Protože však záporná šířka třísky v reálném světě nemá význam, budou pro mezní šířku  $b_{lim}$  platné pouze ty hodnoty  $G_o$ , při nichž je  $b_{lim}$  kladné číslo.

S ohledem na zavedenou znaménkovou konvenci je to v případech, kdy je reálná část orientované přenosové funkce  $G_o$  záporná. Frekvence vzniklého samobuzeného kmitání je určena frekvencí minima záporné části funkce  $G_o$ .



Obr. 9 Reálná a imaginární část FRFo systému s jedním tvarem kmitu.

Mezní šířka třísky  $b_{\text{lim}}$  a fáze  $\psi$  jsou jednoznačně určeny dynamickým systémem a řezným procesem a lze je použít jako základ (bázi) pro vytvoření diagramu stability. Bázi tvoří průběh mezní šířky  $b_{\text{lim}}$  v závislosti na frekvenci kmitání. Frekvence kmitání lze nahradit příslušnou řeznou rychlostí ze vztahu ( 9 ). Diagram stability vymezuje pro konkrétní dynamický řezný proces přechod mezi stabilním a nestabilním obráběním. Fáze  $\psi$  může pro uvažovaný frekvenční rozsah kladného  $b_{\text{lim}}$  nabývat hodnoty v rozsahu 0 až  $2\pi$ . Jak bylo již zmíněno, tato fáze určuje posuv mezi kmitáním nástroje a vlnami na povrchu obrobku a řídí se otáčkovou rovnicí ( 9 ). Ta je mimo jiné také závislá i na počtu celých vln na povrchu obrobku. Jedna kombinace fáze a počtu vln je platná pro jednu konkrétní řeznou rychlost. Spodní obálka bázových křivek tvoří diagram stability.



Obr. 10 Báze (loby) diagramu stability s vyznačenou obálkou.

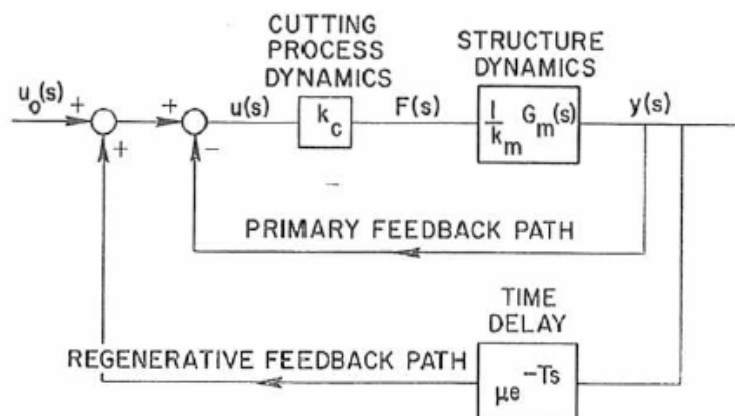
Pro určování meze stability se využívá hlavně regenerativní princip, protože zavedený model dynamické síly extrémně zjednodušil popis dynamického řezného procesu. Díky tomu je možné ukázat, jaký vliv má kmitavý systém na mez stability a to i pro případy systému s jedním tvarem kmitu. Regenerativní princip se začal využívat v praxi při konstrukci obráběcích strojů pro zvyšování jejich odolnosti proti samobuzenému kmitání.

[25] 1965; V roce 1965 Merritt jako jeden z prvních odvodil obecné řešení stability ve frekvenční oblasti. Výpočet mezních stabilních podmínek provedl grafickou metodou pro uzavřenou smyčku tvořenou řezným procesem a dynamikou stroje. Tento typ řešení pochází z teorie elektrických zpětnovazebních obvodů. Jeho model stability zahrnoval regenerativní princip a řeznou sílu ve tvaru

$$\begin{aligned}
 F(t) &= k_c \cdot u(t) \\
 u(t) &= u_0(t) - y(t) + \mu \cdot y(t - T)
 \end{aligned}
 \tag{21}$$







Obr. 12 Blokové schéma dynamického modelu, zdroj [25].

kde jednotlivé bloky obsahují Laplaceův obraz příslušné funkce. V blokovém schématu značí  $\frac{1}{k_m} G_m$  celkovou poddajnost dynamického systému.

Přenosová funkce mechanické struktury pro dva tvary kmitu vyjádřená v Laplaceovým obrazem má tvar

$$\frac{y(s)}{F(s)} = \frac{g_1}{k_1 \cdot \left[ \frac{s^2}{\omega_1^2} + \frac{2 \cdot \delta_1}{\omega_1} \cdot s + 1 \right]} + \frac{g_2}{k_2 \cdot \left[ \frac{s^2}{\omega_2^2} + \frac{2 \cdot \delta_2}{\omega_2} \cdot s + 1 \right]} \quad (23)$$

$$g_i = \cos(\alpha_i - \beta) \quad i=1,2$$

kde  $g_i$ ,  $\omega_i$ ,  $\delta_i$  a  $k_i$  popisují směrový faktor (součinitel), vlastní frekvenci, poměrné tlumení a tuhost  $i$ -tého tvaru kmitu. Rovnice uzavřené smyčky z blokového schématu na Obr. 12 má tvar (24). Jmenovatel pravé strany rovnice je charakteristická rovnice uzavřeného dynamického systému, která rozhoduje o stabilitě.

$$\frac{u(s)}{u_0(s)} = \frac{1}{1 + (1 - \mu \cdot e^{-T \cdot s}) \cdot \frac{k_c}{k_m} \cdot G_m(s)} \quad (24)$$

Hledání stabilního řešení rovnice (24) provedl Merritt pomocí grafické metody pro kmitavé řešení ( $s = j \omega$ ), tedy pro případ kdy systém ustáleně kmitá.

Pro stabilní systém obecně platí, že odezva na jednotkový pulz na vstupu s časem vymizí, resp. systém je stabilní tehdy a jen tehdy pokud všechny kořeny

(komplexní) charakteristické rovnice mají zápornou reálnou část. V případě, že alespoň jeden kořen (nebo i všechny) mají kladnou reálnou část, potom je systém nestabilní. Pokud alespoň jeden z kořenů má reálnou část nulovou a zbytek má zápornou reálnou část, pak je systém na mezi stability a charakteristická rovnice má harmonické (kmitavé) řešení. Pro stabilitu systému tedy musí všechny kořeny charakteristické rovnice ležet v levé polorovině komplexní roviny.

Aby byla komplexní rovnost charakteristické rovnice splněna ( 24 ), musí se pro konkrétní parametr  $\mu$  rovnat levá strana rovnice pravé pro určitou hodnotu  $\omega$ . Řešení hledal Merritt graficky v průsečíku křivek levé a pravé strany rovnice ( 25 ) nakreslených na pauzovacích papírech položených přes sebe.

$$\frac{k_c}{k_m} \cdot G_m(j\omega) = \frac{-1}{1 - \mu \cdot e^{-j2\pi \nu}} \quad (25)$$

$$\omega \cdot T = 2\pi \cdot (n + \nu)$$

Početně mez stability nastane pro rovnost

$$k_c = -\frac{k_m}{re(G_m)} \cdot \frac{1 - \mu \cdot \cos(-2 \cdot \pi \cdot \nu)}{1 - 2 \cdot \mu \cdot \cos(-2 \cdot \pi \cdot \nu) + \mu^2} \quad (26)$$

[34] 1967; Das a Tobias se ve své práci pokoušeli o teoretické vysvětlení obecně pozorovaných fázových posuvů při dynamických měřeních řezných sil. Domnívali se, že příčinou fázového posuvu složek řezné síly vůči kmitání je harmonická změna střižné roviny. Při odvození potřebných vztahů uvažovali zjednodušený případ dynamického ortogonálního obrábění s konstantní šířkou třísky, při kterém střižná rovina harmonicky mění svou délku vlivem harmonické změny odřezávané tloušťky třísky. Jejich teoretické modely normální a tečné složky řezné síly za předpokladu několika zjednodušení predikovali frekvenční závislost jak pro amplitudy síly, tak i pro fázový posuv. Modely obsahovaly experimentálně zjištěné součinitele, které bylo nutné získat pomocí statických a dynamických metod. Experimentální ověření odvozených vztahů však ukázalo výrazné odchylky s rostoucí řeznou rychlostí a frekvencí kmitání.

[47] 1971; Peters ve svém článku shrnul a zhodnotil aktuální stav výzkumu dynamiky řezného procesu. Zaměřil se převážně na porovnání používaných metod a zhodnotil jejich výhody a nevýhody. Na základě výsledků hodnocení navrhnul pro stanovení dynamiky řezného procesu tzv. tuhostní metodu. Jednalo se o dynamickou zkoušku, která pro měření dynamiky využívala experimentální přípravek vybuzený impulzem modálního kladiva. Kmitavý pohyb přípravku měřil pomocí akcelerometru. Použitý přípravek vyloučil z měření dynamiku stroje, protože dynamická poddajnost přípravku byla několikanásobně vyšší. Pomocí experimentu byla během řezu změřena celková tuhost systému (přípravek+řezný proces). Tuhost dynamického řezného procesu byla poté získána prostým odečtením známé tuhosti přípravku. Peters měřil pouze přímou tuhost řezného procesu, tj. ve směru buzení.

Dle Peterse lze tuhost získat i v jiném směru a to jako poměr buzení o známé hodnotě v jednom a odezvy ve směru jiném. K tomu je však zapotřebí orientovat směr kmitání přípravku do příslušného směru a pro určení tuhosti použít vektorový odečet. Získanou tuhost je možno použít pro výpočet diagramu stability, kde dynamiku řezného procesu vyjadřuje vztah

$$K_{\alpha\beta} = \frac{F_{\alpha}}{X_{\beta}} \quad (27)$$

V rovnici je

$F_{\alpha}$  ... budící síla ve směru  $\alpha$  [N].,

$X_{\beta}$  ... odezva systému ve směru  $\beta$  [m].

[19] 1971; Kals navrhl stanovit parametry dynamického řezného procesu z měření odezvy na impulzní buzení. Pro tuto metodu bylo důležité nastavit pro měření podmínky těsně pod hranicí stability, aby byl zahrnut i vliv šířky řezu  $b_{lim}$ . Pro měření byl použit měřící přípravek, který měl vlastnosti jednohmotového systému. Během řezu za podmínek blízkých mezi stability byla změřena odezva systému na impulz síly a z naměřených průběhů byla vyhodnocena tuhost a tlumení řezného procesu ve tvaru

$$\begin{aligned}
k_i &= \frac{2 \cdot m}{b_g} \cdot \omega_c \cdot (\omega_c - \omega_{mt}) \\
c_i &= \frac{2 \cdot m}{b_g} \cdot \left\{ \cos \alpha \cdot \frac{\omega_c}{\omega_{mt}} \cdot (\omega_c - \omega_{mt}) - \xi_{mt} \cdot \omega_{mt} \right\}
\end{aligned} \tag{28}$$

V rovnici je

$m$  ... setrvačná hmotnosť prípravku,

$b_g$  ... šírka třísky tesne pod mezí stability,

$\omega_c$  ... vlastná frekvencia kompletného systému,

$\omega_t$  ... vlastná frekvencia prípravku,

$\alpha$  ... úhel medzi normálou obrábaného povrchu a smerom kmitání dynamického systému,

$\xi_{mt}$  ... tlumení prípravku.

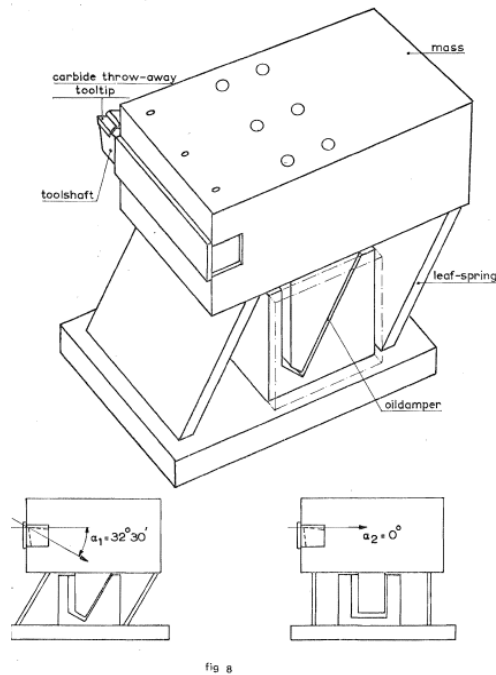
Odezvu na budící pulz měřil Kals pomocí tenzometrů upevněných na pružných členech měřícího přípravku. Měřící přípravek obsahoval pasivní tlumení ve formě olejového tlumiče (tenká spára naplněná olejem). Časová délka vyhodnocovaného záznamu nesměla být delší než doba jedné otáčky, aby se vyloučil vliv regenerace. Použitý testovací obrobek měl tvar trubky.

Stejně jako u Peterse měl měřící přípravek několikanásobně vyšší poddajnost než stroj. Změřené hodnoty  $k_i$  a  $c_i$  jsou průměty vektorů tuhosti a tlumení do příslušného směru kmitání. Pro nalezení směru  $k_i$  a  $c_i$  bylo nutné použít ještě další přípravek s jinou směrovou orientací tvaru kmitu.

Výsledkem Kalsova experimentu je pro konkrétní řezné podmínky nezávislá přenosová funkce řezného procesu ve tvaru

$$T_C = b \cdot (\vec{k}_i \cdot \cos \beta + i \cdot \omega_k \cdot \vec{c}_i \cdot \cos \gamma) \tag{29}$$

V rovnici je orientace řezného procesu vůči normále k povrchu popsána úhly  $\beta$  a  $\gamma$ .



Obr. 13 Dynamický přípravek, zdroj [19].

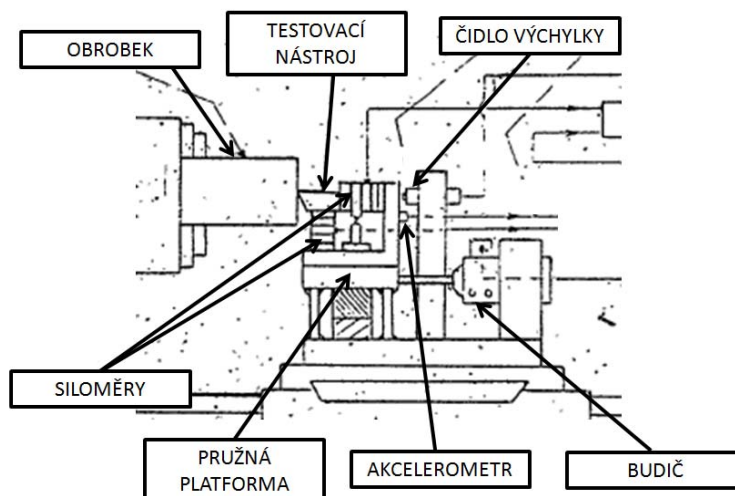
[12] 1976; Goel ve své práci prezentoval rozsáhlý výzkum dynamiky řezného procesu. Jeho práce vychází s předpokladu vzájemné nezávislosti mezi inner a outer modulací. Goel hledal přenosovou funkci řezného procesu jako rozdíl mezi přenosovou funkcí struktury stroje a celého systému stroj+řezný proces. Jeho modely dynamických sil využívaly komplexní koeficienty.

$$\begin{aligned}\hat{F}_N &= b \cdot A_N \cdot Y \cdot e^{j\omega t} - b \cdot B_N \cdot Y_0 \cdot e^{j\omega t - j\varepsilon} \\ \hat{F}_T &= b \cdot A_T \cdot Y \cdot e^{j\omega t} - b \cdot B_T \cdot Y_0 \cdot e^{j\omega t - j\varepsilon}\end{aligned}\quad (30)$$

Komplexní koeficienty  $A_N, B_N, A_T, B_T$ , ve shora uvedené rovnici vyjadřují amplitudo-fázový vztah mezi příslušnou složkou výsledné síly  $\hat{F}_N$ , resp.  $\hat{F}_T$ , a vnitřní a vnější modulací  $Y$  a  $Y_0$ . Goel zjednodušil experimentální úlohu pouze na ortogonální obrábění a pomocí měřícího přípravku stanovil přenosové funkce řezného procesu jako poměr mezi výstupem (řeznou silou) a vstupem (kmitání nástroje).

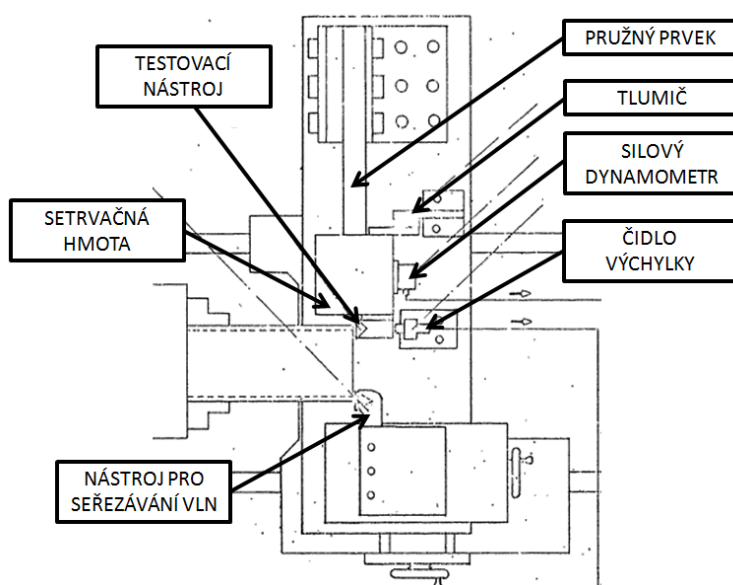
Měřící zařízení bylo navrženo jako jednohmotový systém, jehož největší poddajnost byla orientována ve směru normální složky řezné síly (normály

k obráběnému povrchu). Buzení bylo zajištěno elektrohydraulickým budičem. Měřicí zařízení bylo dále osazeno dvouosým dynamometrem pro měření normální a tečné složky řezné síly. Dynamometr byl vlastní konstrukce. Obrobek měl tvar trubky, frekvence kmitání byla řízena podle otáček vřetena, aby byla zachována hodnota fázového posunutí mezi kmitáním a vlnitostí povrchu. Výchylka přípravku byla měřena bezkontaktním kapacitním čidlem výchylky. Signál síly v normálním směru byl korigován vzhledem k účinku setrvačné síly, která byla identifikována pomocí akcelerometru. Přípravek byl koncipován jako pružný paralelogram s integrovaným gumovým tlumičem. Frekvence rozkmitávání byla volena s ohledem na hodnotu otáček tak, aby byla zajištěna co nejlepší rozlišitelnost údajů z frekvenčního spektra (maximální celočíselný počet vzorků na periodu). Goel vytvořil kompletní měřicí soustavu, která dokázala samočinně provést testovací obrábění a vyhodnocení signálu. Pro uživatelem zadané vstupní parametry systém provedl měření a vypočetl z naměřených dat přímo komplexní koeficienty dynamických řezných sil. Pro zvýšení přesnosti vyhodnocoval měřicí systém komplexní koeficienty ze dvou měření s různou fází mezi kmitáním a vlnitostí. Systém kontroloval skutečnou hodnotu nastavené fáze pro každou otáčku a řídil frekvenci rozkmitávání vůči otáčkám z důvodů přesnosti vždy pro každou otáčku zvlášť. S rostoucí řeznou rychlostí se však zkracovala doba měření a tím se začaly projevovat nepřesnosti kvůli nedostatečnému počtu měřicích vzorků. Pro takové měřicí podmínky zjednodušil Goel úlohu zavedením předpokladu, že pokud měřicí zařízení pracuje správně a zachovává svoje vlastnosti i během ostatních podmínek měření, nemusí se kontrolovat fáze  $\varepsilon$  pro každou otáčku a postačí měřit pouze výchylku nože (inner modulaci) a dynamické síly. Z nich je pak možno vyhodnotit příslušné dynamické koeficienty i při vysokých řezných rychlostech, kde nedostačovala kapacita měřicí aparatury. Goelova práce se navíc zabývá i problematikou kalibrace jednotlivých částí měřicího systému.



Obr. 14 Schéma měřícího přípravku, zdroj [12].

Pro kontrolu správnosti změřených koeficientů prováděl Goel i měření s využitím Kalsovy metody. Goel měřil řezné síly vznikající dle regenerativního principu (tzn. měřená síla obsahovala i složku od seřezávání vln) a síly vznikající jen v důsledku inner modulace. Aby byl schopen zajistit podmínky inner modulace, seřezával během experimentu z povrchu testovacího vzorku vlny, které za sebou zanechával rozkmitávaný nástroj, dalším stacionárním soustružnickým nožem. Goel pro tyto účely musel upravit původní verzi Kalsova zařízení, viz Obr. 15.



Obr. 15 Tuhostní metoda - upravená verze přípravku, zdroj [12].



Během regenerativního testu se postupně měnila fáze mezi vlnami a kmitáním v rozsahu 0 až 360°. Vzájemná nezávislost sil od inner a outer modulace byla potvrzena. Průběhy dynamického řezného odporu pro testy inner modulace  $F_N/Y_i$ ,  $F_N/Y_o$  pro fázi 0 až 360 ° měly maximum při fázi 180 °. Provedené testy potvrdily přímou úměru mezi koeficienty a šířkou řezu  $b$ . Byl zkoumán i vliv vzájemného působení úhlu hřbetu a amplitudy kmitání (tlumení řezného procesu). Vzájemným porovnáním výsledků ze třech používaných metod (Kalsova metoda, metoda inner modulace, metoda dvojí modulace) se ukázalo, že Kalsova metoda vykazuje nezanedbatelný rozptyl hodnot koeficientů v závislosti na šířce řezu  $b$  oproti dvěma dalším metodám, které dávaly podobné výsledky. Stejně tomu tak bylo i při porovnání imaginární složky koeficientů v závislosti na hodnotě posuvu. U průběhu reálné složky docházelo u všech metod ke shodě. Při porovnání výsledků v závislosti na řezné rychlosti nebyla Kalsova metoda vůbec schopna predikovat negativní tlumení. Goel testoval dynamické koeficienty pro materiály SAE 1015, SAE 1040, SAE 1045 a SAE4340 v závislosti na změně řezné rychlosti, posuvu, frekvence buzení a velikosti opotřebení nástroje. Použitý nástroj (soustružnický nůž) měl označení Kennametal K-21.

Závěry jeho práce jsou následující. Síly spojené s inner a outer modulací jsou na sobě nezávislé. Výsledná dynamická síla vznikne jejich spojením a závisí na jejich vzájemném fázovém posuvu. Dynamické koeficienty řezné síly jsou přímo úměrné tloušťce řezu  $b$ . Amplituda kmitů nemá vliv na koeficienty v rámci interference hřbetu nástroje a vln pro jím testované řezné podmínky. Reálné složky koeficientů jsou si podobné, liší se pouze imaginární složky. Opotřebení nástroje zvyšuje tlumení (změna imaginární složky koeficientů). Tlumení se ale zvyšuje jen do určité hodnoty a pak se stabilizuje. Vliv budící frekvence při použití nového nástroje je zanedbatelný. U opotřebeného nástroje je imaginární část koeficientů lineárně závislá na frekvenci. Posuv na otáčku nemá žádný vliv na tečnou složku síly, ale má významný vliv na normální složku síly. Všechny koeficienty se mění v závislosti na řezné rychlosti.

Pro široké uplatnění zjištěných výsledků v praxi doporučuje Goel využít navrženou metodu pro získání souboru dat i pro jiné materiály a technologické

podmínky a z tohoto souboru poté získat vztahy mezi obráběným materiálem a jeho chováním během dynamického řezného procesu.

[11] 1977; Rao navázal na Goelovu práci a snažil se o vytvoření modelu popisujícího chování změřených koeficientů. Uvažoval model s jednou dynamickou řeznou silou ve tvaru

$$\hat{F} = b \cdot (\hat{A} \cdot \hat{X}_i + \hat{B} \cdot \hat{X}_o) \quad (31)$$

kde  $\hat{A}$ ,  $\hat{B}$  jsou komplexní koeficienty řezných sil, viz rovnice (30).

Ačkoliv bylo cílem jeho práce stanovit modely pro oba koeficienty, zaměřil se pouze na inner modulaci a odvodil vztah pro dynamický koeficient  $\hat{A}$  v následujícím tvaru.

$$\begin{aligned} re(\hat{A}) &= \frac{f_0}{b \cdot s \cdot 2240} \\ im(\hat{A}) &= \frac{0.27 \cdot \Delta f_{-3} \cdot f}{2 \cdot V \cdot b} \end{aligned} \quad (32)$$

Jednotlivé parametry v rovnicích jsou

$f_0$  ... síla změřená pro konkrétní řeznou rychlost a úhel hřbetu  $0^\circ$  [T],

$b$  ... šířka řezu [in],

$s$  ... posuv na otáčku [in/rev],

$V$  ... řezná rychlost [ft/min],

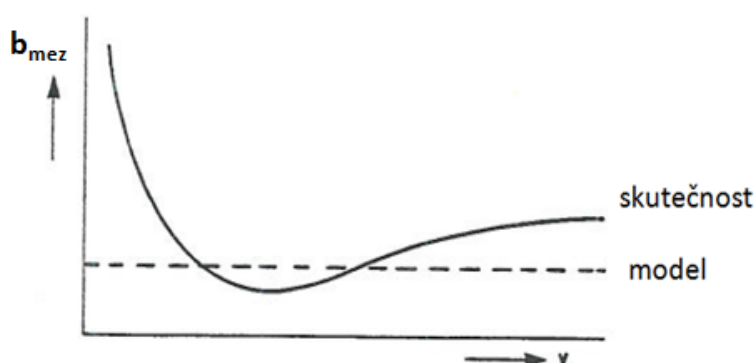
$f$  ... frekvence kmitání [Hz],

$\Delta f_{-3} = f_{-3} - f_0$  ... změna síly v důsledku změny úhlu hřbetu na  $-3^\circ$  [T].

Pro měření použil Rao stejný měřicí aparát jako Goel, avšak musel být dovybaven obvodem pro kompenzaci přeslechů mezi měřícími směry. Goel přitom ve své práci vyhodnotil přeslechy mezi směry jako bezvýznamné. Dále Rao změnil i smysl obrábění z podélného soustružení trubky na příčné zapichování kvůli zjednodušení tvaru zkušební vzorku. Při měření používal ostrý nástroj, aby potlačil vliv frekvence kmitání na měřené výsledky, jak zjistil z experimentů Goel. Rao porovnával výpočet diagramu stability z naměřených dat s experimentálně zjištěnou mezí stability. Shoda byla pro potřeby praxe velmi dobrá. Rao se pokoušel najít spojitost mezi dynamickými koeficienty a statickou

řeznou silou, aby bylo možné stanovit koeficienty jen na základě statických měření bez nutnosti použít složité měřicí zařízení. Použil nástroje s negativním úhlem hřbetu. Negativní úhel byl zvolen jako náhrada vzájemné interakce hřbetu nástroje a obrobku při dynamickém řezném procesu. Sílu vznikající díky vzájemné interakci hřbetu nástroje označil jako tlumící sílu. Odvozený vztah pro určení imaginární složky  $\hat{A}$  zhruba odpovídal naměřeným průběhům. Rao uvedl, že vytvořený model není použitelný pro nízké řezné rychlosti, protože se řezný proces při nízkých řezných rychlostech chová neočekávaně.

[38] 1978; Prokazatelná nepřesnost v predikci limitních mezních podmínek oproti skutečnosti, viz Obr. 16, iniciovala v 70. letech vznik kooperativního výzkumu několika světových výzkumných organizací. Cílem výzkumu bylo zpřesnění predikce limitních řezných podmínek zavedením komplexních koeficientů řezných sil. Volba komplexních koeficientů řezných sil byla odůvodněna měřitelným fázovým posuvem mezi normální a tečnou složkou řezné síly. Cílem výzkumu dynamických řezných koeficientů bylo najít způsob, jak měřit dynamickou řeznou sílu podobně jako dynamické vlastnosti obráběcích strojů. Shrnutí výsledků tohoto výzkumu bylo provedeno Jiřím Tlustým. Ačkoliv byla snaha o zachování stejných podmínek měření ve všech laboratořích, výsledky jednotlivých laboratoří vykazovaly nezanedbatelné rozdíly. Rozdíly mezi průběhy limitních podmínek byly přisuzovány existenci tlumení v řezném procesu.



Obr. 16 Porovnání teoretické a naměřené meze stability, zdroj [38].

Dle Tlustého je přenosová funkce řezného procesu složena z vnější a vnitřní modulace. Model přenosové funkce řezného procesu v normálním a tečném směru je následující.

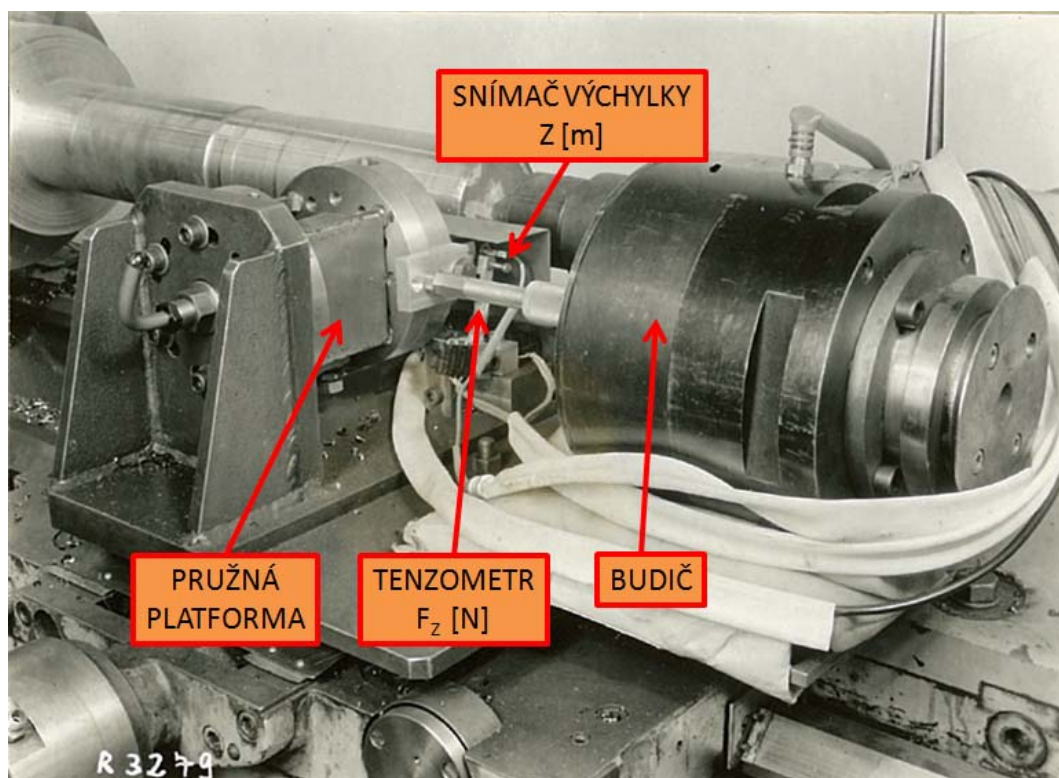
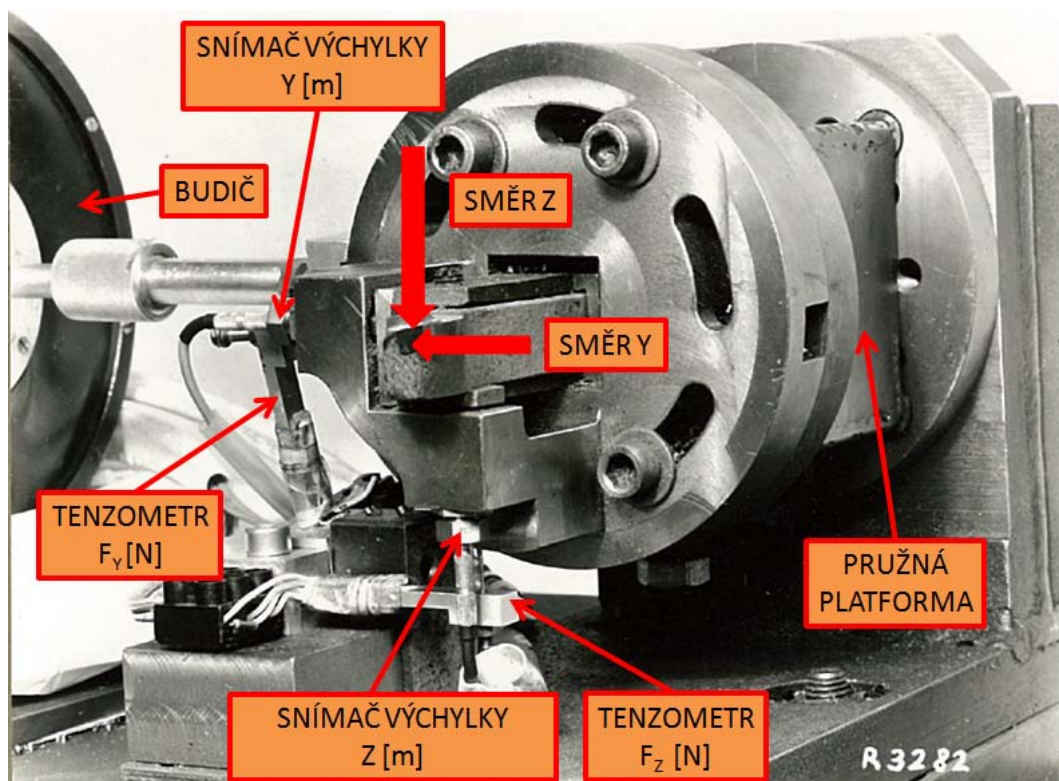
$$\begin{aligned} F_N &= b \cdot (K_{di} \cdot Y + K_{do} \cdot Y_o) \\ F_T &= b \cdot (K_{ci} \cdot Y + K_{co} \cdot Y_o) \end{aligned} \quad (33)$$

Každý ze součinitelů  $K_{di}, K_{do}, K_{ci}, K_{co}$  vyjadřuje vliv vibrací na řeznou sílu v příslušném směru sil  $F_N, F_T$  a všechny součinitele jsou komplexní,  $K_{ij} = \text{Re}(K_{ij}) + j \text{Im}(K_{ij})$ . Podmínka stability pro takto vyjádřené síly je

$$b_{\text{lim}} = \frac{1}{G_d \cdot [-K_{di} + K_{do} \cdot e^\varepsilon] + G_c \cdot [-K_{ci} + K_{co} \cdot e^\varepsilon]} \quad (34)$$

Tlustý předvedl výpočet meze stability pro systém s jedním stupněm volnosti pomocí grafické analýzy metodou tečny ke kružnici. Závěr je, že stabilita závisí na absolutní hodnotě outer koeficientů a na amplitudě imaginární části inner koeficientů, které reprezentují tlumení. Toto tlumení může být negativní nebo pozitivní. Imaginární části outer koeficientů a reálné části inner koeficientů mají na stabilitu jen malý vliv. Imaginární části outer koeficientů jsou malé v porovnání k reálným částem. Stabilita je tedy především ovlivněna  $\text{Re}(K_{do}), \text{Re}(K_{co}), \text{Im}(K_{di}), \text{Im}(K_{ci})$ .

Měření koeficientů napříč laboratořemi se provádělo při ortogonálním řezání, kde byl simulován regenerativní princip s řízeným fázovým posuvem a nástroj byl buzen elektrohydraulickým nebo elektrodynamickým budičem. Verzi experimentálního přípravku používanou ve VÚOSO Praha ukazují následující obrázky.

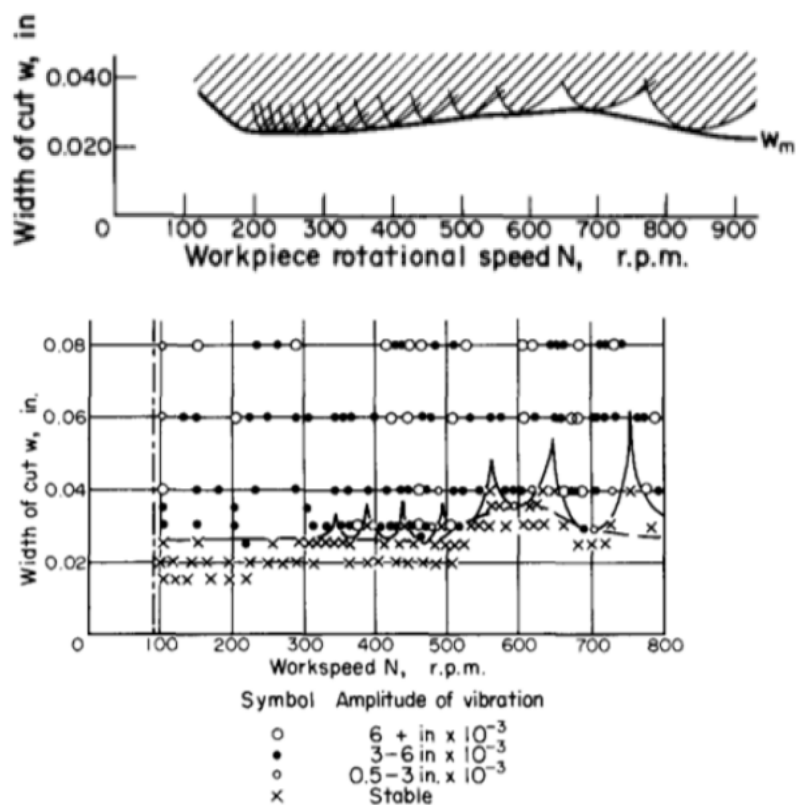


Obr. 17 Měřicí přípravek VÚOSO, zdroj Ing. Miloš Poláček, osobní archiv.

[62] 1977; Nigm hledal dynamický model řezných sil, který vycházel se statického modelu upraveného do „diferenčního“ tvaru. Jeho model oproti ostatním zahrnuje navíc nově i vliv kmitání úhlu střižné roviny. Pro stanovení koeficientů pro jím navržený model je nutné nejprve provést statické obrábění, z něhož se určí parametry koeficientů nezávislé na dynamice řezného procesu a následně provést dynamické obrábění pro zjištění dynamických vlastností.

Nigm ve své práci prezentuje naměřený průběh řezného odporu v závislosti na rychlosti, kde je viditelný propad řezného odporu v oblasti nízkých řezných rychlostí. Experimenty byly provedeny pro měkkou ocel dle normy BS3601 (Britská norma, ekv. materiál ČSN 41 1453, C 0,25%, S 0,05%).

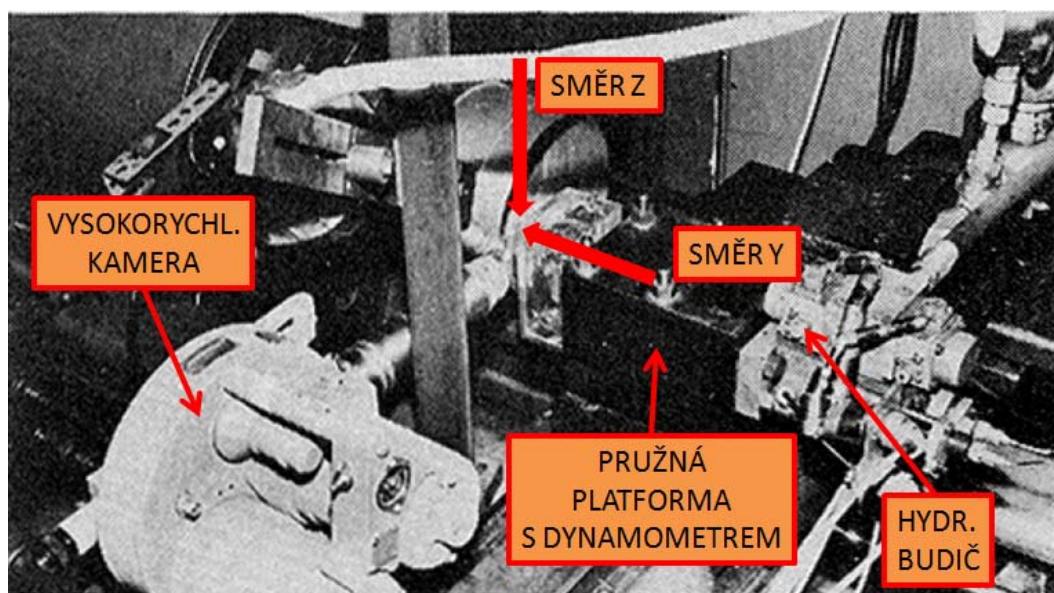
Prezentovaná shoda teoretického modelu s experimentem je velice dobrá jak v oblasti predikce dynamických koeficientů, tak v predikci stabilních řezných podmínek (diagramu stability). Jako výhodu svého modelu předkládá autor fakt, že se velká část dynamického chování řezného procesu dá určit převážně ze statických zkoušek. Nicméně je potřeba pro získání potřebných údajů použít i zkoušky dynamické, ale není nutné jich provádět takové množství. Nigm testoval i vliv mnoha faktorů na průběh koeficientů, mezi nimiž byl vliv periodické změny úhlu hřbetu. Zkoušky však ukázaly, že tato uvažovaná změna hřbetu má na získané koeficienty velmi malý vliv. To však je v rozporu s vlastnostmi procesního tlumení, kde je naopak vliv úhlu hřbetu nástroje velmi výrazný. Na Obr. 18 je uvedeno porovnání Nigmova predikovaného diagramu stability s experimentem. Z diagramu je patrné, že pro testovaný materiál BS3601 a nástroj s destičkou ISO P30 se zde razantně neprojevil vliv procesního tlumení (vzrůst meze stability při nízkých řezných rychlostech).



Obr. 18 Diagram stability obrábění, zdroj [62].

[63] 1977; Nigm v práci popisuje metodiku měření kmitavého řezného procesu, kde navíc k měření sil a výchylky nože byla použita vysoko-rychlostní kamera pro záznam tvorby třísky.

Z pořízeného záznamu byl určován úhel střížné roviny. Speciální měřicí zařízení obsahovalo elektrohydraulický budič o frekvenčním rozsahu 0-300Hz, který rozkmitával nástroj ve směru osy obrobku. Experiment byl navržen jako ortogonální obrábění (soustružení) nástrojem s vyměnitelnou břitovou destičkou.



*Obr. 19 Měřicí zařízení s vysokorychlostní kamerou, zdroj [63].*

Nástroj byl upevněn na oktagonální dynamometr, který měřil tečnou a normální složku řezné síly. Zařízení bylo vybaveno samočinnou kompenzací setrvačné síly dynamometru. Výchylka nástroje byla měřena pomocí akcelerometru.

Během obrábění byl při první otáčce sepnut dynamometr a byly měřeny složky síly vznikající při inner modulaci. V následující otáčce bylo kmitání budiče přerušeno a byla měřena pouze síla, kterou generuje outer modulace v důsledku seřezávání zvlněného povrchu. Spínání a vypínání budiče bylo zajištěno časovacím obvodem. Článek obsahuje výsledky rozsáhlých testů vč. porovnání s výsledky dvou dalších modelů různých autorů. Byl zkoumán vzájemný amplitudový a fázový vztah inner a outer modulace řezné síly vůči střižné rovině, účinek budicí frekvence na inner a outer modulaci, vliv posuvu, řezné rychlosti, úhlu čela a hřbetu nástroje. Zajímavé je, že pro testovaný materiál se v rozsahu 60 -300 Hz neprojevil na silách účinek procesního tlumení.

[64] 1977; Nigm se pokusil navázat na výsledky prací, které se snažily stanovit parametry ortogonálního obrábění s co nejmenším počtem experimentů. Parametry ortogonálního obrábění stanovil Nigm pomocí rozměrové analýzy. Modely, ze kterých Nigm vycházel, vypadají následovně.



$$\begin{aligned}
F_N &= C \cdot F_T \\
F_T &= \frac{b \cdot K_s \cdot s}{\sin \phi \cdot (\cos \phi - C \cdot \sin \phi)} \\
\phi &= \tan^{-1} \left( \frac{p \cdot \cos \alpha}{1 - p \cdot \sin \alpha} \right) \\
\beta &= \alpha + \tan^{-1} C
\end{aligned}
\tag{35}$$

V rovnicích je

$C$  ... poměr normální a tečné složky síly [-],

$b$  ... šířka řezu [mm],

$K_s$  ... řezný odpor [MPa],

$s$  ... hloubka odřezávané vrstvy [mm],

$\phi$  ... úhel střižné roviny [rad],

$p$  ... poměr hloubky řezu  $s$  a tloušťky odcházející třísky.

Parametry  $\phi$  a  $\beta$  jsou závislé parametry vyjádřené jako funkce nezávislých parametrů  $\alpha$ ,  $s$  a  $v$  pomocí  $\pi$ -teorému.

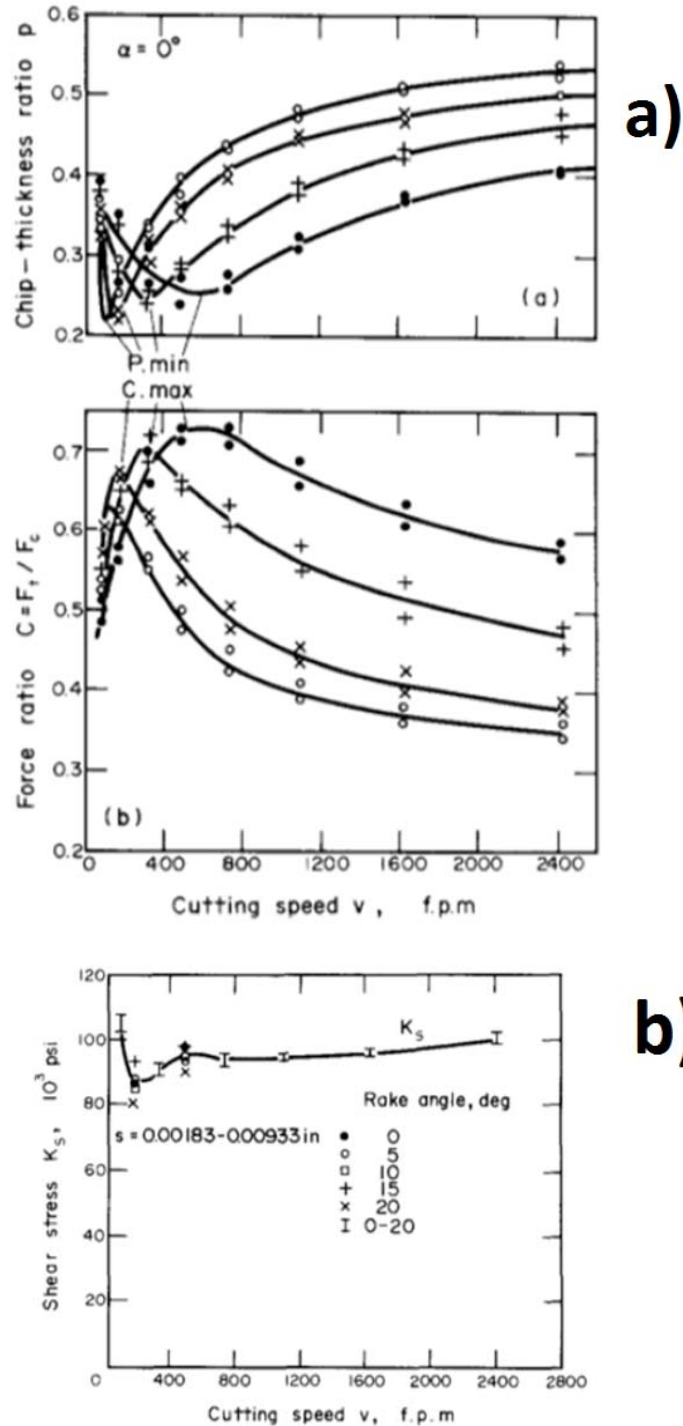
Na základě experimentů, při kterých měnil Nigm tyto 3 nezávislé parametry, stanovil chování (charakteristiky) pro  $p$  a  $C$ , Obr. 20 a).

Každá z charakteristik vykazovala pro společnou hodnotu řezné rychlosti extrém. Funkce  $p$  extrém ve formě minima, křivka  $C$  extrém ve formě maxima. Průběhy funkcí svým tvarem připomínají průběh meze stability, jak je prezentoval Tlustý [38]. Nigm tyto extrémy přisuzuje existenci nárůstku na ostří nože. Nárůstek na špičce nože mění geometrii nástroje a ovlivňuje tak řezný proces. Pozorované extrémy jsou způsobeny přechodem mezi dvěma oblastmi, kde v jedné jsou podmínky pro tvorbu zmiňovaného nárůstku a ve druhé se na čele nástroje vytváří vrstva ulpívajícího materiálu, která také mění geometrii. Nigm v článku upozorňuje na skutečnost, že při tvoření třísky existuje v řezu jisté časové zpoždění, které existuje mezi působícím zatížením a vznikající plastickou deformací. Hodnota zpoždění je závislá na velikosti tohoto působícího zatížení.

Jeho výsledky ukazují, že se dá chování statického řezného procesu velmi dobře predikovat. Větší rozptyl hodnot byl pozorován při určování řezného odporu  $K_s$ .

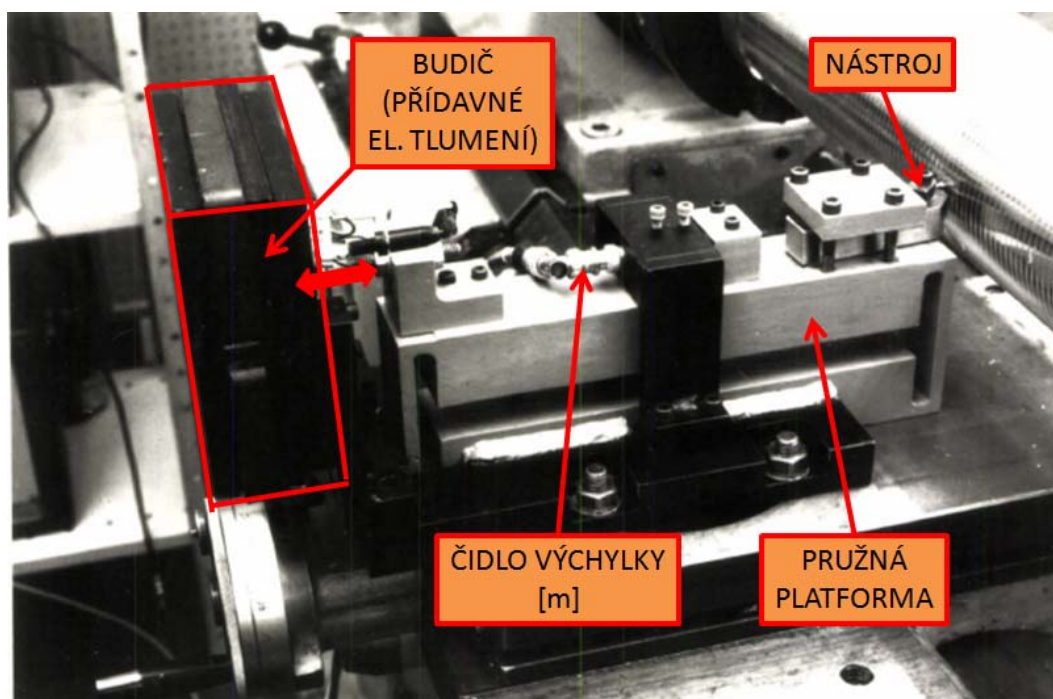
Pro vysoké řezné rychlosti se řezný odpor  $K_s$  testovaného materiálu prakticky

neměnil. Při nízkých řezných rychlostech vykazuje propad kvůli změně geometrie způsobenou tvořením nárůstku, Obr. 20, b).



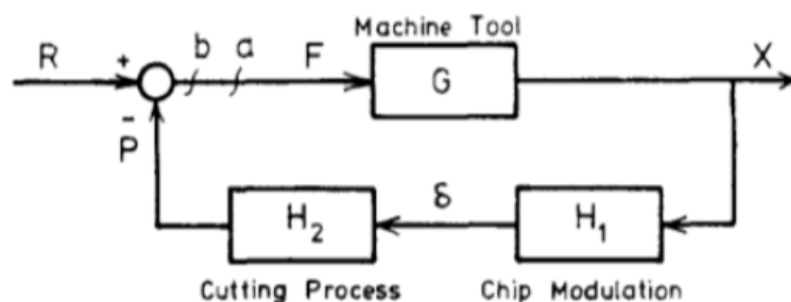
Obr. 20 Ukázka průběhů statických parametrů řezných sil, zdroj [64].

[13] 1980 Heczko ve své práci vychází z Kalsova předpokladu [19], že řezný proces přidává do systému tuhost a tlumení. Heczko navrhl metodu, která stanovuje tlumení dynamického řezného procesu z dokmitu vybuzeného systému během řezu. Experiment byl koncipován tak, aby byl vyloučen vliv regenerace, tj. vliv seřezávání zvlněného povrchu. Zkušební obrobek měl proto tvar závitů obdélníkového profilu o průměru 100 mm s tloušťkou 2.5 mm a stoupáním 5 mm. Buzení bylo realizováno úderem pomocí modálního kladiva. Měřicí zařízení, Obr. 21, se skládalo s pružné monolitní platformy (paralelogramu). Tím bylo docíleno velmi malého tlumení vlastního měřicího zařízení díky minimu stykových ploch. Tlumení měřicího přípravku bylo realizováno klasickým mechanickým tlumičem a řízeným tlumením pomocí elektrodynamického budiče. Díky této úpravě byl Heczko schopen měřit i velmi malé změny v tlumení řezného procesu a byl schopen nasimulovat i záporné tlumení. Výchylka přípravku byla měřena bezkontaktním čidlem výchylky. Heczko během experimentů neměřil vznikající řeznou sílu. Závěr jeho práce je tedy metodika stanovení tlumení řezného procesu s využitím přidavného tlumení.



Obr. 21 Měřicí přípravek, zdroj [13].

[65] 1981; Nigm ve své práci prezentoval postup výpočtu meze stability pro komplexní koeficienty. Využil k tomu teorii systémů podobně jako Merritt. Vzájemné působení stroje a řezného procesu vyjádřil jako uzavřenou smyčku obsahující následující bloky.



Obr. 22 Blokový diagram řezného procesu, zdroj [65].

Blok  $G$  reprezentuje dynamiku obráběcího stroje, blok  $H_1$  je dynamická tloušťka třísky a blok  $H_2$  je řezný proces. Všechny bloky jsou komplexní, tj. obsahují amplitudový poměr a vzájemnou fázi mezi výstupem a vstupem z příslušného bloku. Výrazy pro jednotlivé bloky jsou uvedeny dále.

$$\begin{aligned}
 G(j\omega) &= Me^{j\phi} \\
 H_1(j\omega) &= 1 - \mu \cdot e^{-j\beta} = C \cdot e^{j\psi} \\
 \beta &= \frac{60 \cdot \omega}{N} \\
 C &= \sqrt{1 + \mu^2 - 2 \cdot \mu \cdot \cos \beta} \\
 \psi &= \tan^{-1} \left( \frac{\mu \cdot \sin \beta}{1 - \mu \cdot \cos \beta} \right) \\
 H_2(j\omega) &= Ke^{j\theta}
 \end{aligned} \tag{36}$$

V rovnicích Nigm označuje fázi řezného procesu  $\theta$  jako „fázové předbíhání“. Podle Nigma může  $\theta$  představovat „účinek rychlosti změny dynamické řezné síly“.

Navíc ve výrazu  $H_2$  lze vyjádřit podle [64] pro konkrétní řezné podmínky  $K$  a  $\theta$  jako

$$K = w \cdot k$$

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{\lambda \cdot \beta}{\pi \cdot D} \right) \quad (37)$$

kde

$k$  ... je dynamický řezný koeficient (statický),

$w$  ... šířka třísky,

$\lambda$  ... závisí na hloubce odřezávané vrstvy,

$\beta$  ... fázový posuv mezi kmitáním a zvlněním na povrchu,

$D$  ... průměr obrobku,

$\mu$  ... faktor překrytí (účinnost regenerace).

Rovnici rozpojené smyčky na Obr. 22 lze stanovit jako

$$T(j\omega) = \frac{P(j\omega)}{F(j\omega)} = G(j\omega) \cdot H_1(j\omega) \cdot H_2(j\omega) = A \cdot e^{j\alpha}$$

$$A = M \cdot C \cdot K \quad (38)$$

$$\alpha = \phi + \psi + \theta$$

Nigm stanovil pro blokový diagram na Obr. 22 následující jednoduchou podmínku stability. Bude-li pro konkrétní frekvenci fázový posuv  $\alpha = \pi$ , viz rovnice (38), pak v případě, že  $A = 1$ , je systém na mezi stability, pro  $A > 1$  je systém nestabilní, resp. pro  $A < 1$  je stabilní. Pro zvolený rozsah  $\beta$  lze dle stanovené podmínky nalézt takové hodnoty  $K$  a  $\omega$ , při nichž bude systém na mezi stability. Pokud je  $K$  překročeno stane se systém nestabilní, v opačném případě stabilní.

[48] 1985; Ahn se ve své práci zaměřil na porovnání metod pro identifikaci dynamické přenosové funkce řezného procesu. Uvažoval model přenosu pro tečný a normální směr ve tvaru

$$\frac{dF_c}{w \cdot dS_m} = A_c \cdot e^{j\psi_c}$$

$$\frac{dF_t}{w \cdot dS_m} = A_t \cdot e^{j\psi_t} \quad (39)$$

kde v rovnicích je

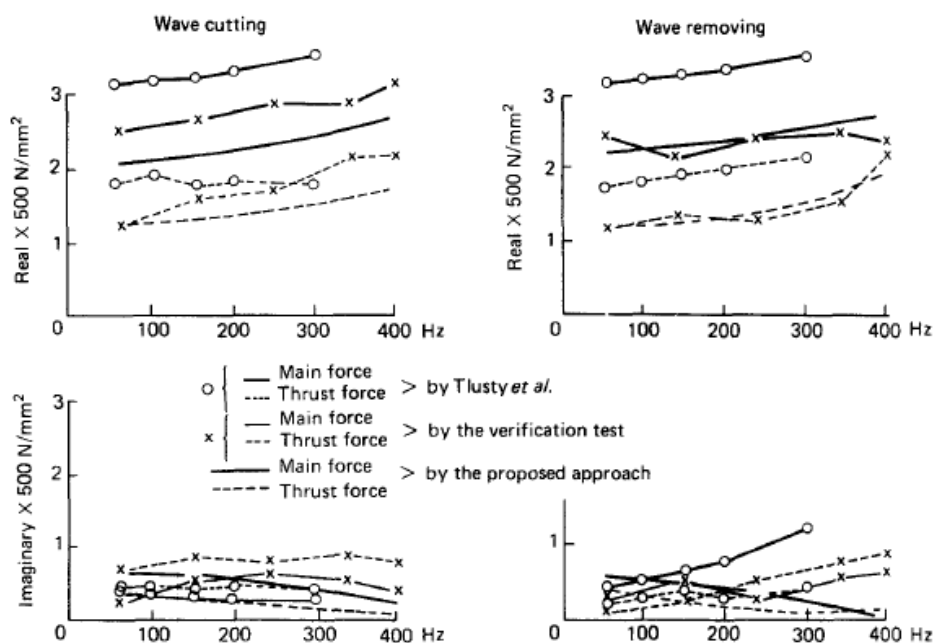
$A_c, A_t \dots$  amplitudové zesílení řezné síly [ $\text{N}/\text{mm}^2$ ],

$\psi_c, \psi_t \dots$  fázový posuv řezné síly [rad],

$w \dots$  šířka řezu [mm],

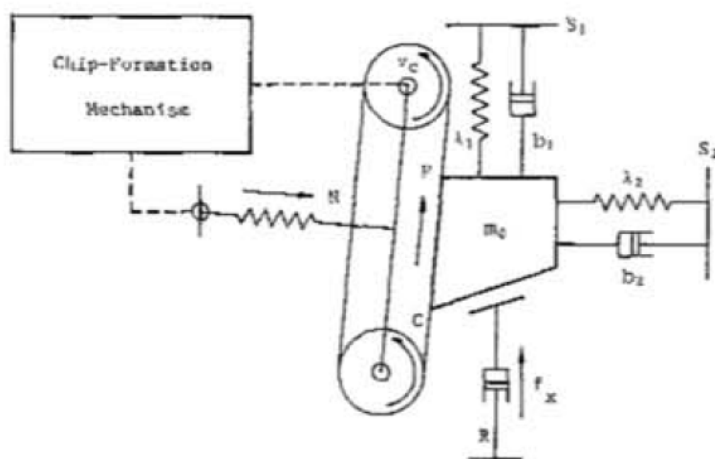
$dS_m \dots$  proměnná tloušťka odřezávané třísky [mm].

Z naměřených dat identifikoval parametry pro statický model podle Nigma, pro dynamický model inner-outer modulace podle Goela a dynamický model DDS využívající časové řady. Porovnání výsledků jednotlivých metod pro shodné technologické podmínky potvrdilo lineární chování dynamické řezné síly v závislosti na frekvenci, přičemž nejlepší shody dosáhly výsledky dynamických modelů. K samotnému experimentu je však uvedeno jen několik málo informací. Během testů se obráběl polotovár ve tvaru trubky, rozkmitávání nože upnutého v pružném držáku bylo realizováno elektrodynamickým budičem, zřazování otáček s budicí frekvencí bylo řízeno podle otáček vřetena, výchylka nože byla sledována pomocí bezkontaktního čidla výchylky a síly byly měřeny pomocí dynamometru. Z naměřených dat byla odečítána parazitní složka setrvačné síly. Experimenty byly provedeny pro 5 diskrétních hodnot frekvencí. Výsledky experimentů zobrazuje následující obrázek.



Obr. 23 Průběhy řezných koeficientů v závislosti na frekvenci, zdroj [48].

[66] 1985; Wu odvodil analytický model dynamické řezné síly, který obsahoval jak rychlostní závislost, regenerativní princip tak i princip polohové vazby. Wu jako jeden z prvních předpokládal, že v řezu působí několik sil, které lze rozdělit na dvě základní skupiny, a to síly působící na čele nástroje a třecí síly působící v oblasti špičky a sousedící plochy hřbetu. Jednotlivé uvažované síly zobrazuje model na Obr. 24. Rovnice sil byly odvozeny na základě předpokladu existence tření v řezném procesu. Wu dále předpokládal, že pro malé výchylky se dynamické síly nebudou příliš lišit od statických. Kvůli požadavku na stabilitu procesu je vhodné zamezit samobuzenému chvění již při malých výchylkách. Všechny odvozené vztahy platí pro model tenké střížné roviny a ortogonální obrábění s ostrým nástrojem. Na obrázku zobrazený pás reprezentuje v modelu odcházející třísku. Pás se pohybuje proměnnou rychlostí a je přitlačován na čelo nástroje silou  $N$ . Sílu  $N$  i proměnnou rychlost pásu řídí samotný řezný proces. Síla  $F$  vznikající v důsledku tření na čele nástroje je budící síla působící na dynamickou strukturu. Tlumící člen pod hřbetem nástroje představuje odpor, který klade materiál proti vnikání nástroje do materiálu.



Obr. 24 Model dynamického řezného procesu s několika silami, zdroj [66].

Na základě tohoto modelu odvodil Wu následující vztahy pro dynamickou řeznou sílu.

$$\begin{aligned}
 F_x &= -2 \cdot w \cdot \tau \cdot (x_0 - x) \cdot \left[ (A_x - C_x \cdot v_0) + \frac{B_x}{2} \cdot (\dot{x} - \dot{x}_0) - \frac{C_x}{2} \cdot (\dot{y} - \dot{y}_0) \right] - \frac{K \cdot w}{v_0} \cdot \dot{x} \\
 F_y &= 2 \cdot w \cdot \tau \cdot (x_0 - x) \cdot \left[ (A_y - C_y \cdot v_0) + \frac{B_y}{2} \cdot (\dot{x} - \dot{x}_0) - \frac{C_y}{2} \cdot (\dot{y} - \dot{y}_0) \right]
 \end{aligned}
 \tag{40}$$

V rovnicích jsou

$A_x, B_x, C_x, A_y, B_y, C_y$  reálné dynamické koeficienty závislé na dynamickém úhlu střížné roviny při určité rychlosti  $v_0$

$w$  ... šířka řezu,

$\tau$  ... hodnota střížného napětí materiálu,

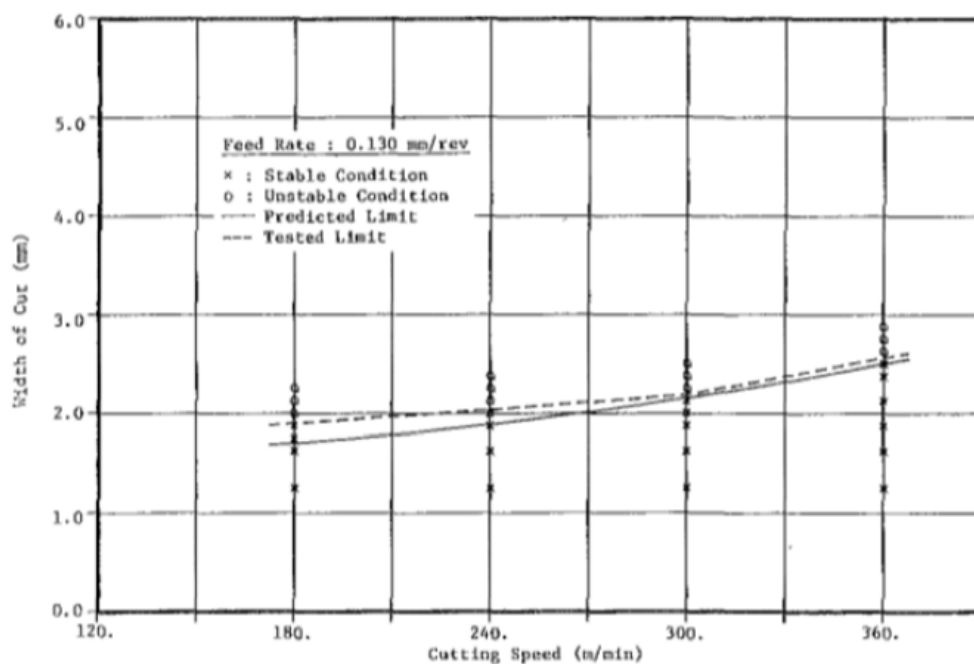
$K$  ... tlumící součinitel,

Poslední výraz v rovnici  $F_x$  představuje složku třecí síly, která vzniká v oblasti špičky nástroje v důsledku obtékání materiálu pod nástrojem.

$$f_x = \frac{K \cdot w}{v_0} \cdot \dot{x}
 \tag{41}$$

[67] 1985; Wu provedl experimentální verifikaci vytvořeného modelu v [66]. Výsledkem je soubor dynamických koeficientů pro model dynamické síly, na jejímž základě Wu vypočetl mez stability. Při vyšších řezných rychlostech je shoda predikované meze stability s experimentálně zjištěnou velmi dobrá. Pro nízké řezné rychlosti se predikovaná mez stability od experimentálně zjištěné již odlišovala. Wu přisuzoval tento rozptyl hodnot vytváření nárůstku na špičce nástroje. Výsledky experimentu jsou na následujícím obrázku.

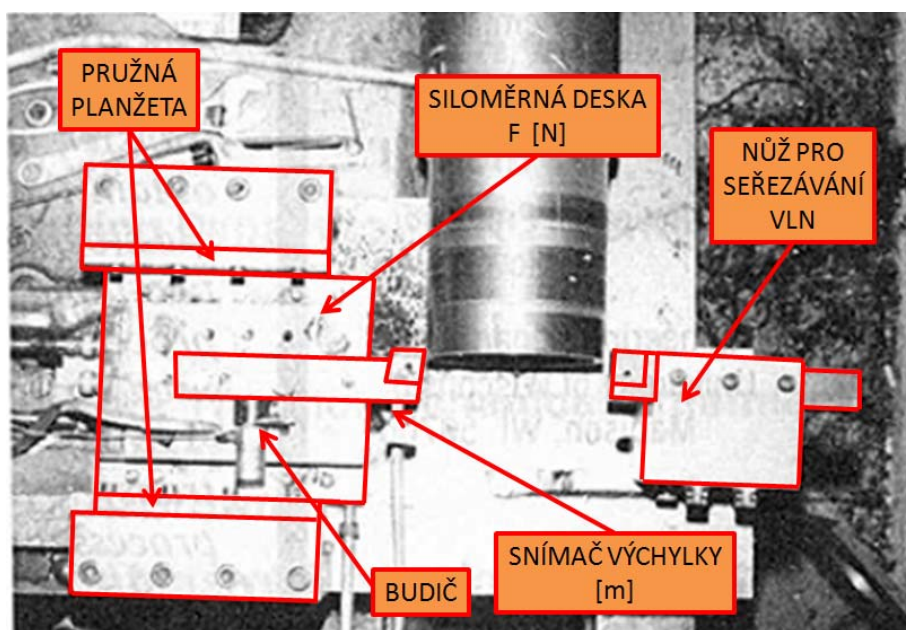




Obr. 25 Porovnání vypočtené a změřené meze stability, zdroj [67].

[50] 1985; Ahn použil pro identifikaci dynamických koeficientů měřicí zařízení, jehož základem byla pružná platforma s jedním stupněm volnosti. Na pohybující se části platformy byl upevněn dynamometr pro měření sil.

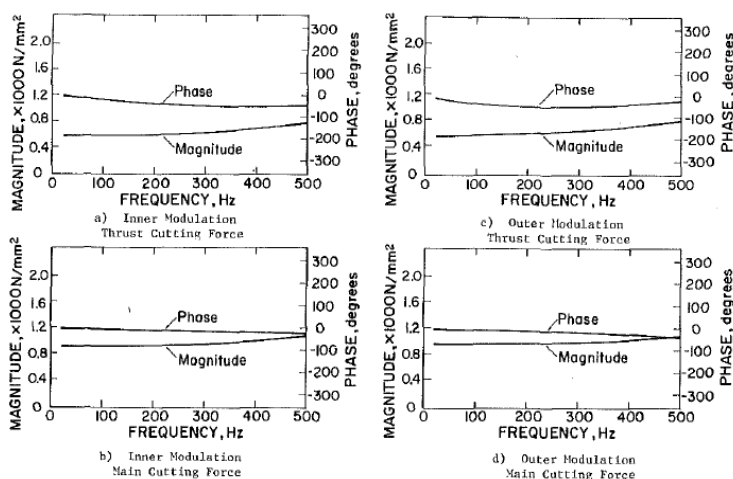
Experiment byl nakonfigurován jako ortogonální obrábění tenkostěnného obrobku (trubky) stranovým nožem upevněným na dynamometru. Během obrábění byly měřeny dvě složky síly – normálová a tečná jako odezva na buzení bílým šumem pomocí externího vibrátoru. Na soustružnickém noži byly upevněny ve směru složek řezných sil akcelerometry za účelem měření parazitních složek setrvačné síly. Dále byla měřena výchylka nože ve směru normálové složky řezné síly pomocí čidla výchylky a síla, kterou vibrátor působil na experimentální přípravek.



Obr. 26 Ukázka experimentálního zařízení, zdroj [50].

Měřená data byla analyzována autoregresivním procesem DDS (analýza časových řad), což je metoda hojně využívaná při analýze dynamických procesů. Jedná se o metodu, jejímž základem je vyjádření vzorku veličiny v konkrétním čase jako lineární kombinace stavů v předchozích vzorcích.

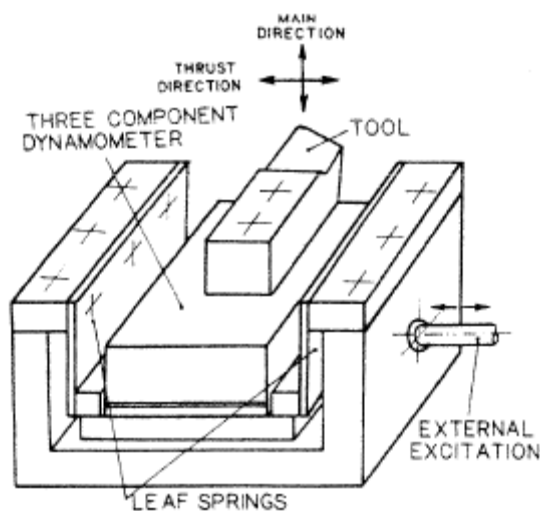
Výsledky měření jsou na následujícím obrázku. Z výsledků je patrné, že dynamické koeficienty jsou frekvenčně závislé.



Obr. 27. Průběhy koeficientů, zdroj [50].

[49] 1987; Ahn se v práci zaměřil na skutečnost, že dynamická tloušťka třísky nevysvětluje fázové posunutí řezné síly vůči kmitání nástroje. Měření DDS je

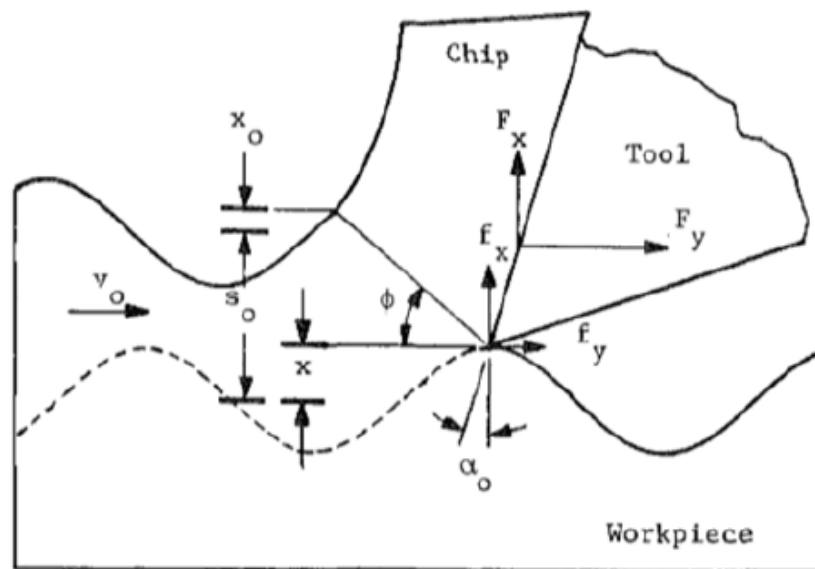
založeno na měření dynamických koeficientů pomocí bílého šumu. Přenosové funkce řezného procesu jsou identifikovány z časových vzorků signálu pomocí analýzy časových řad (metoda MARMAV). Závěr Ahnova experimentu byl, že měření dynamických koeficientů je ovlivněno i dynamikou vlastního měřicího zařízení.



Obr. 28 Měřicí přípravek, zdroj [49].

[61] 1989; Wu ve své práci odvodil model dynamické řezné síly při ortogonálním obrábění pro dynamický systém s jedním stupněm volnosti zahrnující model platný za následujících podmínek:

- 1) jedná se o ortogonální obrábění
- 2) soustava kmitá ve směru kolmém ke směru řezné rychlosti
- 3) nástroj má ostrou špičku.
- 4) amplituda kmitání je „malá“.



Obr. 29 Model řezné síly, zdroj [61].

Model obsahuje dva mechanismy tvoření síly. Prvním je vznik síly v důsledku tvoření třísky na čele nástroje a druhým je tvoření síly v okolí špičky nástroje vznikající kvůli odboru při obtékání materiálu kolem špičky nože. Model síly na čele nástroje odvodil ve tvaru

$$F_x = \frac{(s_0 + x_0 - x) \cdot w \cdot k \cdot \sin(\tan^{-1} \mu - \alpha_0)}{\sin \phi \cdot \cos(\phi + \tan^{-1} \mu - \alpha_0)}$$

$$F_y = \frac{(s_0 + x_0 - x) \cdot w \cdot k \cdot \cos(\tan^{-1} \mu - \alpha_0)}{\sin \phi \cdot \cos(\phi + \tan^{-1} \mu - \alpha_0)}$$
(42)

kde značí

$w$  ...šířku třísky,

$k$  ...střižné napětí materiálu,

$\mu$  ... součinitel tření v místě kontaktu čela nástroje a odcházející třísky.

Hodnoty parametrů  $k, \mu, \phi$  je nutné určit experimentálně, resp. určit experimentálně jejich závislost jako funkci řezné rychlosti  $v$ , hloubky řezu  $s$  a úhlu čela  $\alpha$ .

Pro odporovou sílu na špičce nástroje odvodil vztah

$$f_x = f_{sp} \cdot V$$

$$f_y = \mu_c \cdot f_x$$
(43)

kde značí

$V$  ... objem stlačovaného materiálu pod břitem nože,

$f_{sp}$  ... specifický koeficient třecí síly,

$\mu_c$  ... součinitel tření mezi špičkou nástroje a obtékaným materiálem.

Parametry  $f_{sp}$ ,  $\mu_c$  je opět nutné stanovit experimentálně.

Objem stlačovaného materiálu lze stanovit, s odkazem na Obr. 30, ze vztahu

$$V = w \cdot \left\{ \begin{array}{l} \frac{v_0}{\omega} \cdot \left[ X \cdot \cos\left(\omega \cdot t - \omega \cdot \frac{\xi_c}{v_0}\right) - X \cdot \cos(\omega \cdot t) \right] \dots \\ - \frac{\xi_c^2}{2} \cdot \tan \gamma_0 + (\eta - X \cdot \sin(\omega \cdot t)) \cdot \xi_c \end{array} \right\} \quad (44)$$

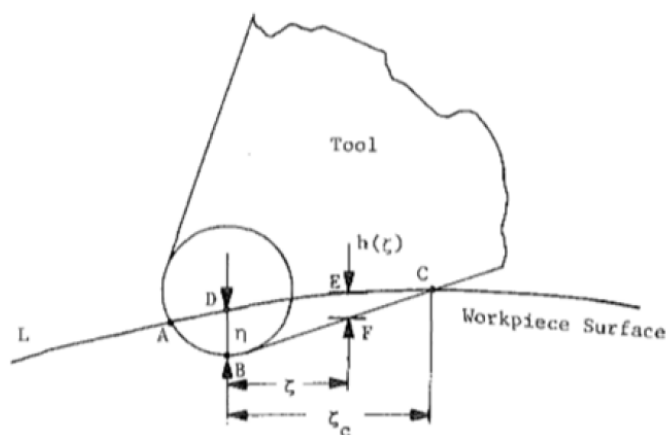
Odvozený vztah platí pro čistě sinusový průběh výchylky a v rovnicích je

$X$  ... amplituda výchylky,

$\omega$  ... úhlová frekvence kmitání,

$\eta = \overline{BD}$  ... hloubka zanoření.

Hodnota parametru  $\eta$  musí být určena experimentálně.

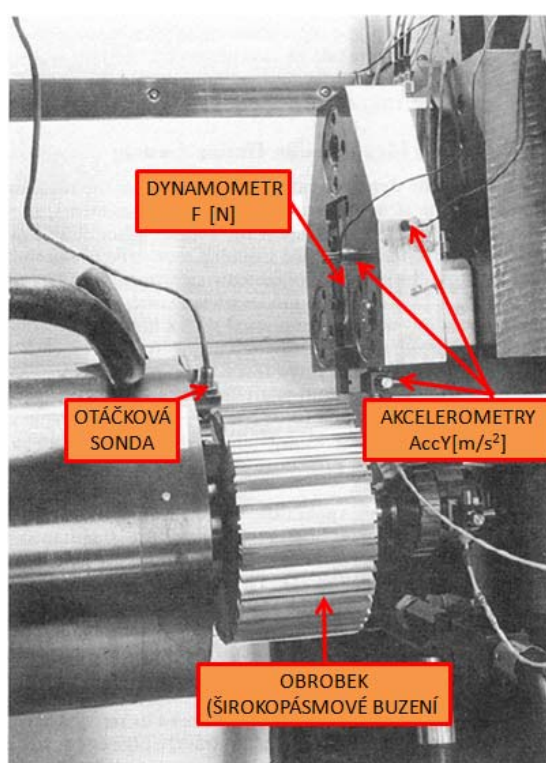


Obr. 30 Stlačovaný objem, zdroj [61].

Prezentovaný model ověřil Wu měřením a porovnáním s výsledky uvedenými v [63]. Výsledky vykazují uspokojivou shodu. V článku však chybí detailněji popsána metodika měření.

[22] 1990; Minis zkoumal dynamickou odezvu chování stroje během řezu a snažil se z ní určit podíl dynamiky řezného procesu. Buzení struktury bylo realizováno z řezného procesu pomocí speciálního obrobku, který generoval širokopásmové buzení. Pro porovnání výsledků provedl i měření konveční metodou pomocí buzení poklepem modálním kladivem. Porovnání výsledků vykazovalo shodu pouze ve vlastní frekvenci. Hodnota tlumení celého systému (tlumení stroje a řezného procesu) a amplituda kmitů vykazovaly rozdíly v řádu 20 – 40%. Minis zkoumal i rozdíl v odezvách stroje za klidu a za pohybu. Měření za pohybu vykazovalo vyšší hodnotu tlumení. Příčinou byla dle názoru autora přítomnost maziva ve vedení.

Pro měření dynamiky byl navržen celý měřicí aparát, který zpracovával data ze 3-osých siloměrů a sady akcelerometrů rozmístěných v nástrojové a obrobkové větvi.



Obr. 31 Měřicí aparát, zdroj [22].

[23] 1990; Minis ve své práci experimentálně zjišťoval dynamiku řezného procesu a verifikoval navržený model dynamické síly ve tvaru

$$\begin{aligned} F_N &= b \cdot \left( [-C_{N1} + j\omega \cdot (C_{N2} \cdot d_0 - C_{N3})] \cdot Y + [C_{N1} - j\omega \cdot C_{N2} \cdot d_0] \cdot Y_0 \right) \\ F_T &= b \cdot \left( [-C_{T1} + j\omega \cdot C_{T2} \cdot d_0] \cdot Y + [C_{T1} - j\omega \cdot C_{T2} \cdot d_0] \cdot Y_0 \right) \end{aligned} \quad (45)$$

V rovnicích je

$\omega$  ... úhlová frekvence kmitání [rad/s],

$d_0$  ... jmenovitá hloubka třísky, při soustružení hodnota posuvu na otáčku [mm/ot],

$C_{N1}, C_{N2}, C_{N3}, C_{T1}, C_{T2}$  ... koeficienty závislé na řezné rychlosti a střížném napětí materiálu ale nezávislé na frekvenci.

Rovnice ( 45 ) popisují odchylky od rovnovážného stavu během řezu. Uvedené vztahy přetransformoval Minis na stejný tvar modelu jako prezentoval Tlustý [38], kde jednotlivé dynamické koeficienty vyjádřil jako

$$\begin{aligned} K_{di} &= -C_{N1} + j\omega \cdot (C_{N2} \cdot d_0 - C_{N3}) \\ K_{do} &= C_{N1} - j\omega \cdot C_{N2} \cdot d_0 \\ K_{ci} &= -C_{T1} + j\omega \cdot C_{T2} \cdot d_0 \\ K_{co} &= C_{T1} - j\omega \cdot C_{T2} \cdot d_0 \end{aligned} \quad (46)$$

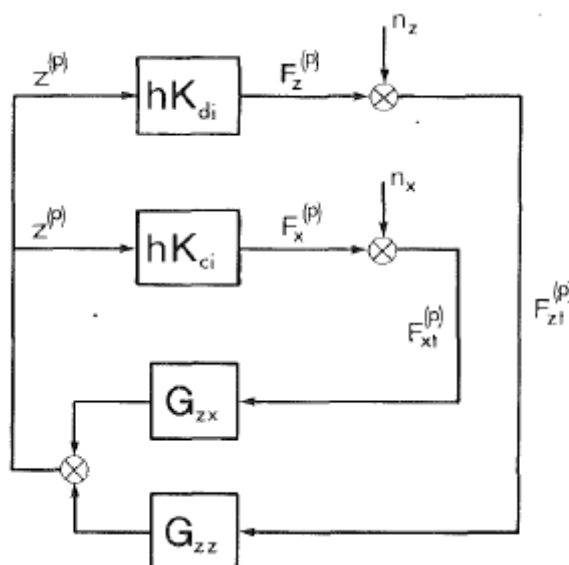
kde navíc doplnil koeficient  $C_{N3}$ , který podle Minise představuje odpor proti vytváření třísky. Odporová síla působí na břit nástroje a brání zanořování materiálu. Autor konstatuje, že velikost  $K_{do}$  je zanedbatelná vůči velikosti  $K_{di}$  a s přihlédnutím k této skutečnosti a symetrii jednotlivých částí koeficientů  $K_{di}, K_{do}, K_{ci}$  a  $K_{co}$  je vlastně zapotřebí měřit pouze  $K_{di}$  a  $K_{ci}$ . Dynamika řezného procesu byla měřena pomocí měřící aparatury uvedené na Obr. 31.

Pro měření sil vznikajících při inner modulaci bylo nutné vyloučit z dynamického řezného procesu regeneraci (odřezávání zvlněného povrchu). Protože externí buzení bylo realizováno pomocí modálního kladiva, analyzoval Minis pouze délku signálu, která odpovídala době dokmitu. Protože je tato doba mnohem kratší než doba jedné otáčky, změřené síly vznikaly pouze na základě inner modulace. Ze změřených sil stanovil komplexní koeficienty řezných sil  $K_{di}, K_{ci}$  z následujících vztahů.

$$K_{di} = \frac{F_N}{b \cdot Y}$$

$$K_{ci} = \frac{F_T}{b \cdot Y}$$
(47)

Minis prezentoval vliv dynamiky měřicí struktury na změřené výsledky na následujícím blokovém schématu. Ve schématu otevřené smyčky je vidět, že identifikovaný řezný proces obsahuje i vliv samotné dynamiky stroje.



Obr. 32 Blokové schéma měřícího procesu, zdroj [23].

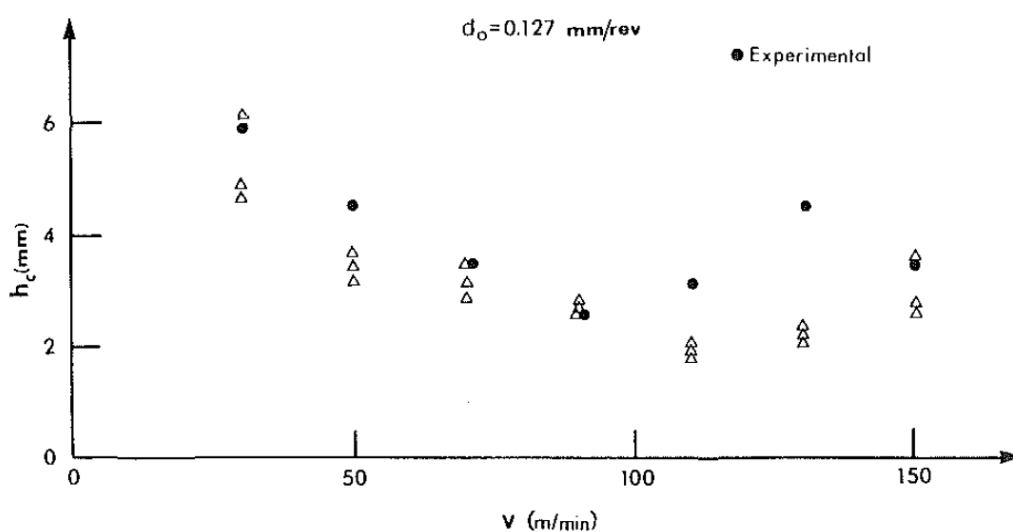
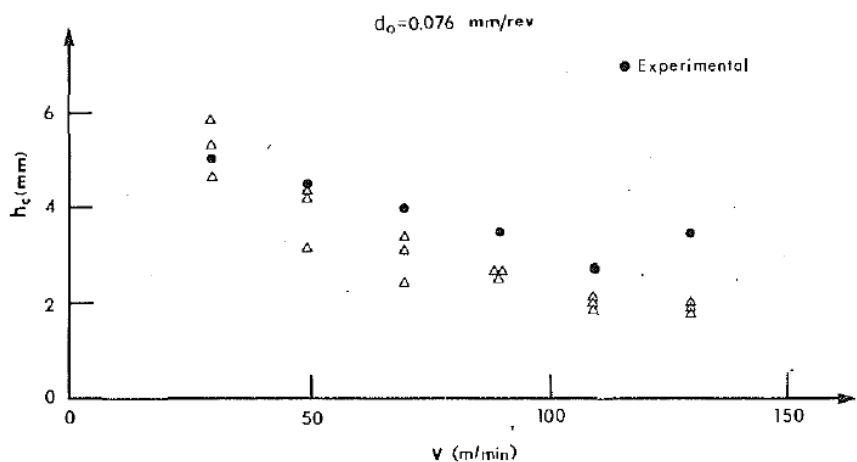
kde  $n_z$ ,  $n_x$  představují zachycené rušení, které nepochází s řezného procesu,  $G_{zx}$ ,  $G_{zz}$  jsou přenosové funkce dynamického systému. Vyloučení tohoto nežádoucího vlivu lze učinit aplikací vnější nezávislé síly. Autor zvolil buzení pomocí modálního kladiva. Hodnoty  $K_{di}$ ,  $K_{ci}$  určoval z frekvenčního spektra na frekvenci odpovídající vlastní frekvenci dynamické struktury. Měřená data vykazovala velmi dobrou opakovatelnost. Závěry Minisova výzkumu jsou následující.

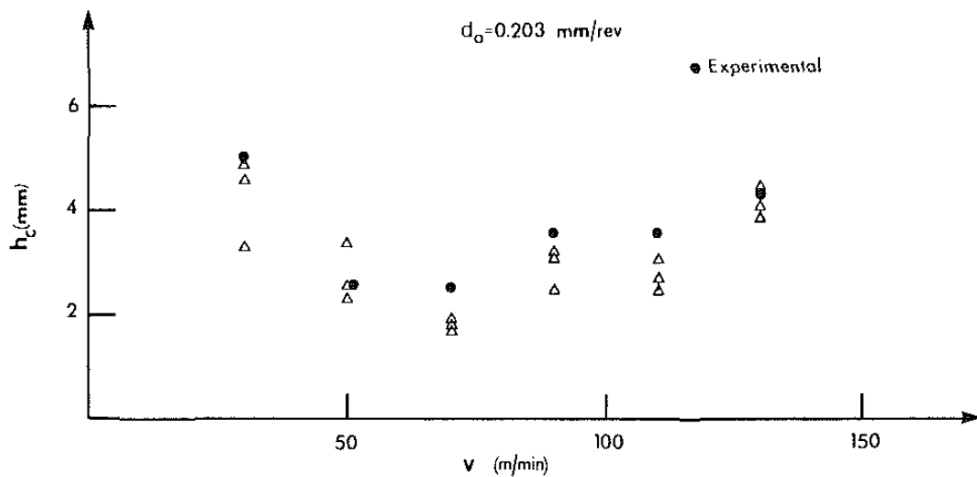
Reálná část  $K_{di}$  roste s řeznou rychlostí. Imaginární část  $K_{di}$  s řeznou rychlostí klesá a může nabývat i záporných hodnot. Reálná část  $K_{ci}$  také s rychlostí roste a její hodnoty jsou v porovnání s reálnou částí  $K_{di}$  vyšší. Imaginární část  $K_{ci}$  má klesající charakter stejně jako imaginární část  $K_{di}$  a může nabývat také záporných hodnot. Záporné hodnoty imaginárních částí představují negativní tlumení. Řezná rychlost má větší účinek na normálovou složku sil. Změnou hodnoty



posuvu na otáčku se posouvá maximum reálné části  $K_{di}$  k nižším rychlostem. Podobný trend vykazuje i minimum imaginární části  $K_{di}$ . Reálná část  $K_{ci}$  a imaginární část  $K_{ci}$  jsou posuvem ovlivněny méně. Vše shora uvedené porovnává Minis s výsledky provedeného kooperativního výzkumu [38], s nimiž jsou změřené výsledky ve shodě.

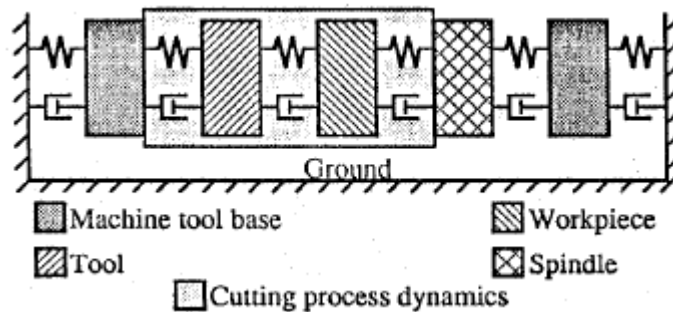
[24] 1990; Minis použil experimentálně zjištěné výsledky v [22] a [23] pro predikci diagramu stability. Stanovení mezních podmínek bylo provedeno na základě teorie stability uzavřených systémů. Vypočtené mezní podmínky se shodují s experimentálně zjištěnou mezí stability s přijatelnou odchylkou.





Obr. 33 Porovnání vypočtené a změřené meze stability, zdroj [24].

[28] 1990; Endres v článku poukazuje na nezanedbatelnou fázi mezi silou a výchylkou a na zanedbávání vibrací v tečném směru jinými autory. Endres se snažil o vytvoření modelu dynamické řezné síly ve všech třech směrech (X, Y a Z), který by respektoval i vliv tuhosti a tlumení řezného procesu.

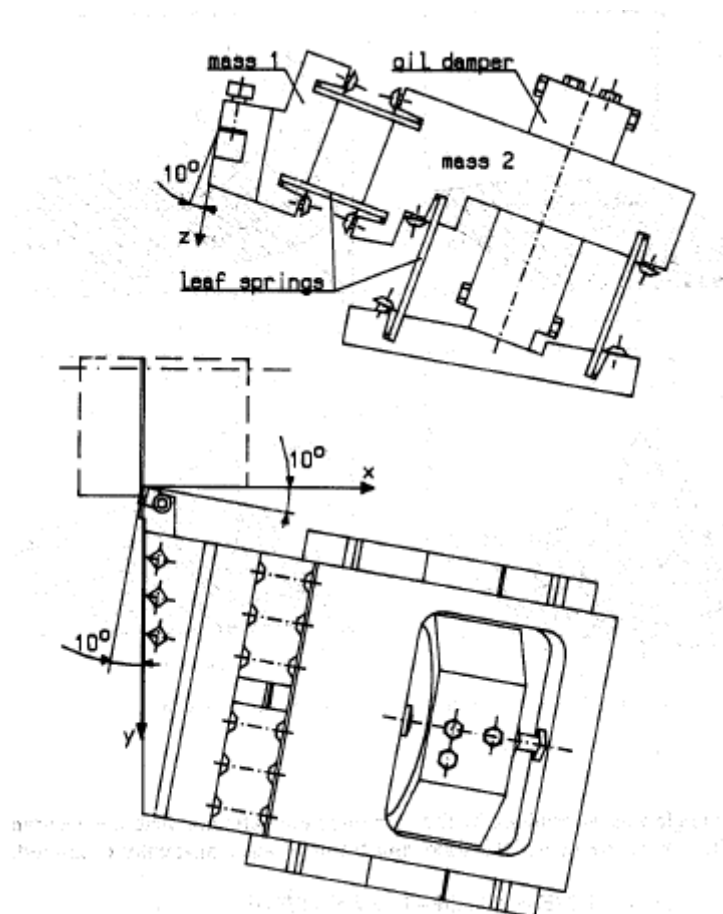


Obr. 34 Model uzavřeného dynamického systému, zdroj [28].

Experimentální verifikace vytvořeného modelu potvrdila pouze výbornou shodu v tečném a normálním směru. I když je literatuře zmíněno využití vytvořeného modelu pro predikci samobuzeného chvění, nebyl vliv použitého modelu na průběh stabilních podmínek testován.

[20] 1992; Jemielniak ve své práci experimentálně stanovoval dynamické koeficienty ze statického měření. Článek prezentuje obdivuhodnou shodu mezi experimentem a výpočtem. V článku však není uvedeno, jakým způsobem byly jednotlivé parametry modelu dynamických sil měřeny a ani jakým způsobem byl

stanoven prezentovaný diagram stability. Jeho práce je zde uvedena jako jeden z podkladů pro konstrukci experimentálního měřicího přípravku této disertační práce. V článku je uveden velmi detailní náčrt pružné platformy, která byla Jemielniakem využita k měření dynamických řezných sil.



Obr. 35 Měřicí přípravek, zdroj [20].

[26] 2008; Altintas vytvořil a verifikoval model řezné síly ve tvaru

$$F_N(t) = a \cdot \left\{ K_f \cdot \left[ h_0 - x(t) + x(t - \tau) - \frac{C_i \cdot \dot{x}(t)}{V} - \frac{\alpha_i \cdot \ddot{x}(t)}{V^2} \right] \right\} \quad (48)$$

Zavedený rychlostní člen popisuje kontakt hřbetu nástroje se zvlněným povrchem, člen se zrychlením respektuje vtlačování zaoblení řezné hrany nástroje do kořene vlny. Křivost v kořeni vlny menší než je hodnota zaoblení, generuje tlumení v důsledku nuceného obtékání materiálu obrobku kolem řezné hrany.

Frekvenční vyjádření modelu síly lze získat dosazením kmitavého harmonického pohybu. Dosadí-li se do modelu výraz pro délku vlny, bude mít model tvar

$$F_N(t) = K_f \cdot a \cdot h_0 + a \cdot X \cdot e^{j\omega t} \cdot \left\{ -K_f \cdot (1 - e^{-j\omega\tau}) - j \frac{C_i \cdot \omega}{V} + \frac{\alpha_i \cdot \omega^2}{V^2} \right\}$$

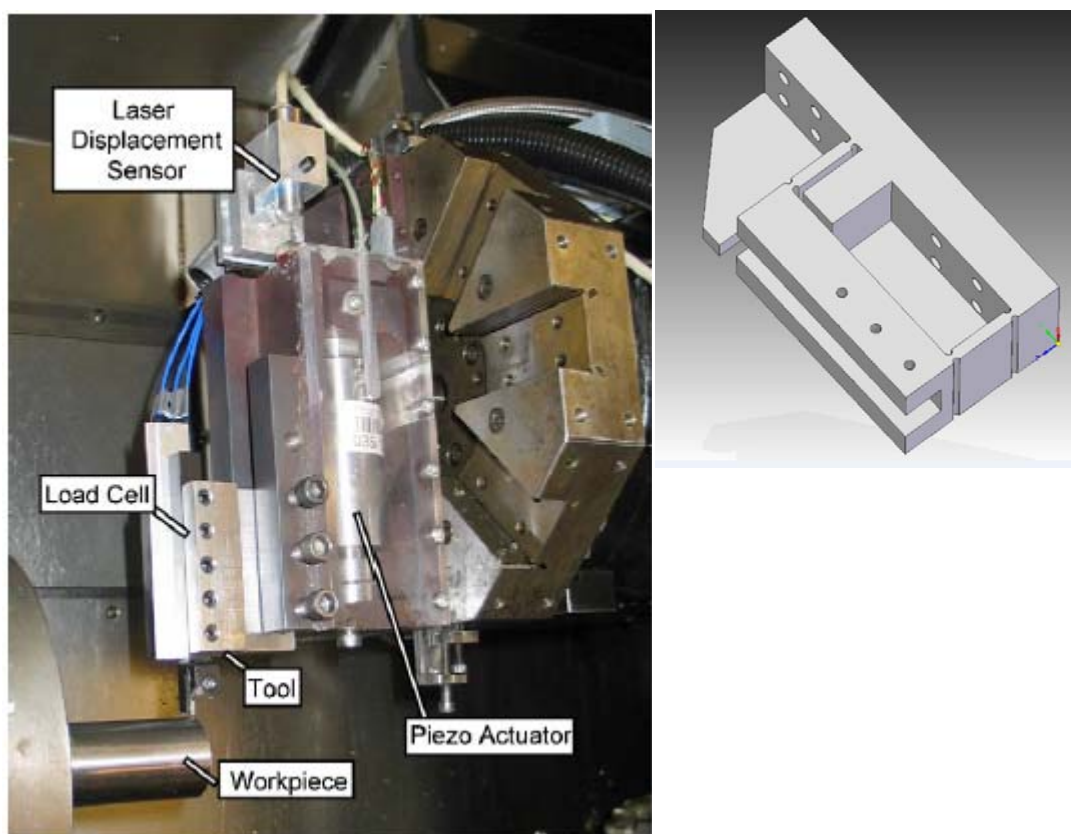
$$F_N(t) = K_f \cdot a \cdot h_0 + a \cdot X \cdot e^{j\omega t} \cdot \left\{ -K_f \cdot (1 - e^{-j\omega\tau}) - j \frac{2\pi}{\lambda} \cdot C_i + \frac{4\pi^2}{\lambda^2} \cdot \alpha_i \right\} \quad (49)$$

$$\frac{\omega}{V} = \frac{2\pi}{\lambda}$$

Altintas pomocí experimentu identifikoval příslušné dynamické součinitele. Měření sil bylo provedeno při soustružení zapichovacím nožem, zápichem radiálně do obrobku. Základem měřícího zařízení byl paralelní mechanismus, na který působila periodická budící síla vyvolaná piezoaktuátorem o požadované frekvenci. Síla na noži byla během obrábění měřena integrovanými dynamometry, výchylka nože byla snímána laserovým snímačem. Během měření bylo udržováno fázové posunutí mezi kmitáním a vlnami na povrchu na nulové hodnotě, aby byl z měření vyloučen vliv sil od regenerativního kmitání. Přenos řezného procesu pro tyto podmínky lze vyjádřit jako

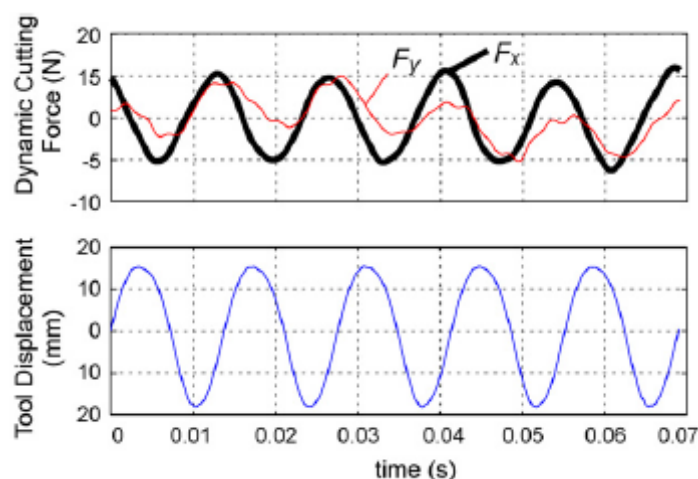
$$\frac{F_N}{a \cdot X} = e^{j\omega t} \cdot \left( -j \frac{2\pi}{\lambda} C_i + \frac{4\pi^2}{\lambda^2} \alpha_i \right) \quad (50)$$

Altintas však v práci neuvádí, jakým způsobem synchronizoval frekvenci buzení s otáčkami. Tak, jak byl test dle obrázků nakonfigurován a v článku popsán, se s posouvajícím nástrojem do řezu měnila řezná rychlost. Pro nulovou fázi mezi kmitáním nástroje a obrobkem se musí udržovat konstantní poměr mezi frekvencí a řeznou rychlostí. Další vliv na prezentované výsledky může mít zakřivení obrobku. Použitý obrobek měl průměr 35 mm a při radiálním zapichování se mění zakřivení povrchu, což musí mít značný vliv na vznikající síly.



*Obr. 36 Měřící přípravek, zdroj [26].*

Altintas v práci prezentuje ukázkou naměřeného signálu, kde je evidentní fázový posuv nejen mezi silou a výchylkou, ale navíc i mezi jednotlivými složkami měřených sil vůči sobě. To potvrzuje domněnku, že v dynamickém řezném procesu se vyskytují alespoň dvě síly, které jsou vůči sobě fázově posunuté, a proto je možné v naměřených složkách pozorovat fázové posunutí. Altintas v článku poukazuje na výraznou změnu v průběhu meze stability způsobenou opotřebením nástroje.



Obr. 37 Ukázka měřených signálů, zdroj [26].

[30] 2009; Budak ve své práci ověřoval předpoklad, že tlumení řezného procesu (procesní tlumení) lze spojit s tlumením dynamické struktury. Pomocí experimentu identifikoval celkové tlumení  $c_t$  uzavřeného systému tvořeného dynamickou strukturou stroje a dynamikou řezného procesu. Dynamický systém popsal následujícím modelem.

$$m \cdot \ddot{x}(t) + c_t \cdot \dot{x}(t) + k \cdot x(t) = F_x(t)$$

$$c_t = c + c_p$$

$$G_t(\omega) = \operatorname{Re}(G_t) + j \cdot \operatorname{Im}(G_t) = \frac{\Omega^2}{k \cdot (\Omega^2 - \omega^2 + 2j \cdot \xi_t \cdot \omega \cdot \Omega)} = \frac{X}{F} e^{j\varphi} \quad (51)$$

$$\xi_t = \frac{c_t}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}}$$

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

V modelu je hodnota tlumení uzavřeného systému vyjádřena vztahem  $c_t = c + c_p$ ,

kde je

$c$  ... tlumení struktury,

$c_p$  ... tlumení řezného procesu.

Hodnotu minima přenosové funkce lze podle Budaka stanovit přibližně jako

$$\operatorname{Re}(G)_{\min} \cong -\frac{1}{4 \cdot k \cdot \xi} \quad (52)$$

Dle klasické teorie bude mezní hloubka třísky při nízkých řezných rychlostech určena vztahem

$$b_{\text{lim}} = -\frac{1}{2 \cdot K_f \cdot \text{Re}(G_t)_{\text{min}}} \quad (53)$$

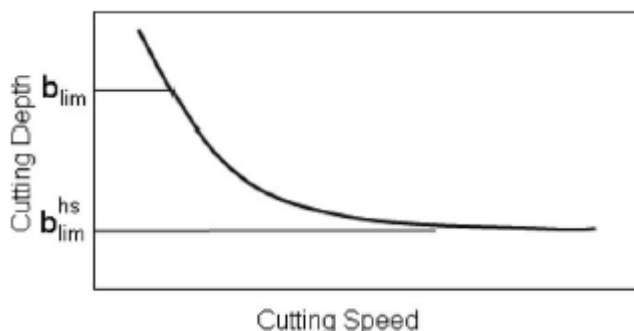
kde  $G_t$  je přenosová funkce systému vč. tlumení řezného procesu ( 51 ).

Pro vysoké rychlosti pak platí

$$b_{\text{lim}}^{\text{hs}} = -\frac{1}{2 \cdot K_f \cdot \text{Re}(G)_{\text{min}}} \quad (54)$$

kde  $G$  je přenosová funkce systému bez tlumení řezného procesu.

Získání tlumení řezného procesu při nízkých řezných rychlostech se provede dosazením experimentálně zjištěné hodnoty  $b_{\text{lim}}$  a  $b_{\text{lim}}^{\text{hs}}$  do rovnice ( 55 ).



Obr. 38 Určení meze stability, zdroj [30].

$$c_p = c \cdot \left( \frac{b_{\text{lim}}}{b_{\text{lim}}^{\text{hs}}} - 1 \right) \quad (55)$$

Přenositelnost získaných výsledků tlumení navrhuje Budak provést pomocí součinitele stlačení  $K_d$  mezi nástrojem a zvlněným obrobkem. Tento součinitel lze získat z podmínky rovnosti prací vykonané tlumící silou a přetvárných sil v materiálu. Práce (energie) je počítána na intervalu, který by platil pro úhel čela  $0^\circ$ . Tomu tak v praxi ale většinou nebývá.

Sílu procesního tlumení vyjádřil Budak jako

$$\begin{aligned} F_d &= K_d \cdot V(t) \\ V(t) &= b \cdot A(t) \end{aligned} \quad (56)$$

zde  $K_d$  [N/mm<sup>3</sup>] je součinitel procesního tlumení a  $V(t)$  [mm<sup>3</sup>] je objem stlačovaného materiálu pod hřbetem nástroje, vyjádřený jako součin šířky třísky  $b$  [mm<sup>3</sup>] a průřezu stlačovaného materiálu  $A(t)$  [mm<sup>2</sup>].

Součinitel  $K_d$  lze poté vyjádřit pomocí celkového tlumení z podmínky energetické rovnováhy, kdy práce (energie) celkové tlumící síly v systému za jeden cyklus je rovna práci, kterou vykoná přetvárná síla materiálu.

$$\begin{aligned} E_p &= \int_{T=\frac{1}{f}} (c_p \cdot \dot{x}^2(t)) dt = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} (c_p \cdot [\omega \cdot A \cdot \cos(\omega \cdot t)]^2) dt = c_p \cdot \omega \cdot A^2 \cdot \pi \\ E_d &= \int_{\frac{T}{2}} [K_d \cdot v(t) \cdot \dot{x}(t)] dt = K_d \cdot A \cdot b \cdot \omega \cdot \int_{\frac{T}{2}} A(t) \cdot \cos(\omega \cdot t) dt \end{aligned} \quad (57)$$

Součinitel procesního tlumení při porovnání obou prací bude ve tvaru

$$K_d = \frac{c_p \cdot A \cdot \pi}{b \cdot \int_{\frac{T}{2}} A(t) \cdot \cos(\omega \cdot t) dt} \quad (58)$$

V uvedeném vztahu je však jedna nepřesnost. Autor předpokládá, že síla procesního tlumení působí přes celou polovinu periody. Délka integrované oblasti však není konstantní a mění se v závislosti na velikosti úhlu hřbetu nástroje a strmosti vlny. Přesné stanovení délky doby kontaktu je však díky transcendentnosti funkce popisující zvlnění nemožné. Vzhledem k tomu, že součinitel tlumení  $c_p$  je uvažován jako průměrný, lze tuto nepřesnost přehlédnout.

Verifikace modelu byla provedena při ortogonálním obrábění trubky, jejíž stěna měla několik tloušťek. Kmitání bylo zajištěno samovolně vznikem samobuzených kmitů. Frekvenci chvění ovlivňoval Budak vyložením nástroje, popř. upevněním dodatečné hmotnosti na konec nástroje. Výchylka nože byla snímána pomocí laserového snímače nebo akcelerometru. Řezná síla nebyla měřena.



Výsledky experimentu potvrzují, že síla procesního tlumení je závislá na řezné rychlosti, na objemu stlačovaného materiálu pod hřbetem nástroje, na zaoblení špičky nože, na úhlu hřbetu nástroje, na frekvenci kmitání a jeho amplitudě.

Z experimentů bylo vyzorováno, že se stabilita zvětšuje s rostoucím zaoblením špičky a s klesajícím úhlem hřbetu. Pro stanovený součinitel tlumení řezného procesu získal Budak vynikající shodu experimentu a výpočtu.

[5] 2009 CHENG shromáždil dosavadní poznatky z oblasti obrábění kovů a sestavil z nich přehledovou publikaci. Kapitola 3 je věnována dynamické analýze a kontrole procesů. Autorem je Budak, který zde charakterizuje dynamický řezný proces. Jako hlavní zmiňuje periodickou změnu úhlu střížné roviny, díky čemuž se mění i řezná síla a tato uvažovaná změna úhlu může způsobit i negativní tlumení.

Podle Budaka může negativní tlumení způsobit i periodická změna úhlu čela. Navíc se přidává i síla vznikající v důsledku stlačování materiálu hřbetem nástroje. Ke komplexním koeficientům se vyjádřil, že jejich stanovení není jednoduché a získaná data vykazují značný rozptyl.

[40] 2011 Taylor se pokusil vyjádřit a verifikovat vztah mezi vlastnostmi řezné hrany, amplitudou vibrací a účinkem procesního tlumení. Pokoušel se identifikovat změny v závislosti na délce vlny pro nástroj se zaoblenou hranou a s hranou s výrazným opotřebením.

Průběh prováděných testů byl následující. Nejprve bylo nutné experimentálně stanovit stabilní řezné podmínky, kde byl vliv tlumení řezného procesu co největší. Pro tyto podmínky se poté začala plynule zvyšovat řezná rychlost, čímž se řezný proces přesouval do oblasti nestabilního řezu. Taylor během této změny sledoval amplitudu vibrací samobuzených kmitů. Jako mezní přípustnou hodnotu amplitudy, kdy ještě považoval řez za stabilní, byla s ohledem na kvalitu vyrobeného povrchu stanovena hodnota vibrací 5  $\mu\text{m}$ .

Taylor uvedl, že během testu zanedbal změnu řezné síly v závislosti na řezné rychlosti a také změnu frekvence kmitání s řeznou rychlostí. Dále zanedbal možnost vzniku nárůstku na břitu nástroje, který mění řeznou geometrii. Vznik

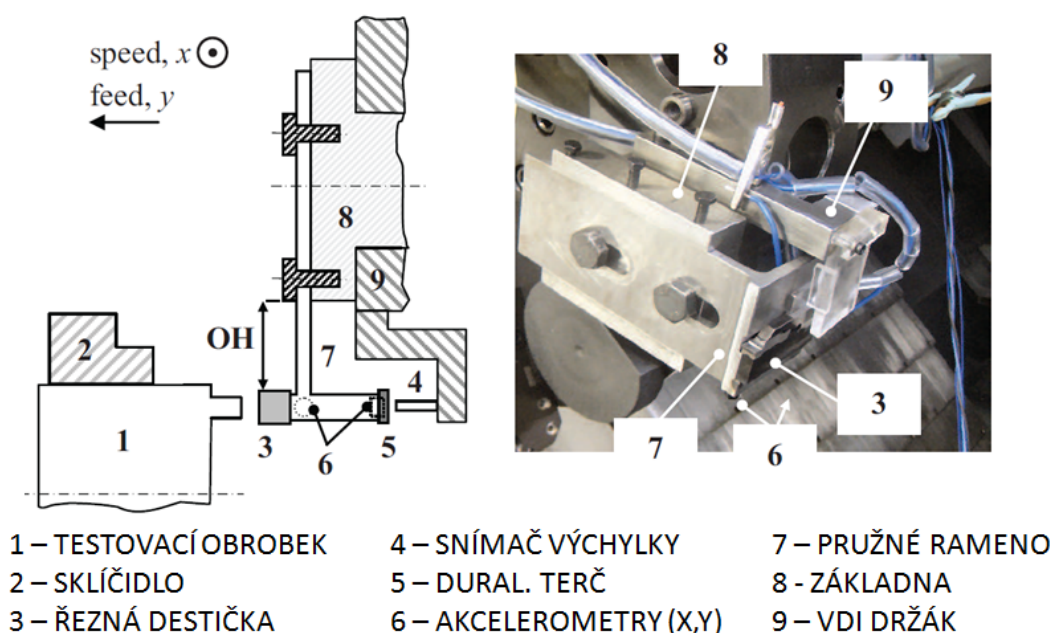
tlumící síly v důsledku procesního tlumení nastane v případě, že sklon vlny je shodný s úhlem hřbetu nástroje. Maximální amplitudu kmitání, při které nastane kontakt hřbetu nástroje se zvlněným povrchem, lze vyjádřit podle Taylora jako

$$a_{\max} = \frac{\tan \alpha}{2\pi} \cdot \lambda \quad (59)$$

Maximální amplitudu, při které vzniká tlumící síla v důsledku vtažení zaoblené hrany nástroje do kořene vlny, stanovil jako

$$a_{\max} = \frac{1}{4\pi^2 \cdot r_t} \cdot \lambda^2 \quad (60)$$

Závěr jeho práce je, že při nízkých rychlostech převládá tlumení způsobené zaoblením špičky nástroje, pro vyšší řezné rychlosti je příčinou tlumení kontakt hřbetu nástroje se zvlněným povrchem. Při snižování řezné rychlosti byla navíc pozorována i změna fázového posuvu mezi tlumící silou a kmitáním. Tato změna je dle autora způsobena právě změnou uvažovaného mechaniky generující tlumení. Talor použil pro měření velmi jednoduchý měřicí přípravek, který je na Obr. 39.



Obr. 39 Experimentální přípravek, zdroj [40].

[10] 2010; Eynian studoval ve své práci dynamickou řeznou sílu při nízkých řezných rychlostech. Zaměřil se na identifikaci a popis procesního tlumení vznikajícího v důsledku kontaktu hřbetu nástroje s obrobkem. Adoptoval model síly procesního tlumení [61] ve tvaru,

$$\begin{aligned} F_{dy} &= K_{sp} \cdot V_m \\ F_{dz} &= \mu \cdot F_{dy} \\ V_m &= V_{m0} - a \cdot \frac{L_w^2}{2} \cdot \frac{\dot{y}}{V_c} \end{aligned} \quad (61)$$

kde v rovnicích je

$F_{dy}, F_{dz}$  ... jsou složky síly procesního tlumení ve směru Y a Z,

$\mu$  ... třecí součinitel,

$V_m$  ... objem stlačovaného materiálu pod hřbetem nože,

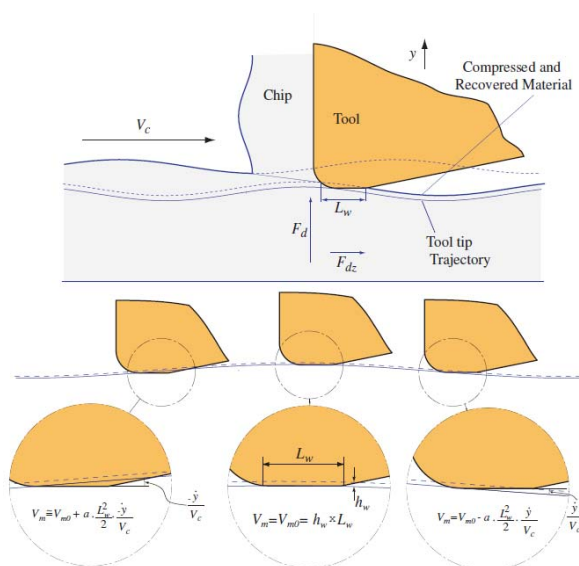
$V_{m0}$  ... konstantní složka objemu, který je během obrábění stlačen vždy,

$a$  ... šířka řezu,

$L_w$  ... délka opotřebení,

$\dot{y}$  ... rychlost vibrací ve směru normály,

$V_c$  ... řezná rychlost.



Obr. 40 Model síly procesního tlumení, zdroj [10].

Vyloučením statické složky síly z rovnic ( 61 ) a jejich přeskládáním, lze vyjádřit vztah pro součinitel procesního tlumení z naměřených hodnot ve tvaru

$$C_y = \frac{-F_{dy}}{a \cdot \left( \frac{\dot{y}}{V_c} \right)}$$

$$C_z = \frac{-F_{dz}}{a \cdot \left( \frac{\dot{y}}{V_c} \right)}$$
( 62 )

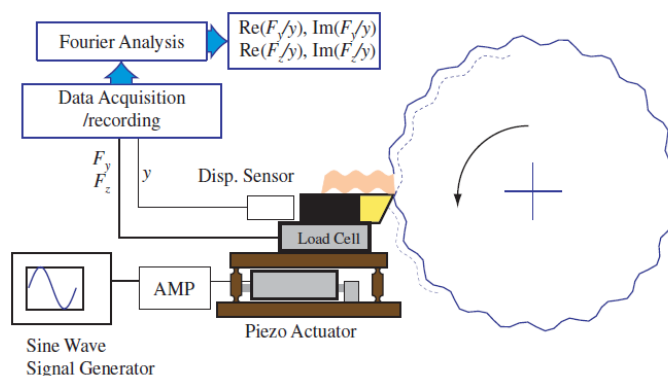
Resp. jejich zavedení do modelu celkové síly

$$F_y(t) = K_y \cdot a \cdot h_0 + a \cdot Y \cdot e^{j\omega t} \cdot \left\{ -K_y \cdot (1 - e^{-j\omega\tau}) - j \frac{C_y \cdot \omega}{V_c} \right\}$$

$$F_z(t) = K_z \cdot a \cdot h_0 + a \cdot Y \cdot e^{j\omega t} \cdot \left\{ -K_z \cdot (1 - e^{-j\omega\tau}) - j \frac{C_z \cdot \omega}{V_c} \right\}$$
( 63 )

$$\frac{\omega}{V_c} = \frac{2\pi}{\lambda}$$

Součinitel procesního tlumení identifikoval Eynian prostřednictvím testů zapichovacího soustružení experimentálním přípravkem uvedeným v [26] za předpokladu nulové regenerace. Z rovnic ( 63 ) poté vymizí regenerativní člen síly. Schéma experimentu je na následujícím obrázku.



Obr. 41 Schéma experimentu, zdroj [10].

Ani v této práci není zmíněno, jakým způsobem byla provedena synchronizace otáček s budící frekvencí. Jak bylo zmíněno již dříve, při radiálním zapichování se mění řezná rychlost, která spolu s frekvencí rozkmitávání určuje fázový posuv kmitání a vln na povrchu. Pokud má být splněn předpoklad nulové regenerace,

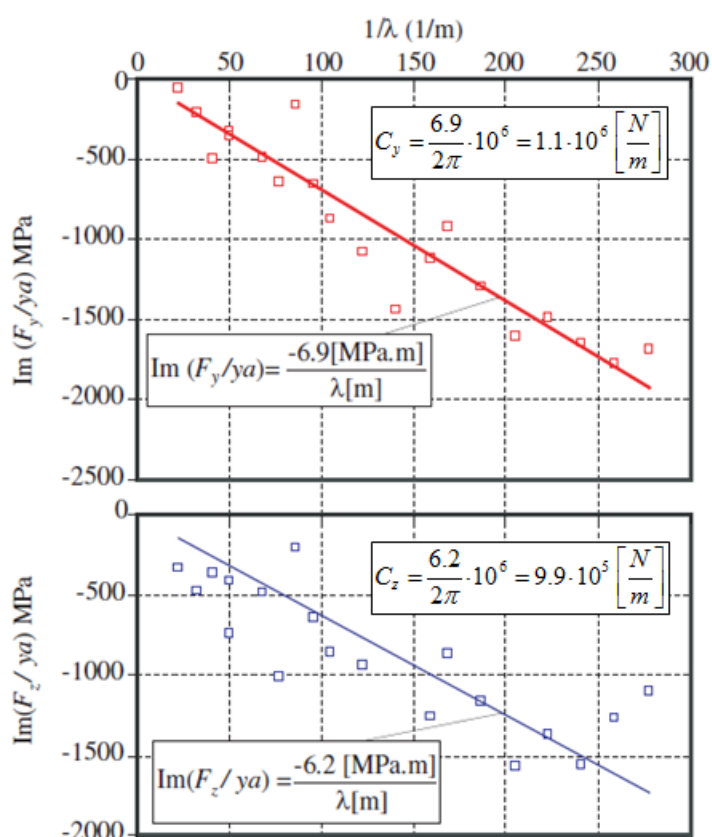
musí být frekvence rozkmitávání řízena podle řezné rychlosti. Dále také Eynian neuvádí, zdali byla provedena kompenzace setrvačné složky síly.

Identifikovaný součinitel procesního tlumení byl stanoven ze vztahů

$$\operatorname{Im}\left(\frac{F_y}{a \cdot y}\right) = -\frac{2\pi \cdot C_y}{\lambda} \quad (64)$$

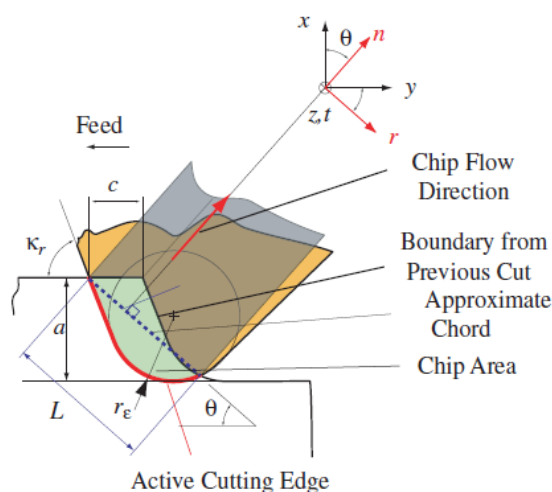
$$\operatorname{Im}\left(\frac{F_z}{a \cdot y}\right) = -\frac{2\pi \cdot C_z}{\lambda}$$

a výsledky měření ukazuje Obr. 42.



Obr. 42 Průběh součinitele procesního tlumení, zdroj [10].

Eynian dále odvodil model řezné síly na základě Colwellova teorému. Ten předpokládá, že směry jednotlivých složek řezné síly jsou určeny směrem odcházející třísky.



Obr. 43 Model sil dle Colwella principu, zdroj [10].

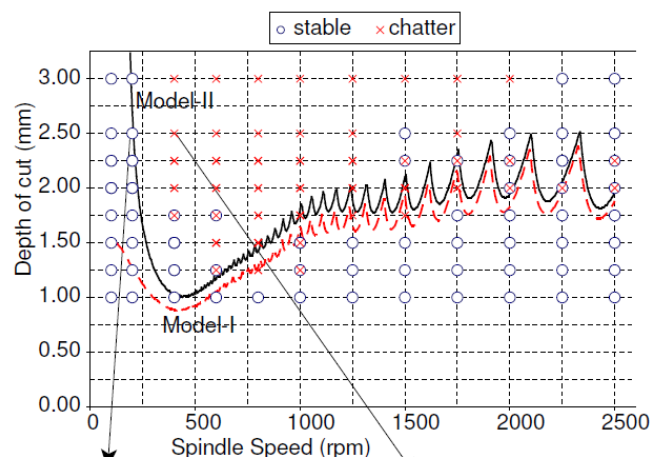
Rovnice popisující řeznou sílu dle tohoto teorému mají následující tvar,

$$\begin{aligned}
 F_n &= F_{n0} + K_{nL} \cdot L + K_{nA} \cdot A \\
 F_r &= F_{r0} + K_{rL} \cdot L + K_{rA} \cdot A \\
 F_t &= F_{t0} + K_{tL} \cdot L + K_{tA} \cdot A
 \end{aligned}
 \tag{65}$$

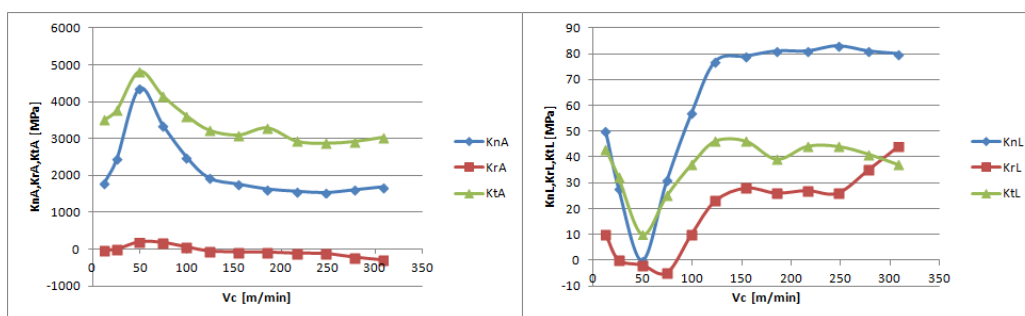
Eynian porovnal diagram stability vypočtený pro dvě modifikace odvozeného modelu dynamické řezné síly. U prvního modelu předpokládal pouze regenerativní kmitání ve směru odcházející třísky, u druhého modelu se skládala regenerativní hloubka z výchylek v radiálním a axiálním směru a navíc model obsahoval příspěvek od procesního tlumení. Oba modely zahrnovaly vliv geometrie břitu nástroje. Stabilitu řezného procesu s navrženými modely určoval s využitím Nyquistova kritéria. Získaný tvar meze stability je podobný těm, jež byly experimentálně zjištěny v minulosti mnoha autory. V průběhu vypočtené meze stability je vidět v určitém pásmu řezných rychlostí propad.

Eynian označil tento pokles jako něco neočekávaného a přisuzuje to nevhodným podmínkám pro mechaniku vzniku třísky, což indikoval na základě kvality obrobeneho povrchu během stabilního řezání v příslušném rozsahu otáček. Při porovnání vypočtených průběhů meze stability pro oba jeho modely je vidět, že zavedený součinitel procesního tlumení zásadně průběh meze stability nezmění (průběh Model I – červený vs. Model II – černý v Obr. 44) a pokles meze stability kopíruje chování Eynianem změřeného statického koeficientu. Grafické zobrazení naměřených hodnot je na Obr. 45. Průběhy naznačují, že se už i při statickém

obrábění zásadním způsobem změnila mechanika vytváření třísky, čímž došlo ke změně řezného odporu.



Obr. 44 Průběh meze stability pro dvě modifikace modelu, zdroj [10].



Obr. 45 Průběhy řezných součinitelů, zdroj [10].

[32] 2012; Budak navazuje na práce [16] a [30]. Zkoumá vliv geometrie nástroje na velikost procesního tlumení. Zaměřil se především na úhel hřbetu a rádius na špičce nože. Závěr jeho práce je, že tlumení se podstatně sníží, zvýší-li se úhel hřbetu, tj. zmenší se hodnota stlačovaného objemu. Velikost zaoblení špičky nože významně ovlivňuje odpor vlivem odcházejícího materiálu obrobku a zlepšuje vtlačování břitu do materiálu.

Oblast zájmu autora je převážně frézování. Proto je v práci porovnán i vliv dvou tvarů hřbetu frézovacích nástrojů a to lomený a zaoblený. Zaoblený hřbet vykazuje vyšší hodnotu tlumení dokonce i při vyšších rychlostech. Zaoblený hřbet nástroje je totiž schopen stlačování materiálu při vlnách s menším sklonem. Během testů byl pozorován i vliv frekvence kmitání na velikost tlumení. Při konstantní řezné rychlosti způsobí vyšší frekvence kmitání zkrácení vlny, čímž se

zvýší i její strmost. Vyšší strmost vůči úhlu hřbetu zvýší objem stlačovaného materiálu a tím i vzroste i tlumení v řezném procesu. Okrajově byl zkoumán i vliv amplitudy kmitů na stabilitu, což zahrnuje možné nelineární chování.

[15] 2014; Xiao identifikoval ve své práci přenosovou funkci dynamického řezného procesu pomocí samobuzeného kmitání při obrábění jednostranně vetknutého obrobku specifického tvaru. Dynamika obrobku vykazovala chování systému s jedním tvarem kmitu. Amplituda a frekvence kmitů byla během experimentu řízena samovolně dynamikou systému. Identifikované přenosové funkce řezného procesu jsou ve tvaru

$$\begin{aligned}\frac{F_x(\omega)}{Y(\omega)} &= b \cdot \left( k_x \cdot (\mu \cdot e^{-j\omega\tau} - 1) + j \frac{c_x \cdot \omega}{V} \right) \\ \frac{F_y(\omega)}{Y(\omega)} &= b \cdot \left( k_y \cdot (\mu \cdot e^{-j\omega\tau} - 1) + j \frac{c_y \cdot \omega}{V} \right) \\ \frac{F_z(\omega)}{Y(\omega)} &= b \cdot \left( k_z \cdot (\mu \cdot e^{-j\omega\tau} - 1) + j \frac{c_z \cdot \omega}{V} \right)\end{aligned}\quad (66)$$

Rovnice ( 66 ) představují pro každý směr kružnici ležící v komplexní rovině. Z polohy středu kružnice lze určit příslušné parametry. Frekvence kmitání je omezena na oblast kolem vlastní frekvence.

Autor se odkazuje na obecnou teorii samobuzených kmitů, avšak tato nemůže platit, protože při axiálním pohybu se podél délky tyče plynule mění frekvence kmitání a nemůže naplno nastat regenerativní princip, tj. inner a outer modulace nemají stejnou frekvenci. Navíc obrábění nebylo kvůli použité geometrii čistě ortogonální, jak autor předpokládal. Výsledky jeho práce ale potvrzují, že pro identifikaci dynamických řezných koeficientů lze alternativně použít i buzení vzniklé samovolně prostřednictvím řezného procesu. Největší nedostatky této metody však zůstanou v hledání podmínek, kdy samobuzené chvění vznikne.

Z uvedených výsledků experimentu jednoznačně vyplývá, že síly od inner a outer modulace nejsou stejné. Autor tuto skutečnost však nijak nekomentuje.

[14] 2017; Jemielniak verifikoval model dynamické síly, který obsahoval tuhost a tlumení řezného procesu v následujícím tvaru,



$$\begin{aligned} F_{rd} &= b(k_r h_d - c_r r_t') \\ F_{td} &= b(k_t h_d - c_t r_t') \end{aligned} \quad (67)$$

kde v rovnicích je

$F_{rd}, F_{td}$  ... složka dynamické síly ve směru normály (r) a řezné rychlosti (t),

$b$  ... šířka třísky,

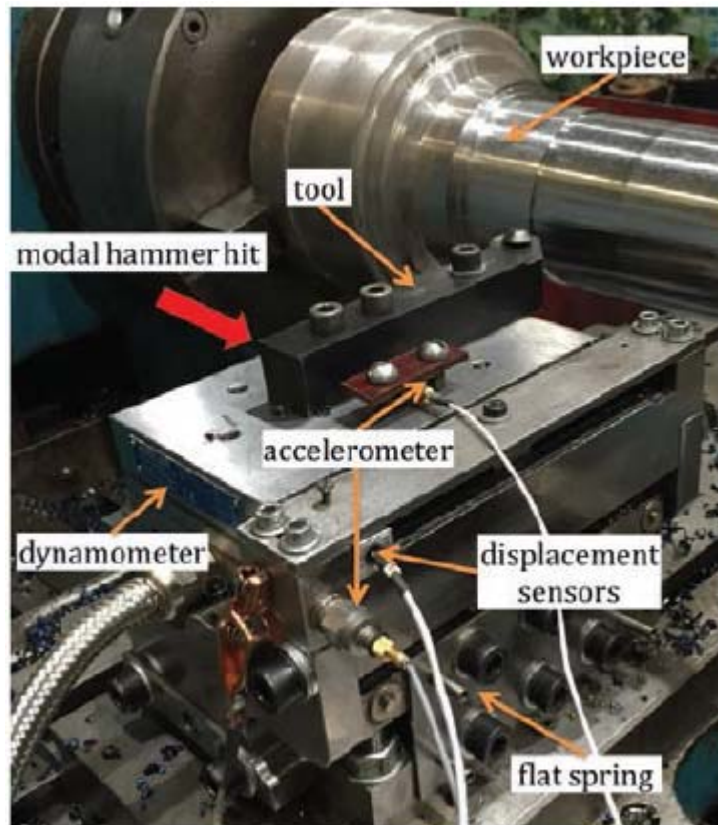
$k_r, k_t$  ... tuhost řezného procesu,

$c_r, c_t$  ... tlumicí koeficient,

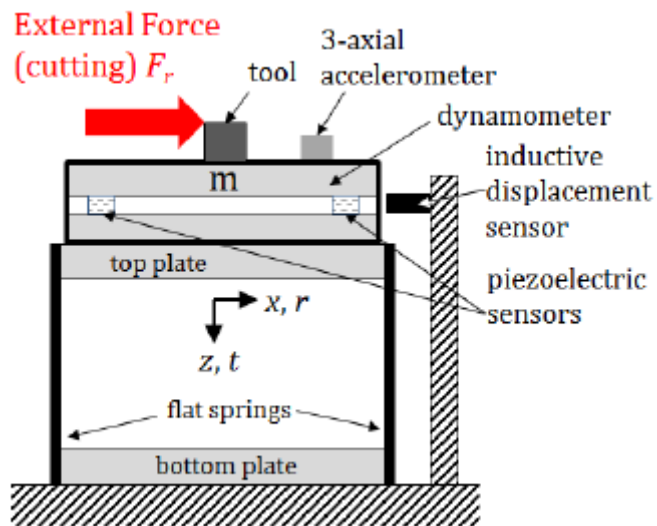
$h_d$  ... dynamická tloušťka třísky,

$r'$  ... rychlost vibrací.

Pro identifikaci parametrů modelu použil experimentální zařízení, jiné než bylo uvedeno v [20]. Jednalo se o pružnou platformu (paralelogram) na jehož pohyblivé části byl upevněn dynamometr pro měření sil. Přípravek byl osazen akcelerometrem pro měření zrychlení, určeného ke korekci setrvačné síly z měřeného signálu síly. Kmity platformy byly snímány bezkontaktním čidlem výchylky.



Obr. 46 Experimentální přípravek, zdroj [14].

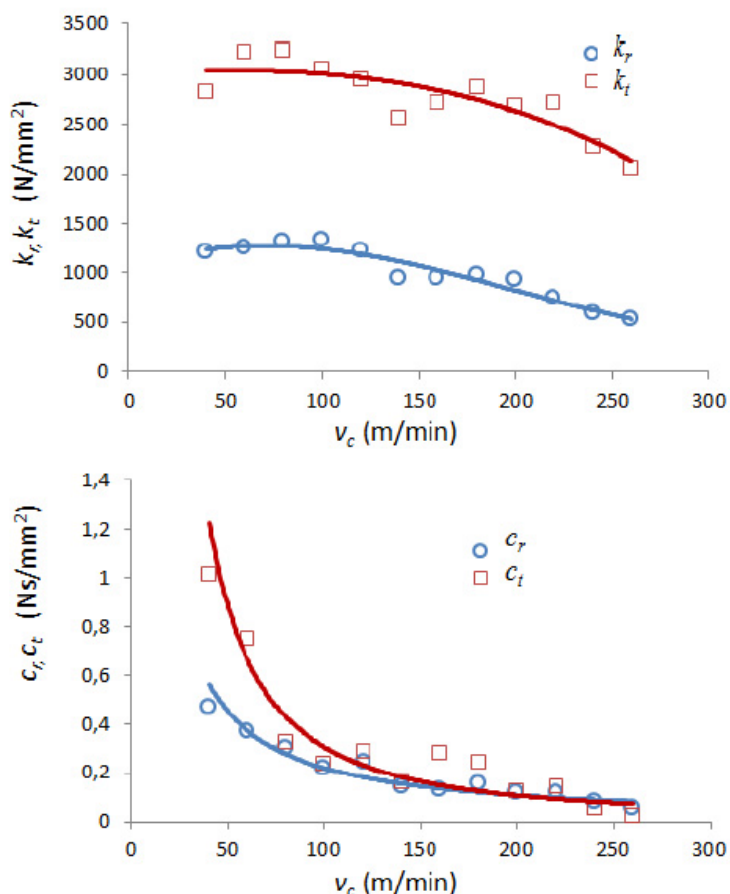


Obr. 47 Schéma funkce experimentálního přípravku, zdroj [14].

Samotné měření probíhalo za nestabilních podmínek. Jemielniak musel nejprve nalézt podmínky, kdy samovolně vznikne samobuzené chvění, které je nutné při každém měření vyvolat. Měření byla prováděna při rychlostech 40 až 240 m/min, s nástrojem s povlakovanou destičkou fy Iscar, TPGN 160304 (trojúhelníková

destička s hladkým čelem bez utvařeče) a obráběným materiálem C45 (ČSN 12050). Z naměřených průběhů pak byla pomocí interpolace vyhodnocena tuhost a tlumení řezného procesu pro navržený model. Konfigurace obrábění nebyla čistě ortogonální. Nevýhodou zvolené metody je nemožnost řídit frekvenci chvění. Frekvence se nastaví samovolně podle dynamických vlastností měřícího systému. Na prezentovaných výsledcích měření je jasně vidět, že mezi silou a kmitáním existuje fázové posunutí.

Autor v článku neuvádí počet opakování. Pokud však bylo měření opakováno několikrát, nebyl zvolen vhodný typ interpolace, protože v průběhu naměřených koeficientů  $k_t, k_r, c_t, c_r$  při rychlosti 150 m/min dochází z neznámého důvodu k viditelnému propadu tuhosti a ke zvýšení tlumení.



Obr. 48 Průběh měření a tuhosti dynamického systému, zdroj [14].

## Závěr

Nepřesnost predikce stabilních řezných podmínek pravděpodobně pochází z nedostatečného poznání dynamického řezného procesu. Z literatury se jasně ukazuje, že při zpřesňování výpočtu meze stability pro reálné případy je potřeba vyjádřit s větší přesností nejen kmitavý systém, ale i působící řezné síly. Zatímco metody pro zkoumání dynamického chování struktur strojů jsou již v dnešní době na velmi vysoké úrovni a není pochyb o jejich spolehlivosti a přesnosti při určování meze stability, u dynamické řezné síly tomu tak není. Tato skutečnost velice znesnadňuje využití výpočtu meze stability pro zvýšení produktivity autonomní výroby. Je zřejmé, že dosavadní model pro spolehlivou predikci nedostačuje a jediná možnost, jak predikci podmínek stabilního řezu zlepšit, je zpřesnění modelu dynamické řezné síly, viz například zkoumání a zavádění síly od procesního tlumení v posledních letech. Významný pokrok v této oblasti měl v 60. letech přinést výzkum dynamického řezného procesu s využitím komplexních koeficientů. Pravděpodobně kvůli technickému omezení nebo jiným blíže neurčeným okolnostem se nepodařilo tuto teorii dostatečně rozvinout a předat do praxe.

V literatuře byla popsána řada různých metod, které byly použity ke zkoumání chování dynamické řezné síly. Dosud známé metody identifikace lze rozdělit na statické a dynamické. Statické metody využívají ke zjištění parametrů dynamického řezného procesu výsledky z měření statických sil. Takto získané výsledky lze považovat jen za přibližné, protože dávají o chování řezného procesu jen nepřímou informaci. Tyto metody nejsou např. vůbec schopny validovat vznik síly v důsledku cyklického stlačování materiálu pod hřbetem nástroje.

Dynamické metody využívají při stanovení potřebných parametrů rozkmitání nástroje. Nástroj je za pomoci silového impulzu nebo periodické budící síly během řezu rozkmitán. Tato technika vyžaduje použití držáku nože se specifickými vlastnostmi. Držák by se měl svým dynamickým chováním podobat systému s jedním stupněm volnosti a konat kmitavý pohyb v předem definovaném směru. Rezonance držáku by měla být mimo rozsah testovaných frekvencí.

Rezonanci lze ovlivnit tuhostí, avšak nelze ji volit příliš vysokou, protože s tuhostí roste i požadavek na velikost budící síly.

Vybuzení pomocí silového impluzu, např. úderem kladiva má především výhody v neomezenosti směru vybuzení. Problematická je však opakovatelnost silového pulzu a vlastní dokmit systému. Tímto způsobem nelze realizovat simulaci podmínek na mezi stability, tj. ustálený stav, kdy nástroj koná periodický pohyb s ustálenou amplitudou. Tento typ buzení má význam v momentě, kdyby je potřeba znát schopnosti systému zatlumit náhlá špičková silová buzení během obrábění.

Pro periodické silové buzení řezného nástroje je možno volit elektrohydraulický budič, elektrodynamický budič nebo piezoaktuátor. Elektrohydraulický budič disponuje velkou amplitudou síly ale omezenou hodnotou maximální budící frekvence. Elektrodynamický budič je omezen silově, ale nabízí větší frekvenční rozsah. Piezoaktuátory jsou schopny dodávat vysokou hodnotu amplitudy síly, ale při velmi malých výchylkách a v omezeném frekvenčním rozsahu. U dynamických metod je nutné vyřešit kompenzaci dynamického chování samotného budiče, správné nastavení a udržení vzájemné fáze mezi vlnami a kmitáním nástroje a korigovat účinky setrvačné síly.

Použití buzení samovolným rozkmitáním samotným řezným procesem je velice problematické. Toto buzení se nedá vhodně řídit. Samotné vyvolání nemusí být opakovatelné a postačí malá změna některého z parametrů a systém se uklidní nebo naopak dojde k nárůstu amplitudy do takových hodnot, že nástroje začne vyskakovat z řezu. Na druhou stranu tento typ buzení nejvěrněji simuluje podmínky v okolí meze stability.

## 4. Cíle práce

Z přehledu dosavadního stavu problematiky se jasně ukazuje, že je současná představa o dění v dynamickém řezném procesu stále velmi omezená. Výzkum podpořený CIRPem [38] měl za cíl určit metodiku pro identifikaci dynamické řezné síly a zpřesnit do té doby používané vztahy pro určování meze stability. V této práci bude základ metodiky využit a díky současným teoretickým poznatkům a technickému vybavení ji bude možné ještě rozšířit.

Základem metodiky je řízené rozkmitávání nože. I přes technickou náročnost experimentu se jedná o nejvhodnější způsob, jak dynamický řezný proces řízeně simulovat a získat tak potřebné informace pro stanovení spolehlivých závěrů o dění v dynamickém řezném procesu.

Z názorů uvedených v literatuře lze usoudit, že teorie komplexních dynamických koeficientů nebyla původními autory dostatečně vysvětlena natolik, aby ji mohla odborná veřejnost dále rozvíjet. Výzkum komplexních dynamických koeficientů se postupně utlumil a pozornost byla zaměřena převážně na identifikaci procesního tlumení. S dalším časovým odstupem nabývá pojem komplexní řezná síla stále více na abstraktnosti. V této práci bude znovu teorie komplexních koeficientů využita pro popis chování dynamického řezného procesu.

Tato disertační práce má následující konkrétní cíle:

### **1. Rozšíření metody řízeného rozkmitávání nože pro úplnou identifikaci řezných sil v dynamickém řezném procesu.**

I přes to, že využití řízeného rozkmitávání nože pro identifikaci dynamických řezných sil, je z technického, časového a finančního hlediska velmi náročnou úlohou a má svá omezení, jedná se o nejvhodnější a nejspolehlivější způsob, jak simulovat podmínky na mezi stability. Jako základ pro vyhodnocování získaných dat bude využita metodika VÚOSO s komplexním zobrazením. Dynamický řezný proces musí být sledován

jako celek, tj. musí být sledována výsledná vzájemná interakce všech zúčastněných sil (vnější modulace, vnitřní modulace, procesní tlumení).

Navržená rozšířená metoda pomůže prokázat, že řezná síla je dynamický proces, který má vůči kmitání, kterým je generována, nejen amplitudu, ale i fázi, tj. má komplexní charakter, podobně jako komplexní přenosová funkce mechanické struktury.

## **2. Nalezení nových fenoménů v dynamickém řezném procesu pomocí rozšířené metody řízeného rozkmitávání nože.**

Rozšířená metoda bude použita ke sledování dynamického řezného procesu při nízkých řezných rychlostech. Zjištěné chování bude porovnáno s vlastnostmi modelu dynamické řezné síly, který se používá v současnosti pro určování meze stability obrábění. V případě, že se experimentem prokáží výrazné odlišnosti, bude nutné stanovit jiný vhodný vztah, který bude schopen dynamické chování řezného procesu popsat spolehlivěji. Kromě literatury [11], která byla zaměřena pouze na vnitřní modulaci, se zatím nikdo nepokusil takový vztah vyjádřit.

## **3. Zpřesnění modelu pro popis dynamické řezné síly.**

Vztah ( 8 ), který se používá dodnes, je tím nejjednodušším popisem toho, co se v dynamickém řezu skutečně děje. Historicky tento vztah pro potřeby praxe vyhovoval, protože díky němu bylo možné ukázat, jakou roli hraje při určování meze stability i kmitavý systém. Pro zpřesnění výpočtu meze stability je však nutné vyjádřit z větší přesností nejen dynamické chování mechanické struktury, ale i chování dynamické řezné síly. Cílem této práce bude provést korekci současného modelu nebo navrhnout nový vztah použitelný nejen pro popis chování dynamické řezné síly, ale i k výpočtu meze stability.

## **4. Experimentální ověření nového modelu při určování meze stability.**

Výsledkem výzkumného úkolu CIRPu byl popis dynamického řezného procesu pomocí komplexních koeficientů [38]. Komplexní koeficient

v sobě zahrnuje současně informaci o amplitudě a fázi dynamické rezné síly vůči kmitání nástroje. V článku [38] byl prezentován jen velmi zjednodušený výpočet meze stability. Kromě zmíněné publikace se nepodařilo najít jiný zdroj, kde by byl podobný výpočet také uveden. Postup výpočtu se přitom příliš neodlišuje od toho s reálným koeficientem. Cílem této práce je ověřit, že navržená rozšířená metoda řízeného rozkmitávání nože je použitelná pro úplnou identifikaci dynamické rezné síly a pomůže zpřesnit určování podmínek pro stabilní obrábění. Nový model síly bude použit pro výpočet mezní šířky  $b_{lim}$  a výsledky výpočtu budou porovnány se standardním modelem ( 8 ) a experimentálně zjištěnou mezní šířkou třísky.



## 5. Vlastní řešení

### Návrh rozšířené metody řízeného rozkmitávání nože

Ačkoliv se problematikou dynamického řezného procesu zabývalo mnoho vědeckých prací, dosavadní výsledky zatím nebyly dostatečně přeneseny a aplikovány do praxe. Možný důvod tohoto stavu se dá pouze odhadovat. Výzkum dynamických koeficientů byl v jeho počátcích omezen kvalitou měřícího vybavení dané doby. Nicméně i přesto byl výzkum schopen verifikovat odlišnosti mezi statickým a dynamickým řezným procesem. Za zásadní lze považovat fakt, že se na řezný proces dá pohlížet jako na dynamický systém, který se navenek projevuje svou tuhostí a tlumením.

Dosavadní poznatky ve výzkumu dynamické řezné síly lze shrnout následovně. V řezu působí dvě základní dynamické řezné síly. Síla od kmitání nástroje (inner modulace) a síla od seřezávání vln (outer modulace). Tyto síly jsou vůči sobě fázově posunuté poměrem frekvence kmitání a frekvence otáček nebo řezné rychlosti. Kvůli zjednodušení se velmi často tyto dvě síly vyjadřují jako jeden výraz, ale tím se však vytratí jejich původní význam.

Současná teorie uvažuje, že v řezu působí navíc i procesní tlumení, které způsobuje růst meze stability s klesající řeznou rychlostí. Pojem procesní tlumení zahrnuje tlumící sílu, kterou vytváří řezný proces a brání tak nástroji v kmitání. Fyzikální představa vzniku této síly je kontakt mezi hřbetem nástroje a zvlněným povrchem obrobku [66]. Tato teorie byla dále rozšířena [26] o sílu, která vzniká kvůli vtlačování zaoblené hrany nože do kořene vlny. Pokud je rádius na řezné hraně větší než křivost v kořenu vlny, brzdí materiál pohyb nástroje kvůli nedostatku místa a omezuje tak jeho maximální hloubku zanoření. Procesní tlumení je ovlivněno i opotřebením nástroje. S rostoucím opotřebením se zplošťuje řezná hrana, čímž se výrazně snižuje schopnost nástroje zanořování do materiálu a roste mez stability. Nejnovější výzkumy se zaměřují převážně na identifikaci sil procesního tlumení. Jak např. ukazují závěry nejnovější prací [26], [15] a [14], které určují procesní tlumení s využitím různých metod, je potřeba pro

zpřesnění výpočtu meze stability nalézt jiný model dynamické řezné síly. Zhodnocení závěrů těchto prací bylo provedeno již ve vlastní publikaci [73].

Autor článku [26] při identifikaci procesního tlumení předpokládal, že frekvence kmitání zvolená vůči otáčkám obrobku tak, aby fáze vln vůči kmitání byla rovna nule, vyloučí z měření sílu od kmitání nástroje  $F_i$  a sílu od seřezávání vln  $F_o$ . V řezu by tedy měla působit jen síla od procesního tlumení. Ve skutečnosti však přetrvává jak síla od kmitání nástroje, tak i síla od seřezávání vln. Obě síly by se měly navzájem vyrušit, protože jsou stejné a v protifázi. Není však možné s jistotou potvrdit, že tomu tak skutečně je. Pokud síly nebudou stejné, bude jejich zbytkový rozdíl ovlivňovat velikost měřeného procesního tlumení.

V článku [26] je procesní tlumení charakterizováno součinitelem procesního tlumení  $C_{pd}$ , který byl určen pro změřený rozsah vlnových délek při konstantní řezné rychlosti. Práce však neuvažuje, že by i ostatní dynamické řezné síly mohly být také závislé frekvenci kmitání. Za pomoci připraveného experimentu by šlo tento předpoklad velmi snadno ověřit. Závěry uvedené v publikaci [26] byly využity pro experimenty ve vlastní publikaci [70], která s využitím samobuzeného kmitání ověřovala závislost meze stability na řezné rychlosti. S ohledem na závěry publikace [26], musí nová rozšířená metoda řízeného rozkmitávání nože umožnit sledování řezného procesu jako celku, a to v závislosti jak na řezné rychlosti, tak na frekvenci kmitání.

Jak již bylo uvedeno dříve, v článku [15] bylo k identifikaci procesního tlumení využito samobuzeného kmitání, kde se během nestabilního řezu měřila výchylka a současně vznikající dynamická řezná síla. Pro identifikaci parametrů procesního tlumení bylo využito zobrazení naměřených dat v komplexní rovině a jejich interpolace kružnicí. Z polohy středu kružnice byl určován právě hledaný součinitel procesního tlumení. Metoda vyhodnocení se velmi podobala metodě VÚOSO [38]. Pro experimenty uvedené v [15] bylo využito předpokladu, že se frekvence samobuzeného kmitání plynule mění s rostoucí tuhostí kmitavého systému. Změna této frekvence při konstantní řezné rychlosti mění fázi mezi silou a výchylkou kmitání, která je potřebná pro vnesení dat do komplexní roviny. Je však nutné mít na paměti, že plynulou změnou frekvence se nedá docílit regenerace tak, jak je uvažována v teorii samobuzených kmitů. Je nutné také

upozornit na výsledky uvedené v této publikaci. Z prezentovaných výsledků je jasně vidět, že síla od kmitání nože a od seřezávání vln není stejná. Kdyby tomu tak bylo, prezentované změřené kružnice (a jejich interpolace) by se dotýkaly nebo ležely velmi blízko imaginární osy komplexní roviny. Z uvedených výsledků je evidentní, že síly stejné nejsou.

Jak se ukazuje, používané zobrazení v komplexní rovině bylo a je velmi jednoduchý a efektivní způsob, jak sledovat chování dynamické řezné síly. Tento způsob zpracování naměřených dat bude proto použit i u nové rozšířené metody.

Rozborem chování sil vč. jeho významu na identifikovanou polohu komplexní kružnice se zabývaly vlastní publikace [69] a [71].

Článek [14] popisuje identifikaci procesního tlumení za pomoci impulzu z modálního kladiva, podobně jako kdysi metoda [13]. Technologické podmínky obrábění byly zvoleny těsně pod mezi stability, tedy co nejbližše skutečným podmínkám samobuzeného kmitání. Budící impulz kladiva vyvolá v řezu dynamické síly spojené s kmitáním nástroje. Nevýhoda této metody je, že naměřená data lze vyhodnotit jen ve velmi krátkém časovém intervalu. Doba měření je určena dobou dokmitu. Pokud se naměřený signál síly vyhodnotí pouze v rámci jedné otáčky, změřená dynamická síla neobsahuje sílu od seřezávání vln, protože nástroj nestihl z povrchu obrobku vlny seříznout a je tak možné identifikovat přímo působící sílu procesního tlumení, tj. pouze síly vznikající pod hřbetem nástroje. Krátká doba měření a opakovatelnost budících impulzů však velmi ovlivňuje přesnost získaných výsledků.

Nová metoda tedy musí umožnit zaznamenat dostatečně dlouhý časový signál měření, aby se omezila možnost vzniku chyby kvůli nedostatečnému počtu vzorků. Pro vyloučení síly od seřezávání vln bude nutné koncipovat vlastní experiment tak, aby v následující otáčce rozkmitávaný nůž neseřezával zvlněný povrch. Tento požadavek bude vyžadovat vysokou tuhost samotného měřícího zařízení a možnost velmi přesného seřízení testovacího nástroje. Princip experimentu byl vysvětlen ve vlastní publikaci [68] a [71].

Současný výpočet stabilních řezných podmínek předpokládá, že v řezu působí pouze jedna dynamická řezná síla. S ohledem na uvedené poznatky je třeba připustit, že zpřesnění výpočtu meze stability je možné provést zavedením jedné

nebo i několika dalších sil (viz např. procesní tlumení). Je vhodné zde citovat důležitý závěr vlastní publikace [70], která porovnávala data různých autorů, že v případě, že v řezu existuje několik sil, důkazem toho bude měřitelný fázový posuv složek síly ve dvou na sebe kolmých směrech. Každý ze směrů totiž bude obsahovat průměty dílčích sil, a v případě, že tyto síly mají různý směr a jsou vůči sobě i fázově posunuté, pak i součty těchto průmětů budou vykazovat fázové posunutí. Fázová zpoždění však nelze sledovat za statických podmínek. Je nutné, aby síly byly měřeny za podmínek, kdy existují, tj. během kmitání mezi nástrojem a obrobkem. Na tuto skutečnost poukázala i vlastní publikace [71], kde bylo konstatováno, že pro výpočet meze stabilního obrábění se nedoporučuje používat statický řezný odpor. Některé dynamické vlivy se totiž během statického obrábění vůbec neprojeví. Nová metoda tedy bude vyhodnocovat záznam síly jak v tečném, tak normálním směru k obráběnému povrchu, aby bylo možné sledovat fázové změny a změny směru výslednice sil pro různé technologické podmínky.

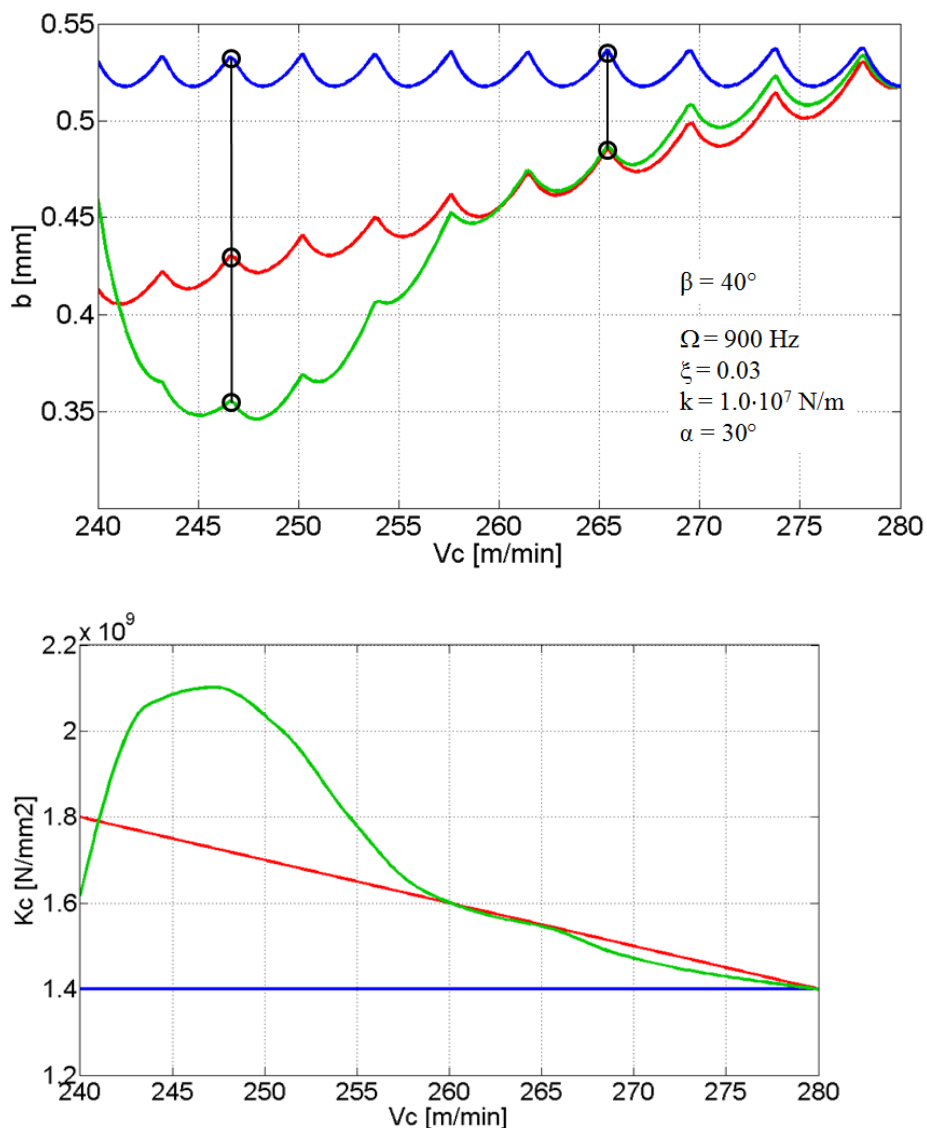
Dynamická řezná síla je určena průřezem třísky a řezným odporem. Historicky, pravděpodobně kvůli výraznému zjednodušení problematiky, se pro predikci dodnes používá hodnota statického řezného odporu  $K_c$ , která charakterizuje odpor materiálu proti obrábění. Většina prací demonstrovuje výpočet meze stability pro řezný odpor konstantní v celém průběhu řezných rychlostí. To je však zásadní chyba, viz práce [64], [10] nebo výsledky vlastní publikace [70], kde pomocí velmi jednoduchého experimentu byla dokázána evidentní závislost řezné síly na řezné rychlosti.

Zavedení závislosti řezného odporu na rychlosti nijak zásadním způsobem výpočet meze stability obrábění nezkomplikuje. Hodnota  $b_{lim}$  se stane pouze závislá na řezné rychlosti a pro konkrétní frekvenční rozsah bude otáčková rovnice platit pouze v případě celočíselných hodnot  $N$ , viz výraz ( 68 ).

$$b_{lim} = \frac{-1}{2 \cdot K_c(v_c) \cdot G(\omega)}$$

$$N = \frac{30 \cdot D \cdot \omega}{v_c} - \frac{\psi(\omega)}{2\pi} \quad (68)$$

Následující obrázek Obr. 49 uvádí příklady simulací s různým průběhem  $K_C$  v závislosti na řezné rychlosti  $v_c$  a jejich vliv na vypočtenou mez stability.

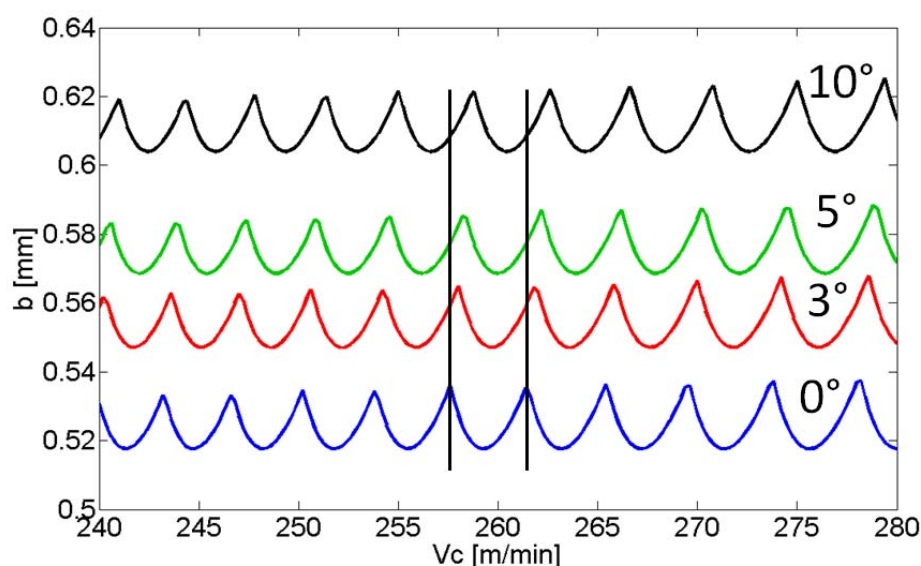


Obr. 49 Simulace vlivu hodnot  $K_C$  na diagram stability.

Samotné zahrnutí vlivu proměnného řezného odporu s rychlostí však nevysvětluje, proč se predikce s experimentem neshoduje i otáčkově. Tím je myšleno, že vypočtená mez stability bývá vůči reálné mezi posunutá i ve směru osy řezné rychlosti. Výsledky simulace na Obr. 49 ukazují, že  $K_C$  může mít sice rozdílné průběhy, ale poloha minima (či maxima) ve špičce lomu se nachází při stejné řezné rychlosti.

Otáčkový posuv meze stability může způsobit pouze jiné fázové posunutí, než které je určeno dynamickým systémem, viz otáčková rovnice ( 9 ). Zatímco součinitel řezného odporu lze získat ze statického měření řezných sil, fázové posunutí se musí měřit dynamicky. Navíc statický řezný odpor, tak jak je v praxi běžně považován lineárně závislý na velikosti plochy střížné roviny, zanedbává plastické přetváření pod břitem nože. Wu [61] poznamenal, že složka síly tvořená tímto mechanismem je přítomna při obrábění prakticky vždy. Simulace vlivu velikosti fáze řezné síly vůči kmitání na mez stability, viz Obr. 50, vykazuje nejen otáčkovou změnu, ale také změnu v hodnotách mezní šířky  $b$  .

Tato disertační práce bude prostřednictvím rozšířené metody sledovat dynamický koeficient řezné síly, jakožto parametr, který charakterizuje řeznou sílu.



Obr. 50 Vliv fázového posuvu síly na mez stability.

Z rovnice dynamické síly regenerativního kmitání ( 16 ) je možné vyjádřit řezný odpor závislý na frekvenci kmitání ve tvaru ( 69 ). Tento výraz lze označit jako nejjednodušší vztah pro dynamický koeficient řezné síly. Díky fázi  $\psi$  se již jedná o komplexní výraz a ten lze zobrazit v komplexní rovině jako kružnici, viz Obr. 51 A). Kružnice prochází počátkem komplexní roviny a její střed leží na reálné ose.

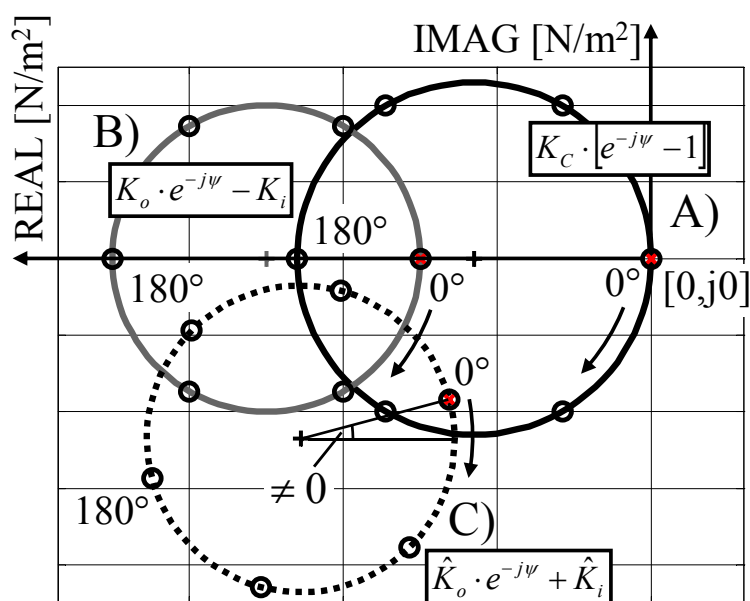
$$\frac{\hat{F}}{b \cdot \hat{Y}} = K_C \cdot (e^{-j\psi} - 1) \quad (69)$$

Při nestabilním řezu vznikají v důsledku zanořování nástroje do materiálu síly na jeho čele a hřbetu. Při odřezávání vln však vzniká síla z jiných důvodů a proto lze předpokládat, že koeficient  $K_C$  nemusí být pro inner a outer modulaci stejný. Tento předpoklad potvrzují i výsledky [15].

Pro případ síly popsané dvěma koeficienty navzájem různými, a teď pro jednoduchost předpokládejme pouze reálné koeficienty  $K_i$ ,  $K_o$  v rovnici ( 70 ), bude řezná síla v komplexní rovině vyjádřena opět kružnicí ležící středem na reálné ose, ale nebude již procházet počátkem, Obr. 51 B).

$$\frac{\hat{F}}{b \cdot \hat{Y}} = K_o \cdot e^{-j\psi} - K_i \quad (70)$$

Pokud budou nyní tyto dva koeficienty komplexní, viz koeficienty  $\hat{K}_i$ ,  $\hat{K}_o$  výzkumu CIRP [38], může kružnice ležet kdekoli v komplexní rovině a navíc bude kvůli fázi komplexního koeficientu  $\hat{K}_o$  i pootočená, Obr. 51 C).



Obr. 51 Kružnice dynamického koeficientu, zdroj [73].

Nově se dle vlastní publikace [73] uvažuje, že příslušný bod rovnice ( 69 ) pro určité  $\psi$  neleží na kružnici, ale na šroubovici, viz Obr. 53 A). Kružnice je pouze jedním z průmětů této šroubovice do příslušné roviny. Je totiž nutné uvážit tu skutečnost, že plynulou změnou frekvence kmitání se mění spojitě počet vln z

jedné hodnoty na druhou. Pro  $\psi = 0$  a  $\psi = 2\pi$  tedy platí jiný počet vln. Tato vlastnost nebyla při odvozování původní teorie [38] využívající kružnice vzata do úvahy. Zbývající průměty šroubovice tvoří průběh reálné a imaginární složky v závislosti na frekvenci kmitání. Příklad jednoho závitu šroubovice pro konkrétní počet vln v komplexní rovině je na Obr. 52 a průběh reálné a imaginární složky na Obr. 54 a Obr. 55. Pro případ reálných koeficientů leží středy kružnic, resp. střední čáry jednotlivých závitů na jedné přímce, která prochází souřadnicí  $[-K_c, j 0]$ , tedy zápornou reálnou osou. Počáteční a koncový bod závitu (původně bod kružnice) pro  $\psi = 0$  a  $\psi = 2\pi$  leží také na společné přímce. Průmět této přímky tvoří bod v počátku komplexní roviny. Vztah ( 69 ) by měl být platný při vysokých rezných rychlostech, kde je zanedbatelný vliv procesního tlumení. S poklesem rezné rychlosti se účinek procesního tlumení zesiluje. Bylo potvrzeno [66], že procesní tlumení závisí na vlnové délce, tj. tedy i na poměru frekvence kmitání a rezné rychlosti, popř. frekvence otáček. Toto je potřeba vzít v úvahu a vztah pro dynamický rezný odpor rozšířit o příspěvek procesního tlumení např. ve tvaru [26]

$$\frac{\hat{F}}{b \cdot \hat{Y}} = K_c \cdot (e^{-j\psi} - 1) - j \frac{C_{pd} \cdot \omega}{v_c} \quad (71)$$

kde je

$C_{pd}$  ...součinitel procesního tlumení [N/m],

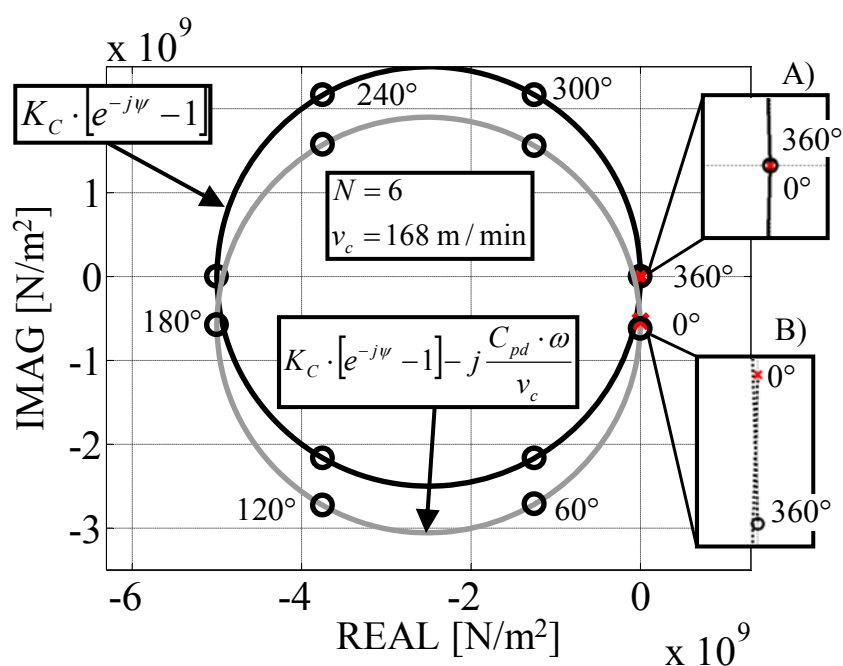
$v_c$  ...rezná rychlost [m/s].

Existuje představa, že síla procesního tlumení vzniká kvůli kontaktu hřbetu nástroje a zvlněného povrchu. Aby mohl tento kontakt nastat, musí být sklon vlny větší než úhel hřbetu. Sklon vlny se řídí rychlostí kmitání. V případě, že se výchylka kmitání periodicky mění, je rychlost kmitání díky derivaci fázově posunutá o  $90^\circ$ . Proto je příspěvek procesního tlumení v rovnici ( 71 ) zaveden jako imaginární. Ze vztahu ( 71 ) je vidět, že příspěvek procesního tlumení ovlivní pouze imaginární složku rezného odporu. Šroubovice tedy bude klesat nebo stoupat ve směru imaginární osy právě podle hodnoty součinitele procesního tlumení, Obr. 53 B). Příslušný průmět šroubovice v tomto případě již netvoří

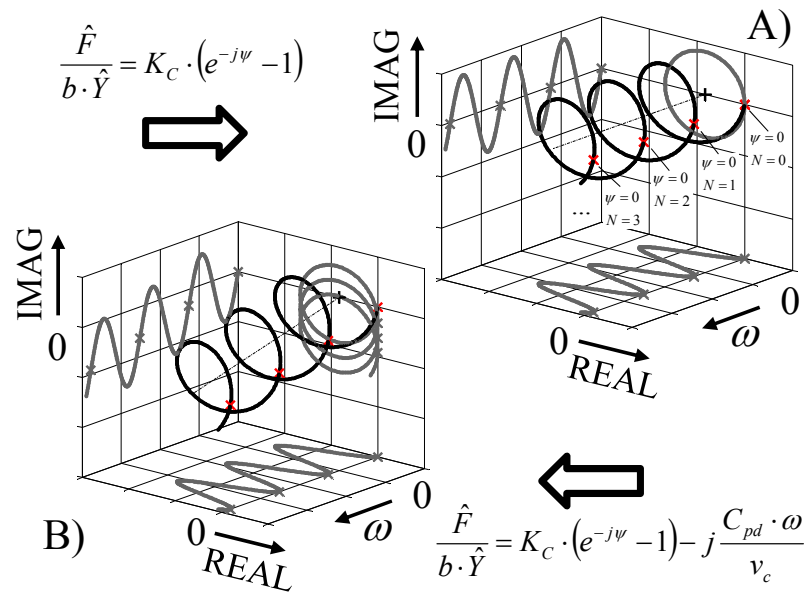


kružnici, protože počáteční a koncový bod šroubovice pro  $\psi = 0$  a  $\psi = 2\pi$  nemají stejnou polohou, viz Obr. 52, Obr. 54 a Obr. 55. Pro doplnění je vhodné uvést, že průběh reálné složky se shoduje s průběhem reálné složky ( 69 ) a průběh imaginární složky se mění podle hodnoty poměru  $C_{pd}/v_c$ . Střední čára šroubovice vyjadřuje přímo závislost procesního tlumení na frekvenci kmitání pro konkrétní řeznou rychlost.

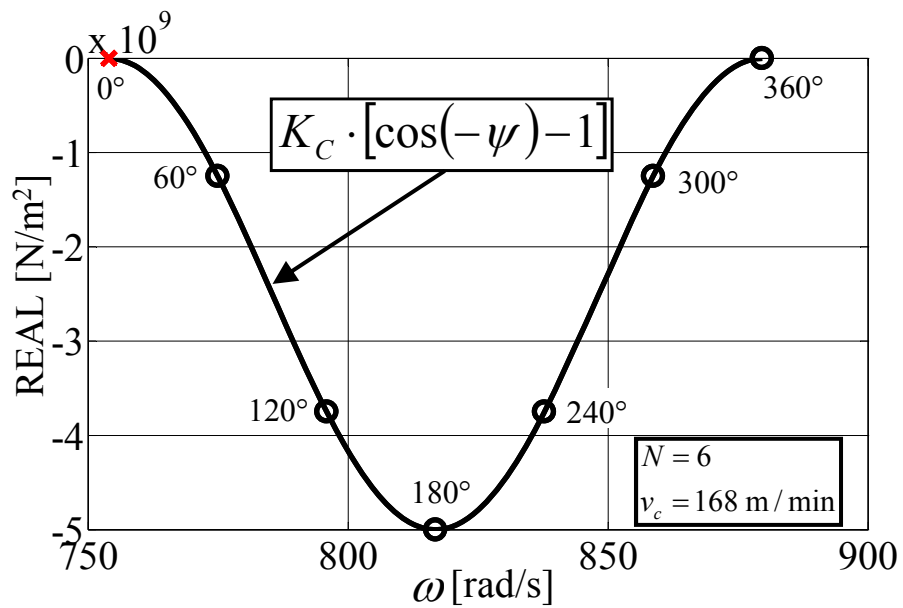
V obecném případě, kdy koeficienty budou komplexní a navíc i závislé na frekvenci kmitání, může mít šroubovice jakýkoliv tvar, viz Obr. 56.



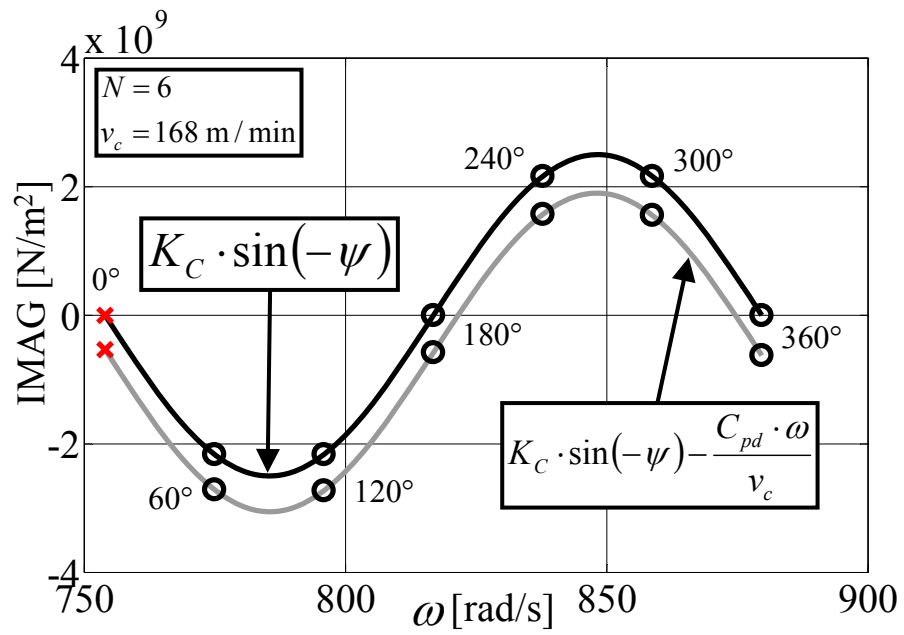
Obr. 52 Vliv procesního tlumení na standardní model, zdroj [73].



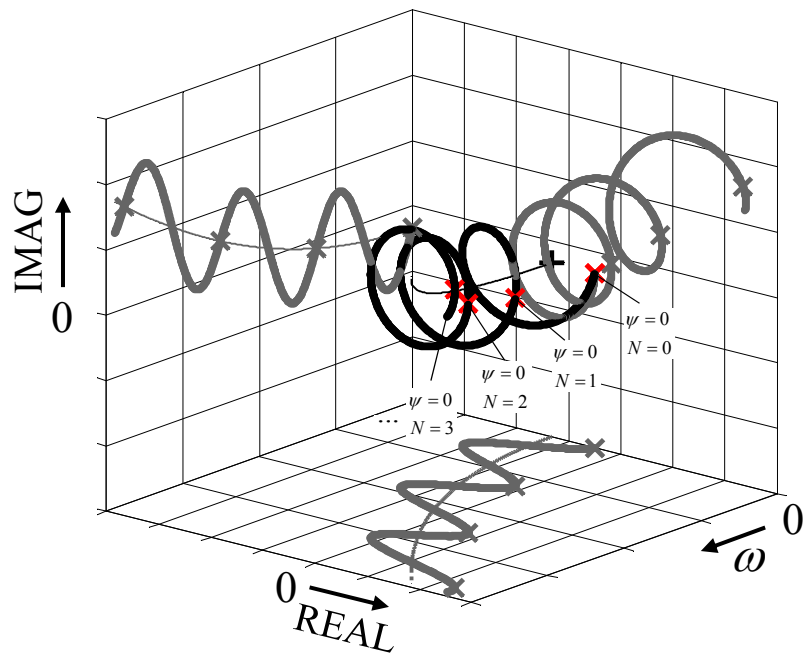
Obr. 53 Šroubovice dynamického řezného koeficientu, zdroj [73].



Obr. 54 Reálná složka modelu dyn. řezné síly, zdroj [73].



Obr. 55 Imaginární složka modelu dyn. řezné síly, zdroj [73].



Obr. 56 Šroubovice s komplexním koeficientem, zdroj [73].

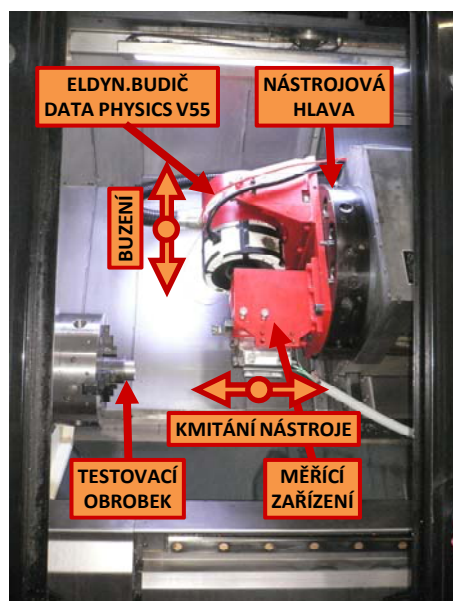
## Experiment

Pro sledování sil vznikajících v dynamickém řezném procesu bylo navrženo experimentální zařízení, které simuluje podmínky nestabilního řezu na mezi stability pro čistě ortogonální obrábění. Princip měření byl uveřejněn ve vlastní publikaci [68] a [71]. Jeho základem je bezvůlová pružná platforma (paralelogram), kde pružné členy tvoří tenké planžety. Buzení je zajištěno elektrodynamickým budičem Data Physics V55 [75] o maximální budící síle 500 N. Na pohyblivou část platformy je upevněn přes 3 3-osé siloměry Kistler, typ 9027C [76], držák testovacího nástroje. Jako testovací nástroj byl zvolen soustružnický nůž s vyměnitelnou břitovou destičkou.

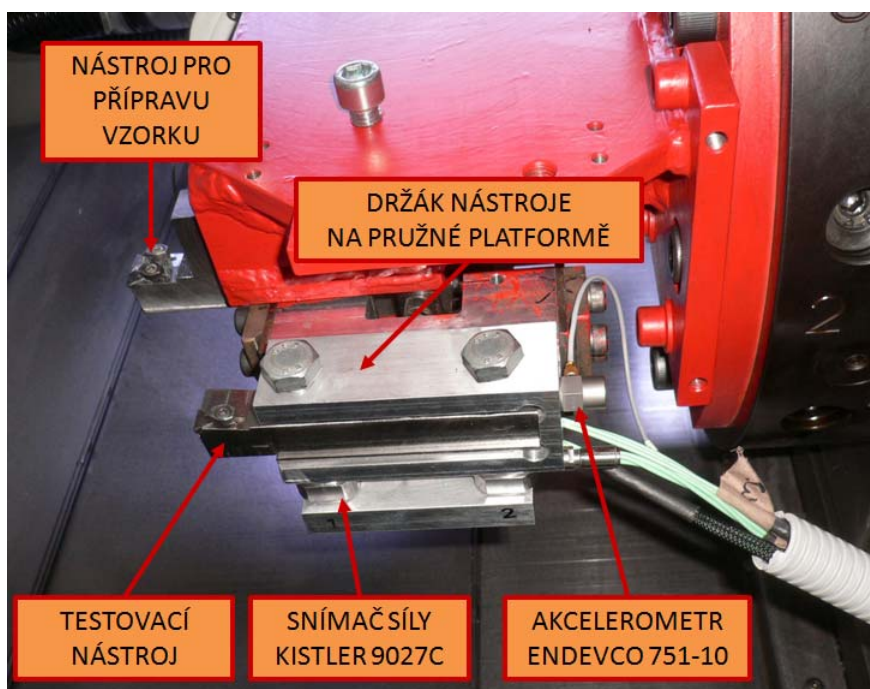
Tento typ nástroje byl vybrán s ohledem na jeho nejrozšířenější použití v technologiích třískového obrábění jak v kusové, tak velkosériové výrobě. V současnosti většina používaných břitových destiček má ve většině případů upravenou geometrii čela z důvodů lepšího utváření třísky. Jako testovací destička byla vybrána destička trojúhelníkového tvaru s jednoduchým utvařečem. Trojúhelníkový tvar byl zvolen s ohledem na zachování co největší shody podmínek ortogonálního obrábění při zvoleném typu obrobku.

Pro testy byla používána destička s povrchovou úpravou výrobce PRAMET, typ TPMR 110304E-46, T9325. Destička byla upnuta v nestandardním zesíleném držáku, který obsahoval stejné upínací plochy jako výrobcem doporučený typ držáku pro zvolený typ destičky.

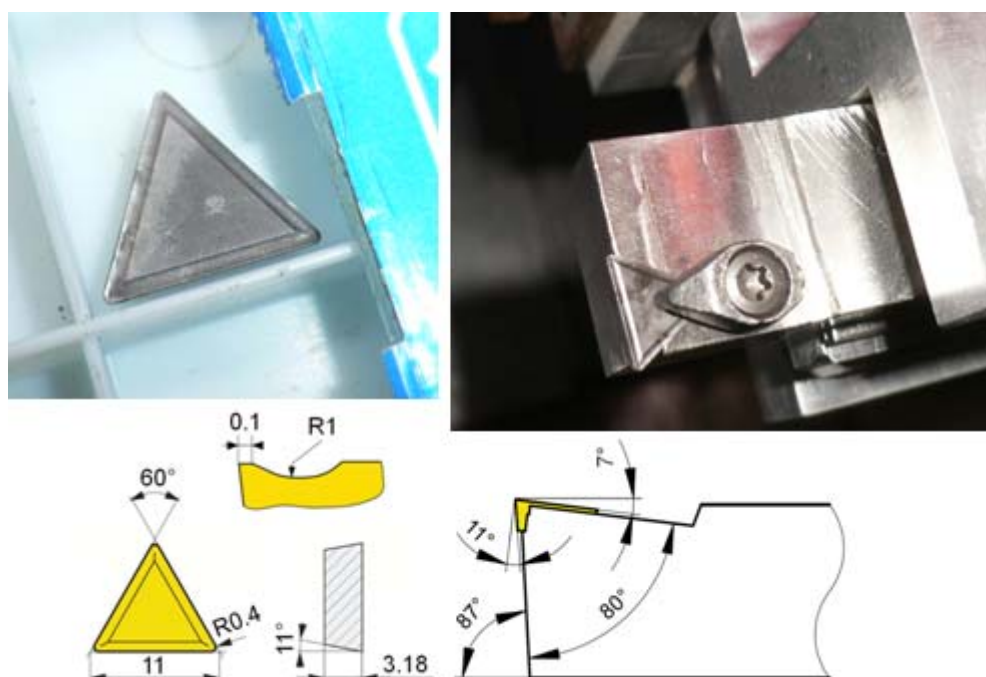
Materiál testovacího obrobku byla ocel ČSN 41 2050 (ekv. ČSN EN C45.0) dodaná v tyčovém polotovaru o průměru 60 mm, tažená za tepla. Testovací obrobky měly tvar tenkostěnné trubky s vnějším průměrem trubky 45,5 mm, tloušťkou stěny 1 mm a délkou 25 mm. Konce polotovarů byly předobrobny do tvaru trubky s přídalkem a finální tvar testovacích vzorku byl dokončen až na testovacím stroji, aby byl vyloučen vliv házení obrobku. Testy byly prováděny na CNC soustruhu DMG MORI, typ NEF 600 [79].



Obr. 57 Měřicí zařízení v pracovním prostoru stroje DMG.



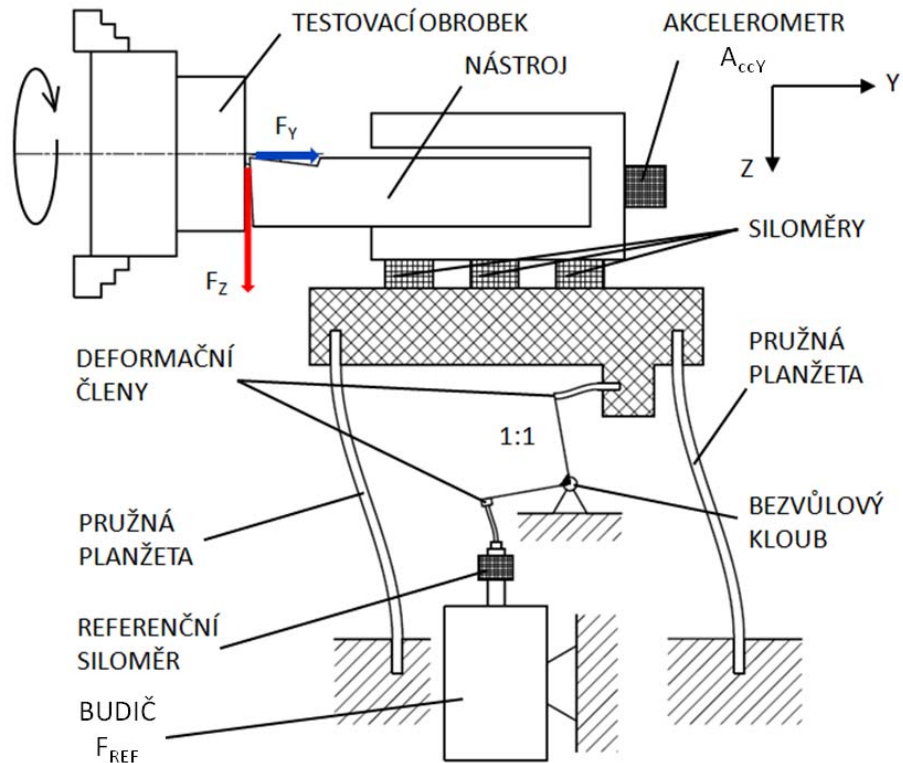
Obr. 58 Držák testovacího nože se senzorikou.



*Obr. 59 Testovací břitová destička PRAMET a její uložení v držáku.*

Během měření bylo zaznamenáváno celkem 11 měřících kanálů. Každý ze siloměrů měřil 3 složky sil [N] ( $F_{X1}$ ,  $F_{Y1}$ ,  $F_{Z1}$ ,  $F_{X2}$ ,  $F_{Y2}$ ,  $F_{Z2}$ ,  $F_{X3}$ ,  $F_{Y3}$ ,  $F_{Z3}$ ), jednoosý akcelerometr zaznamenával zrychlení držáku nože [ $m/s^2$ ] ( $A_{ccY}$ ) a mezi elektrodynamický budič a přípravek byl vložen jednoosý siloměr pro kontrolní měření referenční síly [N] ( $F_{REF}$ ), kterou budič působil na měřící zařízení.

Pro záznam dat byla použita měřící aparatura složená ze dvou analyzátorů fy Brüel & Kjaer, typ Pulse 3560C a přenosný počítač. Schéma funkce měřícího zařízení, vč. zaznamenávaných signálů znázorňuje následující obrázek Obr. 60.



Obr. 60 Schéma pružného mechanismu.

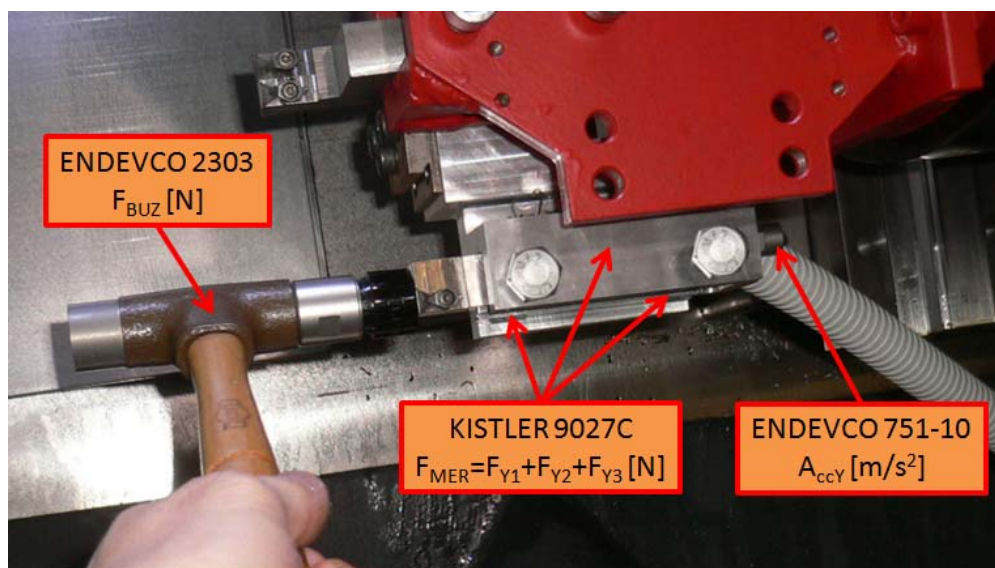
Pro potřeby měření ve vhodném frekvenčním rozsahu bylo nutné optimalizovat dynamické vlastnosti pružné platformy. Optimalizace se prováděla různou skladbou planžet vč. využití tlumících mezivrstev. O procesu ladění referují vlastní publikace [72] a [74]. Jako optimální varianta byly zvoleny pružné ocelové planžety tloušťky 4 mm, bez tlumících vrstev. Držák testovacího nástroje a horní pohyblivá část pružné platformy byly vyrobeny ze slitiny hliníku kvůli snížení vlivu setrvačné hmoty. První vlastní frekvence měřícího přípravku byla cca 200 Hz, druhá vlastní frekvence cca 790 Hz.

Samotné měření poté probíhalo za konstantní řezné rychlosti. Otáčky vřetena nebyly měřeny. Předpokládalo se, že vlastní frekvence torzních kmitů pohonu a vlastní frekvence ohybových kmitů vřetena jsou vyšší než první rezonance přípravku a během měření tedy nedochází k variaci řezné rychlosti. Rozsah testovaných vlnových délek na povrchu obrobku byl zvolen pod první rezonanční frekvencí testovacího zařízení. Během měření se postupně měnila frekvence rozkmitávání nože tak, aby fázový posuv  $\psi$  mezi kmitáním nástroje a vlnami na čele trubky byl v rozsahu  $0^\circ$  až  $360^\circ$ . V průběhu testů byl průběžně posuzován

stav opotřebení řezné hrany a v případě, že řezná hrana vykazovala náznaky opotřebení, byla nastavena nová řezná hrana. Následující tabulka uvádí přehled technologických parametrů experimentu.

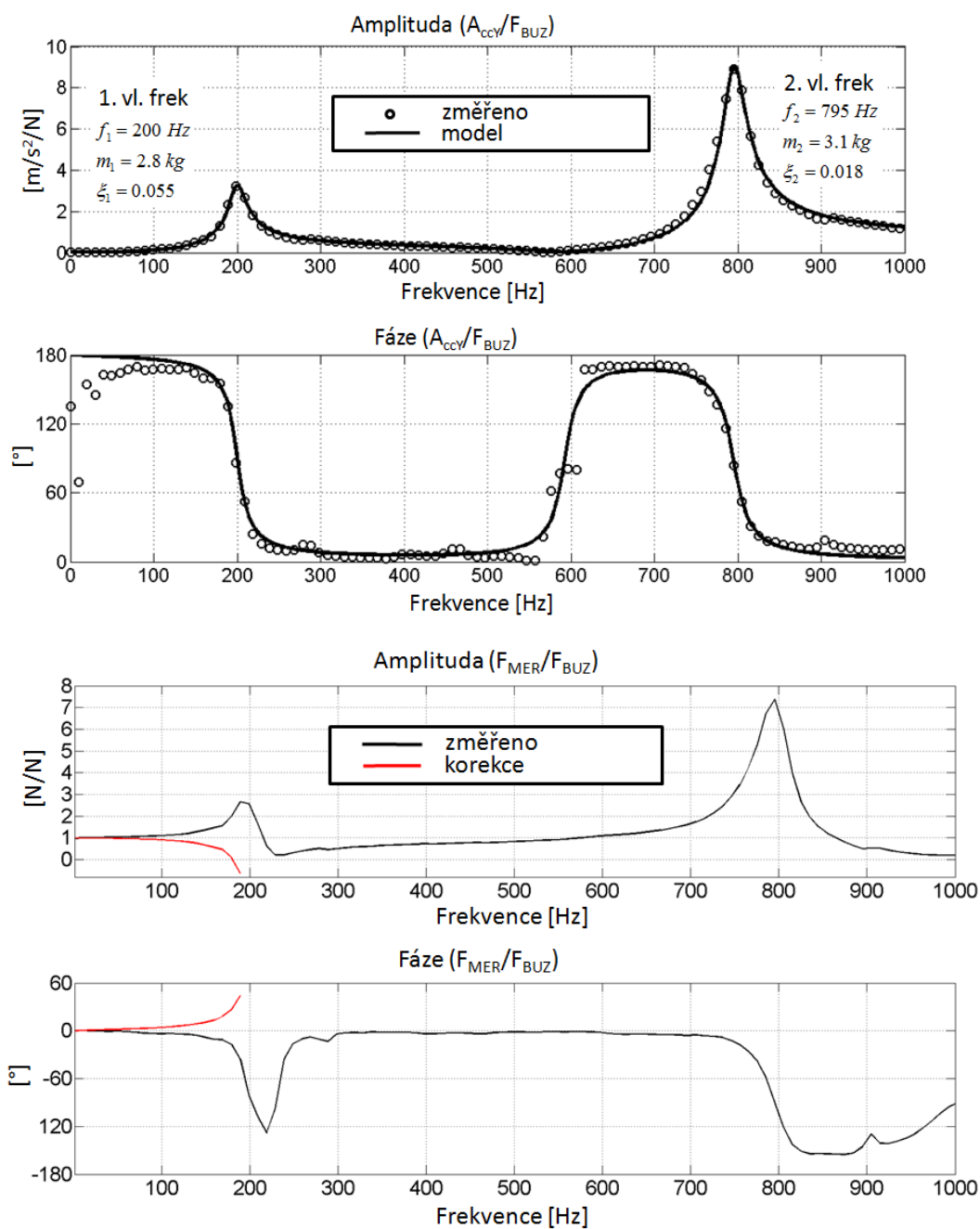
technologie	ortogonální soustružení
materiál	ocel ČSN 41 2050
nástroj	destička Pramet TPMPR 110304E-46, T9325, úhel čela $\gamma = 7^\circ$ úhel hřbetu $\alpha = 4^\circ$
řezná rychlost $v_c$ [m/min]	20,30,40
posuv na otáčku $f_{ot}$ [mm/ot]	0,1
šířka řezu $w$ [mm]	1

Kalibrace vlastností měřícího zařízení byla provedena dynamicky zkouškou poklepem. Pomocí modálního kladiva byla vybuzena a změřena odezva na měřících siloměrech a akcelerometru. Získaná odezva byla použita ke korekci parazitního vlivu složky setrvačné síly v naměřeném signálu síly. Hodnota korekce byla stanovena jako součin setrvačné hmoty prvního tvaru kmitu a aktuální hodnoty zrychlení při stanovených parametrech měření.



Obr. 61 Zkouška dynamických vlastností poklepem.

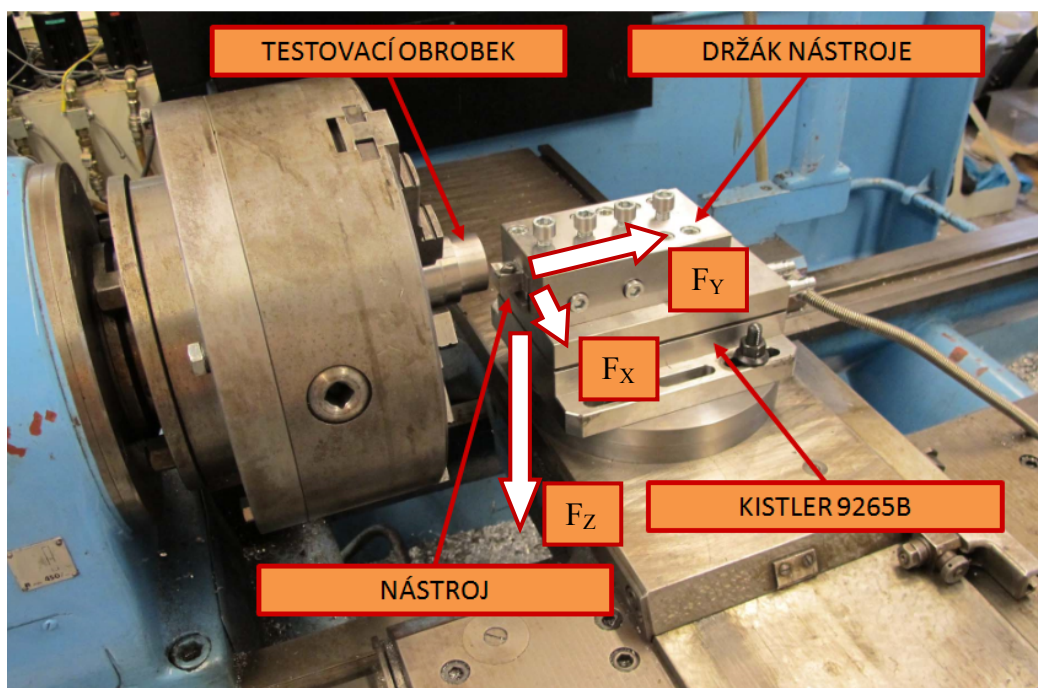




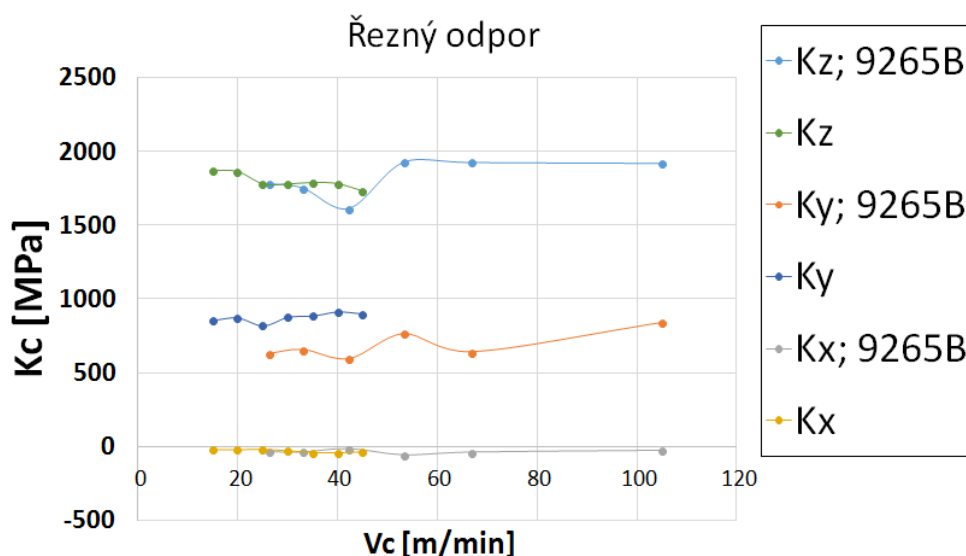
Obr. 62 Naměřené odezvy měřicího zařízení.

Správnost údajů získaných měřicím zařízením byly ověřeny také za pomoci měření statického řezného odporu. Pro porovnání byly změřeny statické síly pro stejnou kombinaci materiálu, tvaru testovacího vzorku, nástroje a technologických podmínek jako při dynamických testech, ale na jiném stroji a jinou měřicí aparaturou. Výsledky porovnávacího měření ukazuje Obr. 63. Alternativní měření probíhalo na konvenčním ručně řízeném soustruh TOS SU50, se stupňovitým

řazením otáček převodovou skříní. Síly byly měřeny pomocí deskového dynamometru Kistler, typ 9265B [77]. Porovnání výsledků měření ukazuje shodu řezných sil v tečném (Z) a radiálním směru (X). V axiálním směru (Y) mají průběhy změřených sil stejný průběh, ale vykazují hladinový offset. Jednou z příčin tohoto offsetu mohla být velikost předepnutí siloměrů na dynamickém přípravku. Ze získaných dat je možné určit směr řezné síly. Výsledná řezná síla je pro indikovaný offset odkloněna od směru řezné rychlosti (Z) v průměru o 26°, pro data bez offsetu v rozsahu rychlostí 25 až 40 m/min je odkloněna v průměru o 20°.



Obr. 63 Měření sil na stroji TOS SU50.



Obr. 64 Porovnání výsledků měření statického řezného odporu.

### Nové fenomény v dynamickém řezném procesu

Současná teorie uvažuje, že v řezu působí síly od kmitání nástroje, od seřezávání vln a síla procesního tlumení ( 62 ). Měřený signál síly však obsahuje navíc i složku setrvačné síly, kterou je nutné korigovat. S využitím rozšířené metody řízeného rozkmitávání nože bylo cílem zjistit, jaká je závislost vznikajících řezných sil na frekvenci kmitání  $\omega$ , prokázat fázové jevy mezi silami v dynamickém řezném procesu a v neposlední řadě zjistit i vliv řezné rychlosti  $v_c$ . Dynamické chování měřicího zařízení způsobí, že vynucená výchylka nástroje  $Y$  je fázově posunutá vůči budící síle elektrodynamického budiče  $F_{ref}$ . Během řezu se však měří pomocí siloměrů síly, které vznikají mezi nástrojem a obrobkem a jsou generovány právě tímto vynuceným kmitáním  $Y$ . Síly řezného procesu budou také vykazovat vůči vynucené výchylce  $Y$  fázové posunutí, ale toto posunutí je způsobeno samotným řezným procesem, nikoliv fázovým posuvem mezi silou budiče  $F_{ref}$  a výchylkou  $Y$ . Siloměry však zachytí všechny síly pouze jako výslednici a to jak ve směru  $Y$ , tak ve směru  $Z$ , viz Obr. 65.

Naměřená data v celém rozsahu testovacích podmínek vykazovala stejné chování. Střední čára identifikované šroubovice netvořila přímku a vykazovala nelineární závislost na frekvenci kmitání, což je v rozporu s chováním současných modelů. Počáteční a koncový bod jednotlivých závitů šroubovice pro  $\psi = 0$  a  $\psi = 2\pi$

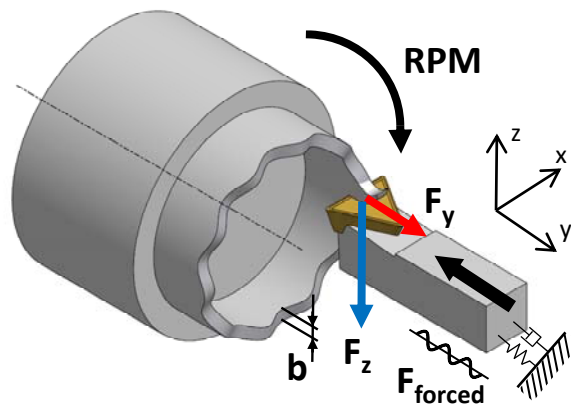
měly různou polohu a to jak ve směru reálné, tak i imaginární osy. Ukázka naměřených dat je na Obr. 66 a Obr. 67 a průběh frekvenční závislosti na Obr. 70 až Obr. 75. Z naměřených průběhů ve směru normály k obráběnému povrchu (směr Y) je evidentní, že reálná složka dynamické řezné síly neobsahuje pouze periodickou složku a její imaginární část není lineárně závislá na frekvenci, jak popisuje vztah ( 71 ).

Pro názornost je v obrázcích Obr. 66 a Obr. 67 zobrazena interpolace jednoho závitu šroubovice kružnicí s využitím metody nejmenších čtverců. Tato interpolace není zcela přesná, neboť naměřený průmět závitu vykazuje vůči této interpolaci i pootočení.

Ze změřených frekvenčních závislostí v normálním směru lze usoudit, že v řezu existují fenomény, které pro nás byly do této chvíle neznámé. Naproti tomu složky sil v tečném směru jsou změnou frekvence ovlivněny jen velmi málo.

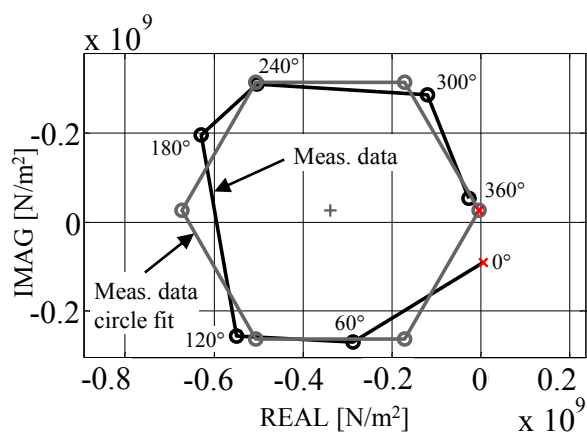
Soudě podle nově objeveného poklesu amplitudy periodického průběhu ve směru Y je možné toto chování přisuzovat účinku síly, která vzniká při odřezávání vln, má směr normály k obráběnému povrchu a působí proti síle  $\hat{F}_o$ . Vzhledem k tomu, jak se tato síla projevuje, může její vznik záviset na sklonu odřezávané vlny. To by znamenalo, že seřezávané vlny na povrchu obrobku nejsou kopií kmitavého pohybu, ale mají jiný tvar.

Jak již bylo uvedeno ve vlastní publikaci [73], ze signálu není možné tuto sílu nebo popř. i síly, určit přímo. Aby bylo možné tyto síly určit, musí se provádět měření při určitých technologických podmínkách, které budou účinek příslušné síly ovlivňovat. Např. účinek síly procesního tlumení lze ovlivnit změnou úhlu hřbetu nebo sklonem vlny, účinek sil vzniklých v důsledku opotřebení nástroje zesílit nebo vyloučit použitím nástroje s definovaným opotřebením, apod. Nově objevenou sílu by bylo možné ovlivnit vlnitostí na povrchu obrobku. K tomuto účelu měla posloužit varianta experimentu se seřezáváním vln z povrchu. Provedené zkušební testy však ukázaly, že navržená konstrukce měřícího zařízení nedovolí dostatečně přesně seřadit dva nástroje tak, aby bylo možné vlny z čela zkušební vzorku spolehlivě průběžně odstraňovat.

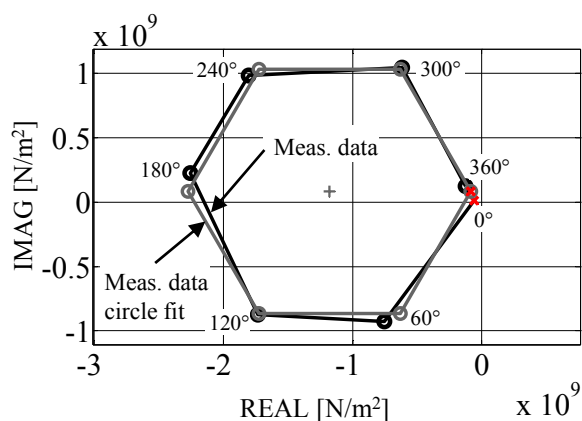


Obr. 65 Princip měření výsledných sil, zdroj [73].

Z každého měření byly analyzovány signály sil ve směru Y a Z a signál zrychlení ve směru Y. Velikost složky síly ve směru X byla vůči ostatním složkám zanedbatelná. Časové průběhy signálu byly korigovány kvůli parazitnímu vlivu setrvačné síly a pomocí FFT analýzy bylo určeno spektrum signálu. Vzorkovací frekvence signálu byla 4096 Hz a pro všechna měření byla tato hodnota zachována. Nejkratší doba ze všech měření byla cca 5s. Z frekvenčního spektra byly vybrány spektrální čáry příslušné frekvenci rozkmitávání. Byla vyhodnocena vzájemná fáze mezi silami ve směru Y a Z a výchylkou ve směru Y (dvojitou integrací signálu zrychlení z akcelerometru). Pro určení dynamického koeficientu byly síly normovány hodnotou  $Y \cdot b$ . Pro frekvenční rozsah odpovídající fázovému posuvu  $\psi$   $0^\circ$  až  $360^\circ$  tvoří fázory dynamického řezného odporu jeden závit šroubovice, průmět viz. Obr. 66 a Obr. 67.

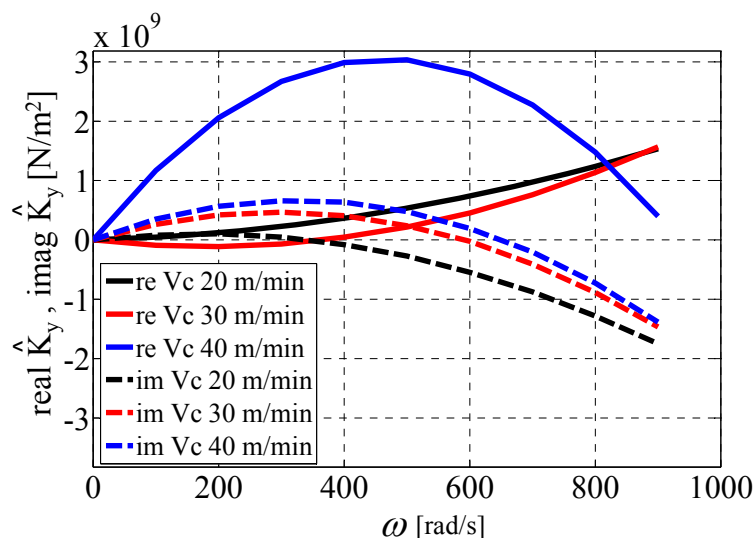


Obr. 66 Změřený dynamický řezný odpor  $K_{cY}$  v komplexní rovině,  
 $V_c=30\text{m/min}$ ,  $N=5$ , zdroj [73].

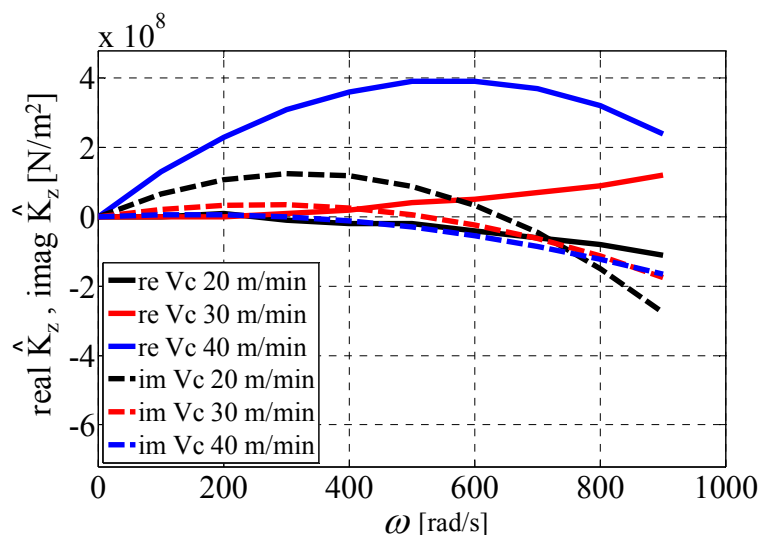


Obr. 67 Dynamický řezný odpor  $K_{cZ}$  v komplexní rovině,  
 $V_c=30\text{m/min}$ ,  $N=5$ , zdroj [73].

Jak bylo již uvedeno, nová metodika zpracování umožňuje identifikovat ze střední čáry šroubovice i velikost a směr procesního tlumení. Následující Obr. 68 a Obr. 69 ukazují průběhy reálné a imaginární složky identifikovaného procesního tlumení ve směru Y a Z. Naměřené průběhy potvrzují očekávané chování této síly. Síla za konstantní řezné rychlosti však roste s frekvencí, avšak ne lineárně, a je v protifázi vůči kmitání. Při rychlosti 40 m/min však reálná složka síly ve směru Y změnila neočekávaně výrazně svoje chování. Jak bylo uvedeno v závěru publikace [73], jsou příčiny v tuto chvíli neznámé a jejich objasnění je jedním z cílů dalšího výzkumu.



Obr. 68 Reálná a imaginární složka ve směru Y, zdroj [73].



Obr. 69 Reálná a imaginární složka ve směru Z, zdroj [73].

### Nový model dynamické řezné síly

Změřené frekvenční závislosti jasně dokazují, že realita je velmi složitá a ani v současnosti ji nedokážeme přesně popsat. Snažíme se o to ale pokud možno co nejlépe. Jsme nuceni reálný řezný proces zidealizovat, abychom s ním mohli dále pracovat. Jak velkou idealizaci připustíme, takové chyby se dopustíme.

Naměřená data lze pro účely výpočtu aproximovat vhodným empirickým modelem. Tento model byl prezentován ve vlastní publikaci [73]. Vizualně lze

v naměřených průmětech identifikovat dvě funkce. Funkci periodickou a funkci, která má rostoucí a klesající trend. Při určování meze stability je potřeba nahradit lokální změřené body spojitým průběhem. Je potřeba nalézt výraz, který změřené chování dostatečně přesně popíše. Z několika pokusů se ukázalo, že navržený empirický vztah ( 72 ) a ( 73 ) nejlépe vyhovuje. Jednak velmi přesně postihuje měření v závislosti na frekvenci a navíc je z něho vidět, že v řezu existuje i další síla, která má určitý směr a chování, viz Obr. 70 až Obr. 72. Toto lze považovat za jeden z velmi důležitých přínosů nové rozšířené metody do teorie samobuzených kmitů. Zavedení aproximace naměřených dat šroubovicí je dalším výrazným zpřesněním současné teorie.

Základem nového modelu dynamické řezné síly je vztah ( 71 ) upravený tak, aby respektoval útlum amplitudy periodického chování a její nelineární růst nebo pokles. Pro popis střední čáry šroubovice byla zvolena aproximace druhého řádu. K popisu fázových posuvů sil proti kmitání je využito komplexních koeficientů, stejně jako kdysi v [38]. Pro popis reálné části složek dynamických sil platí vztah ( 72 ), pro imaginární ( 73 ). Ukázky průběhů frekvenční závislosti pro rozsah testovaných technologických podmínek je uveden na Obr. 70 až Obr. 75. Z průběhů je viditelná zmíněná silná závislost dynamického součinitele na frekvenci kmitání ve směru Y, zatímco ve směru Z se součinitel s frekvencí prakticky nemění.

$$re(\hat{K}_{Y,Z}) = D_0 + \left[ D_1 - \frac{60}{2\pi \cdot v_C} \cdot D_2 \cdot \omega \right] \cdot [\cos(-\psi) - 1] \dots \quad (72)$$

$$\dots + \frac{60}{2\pi \cdot v_C} \cdot D_3 \cdot \omega + \left( \frac{60}{2\pi \cdot v_C} \right)^2 \cdot D_4 \cdot \omega^2$$

$$im(\hat{K}_{Y,Z}) = D_5 + \left[ D_6 - \frac{60}{2\pi \cdot v_C} \cdot D_7 \cdot \omega \right] \cdot \sin(-\psi) \dots \quad (73)$$

$$\dots + \frac{60}{2\pi \cdot v_C} \cdot D_8 \cdot \omega + \left( \frac{60}{2\pi \cdot v_C} \right)^2 \cdot D_9 \cdot \omega^2$$

V rovnicích značí  $D_0, D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6, D_7, D_8, D_9$  změřené koeficienty dynamického řezného odporu.



Tab. 2 uvádí výsledné hodnoty aproximace navrženého modelu pro testovaný rozsah frekvencí a řezných rychlostí. Závislosti ( 72 ) a ( 73 ) nahrazují řezný proces dvěma působícími dynamickými silami ve směru Y a Z. U těchto sil tedy známe směr a můžeme pro ně určit mez stability.

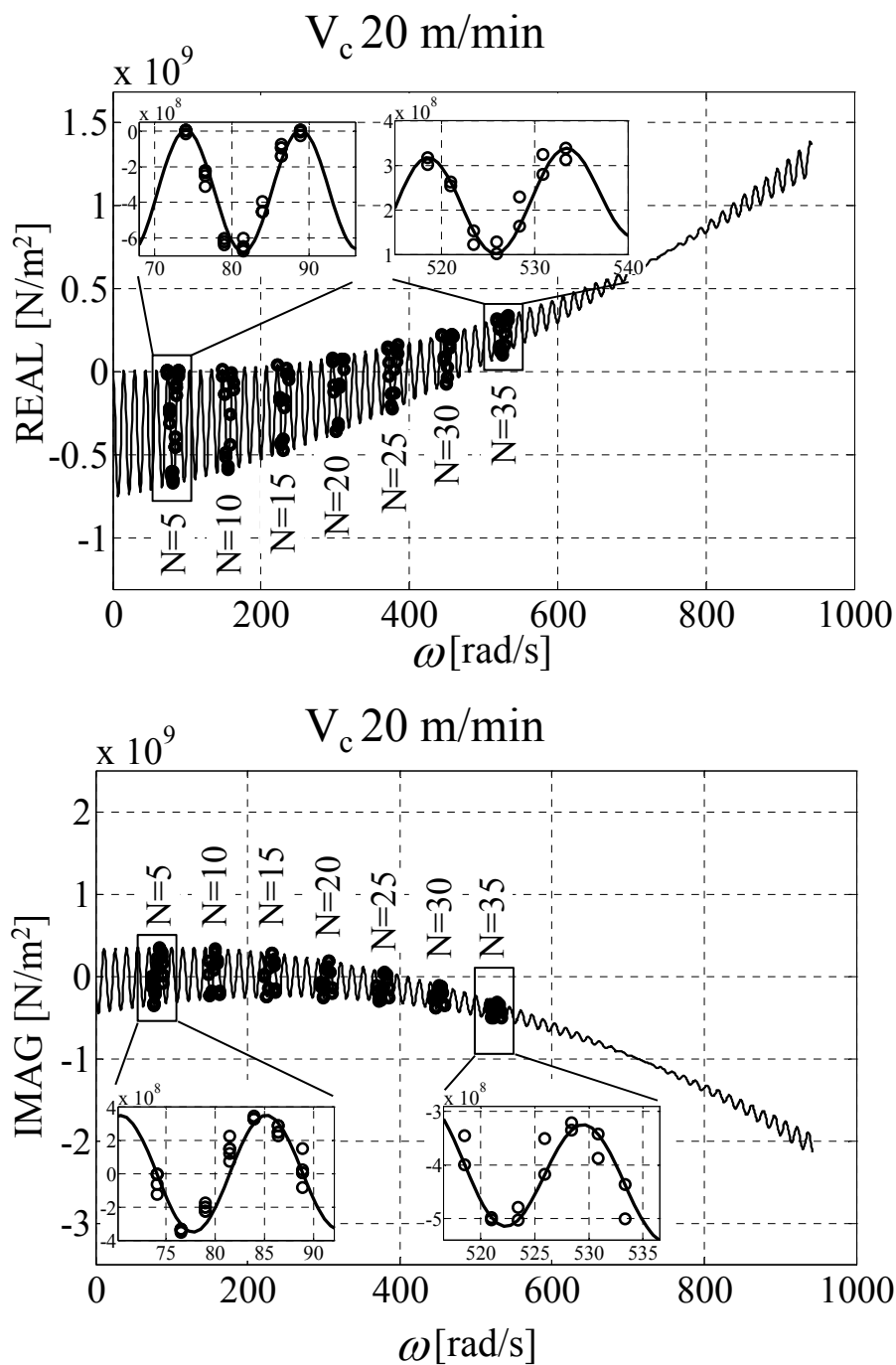
Tab. 2 Parametry modelu, zdroj [73]

V <sub>c</sub> [m/min]	direction	REAL				
		D <sub>0</sub> [N/m <sup>2</sup> ]	D <sub>1</sub> [N/m <sup>2</sup> ]	D <sub>2</sub> [N/m]	D <sub>3</sub> [N/m]	D <sub>4</sub> [N]
20	Y	3.855E+08	1.085E+06	-4.558E+05	6.815E+03	1.263E+07
	Z	1.251E+09	-9.418E+04	7.081E+04	-5.104E+02	-7.798E+07
30	Y	3.495E+08	5.452E+05	-4.305E+06	3.231E+04	1.464E+08
	Z	1.102E+09	3.599E+05	-2.807E+05	9.886E+02	-8.625E+07
40	Y	5.102E+08	1.175E+06	5.357E+07	-2.462E+05	-2.099E+09
	Z	1.307E+09	7.473E+05	4.683E+06	-1.959E+04	-3.181E+08
V <sub>c</sub> [m/min]	direction	IMAG				
		D <sub>5</sub> [N/m <sup>2</sup> ]	D <sub>6</sub> [N/m <sup>2</sup> ]	D <sub>7</sub> [N/m]	D <sub>8</sub> [N/m]	D <sub>9</sub> [N]
20	Y	3.933E+08	1.151E+06	2.431E+06	-1.519E+04	-7.046E+07
	Z	1.363E+09	5.890E+05	1.266E+06	-4.528E+03	-6.941E+06
30	Y	3.295E+08	4.543E+05	9.654E+06	-5.172E+04	-3.800E+08
	Z	1.120E+09	4.430E+05	8.052E+04	-2.590E+03	6.093E+07
40	Y	4.177E+08	4.065E+05	1.673E+07	-1.083E+05	-5.200E+08
	Z	1.261E+09	5.396E+05	-3.314E+05	-3.229E+03	8.084E+07

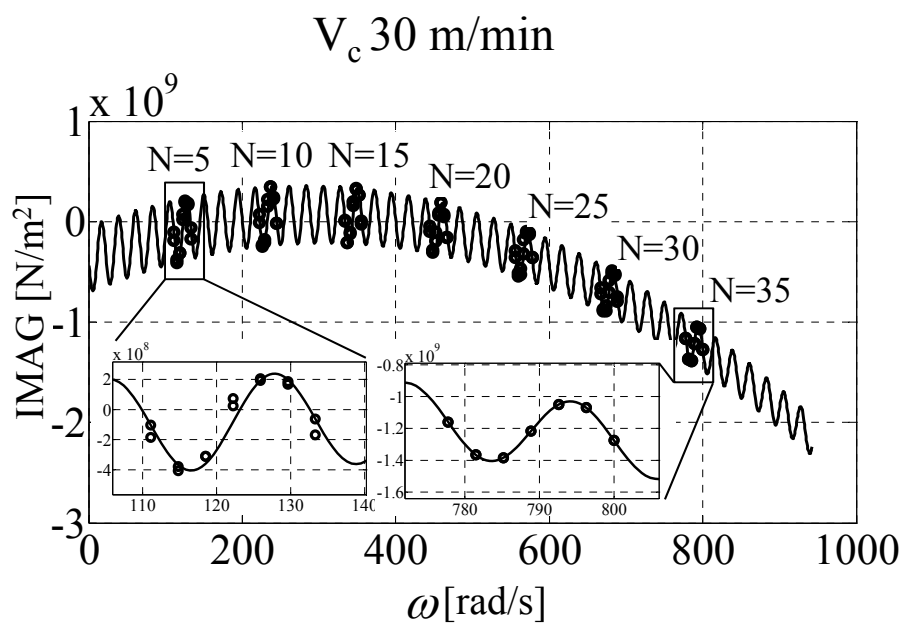
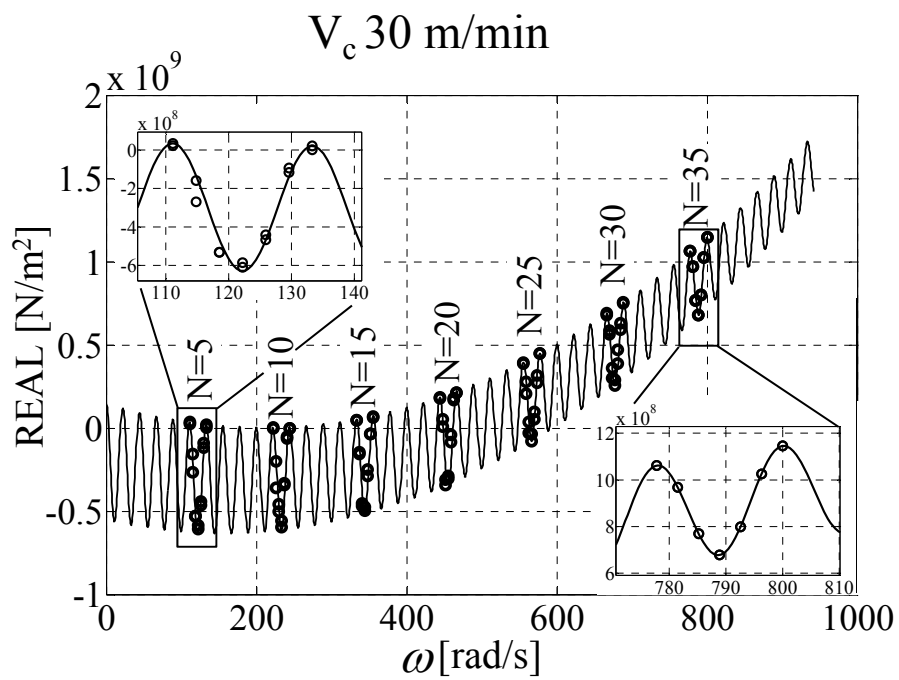
Pokud však nahradíme kvůli výpočtu všechny síly, které v řezu působí, pouze dvěma výslednicemi, ztratíme představu o tom, jakou roli každá z jednotlivých sil v řezném procesu hraje. Z technologického hlediska je výhodnější, když se ve výpočtu meze stability uplatní jednotlivé síly, které v řezu působí. Každá z jednotlivých sil je charakteristická svou frekvenční závislostí a má svůj směr. Každé síle tedy bude náležet i určitá orientovaná poddajnost  $\phi$  a metodikou, která se dnes používá, lze určit mez stability. Kromě mezní šířky třísky  $b$  udává výpočet i jakou frekvencí řezný proces kmitá a s jakým fázovým posuvem se projevují vlny vůči kmitání.

Experimenty, které byly provedeny, dávají velmi dobré výsledky pro další zpracování. Proto by mělo být úkolem dalšího výzkumu využití rozšířené metody řízeného rozkmitávání nože k určení chování jednotlivých dynamických sil, resp.

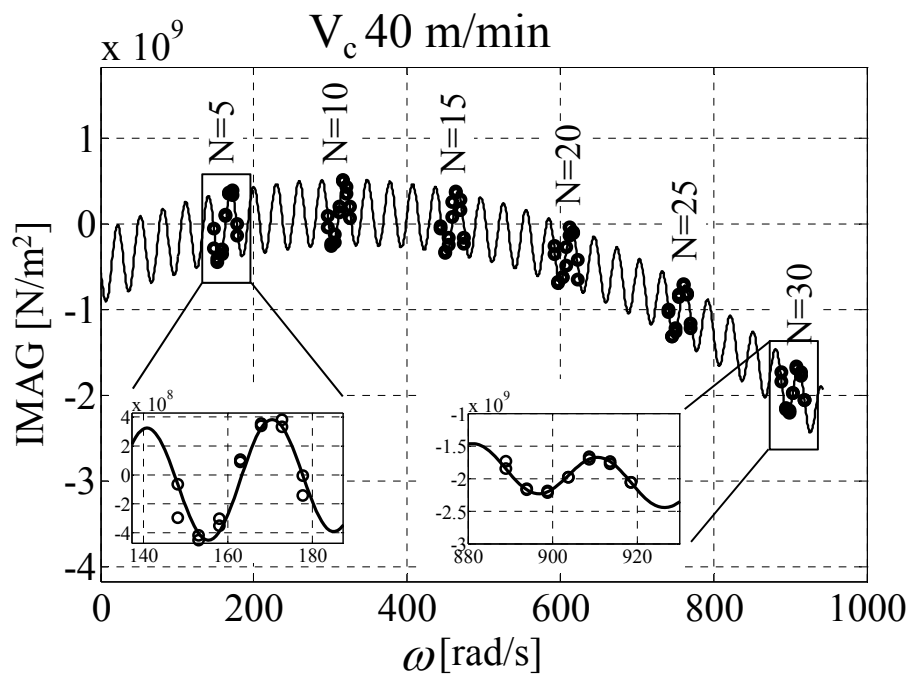
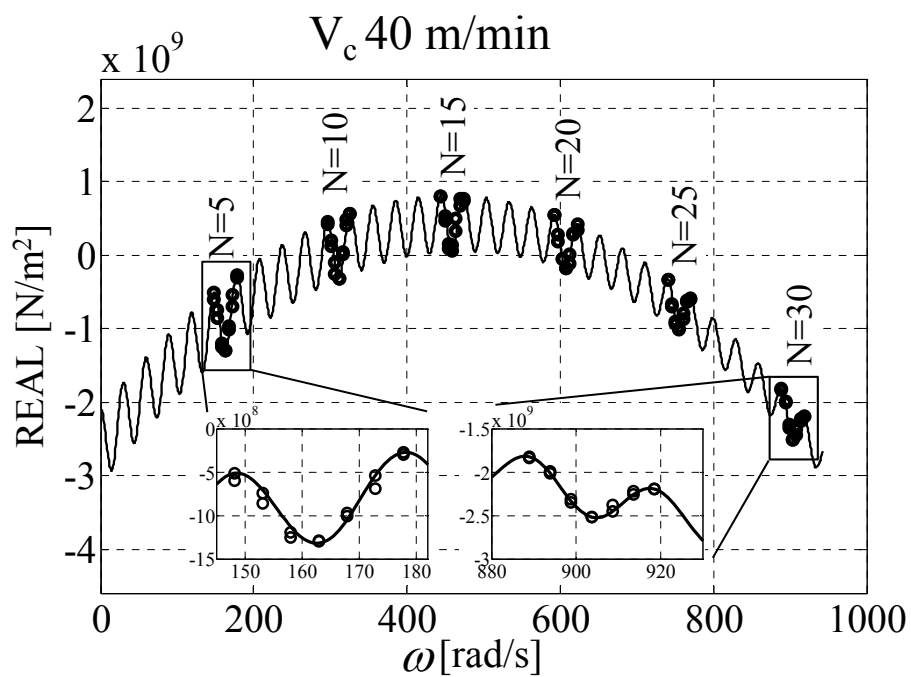
určení chování jejich dynamických koeficientů, směrů a závislosti na technologických podmínkách, řezné rychlosti a frekvenci kmitání.



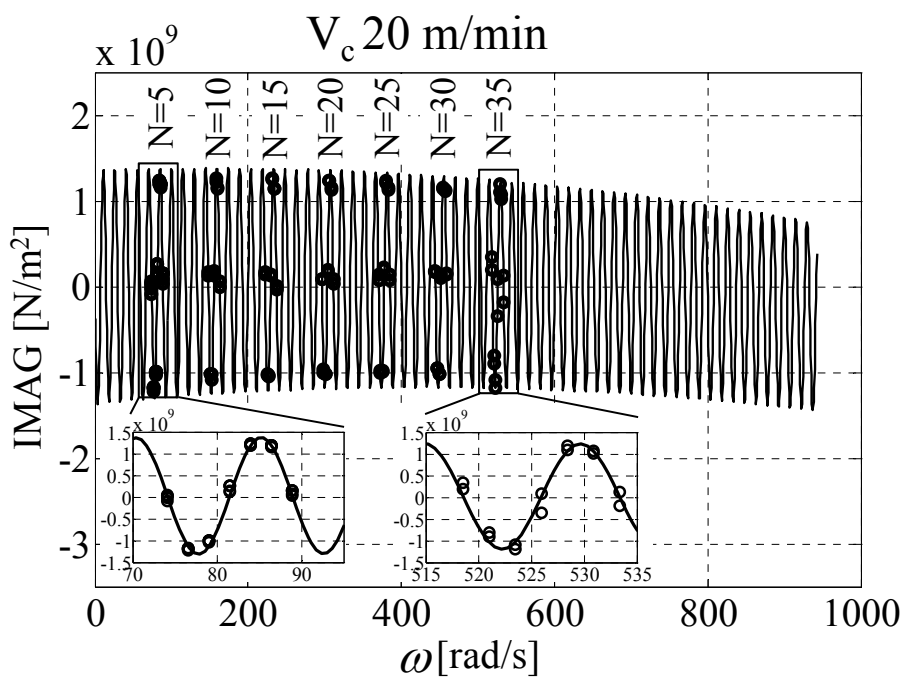
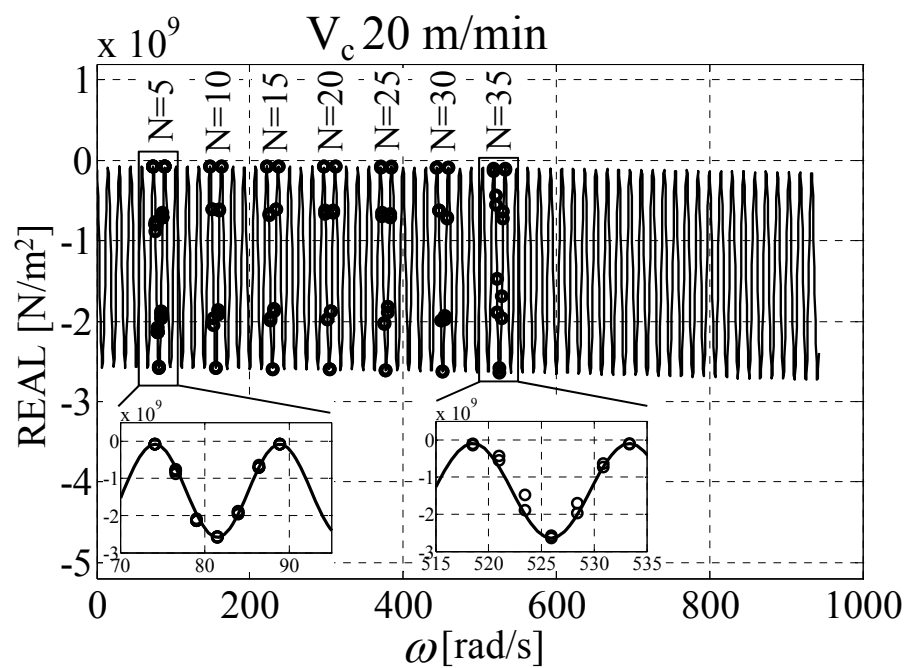
Obr. 70 Výsledky měření směr Y,  $V_c$  20 m/min, zdroj [73].



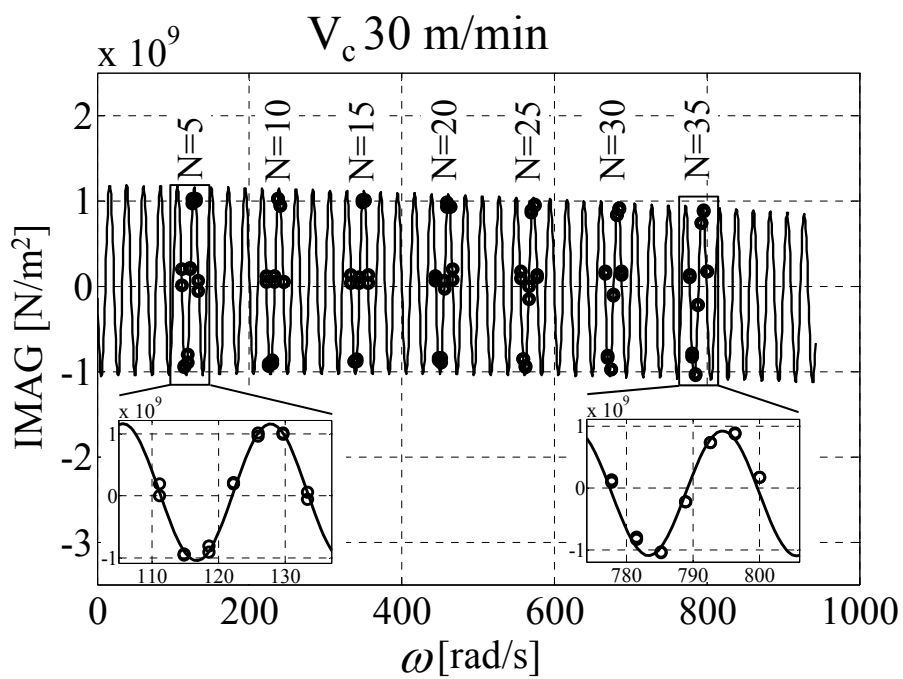
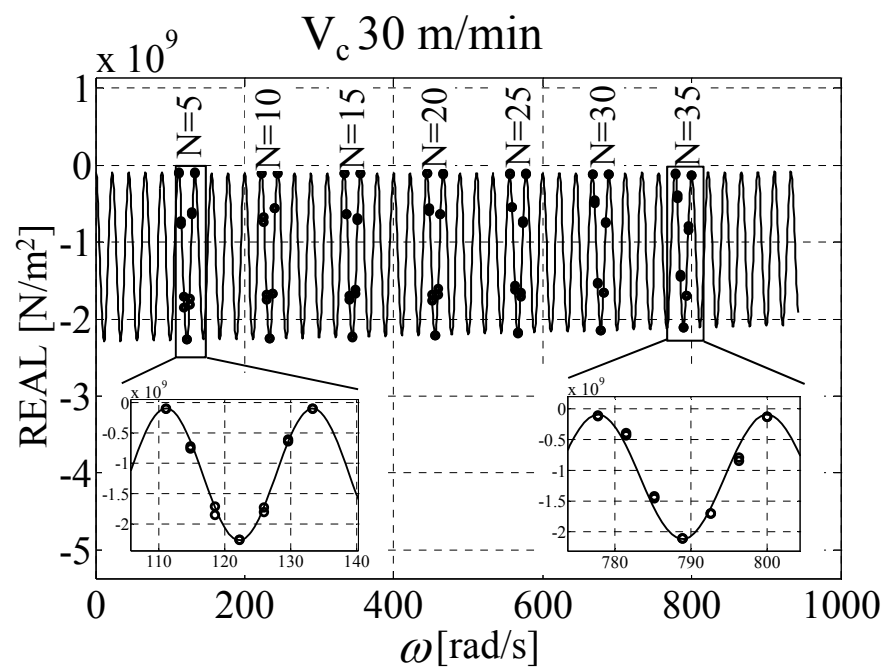
Obr. 71 Výsledky měření směr Y,  $V_c$  30m/min, zdroj [73].



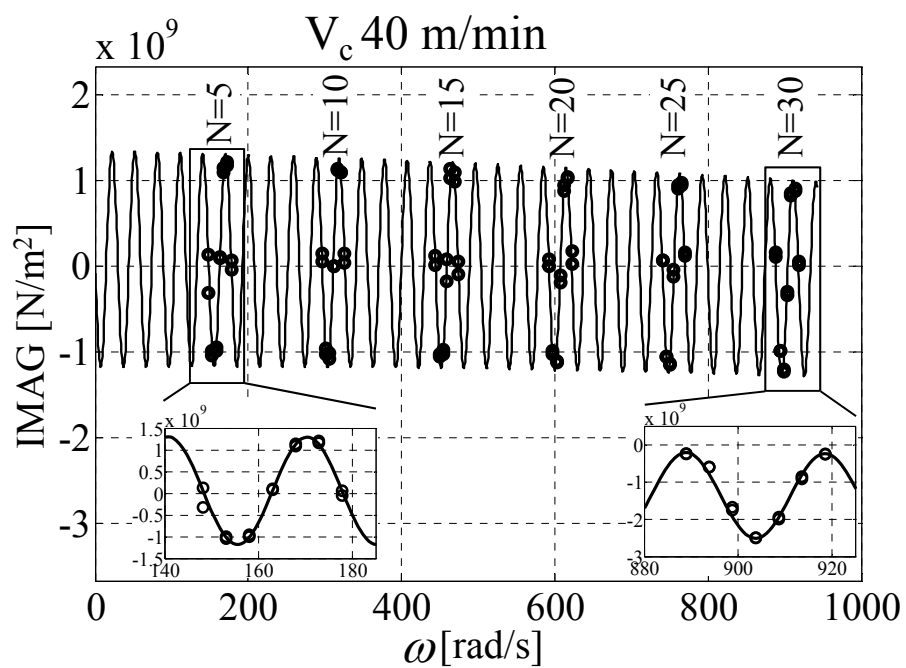
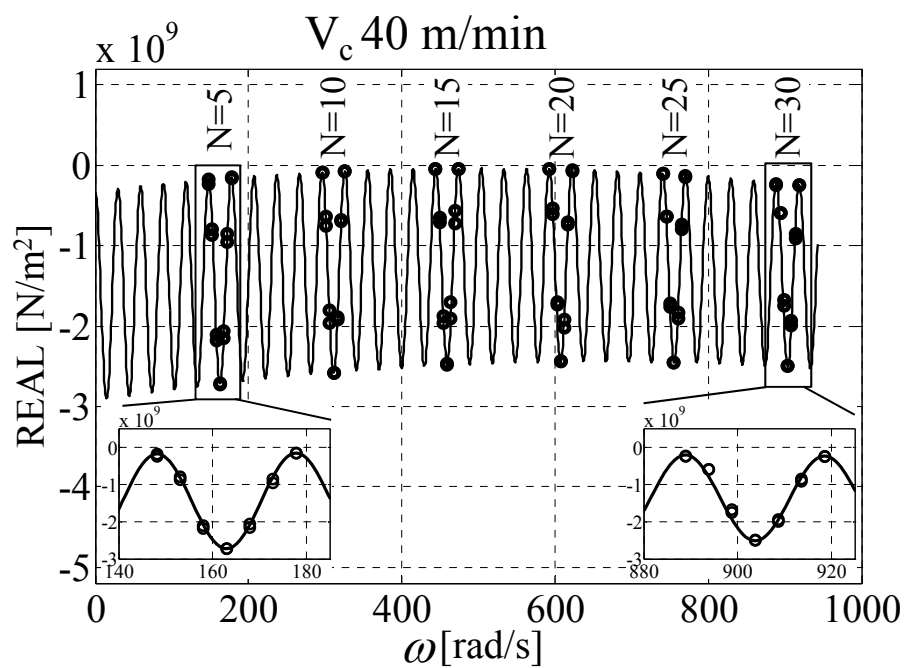
Obr. 72 Výsledky měření směr Y,  $V_c$  40 m/min, zdroj [73].



Obr. 73 Výsledky měření směr Z,  $V_c$  20 m/min, zdroj [73].



Obr. 74 Výsledky měření směr Z,  $V_c$  30 m/min, [73].



Obr. 75 Výsledky měření směr Z,  $V_c$  40 m/min, zdroj [73].

## Ověření výpočtu meze stability pro nový model

Princip určení meze stability pro dynamickou (komplexní) řeznou sílu byl stručně popsán již v kapitole o regenerativním principu. Hodnotu mezní šířky  $b$  lze vypočítat z následující komplexní rovnice

$$\begin{aligned} \hat{Y} &= \hat{\phi}_o \cdot \hat{F} \\ \hat{F} &= \hat{K}_c \cdot b \cdot \hat{Y} \\ &\downarrow \\ b &= \frac{1}{\hat{K}_c \cdot \hat{\phi}_o} \end{aligned} \quad (74)$$

kde v rovnicích značí

$\hat{Y}$  ... fázor kmitání nástroje [m],

$\hat{\phi}$  ...komplexní přenosovou funkci mechanické struktury [m/N],

$\hat{K}_c$  ...dynamický (komplexní) koeficient řezné síly [m<sup>2</sup>/N].

Empirický model popsáný vztahy ( 72 ) a ( 73 ) je použitelný přímo pro výpočet meze stability. Koeficienty  $\hat{K}_y$  a  $\hat{K}_z$  jsou závislé na frekvenci kmitání a řezné rychlosti. Při výpočtu meze stability je tedy nutné pro každou řeznou rychlost a frekvenci uvažovat příslušnou hodnotu koeficientu. Pokud budou dynamické koeficienty  $\hat{K}_y$  a  $\hat{K}_z$  v sobě zahrnovat i směrovou orientaci, lze určit mez stability z komplexní rovnice ve tvaru

$$1 = b \cdot (\hat{\phi}_y(\omega) \cdot \hat{K}_y(v_c, \omega) + \hat{\phi}_z(\omega) \cdot \hat{K}_z(v_c, \omega)) \quad (75)$$

kde je

$\hat{\phi}_y = G_y + jH_y$  ... přenosová funkce v normálním směru vzhledem k obráběnému povrchu [m/N],

$\hat{\phi}_z = G_z + jH_z$  ... křížová přenosová funkce v tečném směru vzhledem k obráběnému povrchu [m/N],

$\hat{K}_y = A_y + jB_y$  ... dynamický koeficient řezných sil v normálním směru (nyní již komplexní) [N/m<sup>2</sup>],



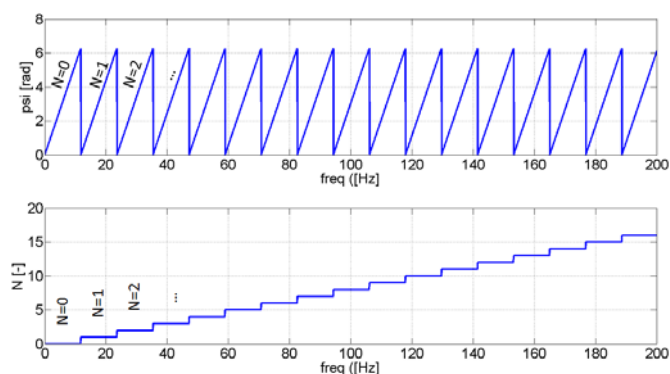
$\hat{K}_z = A_z + jB_z \dots$  dynamický koeficient řezných sil v tečném směru (nyní již komplexní)  $[N/m^2]$ .

Vypočtená mezní šířka třísky  $b$  vychází již v tuto chvíli komplexní, tj má reálnou ( 76 ) a imaginární část ( 77 ). Pro reálné  $b$  musí být jeho imaginární část nulová. Pro zvolenou řeznou rychlost je imaginární část  $b$  pouze funkcí frekvence  $\omega$ . Úkolem je tedy najít všechny frekvence, při kterých bude podmínka splněna. Podmínka nulové imaginární části však připouští i záporné hodnoty  $b$ . Proto na intervalu nalezených frekvencí vybíráme pouze ty frekvence, při kterých nabývá parametr  $b$  kladných hodnot. Pro jednu konkrétní řeznou rychlost získáme sadu frekvencí  $\omega$  a jim příslušné kladné mezní šířky  $b$ . Jako limitní mezní šířku  $b_{lim}$  volíme tu nejnižší z hodnot.

$$re(b) = \frac{A_y \cdot G_y - B_y \cdot H_y + A_z \cdot G_z - B_z \cdot H_z}{\left[ A_y \cdot G_y - B_y \cdot H_y + A_z \cdot G_z - B_z \cdot H_z \right]^2 + \left[ A_y \cdot H_y - B_y \cdot G_y + A_z \cdot H_z - B_z \cdot G_z \right]^2} \quad (76)$$

$$im(b) = - \frac{A_y \cdot H_y - B_y \cdot G_y + A_z \cdot H_z - B_z \cdot G_z}{\left[ A_y \cdot G_y - B_y \cdot H_y + A_z \cdot G_z - B_z \cdot H_z \right]^2 + \left[ A_y \cdot H_y - B_y \cdot G_y + A_z \cdot H_z - B_z \cdot G_z \right]^2} \quad (77)$$

Je vhodné připomenout, že rovnice ( 72 ) a ( 73 ) jsou funkcí  $\psi$ . Funkce  $\psi$  je však také závislá na frekvenci  $\omega$ , viz rovnice ( 9 ). Na uvažovaném frekvenčním rozsahu nabývá funkce  $\psi$  hodnot v rozsahu  $\langle 0, 2\pi \rangle$ . Tato vlastnost je způsobena chováním parametru  $N$ , viz následující Obr. 76.

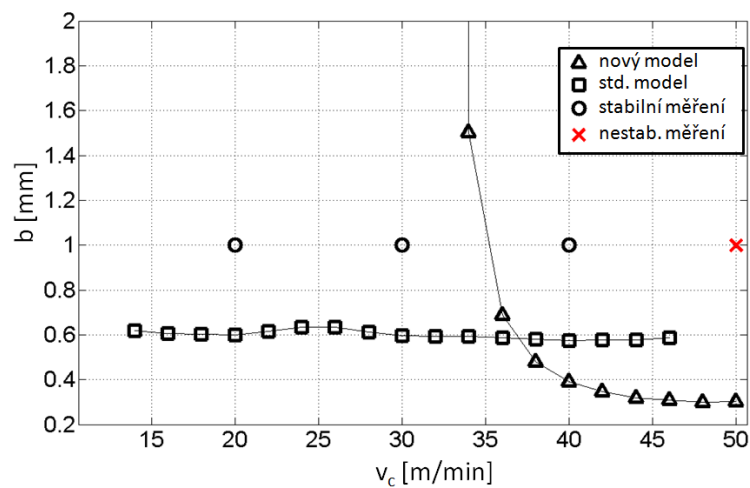


Obr. 76 Průběh funkce  $\psi = fce(f)$ .

S využitím všech předchozích vztahů bylo provedeno určení meze stability obrábění pro kmitavý systém měřicího zařízení, který obsahoval dva tvary kmitu. Vlastní frekvence náležely pružnému členu měřicího zařízení a jejich hodnoty byly 200 Hz a 790 Hz. Směr kmitání pružného systému byl orientován ve směru normály k obráběnému povrchu. Parametr  $K_C$  pro současný model dynamické řezné síly byl stanoven konvenčním postupem ze statických zkoušek obrábění pro testovanou geometrii nástroje, tvar obrobku a druh obráběného materiálu. Přesnost predikce obou modelů byla porovnána s experimentálně zjištěnou mezí stability pro šířku řezu 1 mm a rozsah řezných rychlostí 15 – 50 m/min. Pro rychlosti nad 50 m/min byl řez vždy nestabilní, a to i pro opakované podmínky. Ve spektru naměřeného nestabilního signálu dominovala frekvence cca 790 Hz, která odpovídá vlastní frekvenci druhého tvaru kmitu přípravku, viz Obr. 62.

Zpřesněný model řezné síly indikuje s klesající řeznou rychlostí oproti standardnímu modelu s procesním tlumením výrazný nárůst meze stability. Toto chování je v souladu s všeobecně pozorovanými vlastnostmi řezného procesu. Standardní model pro testovaný rozsah řezných rychlostí naopak vykazuje převážně rovnoměrný průběh. Jak ukazuje experimentální ověření, zpřesněný model respektuje chování dynamického řezného procesu, avšak oproti skutečným hodnotám stabilních podmínek se stále ještě liší. Určení reálné hranice mezi stabilními a nestabilními podmínkami je však samo o sobě velmi problematické. Přesnost určení meze stability je ovlivněna nejen celou řadou faktorů, jejichž nahodilá změna ovlivní aktuální řezné podmínky, ale také je určena volbou hodnotícího kritéria. Neexistuje jednoznačné pravidlo, podle kterého lze stabilitu

jednoznačně posuzovat. V případě zde uvedeného experimentu byla mez stability posuzována subjektivně z úrovně hluku. Grafické porovnání experimentu a predikce je uvedeno na Obr. 77.



Obr. 77 Porovnání vypočtené a experimentální mezí šířky  $b$ .

## 6. Závěr a budoucí práce

Přínosem této práce je vyvinutá rozšířená metoda řízeného rozkmitávání nože pro měření, zpracování a vyhodnocení dynamické řezné síly. Metoda dokázala, že měření řezných sil s využitím řízeného rozkmitávání nože je nejvhodnější způsob, jak spolehlivě sledovat a identifikovat dynamické síly, které v řezu působí.

S jejím využitím byly v dynamickém řezném procesu nalezeny nové fenomény. Bylo prokázáno, že dynamický řezný proces vykazuje vůči kmitání nejenom amplitudu, ale také fázové posunutí. Bylo dokázáno, že dynamická řezná síla je závislá nejen na řezné rychlosti  $v_c$ , ale také na frekvenci kmitání  $\omega$ .

Na základě porovnání výsledků při rychlosti 20 až 40 m/min lze prohlásit, že frekvence a řezná rychlost nejvíce ovlivňují sílu v normálním směru (směr Y). Naopak dynamická řezná síla v tečném směru (směr Z) je pro všechny rychlosti zhruba stejná a velmi málo závislá na frekvenci kmitání a řezné rychlosti.

Zjištěné chování lze přisuzovat další složce řezné síly. Tato složka síly vzniká při seřezávání vln, má směr normály a působí proti již známé síle  $\hat{F}_o$ . Směr jejího působení lze usoudit z poklesu amplitudy periodického chování s frekvencí. Pro úplnou identifikaci této síly se budou muset provést další doplňující měření za různých technologických podmínek. Rozšířená metoda umožňuje i identifikaci síly procesního tlumení, která je v posledních letech v popředí zájmu výzkumu. Chování této síly v závislosti na frekvenci lze sledovat prostřednictvím střední čáry změřených šroubovic. Ze získaných výsledků se ukázalo, že současný uvažovaný lineární model síly procesního tlumení není zcela správný. Rozšířená metoda využívá pro sílu procesního tlumení aproximaci druhého řádu.

Původní metoda používala z důvodu zanedbání vlivu frekvence kmitání aproximaci pomocí kružnice. Rozšířená metoda využívá nově proti původní teorii pro identifikaci chování šroubovici. Toto zpřesnění umožnilo sledovat všechny změny v řezném procesu a na základě toho bylo možné nalézt empirický model, který velmi přesně popisuje změřené chování. Za upozornění stojí, že nový model predikuje při určité frekvenci nulovou hodnotu dynamické řezné síly, zatímco síla

od kmitání nástroje stále přetrvává. Lze jednoznačně vyloučit, že je tento jev způsoben dynamikou měřicího zařízení, protože všechna měření byla provedena pod první rezonancí měřicího přípravku. Dále lze jednoznačně vyloučit, že je útlum způsoben chybějícími vlnami na povrchu obrobku, protože výsledky měření v tečném směru pro stejné frekvence jednoznačně přítomnost vln potvrzují.

Pro testovaný rozsah řezných rychlostí nebyl prokázán její výrazný vliv na statický řezný odpor. Propad v průběhu meze stability, tak jak byl prezentován několika autory, se pravděpodobně pro zvolené technologické podmínky a kombinaci testovacího nástroje a materiálu nevyskytuje.

Z porovnání frekvenčních závislostí reálné a imaginární složky při rychlostech 20 až 40 m/min lze konstatovat, že při rychlosti 40 m/min se mechanika řezu výrazně změnila. Příčina změny frekvenčního chování je však v tuto chvíli neznámá a bude jedním z cílů dalšího výzkumu.

Budoucí práce by měla v první fázi zahrnovat doplňková měření pro upřesnění získaných závěrů. Bude nutné zjistit, proč se průběh pro 40 m/min tak moc odlišuje. Dále by se měla práce zaměřit na identifikaci podmínek vzniku a existence nově objevené síly, vč. formulace jejího matematického popisu a měla by také prozkoumat chování řezných sil pro větší rozsah technologických podmínek, materiálů a řezných nástrojů. Pokud shrneme dosavadní získané výsledky, je nutné připustit, že takový typ výzkumu bude časově náročný a skrývá v sobě mnoho nových obtíží. Na druhou stranu, protože však dosud máme o tom, co se v řezu skutečně děje, jen velmi omezenou představu, otevírá nám tento přístup nové možnosti, jak vůbec dynamický řezný proces zkoumat. S chováním řezného procesu jsou nejlépe seznámeni technologové. Popis mechaniky tvorby třísky během kmitání je úkol vyžadující právě odborné znalosti z oboru technologie. S ohledem na současné znalosti o dynamickém řezu nelze vyjádřit matematicky natolik přesně vzájemné chování řezného procesu a kmitavého systému, aby bylo možné dobře určit podmínky stabilního obrábění. Aby bylo možné správně matematicky formulovat řezný proces, bude zapotřebí daleko užší spolupráce odborné veřejnosti z oblasti technologie obrábění a výzkumu samobuzeného kmitání. Je nutné připomenout, že statický řezný odpor nadále

zůstane hlavním parametrem pro technology při určování potřebného příkonu stroje pro zadanou technologickou operaci.

Nepřesnosti při porovnání reálné a vypočtené mezní šířky řezu mohou být zapříčiněny několika vlivy. První z nich může být omezený rozsah testovacích podmínek. V další práci bude nutné tento rozsah rozšířit. Dalším vlivem je zanedbání vlivu tečné složky řezné síly. Navržené experimentální zařízení bylo koncipováno tak, aby hlavní směr rozkmitávání byl ve směru normály k obráběnému povrchu. Stejně experimenty by bylo vhodné provést i v tečném směru a ověřit, zdali i tento směr nemůže mít svůj podíl na stabilitě řezného procesu.

Rychlost určování mezních podmínek pro složité modely řezných sil je omezena volbou vhodného matematického aparátu. Určování mezních podmínek dle nulové hodnoty imaginární části šířky řezu  $b$  je pro případy systémů s vysokými vlastními frekvencemi náročné na výpočtový čas, pokud je potřeba znát diagram stability v širokém rozsahu otáček. Stabilitu řezného procesu však postačí kontrolovat pouze v blízkém okolí zvolených technologických podmínek. Tyto podmínky jsou stanoveny požadavkem na geometrickou přesnost a kvalitu povrchu obráběného dílu při maximálním možném využití dostupného výkonu stroje. Současné nástroje jsou schopny spolehlivě tento výkon přenést a produktivita výroby je tak převážně omezena nestabilitou řezného procesu v oblasti zvolených technologických podmínek.

Získávání potřebných dat k analýze dynamiky řezného procesu je však podmíněno složitým a nákladným měřícím zařízením. Před samotným měřením je nutné co nejlépe naladit a prověřit jeho dynamické vlastnosti. Nastavení první rezonanční frekvence by mělo být mimo testovaný rozsah frekvencí. Rezonanci pružného členu však nelze zvyšovat libovolně. Volbu tuhosti pružných členů omezují výkonové parametry použitého budiče. Je nutná kvalitní kalibrace všech jednotlivých snímačů, především však snímačů síly. V měřícím řetězci nelze opominout i dynamiku vlastního stroje. Některé z jeho vlastních frekvencí mohou nepříznivě zasahovat do měřícího procesu.

Vše shora uvedené prozatím silně stěžuje použití navržené metody ve strojírenské praxi. Řešením je realizace účelového testovacího zařízení, na kterém by mohli

výrobci nástrojů pomocí rozšířené metody testovat dynamické chování řezného procesu pro zvolenou geometrii nástroje, obráběný materiál a technologické podmínky. Přenos zjištěných výsledků do praxe by byl realizován pomocí technologických listů s empirickými vzorci nebo tabelovanými hodnotami dynamických řezných koeficientů pro příslušný nástroj a materiál.

## 7. Seznam literatury

- [1] ALTINTAS, Y. *Manufacturing Automation: Metal cutting mechanics, machine tool vibration and CNC design*. 2nd edition. Cambridge (New York): Cambridge University Press, 2012. 366 s. ISBN 978-0-521-17247-9.
- [2] TLUSTÝ, J., et al. *Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen*. 1. Auflage. Berlin: Veb Verlag Technik Berlin, 1962. 431 s.
- [3] KLECKNER, J. *Ein Beitrag zur Analyse dynamischer Interaktionen bei selbsterregungsfähigen Drehbearbeitungsprozessen*. Aachen: Shaker, 2001. xiv, 162 s. ISBN 3-8265-9234-4.
- [4] ARMAREGO, E., J., A., BROWN, R., H. *The Machining of Metals*. 10th. edition. Englewood Cliffs (New Jersey) :Prentice-Hall,1969. ix, 437 s.
- [5] *Machining Dynamics: Fundamentals, Applications and Practices*. CHENG, K. 1st.edition. London: Springer, 2009. ISBN 978-1-84628-367-3. xviii, 328 s.
- [6] BELLEN, A., ZENNARO, M. *Numerical Methods for Delay Differential Equations*. 1st edition. New York : Oxford University Press, 2005. xiv, 395 s. ISBN 0-19-850654-6.
- [7] INSPERGER T., STÉPÁN, G. *Semi-Discretization for Time-Delay Systems: Stability and Engineering Applications*. 1st edition. New York: Springer, 2011. x, 174 s. ISBN 978-1-4614-0334-0.
- [8] BUTCHER, J., C. *Numerical Methods for Ordinary Differential Equations*. 1st edition. West Sussex (England): Wiley, 2003. x, 425 s. ISBN 0-471-96758-0.
- [9] GOLUB, G., H., VAN LOAN, CH., F. *Matrix Computations*. 3rd edition. Baltimore (Maryland): The Johns Hopkins University Press, 1996. xxvii, 694 s. ISBN 0-8018-5414-8.
- [10] EYNIAN, M. *Chatter Stability of Turning And Milling With Process Damping*. Vancouver: University of British Columbia, 2010. xvi, 123 s. [online]. URL <<https://open.library.ubc.ca/cIRcle/collections/24/items/1.0069056>>. [akt. 2017-10-28].
- [11] RAO, S., B. *Analysis of the dynamic cutting force coefficient*. Ontario: McMaster University, 1977. ix, 48 s. [online]. URL <<https://macsphere.mcmaster.ca/handle/11375/8826>>. [akt. 2014-06-18].
- [12] GOEL, B., S. *Measurement of dynamic cutting force coefficients*. Ontario: McMaster University, 1976. xii, 103 s. [online]. URL <<https://macsphere.mcmaster.ca/handle/11375/8095>>. [akt. 2014-06-18].



- [13] HECZKO, O. *New Method for testing the dynamic cutting force coefficients*. Ontario: McMaster University, 1980. xii, 101 s. [online]. URL <<https://macsphere.mcmaster.ca/handle/11375/17929>>. [akt. 2015-08-19].
- [14] SNIEGULSKA-GRADZKA, D., NEJMAN, M., JEMIELNIAK, K. *Cutting force coefficients determination using vibratory cutting*. In *Procedia CIRP*, 2017, Volume 62, s. 205-208. ISSN 2212-8271
- [15] XIAO, W., et. al. *A method of using turning process excitation to determine dynamic cutting coefficients*. Elsevier, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2014, vol. 87, s. 49 - 60.
- [16] BUDAK, E., TUNC, L., T. *Identification and modeling of process damping in turning and milling using a new approach*. Elsevier, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 2010, Vol. 59, s. 403 – 408.
- [17] STONE, B. *Chatter and Machine Tools*. Cham (Switzerland): Springer, 2014. xvi, 260 s. ISBN 978-3-319-05236-6.
- [18] DENKENA, B., HOLLMANN, F. *Process Machine Interactions: Prediction and Manipulation of Interactions between Manufacturing Processes and Machine Tool Structures*. Berlin: Springer, 2013. xvi, 519 s. ISBN 978-642-32448-2.
- [19] KALS, H., J., J. *Process damping in metal cutting*. Eindhoven: Technische Hogeschool Eindhoven, 1971. 27s, 21s příloh. [online]. URL <<https://pure.tue.nl/ws/files/4340774/436793.pdf>>. [akt. 2017-11-07].
- [20] JEMIELNIAK, K. *Modeling of dynamic cutting coefficients in three-dimensional cutting*. Elsevier, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 1992, vol. 32, no. 4, s. 509-519.
- [21] Hakansson, L., Claesson, I., Lago, T. *Active control of machine tool chatter*. Orlando (Florida): Blekinge Institute of Technology, Department of Telecommunications and Signal Processing, 1999. 6s. [online]. URL <<http://bth.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A838218&dswid=9119>>. [akt. 2015-06-30].
- [22] MINIS, I., E., MAGRAB, E.,B., PANDELIDIS, I., O. *Improved Methods for the Prediction of Chatter in Turning, Part 1: Determination of Structural Response Parameters*. ASME, *Journal of Engineering for Industry*, February 1990, vol. 112, no. 1, s. 12-20.
- [23] MINIS, I., E., MAGRAB, E.,B., PANDELIDIS, I., O. *Improved Methods for the Prediction of Chatter in Turning, Part 2: Determination of Cutting Process Parameters*. ASME, *Journal of Engineering for Industry*, February 1990, vol. 112, no. 1, s. 21-27.
- [24] MINIS, I., E., MAGRAB, E.,B., PANDELIDIS, I., O. *Improved Methods for the Prediction of Chatter in Turning, Part 3: A Generalized Linear Theory*.

ASME, Journal of Engineering for Industry, February 1990, vol. 112, no. 1, s. 28-35.

[25] MERRITT, H., E. *Theory of Self-Excited Machine-Tool Chatter. Contribution to Machine-Tool Chatter. Research-1.* ASME. Journal of Engineering for Industry, November 1965, vol 87, no. 4, s. 447-454.

[26] ALTINTAS, Y., EYNIAN, M., ONOZUKA, H. *Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping.* CIRP Annals – Manufacturing Technology, 2008, vol. 57, no. 1, s. 371-374.

[27] TURKES, E., et. al. *Linear analysis of chatter vibration and stability for orthogonal cutting in turning.* Elsevier, International Journal of Refractory Metals and Hard Materials, 2011, vol. 29, s. 163-169.

[28] ENDRES, W. J., et. al. *A dynamic model of the cutting force system in the turning process.* ASME, Monitoring and Control for Manufacturing Processes, 1990, vol 44, s. 193-212.

[29] KALS, H., J., J. *Dynamic stability in cutting.* Eindhoven: Technische Hogeschool Eindhoven, 1972. 111s, 8s příloh.

[30] BUDAK, E., TUNC, L., T. *A New Method for Identification and Modeling of Process Damping in Machining.* ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering, October 2009, vol. 131, no. 5, s. 1-10.

[31] CARDI, A., A. *On the Development of a Dynamic Cutting Force Model with Application to Regenerative Chatter in Turning.* Georgia Institute of Technology, 2009. xix, 183s.

[32] TUNC, L., T., BUDAK, E. *Effect of cutting conditions and tool geometry on process damping in machining.* Elsevier, International Journal of Machine Tools & Manufacture, June 2012, vol 57, s. 10-19.

[33] BUDAK, E., TUNC, L., T. *Identification and modeling of process damping in turning and milling using a new approach.* Elsevier, CIRP Annals – Manufacturing Technology, April 2010, vol. 59, no. 1, s. 403-408.

[34] DAS, M., K., TOBIAS, S., A. *The relation between the static and the dynamic cutting of metals.* Pergamon Press, International Journal of Machine Tool Design and Research, 1967, vol. 7, no. 2, s. 63-89.

[35] SWEENEY, G., TOBIAS, S., A. *Survey of basic machine tool chatter research.* Pergamon Press, International Journal of Machine Tool Design and Research, 1969, vol. 9, no. 2, s. 217-238.

[36] KERSHAH, T. *Prediction of cutting coefficients during orthogonal metal cutting process using FEA approach.* Hamilton (Ontario): McMaster University, 2013, xvii, 86s.

- [37] TURKES, E., et. al. *Modelling of dynamic cutting force coefficients and chatter stability dependent on shear angle oscillation*. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, July 2017, vol. 91, no. 1, s. 679-686.
- [38] TLUSTÝ, J. *Analysis of the State of Research in Cutting Dynamics*. Annals of the CIRP, 1978, vol. 27, s. 583-589.
- [39] TAYLOR, CH., M., TURNER, S., SIMS, N., D. *Chatter, process damping, and chip segmentation in turning: a signal processing approach*. Journal of Sound and Vibration, July 2010, vol. 329, no. 23, s. 4922-4935.
- [40] TAYLOR, C., M., SIMS, N., D., TURNER, S. *Process Damping and Cutting Tool Geometry in Machining*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2011, vol. 26. 17s.
- [41] JASPERS, S. *Metal Cutting Mechanics and Material Behaviour*. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 1999. xvi, 153s. ISBN 90-386-0950-7.
- [42] STEPHENSON, D., A., AGAPIOU, J., S. *Metal Cutting Theory and Practice: Manufacturing Engineering and Materials Processing*. New York: Marcel Dekker, 1997. ix, 899s. ISBN 0-8247-9579-2.
- [43] EYNIAN, M. ONOZUKA, H., ALTINTAS, Y. *Chatter in turning with process damping*. Dallas (Texas): ASPE Proceedings, October 2007. 4s. [online]. URL <[http://www.aspe.net/publications/Annual\\_2007/POSTERS/5PROCESS/2MACHN/2267.PDF](http://www.aspe.net/publications/Annual_2007/POSTERS/5PROCESS/2MACHN/2267.PDF)>. [akt. 2010-06-15].
- [44] MOON, F., C., KALMÁR-NAGY, T. *Nonlinear models for complex dynamics in cutting materials*. The Royal Society, April 2001, vol. 359, no. 1781, s. 695-711.
- [45] TOBIAS, S., A. *Vibration of machine tools*. *Production Engineer*, December 1964, vol. 43, no. 12, s. 599-608.
- [46] KALS, H., J., J. On the Calculation of Stability Charts on the Basis of the Damping and the Stiffness of the Cutting Process. CIRP Annals, January 1971, vol. 19, s. 297-303.
- [47] PETERS, J., VANHERCK, P., VAN BRUSSEL, H. *The Measurement of the Dynamic Cutting Coefficient*. Elsevier, CIRP Annals – Manufacturing Technology, September 1971, vol. 21, no. 2, s. 129-136.
- [48] AHN, T., Y., EMAN, K., F., WU, S., M. *Identification of the transfer function of dynamic cutting processes – a comparative assessment*. Elsevier, International Journal of Machine Tool Design and Research, 1985, vol. 25, no. 1, s. 75-90.
- [49] AHN, T., Y., EMAN, K., F., WU, S., M. *Determination of Inner and Outer Modulation Dynamics in Orthogonal Cutting*. ASME, Journal of Engineering for Industry, November 1987, vol. 109, no. 4, s. 275-280.

- [50] AHN, T., Y., EMAN, K., F., WU, S., M. *Cutting dynamics identification by dynamic data system (DDS) modeling approach*. ASME, Journal of Engineering for Industry, May 1985, vol. 107, no. 2, s. 91-94.
- [51] KURATA, Y., et. al. *Chatter stability in turning and milling with in process identified process damping*. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing, September 2010, vol. 4, no.6, s. 1107-1118.
- [52] MEI, Z., et. al. *Active chatter suppression by on-line variation of the rake and clearance angles in turning-principles and experimental investigations*. Elsevier, International Journal of Machine Tools and Manufacture, October 1994, vol 34, no. 7, s. 981-990.
- [53] LOVELL, M., R., DENG, Z. *Experimental investigation of sliding friction between hard and deformable surfaces with application to manufacturing processes*. Elsevier, Wear – International Journal of the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear, December 1999, vol. 236, no. 1-2, s. 117-127.
- [54] STEVENSON, R. *The measurement of parasitic forces in orthogonal cutting*. International Journal of Machine Tools, January 1998, vol. 38, no. 1-2, s. 113-130.
- [55] KOVAČIĆ, I. *The chatter vibrations in metal cutting-theoretical approach*. University of Niš, Facta Universitatis, Mechanical Engineering, 1998, vol. 1, no. 5, s. 581-593.
- [56] TYLER, Ch. T., SCHMITZ, T., L. *Analytical process damping stability prediction*. Elsevier, Journal of Manufacturing Processes, November 2013, vol. 15, s. 69-76.
- [57] TURKES, E., et. al. *A new process damping model for chatter vibration*. Elsevier, Measurement, April 2011, vol. 44, s. 1342-1348.
- [58] AHMADI, K., ISMAIL, F. *Analytical stability lobes including nonlinear process damping effect on machining chatter*. Elsevier, International Journal of Machine Tools and Manufacture, December, 2010, vol 51, s. 296-308.
- [59] CHIOU, Y., S., CHUNG, E., S., LIANG, S., Y. *Analysis of tool wear effect on chatter stability in turning*. Elsevier, International Journal of Mechanical Science, 1995, vol. 37, no. 4, s. 391-404.
- [60] TLUSTÝ, J., POLÁČEK, M. *The stability of the machine tool against self-excited vibration in machining*. ASME, International research in production engineering, september 1963, s. 465-474.
- [61] WU, D., W. *A new approach of formulating the transfer function for dynamic cutting processes*. Elsevier, Journal of Engineering for industry, November 1989, vol. 111, no. 1, s. 37-47.

- [62] NIGM, M., M., SADEK, M., M., TOBIAS, S., A. *Determination of dynamic cutting coefficients from steady state cutting data*. Elsevier, International Journal of Machine Tool Design and Research, 1977, vol. 17, no. 1, s. 19-37.
- [63] NIGM, M., M., SADEK, M., M. *Experimental investigation of the characteristic of dynamic cutting process*. ASME, Journal of Engineering for Industry, May 1977, vol. 99, no. 2, s. 410-418.
- [64] NIGM, M., M., SADEK, M., M., TOBIAS, S., A. *Dimensional analysis of the steady state orthogonal cutting process*. Elsevier, International Journal of Machine Tool Design and Research, 1977, vol. 17, no. 1, s. 1-18.
- [65] NIGM, M., M. *A method for the analysis of machine tool chatter*. Elsevier, International Journal of Machine Tool Design and Research, 1981, vol 21, no. 3-4, s. 251-261.
- [66] WU, D., W., LIU, C., R. *An analytical model of cutting dynamics. Part 1: Model building*. ASME, Journal of Engineering for Industry, May 1985, vol. 107, no. 2, s. 107-111.
- [67] WU, D., W., LIU, C., R. *An analytical model of cutting dynamics. Part 2: Verification*. ASME, Journal of Engineering for Industry, May 1985, vol. 107, no. 2, s. 112-118.

### **Vlastní literatura**

- [68] BACH, P., DROBÍLEK, J., et. al. *A method of identification of complex cutting forces acting in unstable cutting process*. J.E. Purkyne University, Faculty of Production Technology and Management, Journal of Manufacturing Technology, March 2014, vol. 14, no. 1, s. 3-8. ISSN 1213-2489.
- [69] BACH, P., DROBÍLEK, J., et. al. *Dynamické síly působící v nestabilním řezu při soustružení*. In Sborník příspěvků Strojírenská technologie 2015, Plzeň: ZČU Plzeň, 2015, s. 10-16.
- [70] BACH, P., DROBÍLEK, J., et. al. *A comparative analysis of lower speed chatter behaviour*. MM Science Journal, December 2013, s. 434-439.
- [71] DROBÍLEK, J. *Dynamic forces in unstable cut in turning*. In Proceedings of the Student's Conference STC 2014, Praha: CVUT Praha, 2014. ISBN 978-80-01-05484-0.
- [72] CHVOJKA, P., DROBÍLEK, J., et. al. *Tuning of an experimental device for measurement of dynamic complex forces when turning*. In Proceedings 21st IMEKO World Congress 2015, Measurement in Research and Industry, September 2015, vol. 1, s. 214-220. ISBN 978-1-5108-1292-5.

[73] DROBÍLEK, J., POLÁČEK, M., et. al. *Dynamic Cutting Forces*. Springer, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2018. Přijato k uveřejnění.

[74] JANOTA, M., DROBÍLEK J., et. al. *Ladění dynamických vlastností standu pro identifikaci komplexních řezných koeficientů*. Sborník příspěvků: ... setkání uživatelů PULSE ... . Praha: Spectris, 2018. ISBN 978-80-906855-1-2.

### Firemní literatura

[75] Data Physics. *Convection & Force Air Cooled Shakers*. [online] URL <<http://www.dataphysics.com>>, [citováno 2018-01-27].

[76] Kistler. *3-Component Quartz Force Sensor*. [online] URL <<http://www.kistler.com>>, [citováno 2018-01-27].

[77] Kistler. *3-Component Force Measurement  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  with 3-Channel Charge Amplifier*. [online] URL <<http://www.kistler.com>>, [citováno 2018-01-27].

[78] Endevco. *Model 751 Isotron accelerometer*. [online] URL <<http://www.endevco.com>>, [citováno 2018-01-27].

[79] DMG Mori. *CNC universal turning machines with integrated spindle motor (ISM), NEF Series*. [online] URL <[www.dmgmori.com](http://www.dmgmori.com)>, [citováno 2018-01-27].

[80] Dormer Pramet. *Pramet – nástroje a destičky pro soustružení*. [online] URL <[www.dormerpramet.com](http://www.dormerpramet.com)>, [citováno 2018-01-27].