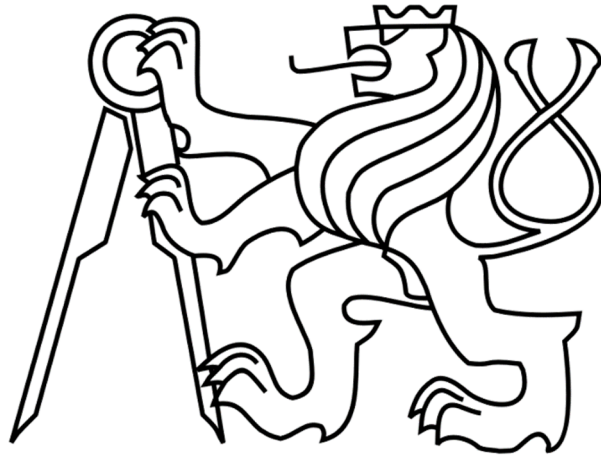


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

Návrh přeladitelného nástrojového držáku

2015

Bc. Zbyněk Swaczyna

**Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 10. 6. 2015

.....

---

## Poděkování

Úvodem bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Jiřímu Hovorkovi, Ph.D. za vedení, odborné konzultace a podnětné připomínky při jejím vypracování.

Chtěl bych také poděkovat svým rodičům za podporu a trpělivost, se kterou mě podporovali při studiu a tvorbě této diplomové práce.

---

**Anotace**

<b>Autor:</b>	Bc. Zbyněk Swaczyna
<b>Název DP:</b>	Návrh přeladitelného nástrojového držáku
<b>Rozsah práce:</b>	98 str., 113 obr., 32 tab.
<b>Školní rok vyhotovení:</b>	2014/2015
<b>Škola:</b>	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
<b>Ústav:</b>	Ústav výrobních strojů a zařízení
<b>Vedoucí DP:</b>	Ing. Jiří Hovorka, Ph.D
<b>Konzultant:</b>	Jaroslav Šindler
<b>Zadavatel:</b>	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
<b>Využití:</b>	Změna dynamického chování systému vlivem předpětí
<b>Klíčová slova:</b>	dynamické vlastnosti, předpětí, samobuzené kmitání
<b>Anotace:</b>	Diplomová práce se zabývá vlivem předpětí na dynamické chování daného systému a zkoumá možnost využití tohoto efektu k potlačení samobuzeného kmitání. Součástí diplomové práce je návrh a realizace přeladitelného nástrojového držáku pro verifikaci vytvořeného modelu.

**Annotation**

<b>Author:</b>	Bc. Zbyněk Swaczyna
<b>Title of bachelor thesis:</b>	Design of machine tool holder with tunable dynamic behaviour
<b>Extent:</b>	98 pages., 113 pic., 32 tab.
<b>Academic year:</b>	2014/2015
<b>University:</b>	CTU, Faculty of Mechanical Engineering
<b>Department:</b>	Department of Production Machines and Equipment
<b>Supervisor:</b>	Ing. Jiří Hovorka, Ph.D
<b>Consultant:</b>	Jaroslav Šindler
<b>Submitter of the theme:</b>	CTU, Faculty of Mechanical Engineering
<b>Application:</b>	Change of dynamic structure behaviour by preload
<b>Keywords:</b>	dynamic structure behaviour, preload, chatter
<b>Annotation:</b>	This master thesis deals with the effect of preload on dynamic structure behaviour and investigate the possibility to use this effect for chatter suppression. Part of this master thesis is design and realization of machine tool holder with tunable dynamic behaviour for model verification.

# Obsah

1	Úvod.....	8
2	Cíl práce.....	9
3	Teoretická část.....	10
3.1	Statické a dynamické vlastnosti soustavy.....	10
3.1.1	Lineární statická analýza .....	10
3.1.2	Zahrnutí předpětí do statického výpočtu .....	12
3.1.3	Lineární dynamická analýza.....	13
3.1.4	Zahrnutí předpětí do dynamického výpočtu.....	15
3.2	Kmitání soustavy stroj - nástroj - obrobek.....	16
3.2.1	Vlastní kmitání.....	16
3.2.2	Vynucené kmitání .....	16
3.2.3	Trhavé pohyby.....	17
3.2.4	Samobuzené kmitání .....	18
4	Současný stav .....	27
4.1	Změna řezných poměrů.....	27
4.2	Změna geometrie nástroje (snížení řezných sil).....	28
4.3	Zvýšení tuhosti .....	31
4.4	Zvýšení tlumení .....	33
4.5	Aktivní dynamické tlumiče .....	36
4.6	Aktivní kompenzátory.....	37
4.7	Softwarové řešení .....	38
4.8	Použití řezných kapalin a povlaků nástrojů .....	39
4.9	Zhodnocení současného stavu.....	39

5	Praktická část.....	40
5.1	Posouzení vlivu předepnutí na statické a dynamické vlastnosti konstrukce.....	40
5.1.1	Vliv předepnutí – vetknutý nosník – dynamické vlastnosti .....	40
5.1.2	Vliv předepnutí – vetknutý nosník – statické vlastnosti.....	53
5.1.3	Vliv předepnutí – 2 nosníky – dynamické vlastnosti .....	55
5.1.4	Vliv předepnutí – 2 nosníky – statické vlastnosti .....	63
5.2	Návrh konstrukce přeladitelného nožového držáku.....	64
5.2.1	Výpočetní model MKP .....	64
5.2.2	Realizace .....	71
5.2.3	Porovnání výsledků MKP modelu a měření .....	77
5.2.4	Otáčkový diagram stability .....	78
5.3	Testy při soustružení .....	80
5.4	Zhodnocení vlivu předpětí na dynamické vlastnosti.....	82
6	Závěr.....	83
7	Seznamy.....	85
7.1	Použité informační zdroje.....	85
7.2	Přehled použitých jednotek a veličin .....	88
7.3	Přehled použitých zkratk .....	90
7.4	Seznam obrázků.....	91
7.5	Seznam tabulek.....	96
7.6	Seznam použitých softwarů .....	98
7.7	Seznam příloh.....	98

# 1 Úvod

Třískové obrábění je jedním z nejtradičnějších technologických procesů vůbec. Požadovaného tvaru předmětu (obrobku) v daných rozměrech, požadovaném stupni přesnosti a s odpovídající kvalitou povrchu je dosaženo postupným odebíráním materiálu mechanickým účinkem nástroje, jehož řezná část má tvar klínu a je tvrdší než obráběný materiál.

Trendy v oblasti třískového obrábění jsou v podstatě stejně staré jako technologie sama. Od nepaměti je snaha vyrábět rychleji, přesněji, levněji a s lepší kvalitou povrchu. Tyto požadavky nutí výrobce neustále zavádět inovace pro udržení konkurenceschopnosti s cílem zvednout produktivitu a jakost práce za současného snížení nákladů na výrobu.

Nutno podotknout, že tyto snahy narážejí na spoustu omezení a překážek, požadavky jsou často protichůdné, např. požadavek na co nejvyšší tuhost soustavy nástroj - obrobek oproti snaze snižovat hmotnost pohybových os pro docílení větší dynamiky. Je tedy jasné, že ideální řešení neexistuje a je nutno vždy hledat kompromis.

Jeden z faktorů, které mají zásadní vliv na produktivitu obráběcího stroje, je jeho odolnost vůči vibracím nástroje. Vibrace negativně ovlivňují obráběný povrch, výrazně zkracují životnost nástroje, jsou zdrojem hluku a v krajním případě mohou způsobit poškození samotného stroje. V souvislosti se vznikem vibrací mezi nástrojem a obrobkem, které mohou mít, jak bude popsáno později, celou řadu příčin, hovoříme o tzv. stabilitě obrábění.

Řešení problému stability obrábění nabývá stále vyšší důležitosti, neboť znalost této problematiky je klíčová pro produktivní obrábění požadované ve všech odvětvích průmyslu, zejména pak hromadné výrobě. Není tedy divu, že tento fenomén upoutal pozornost mnoha badatelů po celém světě. Ačkoliv v současné době existují prostředky, které umožňují použít teorii stability řezu pro optimalizaci řezného procesu, k úplnému pochopení daného problému ještě přece jen pár pomyslných krůčků zbývá.



## 2 Cíl práce

Tato diplomová má za cíl prozkoumat vliv předpětí zaneseného do vyšetřované soustavy na její statické a dynamické vlastnosti. Podvědomě lze tento vliv vytušit i na příkladech z běžného života, např. prověšení prádelní šňůry pod hmotností prádla bude záviset na jejím napnutí (statické vlastnosti), obdobně napínáním struny na hudebním nástroji lze docílit změny tónu (dynamické vlastnosti).

Jelikož jedním z faktorů, ovlivňujících stabilitu řezu, je statická tuhost, respektive dynamická poddajnost soustavy stroj - nástroj - obrobek, vyvstává otázka, zda by bylo možno využít zavedení předpětí např. do rámu obráběcího stroje, smykadla či držáku řezného nástroje za účelem zlepšení stability řezu, která by vedla ke zvýšení produktivity stroje. Právě na tuto otázku odpoví následující řádky.

V první teoretické kapitole bude vysvětleno, jak se promítne vliv předpětí do statického a dynamického výpočtu, dále budou rozklíčovány různé druhy kmitání a jejich zdroje, které mají negativní vliv na řezný proces, a v neposlední řadě bude popsána teorie samobuzeného kmitání.

Druhá kapitola se bude zabývat prozkoumáním současného stavu řešené problematiky s důrazem na řešení, která se aplikují v praxi. K vypracování rešerše bude použito následujících informačních zdrojů:

- odborná literatura
- elektronické databáze vědeckých publikací
- internet
- disertační práce

Náplní třetí praktické kapitoly bude posouzení vlivu předepnutí konstrukce na její statické a dynamické vlastnosti, návržení testovacího přípravku, jeho optimalizace pomocí metody konečných prvků, samotná výroba přípravku a měření pro potvrzení matematického modelu.

V poslední čtvrté kapitole budou shrnuty výsledky práce a bude zhodnoceno, zda má smysl rozvíjet myšlenku ovlivnění stability řezného procesu pomocí vnesení předpětí do soustavy stroj - nástroj - obrobek.

## 3 Teoretická část

V první části následující kapitoly bude popsána teorie nutná k řešení vlivu předpětí na statické a dynamické vlastnosti řešeného systému pomocí metody konečných prvků. Druhá část se bude věnovat popisu příčin vzniku vibrací v soustavě stroj - nástroj – obrobek, v poslední části bude popsána problematika stability řezu.

### 3.1 Statické a dynamické vlastnosti soustavy

Metoda konečných prvků (MKP) je obecná numerická metoda pro získání přibližného řešení, která může být použita k řešení celé řady úloh, např. statiky a dynamiky pevných a poddajných těles, modelování proudění tekutin, vedení tepla či elektromagnetických polí. Z matematického úhlu pohledu je MKP variační metodou. Její podstata spočívá v nahrazení spojité funkce diskretní množinou reálných čísel, to znamená rozdělení libovolného mechanického systému (nosník, rám, rošt, stěna apod.) na konečný počet geometricky jednoduchých prvků (úsečka, trojúhelník, obdélník, hranol atd.). Tento proces je označován jako diskretizace. Namísto řešení problému celého tělesa je tak problém formulován pro jeho jednotlivé části, v nichž jsou neznámé funkce přibližně popsány konečným prvkem parametrů ve zvolených bodech (uzlech). Univerzálnost metody a možnost řešit i značně komplikované a rozsáhlé systémy patří k největším výhodám MKP. Jako nevýhodu lze považovat velkou výpočetní náročnost. Následující kapitola popisuje část teorie MKP nutné k řešení daného problému.

#### 3.1.1 Lineární statická analýza

Při aplikování zatížení na těleso se těleso zdeformuje a vliv zatížení se přenáší skrz celé těleso. Vnější zatížení způsobí to, že vnitřní síly a reakce uvedou těleso do stavu rovnováhy. Statická analýza se zabývá výpočtem posunů, namáhání, napětí a reakčních sil pod vlivem aplikovaných zatížení a vychází z následujících 2 předpokladů:

### Statický předpoklad

Všechna zatížení jsou aplikována pomalu a postupně, dokud nedosáhnou svých plných velikostí a následně zůstávají konstantní. Tento předpoklad umožňuje zanedbání setrvačných sil a tlumení materiálu z důvodu zanedbatelně malých rychlostí a zrychlení.

### Předpoklad linearity

Vztah mezi zatíženími a způsobenými odezvami je lineární, tzn., pokud je zdvojnásobeno zatížení, zdvojnásobí se také posuny, namáhání a napětí. Aby toto platilo, všechny materiály v modelu musí splňovat rozšířený Hookův zákon, kde normálové napětí je přímo úměrné relativnímu prodloužení dle rovnice (3-1). Pro lineárně pružný materiál lze pak vyjádřit vztah mezi napětími a poměrnými deformacemi rovnicí (3-2). Úpravou této rovnice pro izotropní materiál, jenž má ve všech směrech stejné vlastnosti, získáme rovnici (3-3). Dále musí platit předpoklad, že způsobená posunutí jsou dostatečně malá na to, aby bylo možné ignorovat změnu tuhosti způsobenou zatížením. V neposlední řadě se nesmí měnit mezní podmínky během zatížení, tzn., zatížení musí mít konstantní velikost, směr a rozložení [1].

$$\{\sigma\} = [D] \cdot \{\varepsilon\} \tag{3-1}$$

$\{\sigma\}$       vektor napětí  
 $\{\varepsilon\}$       vektor deformace  
 $[D]$         matice tuhosti materiálu

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} & d_{14} & d_{15} & d_{16} \\ d_{21} & d_{22} & d_{23} & d_{24} & d_{25} & d_{26} \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} & d_{34} & d_{35} & d_{36} \\ d_{41} & d_{42} & d_{43} & d_{44} & d_{45} & d_{46} \\ d_{51} & d_{52} & d_{53} & d_{54} & d_{55} & d_{56} \\ d_{61} & d_{62} & d_{63} & d_{64} & d_{65} & d_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \tag{3-2}$$

$\sigma$       [Pa]      normálové napětí  
 $\tau$       [Pa]      tečné napětí  
 $\varepsilon$       [-]      poměrné prodloužení  
 $\gamma$       [°]      úhel smyku  
 $d_{ij}$       konstanty, vyjadřující velikost napětí při jednotkové poměrné deformaci

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1 + \mu) \cdot (1 - 2\mu)} \cdot \begin{bmatrix} 1 - \mu & \mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & 1 - \mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \mu & 1 - \mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\mu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\mu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1 - 2\mu}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (3-3)$$

$E$  [Pa] modul pružnosti v tahu  
 $\mu$  [-] Poissonovo číslo

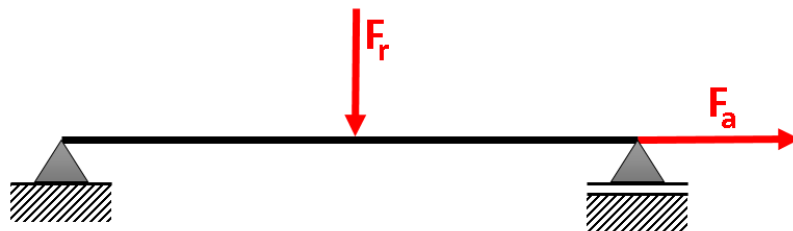
Lineární statická úloha je pak popsána rovnicí (3-4).

$$[K]\{u\} = \{f\} \quad (3-4)$$

$[K]$  matice tuhosti  
 $\{u\}$  vektor neznámých posunutí  
 $\{f\}$  vektor zatížení

### 3.1.2 Zahrnutí předpětí do statického výpočtu

Tlaková a tahová zatížení mění odolnost struktury vůči ohýbání. Tento efekt je významný pouze u štíhlých konstrukčních prvků, např. u štíhlých prutů, nosníků, lan, tenkých desek či skořepin. Pro jednoduchost bude tato problematika popsána na nosníku se zatížením dle Obr. 1. Kladná síla  $F_a$  způsobí tahové namáhání nosníku, jehož výsledkem je zvýšení ohybové tuhosti nosníku - hovoříme o tzv. napětovém zpevňování neboli „stress stiffening“. Analogicky záporná síla  $F$  vyvolá namáhání tlakové, které způsobí pokles ohybové tuhosti nosníku - tento případ nazýváme napětové změkčení neboli „stress softening“.



Obr. 1: Zatížení nosníku

Pro výše zmíněný typ konstrukčních prvků je výsledná tuhost funkcí jak vnějších statických zatížení, tak i samotného tvaru prvku. Zatímco přesné řešení takového problému vyžaduje použití geometricky nelineárního řešení, relativně přesných výsledků lze docílit aproximací úlohy díky přičtení geometrické matice tuhosti  $[K_G]$ , též označované jako matice počátečního napětí, k matici tuhosti  $[K]$ . Posunutí se počítají s ohledem na původní geometrii struktury a změna geometrie se odráží pouze v geometrické matici tuhosti. Předpokládá se, že velikost a směr zatížení zůstávají stálé a působíště se pohybuje s prvkem.

Vzhledem k tomu, že geometrická matice tuhosti závisí na posunutích, probíhá lineární statická analýza ve dvou fázích. V první fázi se počítají posunutí  $\{u_i\}$  pomocí konvenční matice tuhosti  $[K]$ , v druhé fázi je vytvořena geometrická matice tuhosti  $[K_G(u_i)]$  na základě vypočítaných posunutí  $\{u_i\}$  a jejím přičtením ke konvenční matici tuhosti  $[K]$  lze vyřešit nová posunutí  $\{u_{i+1}\}$ . Lineární statickou analýzu s vlivem předpětí lze tedy popsat rovnicí (3-5).

$$([K] + [K_G(u_i)])\{u_{i+1}\} = \{f\} \quad (3-5)$$

Geometrická matice tuhosti  $[K_G]$  je založena na stejných funkcích tvaru, které se používají při vytváření konvenční matice tuhosti  $[K]$ . Je symetrická, ale na rozdíl od konvenční matice tuhosti neobsahuje členy s moduly pružnosti. Závisí na geometrii elementu, poli posunutí a stavu napětí.

V praxi je často napěťovou tuhost potřeba zohlednit, neboť se vyskytuje při lineárních i nelineárních úlohách, a to jak při úlohách statických, tak dynamických, kde mění se tuhost ovlivňuje dynamické chování tělesa. Napěťová tuhost může být vyvolána nejen mechanickým zatížením, ale také zatížením teplotním či zbytkovým napětím, jež vzniklo při výrobě [1].

### 3.1.3 Lineární dynamická analýza

Úlohy, kdy není splněn statický předpoklad, který byl popsán v předchozí kapitole, tzn. zatížení se zvyšuje rychle nebo se dokonce mění v závislosti na čase či frekvenci, je nutno řešit pomocí dynamické analýzy. Oproti statické analýze již nelze považovat rychlost a zrychlení každého prvku modelu za nulové a je třeba uvažovat také se setrvačnými silami

a tlumením celého tělesa. Lineární dynamická úloha je pak popsána rovnicí (3-6). Linearita je dána neměnností matice hmotnosti, tuhosti a tlumení v závislosti na čase.

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{f(t)\} \quad (3-6)$$

$[M]$	matice hmotnosti
$[C]$	matice tlumení
$[K]$	matice tuhosti
$\{\ddot{u}(t)\}$	vektor zrychlení v čase $t$
$\{\dot{u}(t)\}$	vektor rychlosti v čase $t$
$\{u(t)\}$	vektor posunutí v čase $t$
$\{f(t)\}$	časově proměnný vektor zatížení

Na výsledném efektu tlumení se společně podílejí různou měrou následující složky:

- materiálové tlumení, kdy dochází k nevratné přeměně deformační energie na teplo
- konstrukční tlumení, které je způsobeno mikroprokluzy
- tření mezi montážními celky, spojení pomocí šroubů, nýtů, čepů apod.
- tlumicí vliv prostředí, jenž narůstá s rychlostí dynamických jevů a viskozitou prostředí.

Je zřejmé, že vyjádřit matici tlumení  $[C]$  jednoduše a spolehlivě je prakticky nemožné, proto se matice tlumení často formuluje jako proporcionálně úměrná matici hmotnosti  $[M]$  a matici tuhosti  $[K]$  dle rovnice (3-7), kde konstanty  $\alpha$  a  $\beta$  jsou zjištěny experimentálně z měření odezvy vyšetřované soustavy.

$$[C] = \alpha \cdot [M] + \beta \cdot [K] \quad (3-7)$$

Nejčastěji řešenou úlohou je modální analýza, která poskytuje základní informace o dynamickém chování soustavy v podobě určení vlastních kmitů a budících frekvencí systému. Zároveň slouží jako základ pro harmonickou a přechodovou analýzu, které slouží ke zjištění odezvy konstrukce na zatížení se sinusovým průběhem, respektive obecně časově proměnné zatížení [1].

## Modální analýza

Při předpokladu volného netlumeného kmitání lze řešenou soustavu popsat pohybovou rovnicí (3-8).

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = 0 \quad (3-8)$$

V takovém případě lze předpokládat řešení ve tvaru podle (3-9).

$$\begin{aligned} \{u(t)\} &= \{\phi\} \cdot \sin(\omega t + \varphi) \\ \{\ddot{u}(t)\} &= -\{\phi\} \cdot \sin(\omega t + \varphi) \cdot \omega^2 \end{aligned} \quad (3-9)$$

$\{\phi\}$		vlastní tvar kmitání
$\omega$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	vlastní frekvence
$\varphi$	[rad]	fázový posun

Následným dosazením do (3-8) je získána rovnice (3-10), odkud úpravou vznikne rovnice (3-11) [1].

$$(-[M] \cdot \omega^2 + [K]) \cdot \{\phi\} \cdot \sin(\omega t + \varphi) = 0 \quad (3-10)$$

$$([K] - \omega^2 \cdot [M]) \cdot \{\phi\} = 0 \quad (3-11)$$

### 3.1.4 Zahrnutí předpětí do dynamického výpočtu

Efekt napětového zpevnění, případně změkčení, byl již popsán u statické analýzy. Pro účel zahrnutí tohoto fenoménu do výpočtu vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitu předepnuté soustavy je nutno do výpočtu zahrnout geometrickou matici tuhosti  $[K_G]$ , jež byla získána pomocí statické analýzy. Tahové napětí vlastní frekvence prvku zvyšuje, tlakové naopak snižuje. Analogie může být pozorována např. při ladění strunných hudebních nástrojů, kdy je možné měnit vlastní frekvenci strun změnou jejich předepnutí. Obdobně jako u statické analýzy je geometrická matice tuhosti  $[K_G]$  přičtena k matici tuhosti  $[K]$ . Následně je vypočtena vlastní frekvence  $\omega$  a odpovídající vlastní tvar kmitání  $\{\phi_{i+1}\}$ . Lineární dynamickou analýzu s vlivem předpětí lze tedy popsat rovnicí (3-12) [1].

$$([K] + [K_G(u_i)] - \omega^2 \cdot [M]) \cdot \{\phi_{i+1}\} = 0 \quad (3-12)$$

## 3.2 Kmitání soustavy stroj - nástroj - obrobek

Jak již bylo zmíněno v úvodu, chvění v soustavě stroj - nástroj - obrobek má negativní vliv na přesnost geometrického tvaru a drsnost povrchu obrobku, kdy obrobený povrch má charakteristickou vlnitost. Zároveň dochází k rychlejšímu opotřebení jak nástroje, tak také samotného stroje. V neposlední řadě se vibrace projeví zvýšením hlučnosti, tzv. drnčením, které zhoršuje pracovní prostředí.

Samotné kmitání je u obráběcích strojů velmi složitým jevem. Jde totiž o soustavu tuhých a poddajných těles, které jsou vázány kinematickými dvojicemi či pružně tlumivými členy. Z fyzikálního hlediska se během obrábění vyskytují následující druhy kmitání [2],[3].

### 3.2.1 Vlastní kmitání

O vlastním kmitání hovoříme v případě, kdy k vzniku vzájemného pohybu mezi nástrojem a obrobkem dojde působením ojedinělého silového impulzu, který zapříčiní vychýlení soustavy z rovnovážné polohy, a následně k jeho odeznění díky celkovému tlumení soustavy. V oblasti obráběcích strojů k tomuto jevu může dojít např. při spuštění vřetene a pohonu jednotlivých os, při sepnutí spojky či při najetí nástroje do obráběného materiálu. Díky rychlému utlumení je tento vliv vlastního kmitání zanedbatelný. Frekvence vlastních kmitů je shodná s vlastní tlumenou frekvencí soustavy.

### 3.2.2 Vynucené kmitání

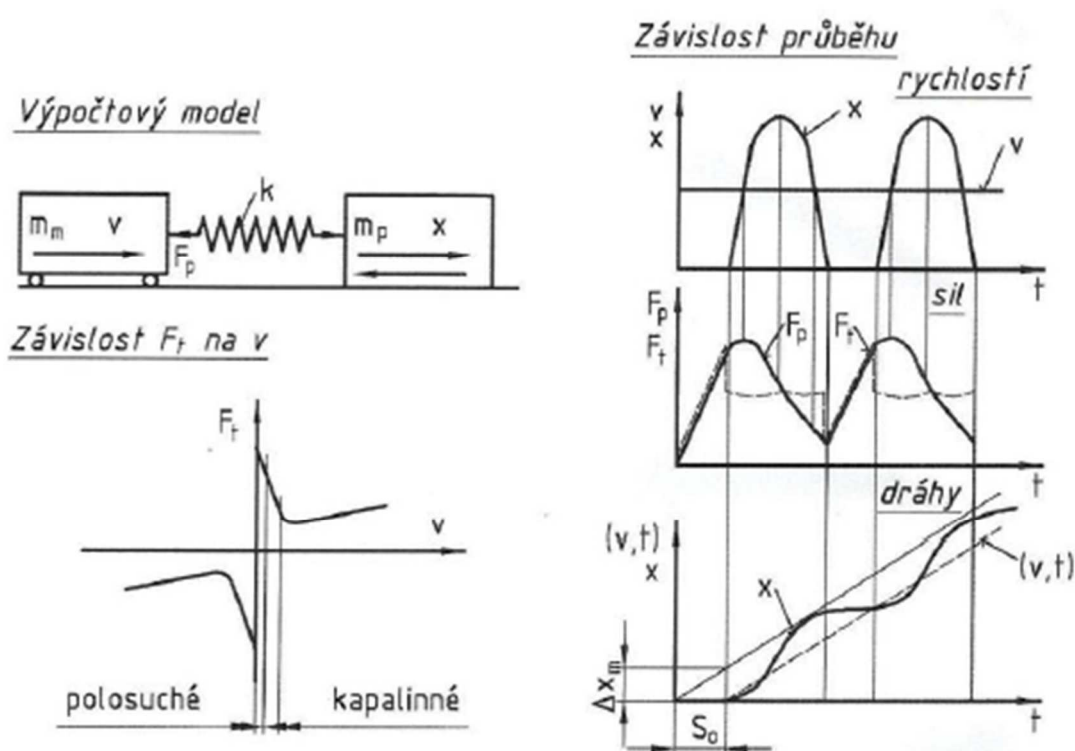
Jestliže kmitavý pohyb vzniká v důsledku působení periodické síly, mluvíme o tzv. vynuceném kmitání. V tomto případě odpovídá frekvence kmitání soustavy frekvenci budících sil. Příčin vzniku vynuceného kmitání může být mnoho, např.:

- nevyváženost rotujících částí
- setrvačné síly hmot, jenž konají vratný pohyb (hoblování, obrážení)
- nepřesnosti převodových mechanismů
- periodicky přerušovaný řezný proces (soustružení šestihranu)
- periodická změna průřezu třísky (soustružení excentrického polotovaru)
- silové impulzy vnesené do stroje zvenku (ventilátory, lisy)



### 3.2.3 Trhavé pohyby

Vznik trhavých pohybů, vyskytujících se při nízkých rychlostech u pohybových os s kluzným vedením z klasických materiálů jako jsou kombinace litina – litina nebo ocel - litina, má za příčinu nelineární závislost rychlosti pohyblivých částí po vedení na koeficientu tření, respektive třecí síly. Tento efekt vzniká v důsledku vytvoření olejového filmu mezi třecími plochami teprve vzájemným pohybem dvou součástí, tzn. třecí síla za klidu je větší než třecí síla za pohybu. To způsobuje trhavý, přerušovaný pohyb posouvající části s charakteristickým průběhem třecí síly  $F_t$ , rychlosti  $v$  a dráhy  $x$  dle Obr. 2.



Obr. 2: Vznik trhavých pohybů [2]

Redukci trhavých pohybů je možno realizovat snížením koeficientu tření, a to buď použitím speciálních maziv, nebo speciálních materiálů na kluzné plochy (teflon, kluzný plast). Další možností je nahrazení kluzného vedení vedením valivým či hydrostatickým [2].

### 3.2.4 Samobuzené kmitání

Fyzikální podstata vzniku samobuzených kmitů spočívá v silovém vybuzení při obrábění (např. náhodným podmětem, záběrem třísky atd.), kdy se dynamický systém stroj – nástroj – obrobek rozkmitá a při následném obrábění takto zvlněného povrchu způsobí periodickou změnu hloubky třísky a tím pádem i periodickou změnu řezné síly. Dochází tak k vybuzení systému a k postupnému nárůstu amplitudy výchylky i síly. Pro tento jev platí, že energie přiváděná do systému je větší než součet energie odváděné a v systému utlumené.

Vzhledem k různému výkladu teorie samobuzeného kmitání od různých autorů byla pro tuto práci převzata teorie k této problematice z [35].

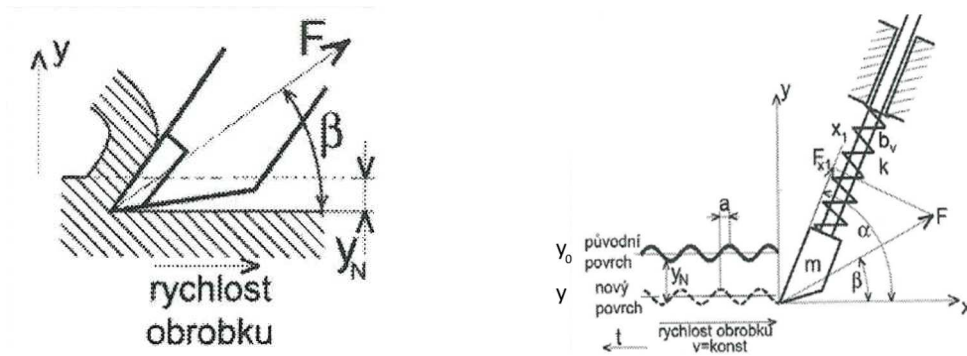
Při uvažování rovinného uspořádání podle Obr. 3, které odpovídá hoblování nebo soustružení zapichováním, lze na základě četných experimentů přijmout zjednodušený předpoklad, že řezná síla  $F$  je rovna vztahu (3-13).

$$F = -C_0 \cdot b \cdot y_n \quad (3-13)$$

$C_0$	[N/m <sup>2</sup> ]	měrný řezný odpor
$b$	[m]	šířka třísky (ve směru kolmém k nákrešně)
$y_n$	[m]	okamžitá hloubka třísky ve směru normály k obráběnému povrchu

Náhradní dynamický model nástroje a obrobku lze znázornit pomocí jednohmotového systému na Obr. 4. Na jeho základě lze zavést obecnou přenosovou funkci  $G_y$  mezi Laplaceovy obrazy řezné síly  $F$  a pohybu nástroje ve směru osy  $y$  odpovídající výrazu (3-14).

$$G_y(s) = \frac{y(s)}{F(s)} \quad (3-14)$$



Obr. 3: Rovinné uspořádání řezného procesu [35] Obr. 4: Jednohmotová náhrada obráběcího procesu [35]

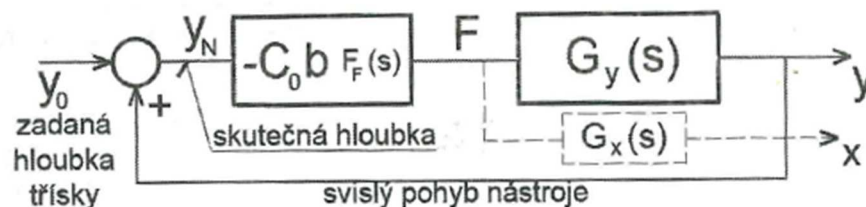
Při zadávání hloubky třísky  $y_0 < 0$ , vzniklá řezná síla vyvolá pohyb nástroje, jehož svislá složka  $y_t$  se superponuje na zadanou hloubku dle vztahu (3-15).

$$y_n(t) = y_0(t) + y(t) \tag{3-15}$$

Kombinací (3-13), (3-14) a (3-15) vznikne výsledný vztah (3-16), popisující přenos samobuzeného kmitání.

$$y(s) = -C_0 \cdot b \cdot [y_0(s) + y(s)] \cdot G_y(s) \tag{3-16}$$

Odpovídající blokové schéma znázorňuje Obr. 5.



Obr. 5: Blokové schéma samobuzeného kmitání bez pevné časové vazby [35]

Přenosová funkce celého zpětnovazebního obvodu je dána vztahem (3-17).

$$G_{CELK}(s) = \frac{y(s)}{y_0(s)} = \frac{-C_0 \cdot b \cdot G_y(s)}{1 + C_0 \cdot b \cdot G_y(s)} \tag{3-17}$$

Samobuzené kmitání lze pak vysvětlit na následujících variantách:

- 1. Jednorázové obrábění (neregenerativní kmitání)** - záběr jediné třísky, např. jeden zdvih při hoblování. Funkce  $y_0$  je při uvažování hladkého povrchu konstantní, jedná se tedy o prvotní obrábění.

## Obecná podmínka stability systému

Pro stabilitu systému z Obr. 5, bez ohledu na vstupní signál je nutné, aby jeho póly, tj. kořeny charakteristické rovnice (3-18), ležely v levé komplexní polorovině.

$$1 + C_0 \cdot b \cdot G_y(s) = 0 \quad (3-18)$$

Z této úvahy lze vyvodit podmínku meze stability, kdy alespoň jeden z kořenů charakteristické rovnice musí být ryze imaginární, tj.  $s = j\omega_0$ , to znamená, musí platit identita dle rovnice (3-19), kterou lze splnit pouze v případě, že současně platí (3-20).

$$G_y(j\omega_0) = \operatorname{Re}G_y(j\omega_0) + j\operatorname{Im}G_y(j\omega_0) = \frac{-1}{C_0 \cdot b} \quad (3-19)$$

$$\operatorname{Re}G_y(j\omega_0) = \frac{-1}{C_0 \cdot b}; \operatorname{Im}G_y(j\omega_0) = 0 \quad (3-20)$$

$G_y(j\omega_0)$	[m/N]	frekvenční dynamická poddajnost
$\operatorname{Re}G_y(j\omega_0)$	[m/N]	reálná část frekvenční dynamické poddajnosti
$\operatorname{Im}G_y(j\omega_0)$	[m/N]	imaginární část frekvenční dynamické poddajnosti

Nyní lze definovat tzv. kritickou šířku třísky vztahem (3-21), která udává hodnotu šířky třísky  $b$ , kdy bude systém na mezi stability.

$$b_{krit} = \frac{-1}{C_0 \cdot \operatorname{Re}G_y(j\omega_0)} \quad (3-21)$$

$\omega_0$  kmitočet, při kterém nastává na frekvenční charakteristice přenosu fázové zpoždění  $-\pi$ .

Pro zaručení stability řezného procesu je tedy třeba splnit podmínku, kdy při  $\operatorname{Im}G_y(j\omega_0) = 0$  je šířka třísky  $b$  menší než kritická šířka třísky  $b_{krit}$ .

### 2. Opakované obrábění (regenerativní kmitání) - zvlnění povrchu,

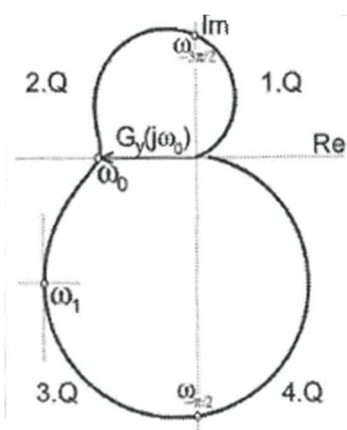
způsobené kmitáním nástroje v předchozím pracovním cyklu, se superponuje na novou vstupní veličinu  $y_0$  vstupující do dalšího cyklu. Zde je třeba dále rozlišit:

- a) **obrábění bez pevné časové vazby mezi řezy** – nástroj opakovaně vychází z řezu a znovu se do něj vrací po době, která nemusí být jednoznačně dána (např. při hoblování). V pauze mezi řezy se může kmitání nástrojové skupiny uklidnit.

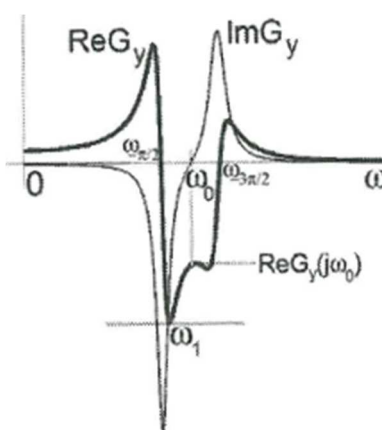
## Zpřísněná podmínka stability pro regenerativní kmitání

Splnění obecné podmínky stability zaručuje, že po prvotním záběru nástroje do hladkého povrchu může sice dojít ke kmitání, ale jeho amplituda postupně klesá až do úplného zklidnění. Trvalá stabilita řezného procesu však není zaručena v případě, kdy nástroj opakovaně zabírá do povrchu již obrobeného a zvlněného z předchozího cyklu. Toto zvlnění způsobuje proměnnou budicí sílu, takže dochází k vynucenému kmitání, při kterém může být i u stabilního obvodu amplituda výstupu větší než amplituda vstupu.

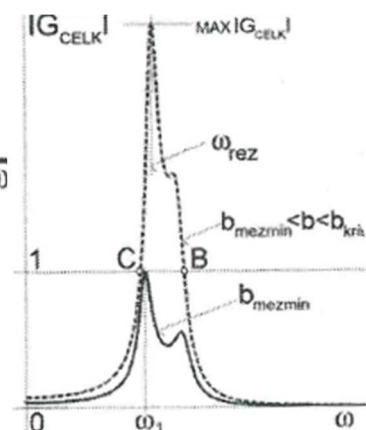
Typický průběh frekvenční dynamické poddajnosti  $G_y(j\omega_0)$  v komplexní rovině pro obecný málo tlumený systém je zobrazen na Obr. 6. Na Obr. 7 je alternativní zobrazení reálné a imaginární složky téže poddajnosti jako funkce kmitočtu a Obr. 8 ukazuje amplitudovou charakteristiku celého přenosu pro určitou šířku třísky  $b$ .



Obr. 6: Frekvenční poddajnost  $G_y(j\omega_0)$  v komplexní rovině [35]



Obr. 7: Reálná a imaginární část frekvenční poddajnosti [35]



Obr. 8: Amplitudová charakteristika  $|G_{CELK}(j\omega)|$  [35]

Amplitudová charakteristika  $|G_{CELK}(j\omega)|$  při této šířce přesahuje jednotkovou úroveň v pásmu kmitočtů mezi body C a B a má výraznou špičku na rezonančním kmitočtu  $\omega_{rez}$ . Při  $\omega_0$  je imaginární složka poddajnosti nulová, takže zde lze použít výpočet kritické šířky třísky  $b_{krit}$  podle vztahu (3-21). Křivka  $|G_{CELK}(j\omega)|$  by měla pro  $b = b_{krit}$  velmi výrazné maximum na kmitočtu  $\omega_{rez} \approx \omega_0$ . Při prvním záběru s touto šířkou do teoreticky nekonečně dlouhého hladkého povrchu by se systém ustálil na monotónních kmitech s frekvencí  $\omega_0$ . Při snížení šířky na  $b < b_{krit}$  maximum křivky klesá a přemísťuje se mírně doleva a kmity při prvním záběru budou tlumené. Následným obráběním takto zvlněného povrchu nastanou vynucené kmity a jejich opakovanou reprodukcí se rozvine regenerativní kmitání.

K zajištění stability obráběcího procesu je tedy nutno snížit šířku třísky tak, že amplitudová charakteristika daného přenosu nepřekročí při žádném kmitočtu jednotkovou úroveň. Tento případ je na Obr. 8 znázorněn silnou čarou a odpovídá výrazu (3-22). Šířka třísky je tedy snížena na hodnotu, která bude označena  $b_{mez,min}$  a amplitudová charakteristika  $|G_{CELK}(j\omega)|$  se nanejvýše dotýká jednotkové úrovně při kmitočtu  $\omega_1$ .

$$|G_{CELK}(j\omega)| = \frac{|-C_0 \cdot b \cdot G_y(j\omega_0)|}{|1 + C_0 \cdot b \cdot G_y(j\omega_0)|} \leq 1 \quad (3-22)$$

S respektováním reálných hodnot měrného řezného odporu  $C_0 > 0$  a šířky třísky  $b > 0$  lze vztah (3-22) rozepsat na reálnou a imaginární složku podle (3-23).

$$\frac{|-ReG_y - jImG_y|}{\left| \frac{1}{C_0 \cdot b} + ReG_y + jImG_y \right|} \leq 1 \quad (3-23)$$

Pro absolutní hodnoty čitatele a jmenovatele tedy musí platit (3-24).

$$\sqrt{Re^2G_y + Im^2G_y} \leq \sqrt{\left(\frac{1}{C_0 \cdot b} + ReG_y\right)^2 + Im^2G_y} \quad (3-24)$$

Úpravou rovnice (3-24) lze získat výraz (3-25).

$$bReG_y \geq \frac{-1}{(2C_0)} \quad (3-25)$$

Dále je potřeba uvážit dvě kmitočtové oblasti podle znamének reálné části frekvenční dynamické poddajnosti  $ReG_y$ :

$$1) \quad ReG_y > 0; \quad b \geq \frac{-1}{(2C_0 ReG_y)}$$

Nerovnost je splněna pro jakoukoliv kladnou hodnotu  $b$ , to znamená, že opakované harmonické rozkmitání by nevedlo k nárůstu amplitudy při libovolné šířce třísky. To je však v rozporu s obecnou podmínkou stability, která má vyšší prioritu, šířka třísky  $b$  pak musí být pro stabilní řez v intervalu  $0 < b < b_{krit}$ .

$$2) \quad ReG_y < 0; \quad b \leq \frac{-1}{(2C_0 ReG_y)}$$

Protože šířka třísky  $b$  je kladné číslo, vyhovující interval je  $0 < b < \frac{-1}{(2C_0 ReG_y)}$ .  
 Potlačení amplitudy harmonické složky s kmitočtem  $\omega$  nastává při  $b < \frac{-1}{2C_0 ReG_y(j\omega)}$ . Tato podmínka má smysl pouze pro negativní hodnoty funkce  $ReG_y(j\omega)$  a je kmitočtově závislá, takže pro každou hodnotu  $\omega$ , kde je  $ReG_y < 0$ , existuje tzv. mezní šířka třísky  $b_{mez}$  daná výrazem (3-26), která je funkcí kmitočtu  $\omega$ .

$$b_{mez} < \frac{-1}{2C_0 |ReG_y(j\omega)|} \quad (3-26)$$

Z uvedeného příkladu vyplývá, že platnost vztahu (3-26) je nutno pro úplnou jistotu rozšířit na všechny harmonické složky vstupního signálu, tj. uvažovat s maximální hodnotou jmenovatele. Rozhodující veličinou je tedy minimum reálné složky dynamické poddajnosti. Jeho dosazením vychází vztah (3-27) pro tzv. minimální mezní šířku třísky  $b_{mez,min}$ , která je sice nejmenší ze všech, ale při hodnotě šířky třísky  $b < b_{mez,min}$  bude zaručen útlum všech kmitočtů současně a tím i stabilita řezného procesu za všech okolností.

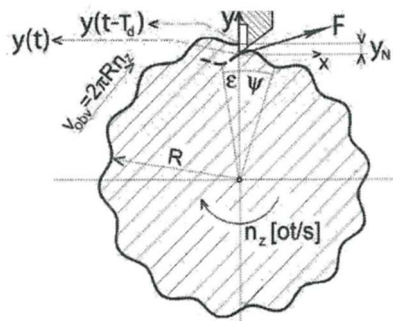
$$b_{mez,min} < \frac{-1}{2C_0 |ReG_y(j\omega)|_{max}} \quad (3-27)$$

**b) obrábění s pevnou časovou vazbou mezi řezy** – zvlnění  
 z předchozího řezu spolu s trvajícím kmitáním nástroje soustavně ovlivňuje kolísání hloubky třísky.

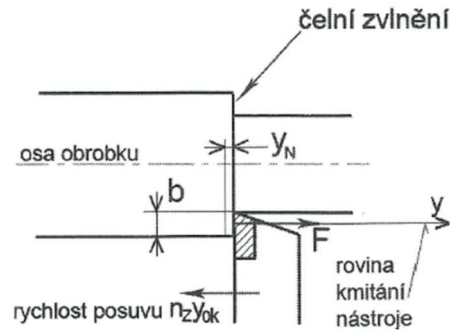
Typickým příkladem je soustružení, kdy se čerstvě obroběný povrch opětovně dostane do styku s nástrojem po definované době s tzv. dopravním zpožděním  $T_d$ . U soustružení představuje veličina  $y_0$  posuv na jednu otáčku a je tedy konstantní. Označení  $y(t)$  platí pro okamžité zvlnění,  $y(t - T_d)$  pro zvlnění z povrchu z předchozího řezu, které se dostane pod břit nástroje za dobu  $T_d$ . Pro další postup bude uvažováno pouze s kmitáním nástroje ve směru normály k povrchu, v případě soustružení zapichováním je to radiálně, viz Obr. 9. Obdobně u podélného soustružení se jedná o kmitání ve směru osy obrobku podle Obr. 10. V těchto případech je dopravní zpoždění  $T_d$  dáno vztahem (3-28). Kmitání ve směru tečném k povrchu nebude pro zjednodušení bráno na zřetel.

$$T_d = \frac{1}{n_z} \tag{3-28}$$

$n_z$  [ot/s] počet otáček za vteřinu (předpoklad  $n_z = \text{konstantní}$ )

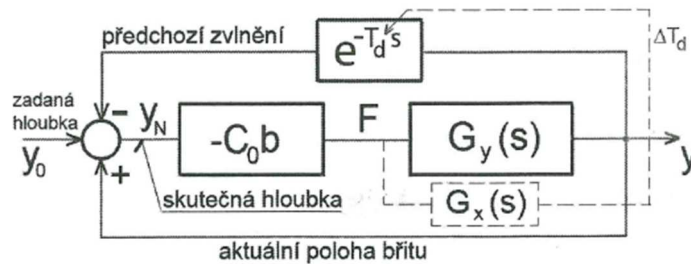


Obr. 9: Soustružení zapichováním [35]



Obr. 10: Soustružení stranovým nožem [35]

Je tedy patrné, že blokové schéma samobuzeného kmitání bez pevné časové vazby z Obr. 5 je potřeba rozšířit o zmíněné dopravní zpoždění  $T_d$ . Upravené blokové schéma samobuzeného kmitání s pevnou časovou vazbou ukazuje Obr. 11. Přenosovou funkci tohoto obvodu vyjadřuje vztah (3-29). Charakteristická rovnice je pak dána (3-30).



Obr. 11: Blokové schéma samobuzeného kmitání s pevnou časovou vazbou [35]

$$G_{CELK}(s) = \frac{y(s)}{y_0(s)} = \frac{-C_0 \cdot b \cdot G_y(s)}{1 + C_0 \cdot b \cdot G_y(s)(1 - e^{-T_d s})} \tag{3-29}$$

$$1 + C_0 \cdot b \cdot G_y(s)(1 - e^{-T_d s}) \tag{3-30}$$

Jelikož má tato rovnice nekonečně mnoho řešení, pro další úvahu nutno uvažovat pouze s mezí stability, kdy nástroj kmitá monotónně kmitočtem  $\omega = 2\pi f$ , takže alespoň jeden kořen je ryze imaginární, opět platí  $s = j\omega_0$ . Na obvodu obrobku tak vznikne zvlnění s necelým počtem vln  $N + \Delta N$ , kde  $N$  je celé číslo a platí vztah (3-31).



$$T_d f = T_d \frac{\omega}{2\pi} = N + \Delta N = N + \frac{\psi}{2\pi} \quad (3-31)$$

$\psi$  fázový posun příslušné neúplné části vlny  $\Delta N$ ,  $\psi = 2\pi\Delta N$

Lze odvodit, že hodnota mezní šířky třísky odpovídá i v tomto případě vztahu (3-27).

### Otáčkový diagram stability

U následujícího odvození otáčkového diagramu stability je uvažováno s nulovým tečným kmitáním  $G_x$  a s konstantním dopravním zpožděním  $T_d$ . Otáčkovou rovnicí (3-32) pak lze získat dosazením  $T_d = 1/n_z$  do vztahu (3-31).

$$\frac{f}{n_z} = \frac{\omega}{2\pi n_z} = N + \Delta N = N + \frac{\psi}{2\pi} \quad (3-32)$$

Závislost mezní šířky třísky  $b_{mez}$  na frekvenci  $f$  je dána průběhem frekvenční poddajnosti, podle výrazu (3-26). Obdobně platí závislost  $b_{mez}$  na fázovém posuvu  $\varepsilon$  podle (3-33).

$$\frac{\varepsilon}{2} = \arctan\left(\frac{ReG_y}{ImG_y}\right) \quad (3-33)$$

$$\psi = 2\pi - \varepsilon$$

Upravenou otáčkovou rovnicí (3-34) lze získat dosazením vztahů (3-33) do (3-32).

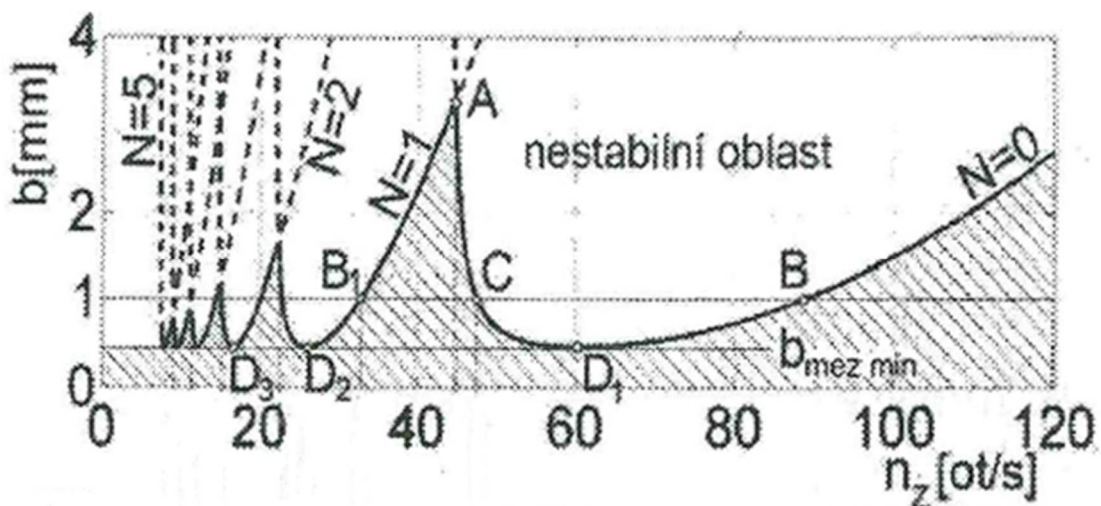
$$f = n_z \left( N + 1 - \frac{\varepsilon}{2\pi} \right) = n_z \left( N + 1 - \frac{1}{\pi} \arctan\left(\frac{ReG_y}{ImG_y}\right) \right) \quad (3-34)$$

Následně je pomocí rovnice (3-34) možno přiřadit daným otáčkám  $n_z$  kmitočet samobuzených kmitů  $f$  na mezi stability jednotlivě pro různé hodnoty  $N$ . To umožňuje přiřadit otáčkám  $n_z$  příslušné hodnoty velikosti mezní šířky třísky  $b_{mez}$ .

Postup sestavení úplného otáčkového digramu je následující:

- zjištění dynamické poddajnosti systému a to buď teoreticky, nebo experimentálně
- sestavení uspořádaných dvojic  $f - b_{mez}$  a  $f - \varepsilon$  na relevantním intervalu kmitočtů, tzn. pro záporné reálné hodnoty reálné složky dynamické poddajnosti  $ReG_y$  pomocí rovnic (3-26) a (3-33)
- sestavení uspořádaných dvojic  $f - n_z$  podle rovnice (3-34) pro různé hodnoty  $N$ , kde  $N$  jsou kladná celá čísla
- sestavení uspořádaných dvojic  $n_z - b_{mez}$  pomocí dvojic  $f - n_z$  a  $f - b_{mez}$ , které se následně zobrazí jako soustava křivek (tzv. „lobů“), opět pro různé hodnoty  $N$

Jednotlivé loby se vzájemně protínají. Stabilní oblast řezu je pod jejich spodní obálkou. Ukázka diagramu je zobrazena na Obr. 12.



Obr. 12: Ukázka otáčkového diagramu stability [35]

Je patrné, že využití režimu obrábění, kdy lze docílit stabilního řezu i při výrazně větší hodnotě šířky třísky  $b$  než je hodnota minimální mezní šířky  $b_{mez,min}$ , je významnější u vyšších otáček. Při nižších otáčkách je tento přínos menší. Zajímavou skutečností je, že v oblasti nejvyšších otáček (lob sestavený pro  $N = 0$ ) roste neomezeně i stabilní tříska. V praxi jsou však maximální otáčky limitované maximální řeznou rychlostí.

## 4 Současný stav

Následující kapitola si klade za cíl popsat metody, kterými se v současnosti snaží výrobci obráběcích strojů, nástrojů, případně dodavatelé pohonů a CAD systémů, odstranit či minimalizovat negativní účinky samobuzeného kmitání. Pro lepší přehlednost jsou jednotlivé metody rozřazeny do následujících podkapitol.

### 4.1 Změna řezných poměrů

Z diagramu stability vyplývá, že stabilitu řezu lze ovlivnit buď změnou otáček vřetene, a to buď jejich zvýšením, respektive snížením, nebo zmenšením šířky třísky. Tato opatření v sobě však nesou určité nevýhody. Změna otáček způsobí změnu řezné rychlosti, která již nadále nebude optimální pro daný nástroj, a zmenšení šířky třísky neodvratně způsobí snížení celkové produktivity stroje.

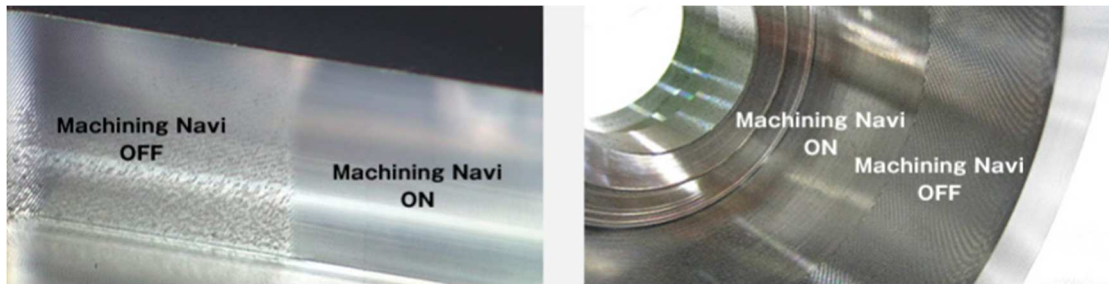
Výrobce obráběcích strojů Okuma standardně nabízí pro své frézovací a soustružnické stroje systém Machining Navi, a to jak v automatické variantě, kdy je k detekci vibrací použit akcelerometr zabudovaný ve vřetenu, viz Obr. 13, tak také v manuální verzi, která vyžaduje zásah obsluhy po vyhodnocení vzniku samobuzeného kmitání mikrofonem umístěným na ovládacím panelu stroje, viz Obr. 14. Rozdíl v kvalitě povrchu zobrazuje Obr. 15. V neposlední řadě systém nabízí pro technologii soustružení funkci „Harmonic spindle speed control“, která dokáže periodicky měnit rychlost otáčení vřetene. Volbou vhodné frekvence a amplitudy dochází k redukci vibrací. Popsaný princip je schematicky znázorněn na Obr. 16.



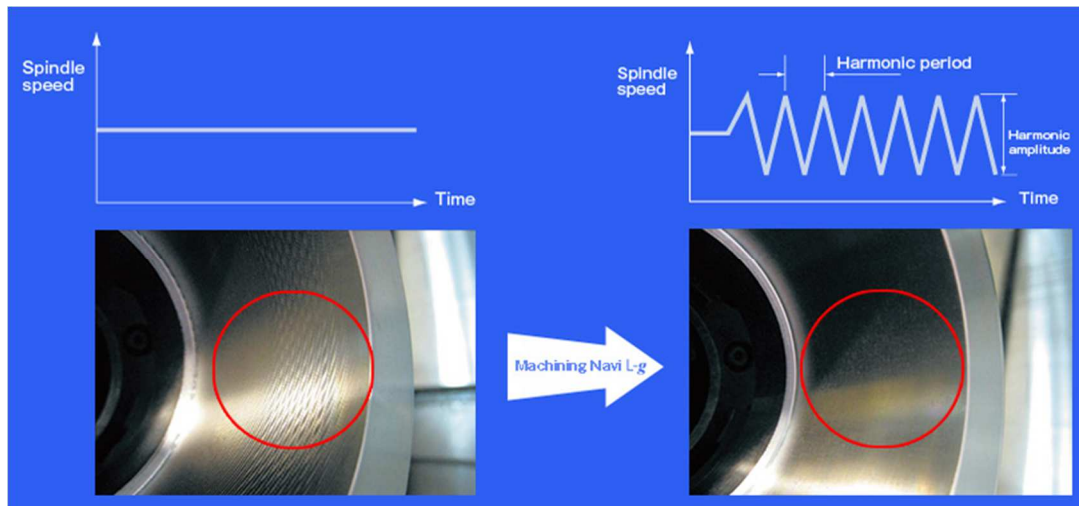
Obr. 13: Machining Navi – akcelerometr [8]



Obr. 14: Machining Navi – mikrofon [8]



Obr. 15: Machining Navi - porovnání kvality povrchu s aktivní a neaktivní funkcí [8]



Obr. 16: Machining navi - Harmonic spindle speed control [8]

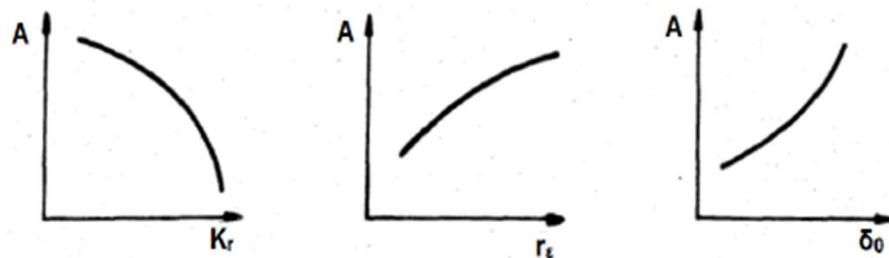
Podobný systém představila na veletrhu EMO Hanover 2013 firma DMG Mori Seiki, zatím však pouze na prototypovém stroji.

## 4.2 Změna geometrie nástroje (snížení řezných sil)

Snížení řezných sil má pozitivní vliv na stabilitu řezu a lze ho docílit změnou parametrů geometrie řezného nástroje, konkrétně to jsou:

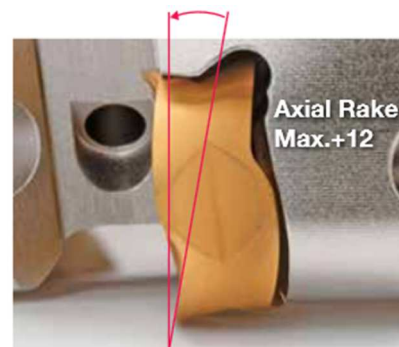
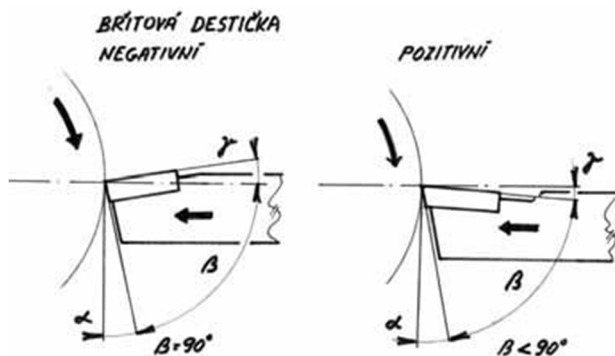
- úhel nastavení nástroje  $K_r$  – zvětšení úhlu nastavení má pozitivní vliv na stabilitu obrábění a souvisí se zmenšováním radiální složky řezné síly při zvětšování úhlu nastavení
- poloměr zaoblení špičky  $r_\epsilon$  – zvýšením poloměru špičky se zmenšuje střední hodnota úhlu nastavení nástroje; zvýšení poloměru zaoblení má proto negativní vliv na stabilitu.
- úhel řezu  $\delta_0$  – úhel čela rovněž ovlivňuje velikost řezné síly; snížení úhlu čela má pozitivní vliv na stabilitu.

Vliv jednotlivých parametrů geometrie řezného nástroje na velikost amplitudy samobuzeného kmitání znázorňuje Obr. 17.



Obr. 17: Vliv geometrie řezného nástroje na amplitudu kmitání [9]

Neustálé zdokonalování řezných materiálů a povlaků umožňuje výrobcům konstrukci břitových destiček s velmi pozitivní geometrií nástroje, viz Obr. 18, a to při zachování odolnosti vůči opotřebení. Ostrá geometrie nástroje přináší nižší řezné síly a nižší mechanické zatížení obráběcího stroje. Příkladem nástroje s pozitivní geometrií je řezná destička firmy Kyocera na Obr. 19.



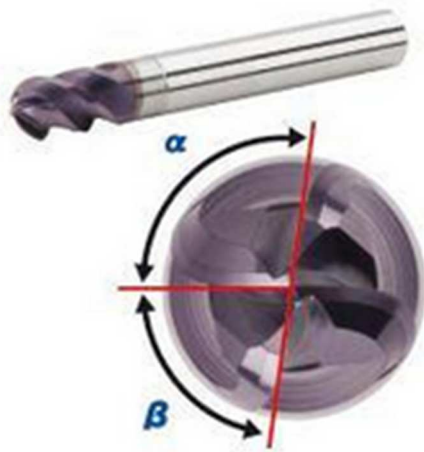
Obr. 18: Pozitivní a negativní geometrie řezného nástroje [10]

Obr. 19: Řezná destička Kyocera MRW [11]

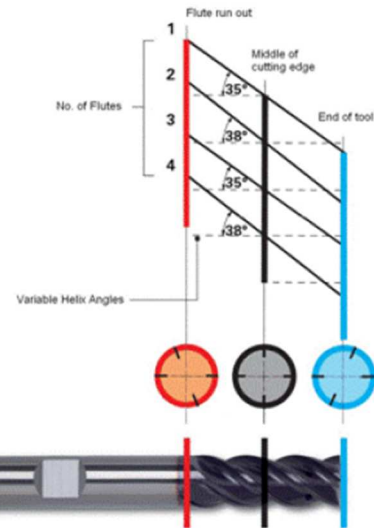
Výrobci nástrojů však nabízí další možnosti. Na trhu našly uplatnění speciální konstrukční řešení nástrojů, jejichž cílem není snížení řezné síly ale vnesení nepravidelnosti do řezného procesu. Jedná se o:

- nástroje s nerovnoměrnou roztečí zubů – vlivem nerovnoměrné rozteče zubů přicházejí jednotlivé zuby do záběru v různou dobu po záběru zubu předchozího. Příkladem je fréza firmy MITSUBISHI na Obr. 20
- nástroje s různým úhlem šroubovice na jednotlivých zubech – různý úhel šroubovice v podstatě znamená různou rozteč zubů v jednotlivých axiálních řezech nástroje. Pro lepší představu je na Obr. 21 uveden nástroj RF firmy GÜHRING

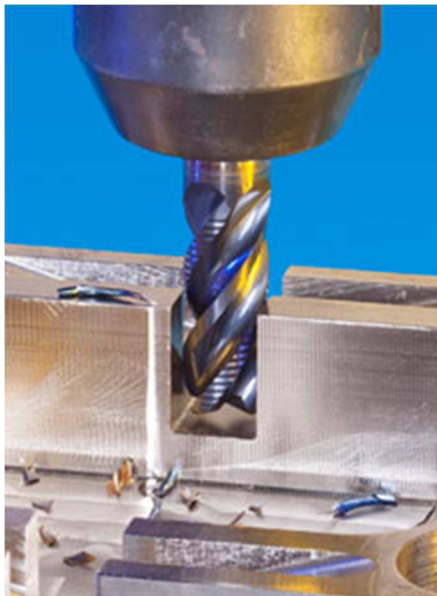
- nástroje s proměnným úhlem šroubovice na jednom zubu
- dělené nástroje – dělené ostří přináší zejména lepší dělení třísky a její následný odvod z místa řezu. Dalším efektem je snížený řezných sil. Příklad monolitního nástroje od firmy ISCAR je zobrazen na Obr. 22. Obr. 23 ukazuje nástroj s výměnnými břitovými destičkami s děleným ostřím téže firmy.



Obr. 20: Nástroj s nerovnoměrnou roztečí zubů [12]



Obr. 21: Nástroj s různým úhlem šroubovice na jednotlivých zubech [13]



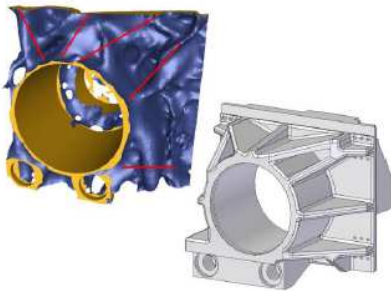
Obr. 22: Monolitní nástroj s děleným ostřím [14]



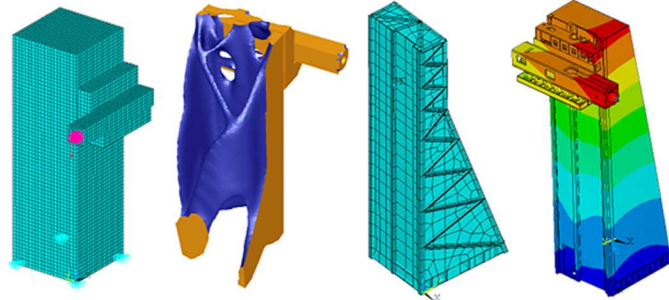
Obr. 23: Nástroj s výměnnými břitovými destičkami s děleným ostřím [15]

## 4.3 Zvýšení tuhosti

Statická tuhost nosné struktury stroje, vřetene, obrobku, nástroje a jeho nástrojového rozhraní, je z hlediska stability řezu klíčová. Nosná struktura stroje může být navržena na základě topologické optimalizace, která umožní co nejefektivnější rozmístění materiálu v navrhovaném dílu tak, aby byla dosažena maximální tuhost s využitím co nejméně materiálu. Ukázkou optimalizace tvaru vřeteníku ukazuje Obr. 24. Postup topologické optimalizace schematicky znázorňuje Obr. 25. Pro první fázi výpočtu je použit velmi zjednodušený model, který vymezuje hranice pro možná řešení. Následuje výpočet optimálního rozložení materiálu podle zadaných okrajových podmínek, který slouží jako základ pro návrh reálného dílce.



Obr. 24: Topologická optimalizace vřeteníku [16]

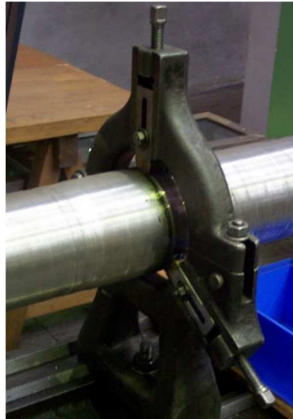


Obr. 25: Topologická optimalizace stojanu [16]

Tuhost vřetene lze ovlivnit správným dimenzováním předepnutých ložisek, případně optimalizací jeho dynamických vlastností. Vřeteno představuje velmi důležitý prvek stroje a jsou na něho kladeny velmi vysoké nároky v podobě vysoké přesnosti chodu.

Samozřejmostí je pak využití předepnutých lineárních vedení pro pohybové osy. Stejně jako u ložisek platí, že čím větší předepnutí, tím větší tuhost. To však jde ruku v ruce s vyšším třením a tepelnými ztrátami, které způsobují rychlejší opotřebení daných komponent.

Tuhost rotačního obrobku, jehož délka značně převládá nad průměrem, lze zlepšit použitím tzv. lunet, které zabraňují jednak prohnutí obrobku tlakem soustružnického nože, tak také příčnému rozkmitání. Luneta se umísťuje buď přímo na lože soustruhu (pevná luneta), nebo na suport (posuvná luneta). Typické zástupce mechanické a hydraulické lunety je možno vidět na Obr. 26 a na Obr. 27.



Obr. 26: Mechanická luneta [17]



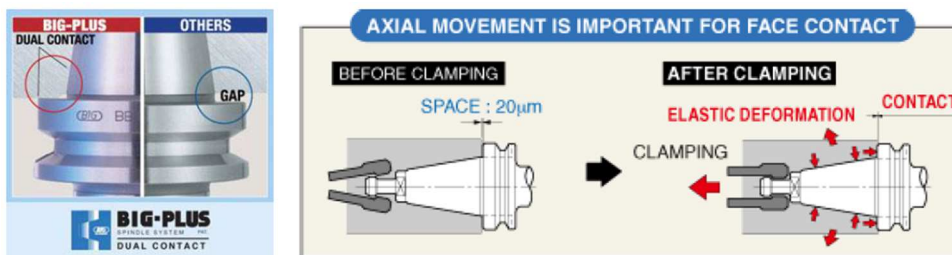
Obr. 27: Hydraulická luneta [18]

V honbě za vyšší tuhostí nezůstávají pozadu ani výrobci rezných nástrojů. Ti se neustále snaží zlepšovat jak tuhost nástrojů použitím pevnostních materiálů, tak jejich upnutí do nástrojového držáku, příkladem může být systém ConeFit od firmy WALTER na Obr. 28.



Obr. 28: Systém upnutí rezného nástroje v držáku ConeFit [19]

Dále pak upnutí samotného držáku do vřetene, kdy je vyšší tuhost docílena využitím většího počtu kontaktních ploch a jejich deformací v okamžiku upnutí, která způsobí předeprnutí, viz např. systém BigPlus od výrobce BIG DAISHOWA na Obr. 29. V neposlední řadě se také řeší tuhost upnutím výměnných břitových destiček.



Obr. 29: Systém BigPlus pro upnutí držáku nástroje do vřetene [20]



## 4.4 Zvýšení tlumení

Dynamické vlastnosti stroje, to znamená odolnost vůči vzniku vibrací, lze rovněž zlepšit zvýšením tlumení rámu stroje, lineárních vedení či samotného nástroje.

Prostředkem pro zvýšení tlumení rámu obráběcích strojů je nasazení nekonvenčních materiálů. Jednou z možností je využití cementového betonu, tzv. hydrobetonu, který je v současné době používán především jako výplň jednoduchých svařovaných ocelových loží pro zvýšení jejich hmotnosti a tuhosti. Udávaná hodnota poměrného tlumení je až 30x vyšší než u litiny. Výhodnou vlastností hydrobetonu je přibližně stejně velký součinitel teplotní roztažnosti jako u oceli, ale řádově nižší koeficient tepelné vodivosti. Pro připevnění návazných uzlů obráběcích strojů, např. vřeteníku, vodících ploch apod., jsou do betonu zalévány potřebné kotevní prvky. Hydrobeton využívá pro výrobu loží firma Framag pod obchodním označením HYDROPOL, ukázka zobrazena na Obr. 30.



Obr. 30: Ukázka výrobků z hydrobetonu od firmy Framag [21]

Další využívanou možností je polymerický beton, neboli polymerbeton. Jedná se o směs přírodního či umělého plniva se zrnitostí 0,2 až 16 mm, kdy velikost zrna je ovlivněna tvarem a velikostí odlitku. Často se používají minerální materiály jako žula, křemenec, basalt, živec a čedič, v kombinaci se syntetickým pojivem a tvrdidlem. Jako pojivo slouží epoxidové, metakrylátové či polyesterové pryskyřice. Polymer beton tlumí rázy 6-10x rychleji než litina. Potřebné kotevní prvky musí být do polymerbetonu zalévány stejně jako v případě použití cementového betonu. Výrobou loží a stojanů z polymerbetonu se zabývá např. firma Studer, která pro své stroje využívá materiál s obchodním názvem GRANITAN S103. Příklad ložete z tohoto materiálu si lze prohlédnout na Obr. 31.

Jako poslední nekonvenční materiál bude zmíněna přírodní žula neboli granit. Důvodem pro použití žuly je její vysoká tvarová stabilita, tuhost, nízký součinitel teplotní roztažnosti

i vodivosti a vysoká odolnost vůči opotřebení. Díky těmto je granit využíván hlavně pro konstrukci vysoce přesných strojů. Pro ilustraci je na Obr. 32 uveden stroj od firmy TMMT.



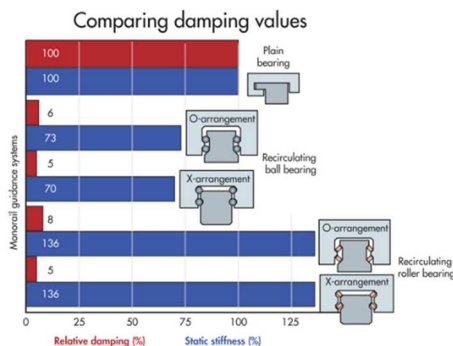
Obr. 31: Lože z materiálu GRANITAN S103 od firmy Studer [22]



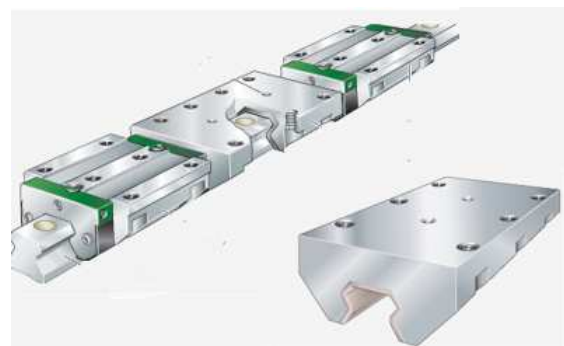
Obr. 32: Ukázka stroje z přírodní žuly od firmy TMMT [23]

Další možností jak vylepšit celkové tlumení stroje je využití kluzných, případně hydrostatických lineárních vedení. Ačkoliv má kluzné vedení relativně malou efektivitu a neumožňuje vysoké posuvové rychlosti, díky velikosti kontaktních ploch a olejového filmu na styčných plochách disponuje výbornými tlumicími vlastnostmi, které dokumentuje graf na Obr. 33, kde je porovnána tuhost (modře) a tlumení (červeně) kluzného, kuličkového a válečkového vedení. Lze si povšimnout, že zatímco tuhost je u všech typů podobná, v tlumících vlastnostech má kluzné vedení jasně navrch.

Prvním možným řešením protichůdných požadavků na vysokou tuhost a zároveň velkou pohybovou rychlost, je použití přidavného vozíku ke standardnímu válečkovému vedení, jehož vnitřní profil odpovídá profilu kolejnice. Vůle mezi vozíkem a kolejnicí je  $0,25 \mu\text{m}$  a je vyplněna olejovým filtrem, jenž realizuje tlumení. Tento produkt nabízí firma Schaeffler, viz Obr. 34.

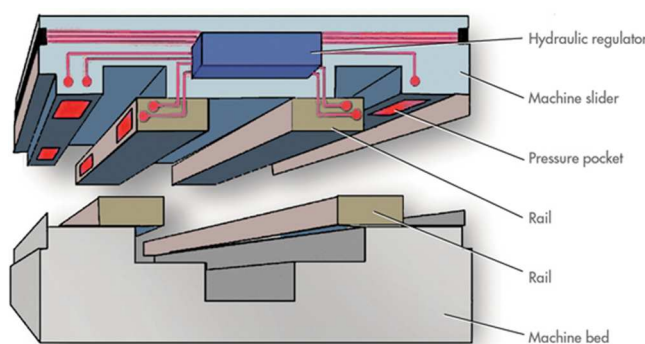


Obr. 33: Porovnání tuhosti a tlumení různých typů vedení [24]

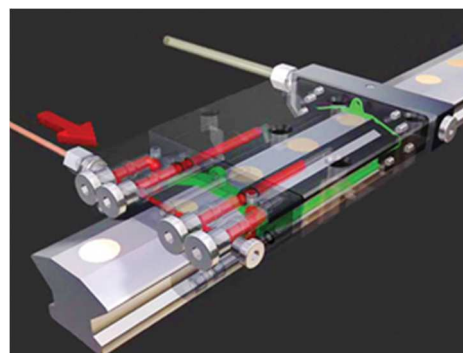


Obr. 34: Přídavný tlumicí vozík od firmy Schaeffler [25]

Druhou možností je využití hydrostatického vedení, které se i přes své zjevné výhody v podobě velmi nízkého koeficientu tření a dobrého tlumení nedočkalo masového využití. Lze se s ním setkat převážně u těžkých a velmi přesných obráběcích strojů, kde jsou přijatelné jeho vysoké pořizovací náklady kvůli vysokým nárokům na přesné opracování styčných ploch. Za další nevýhody lze považovat velké zástavbové rozměry a nutnost odvodu oleje a jeho následné filtrování před opětovným použitím. Hydrostatické vedení je schematicky znázorněno na Obr. 35.



Obr. 35: Schéma hydrostatického vedení [24]



Obr. 36: Kompaktní hydrostatické vedení HLE od firmy Schaeffler [24]

Zajímavou alternativou k tradičnímu hydrostatickému vedení prodává firma Schaeffler v podobě kompaktního hydrostatického vedení řady HLE, zobrazeného na Obr. 36. Jeho výhodou jsou stejné zástavbové rozměry jako u klasického lineárního vedení s valivými elementy, včetně stejných připojovacích rozměrů. To umožní výrobcům obráběcích strojů nabídnout své produkty v obou variantách. Cena tohoto vedení je řádově pětinasobná oproti variantě s valivými elementy. Ukázka rozdílu kvality povrchu na stejném stroji se stejnými řeznými podmínkami pro kompaktní hydrostatické vedení a kuličkové lineární vedení ukazuje Obr. 37.



Obr. 37: Porovnání kvality povrchu při použití kuličkového a hydrostatického vedení na stejném stroji [26]

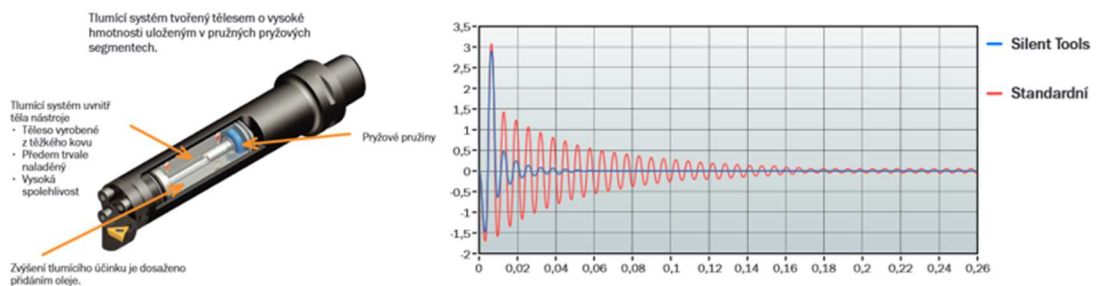
Snahu o zvýšení tlumení lze pozorovat i u výrobců nástrojů, kteří nabízejí nástrojové držáky s integrovaným tlumičem pro aplikaci, kdy je z technologických důvodů nutné velké vyložení nástroje. Jedná se např. o frézování hlubokých kapes nebo vyvrtávání přesných otvorů. Tento typ

držáku nástrojů nabízí např. firma BIG DAISHOWA pod označením Smart Damper, který si společně s porovnáním kvality povrchů oproti standardnímu držáku lze prohlédnout na Obr. 38.



Obr. 38: Tlumený držák nástroje Smart Damper od firmy BIG DAISHOWA [27]

Konkurenční výrobek má ve svém portfoliu firma SANDVIK pod označením Silent Tool. Tlumení je realizováno tělesem o vysoké hmotnosti uloženým v pružných pryžových segmentech. Tlumičím účinek je navíc podpořen přidáním oleje. Řez držákem spolu s porovnáním dynamických vlastností oproti standardnímu držáku zobrazuje Obr. 39.



Obr. 39: Tlumený držák nástroje Silent Tool od firmy SANDVIK [28]

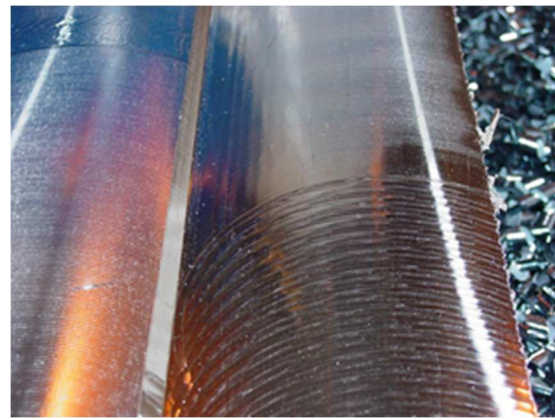
## 4.5 Aktivní dynamické tlumiče

Aktivní dynamický tlumič je zařízení, které je schopno do systému vnášet vnější energii, jeho reálná účinnost je limitována silovými, mechanickými a energetickými limity aktivního členu. V oblasti obráběcích strojů je nejrozšířenější tlumič pracující na elektromagnetickém principu, jenž mění elektrickou energii na mechanickou. Jeho hlavní výhodou je možnost nasazení na již hotové konstrukce bez nutnosti rozsáhlých úprav a jejich schopnost vyvodit relativně velké tlumičím síly vzhledem k zástavbovým rozměrům. Elektromagnetický tlumič je navíc schopen pracovat v širokém frekvenčním pásmu, řádově 20 – 2000 Hz. Příklad využití této metody redukce vibrací prezentuje firma Micromega Dynamics nasazením svých výrobků s označením ADD-2D-1kN (redukce vibrací smykadla v horizontálním i vertikálním směru) a ADD-1kN (redukce vibrací stolu s obrobkem), tlumiče

jsou připevněny podle Obr. 40. Porovnání kvality povrchů při aktivním a neaktivním tlumiči je ukázáno na Obr. 41.



Obr. 40: Využití dynamického tlumiče na smykadlo horizontálního frézovacího stroje [29]

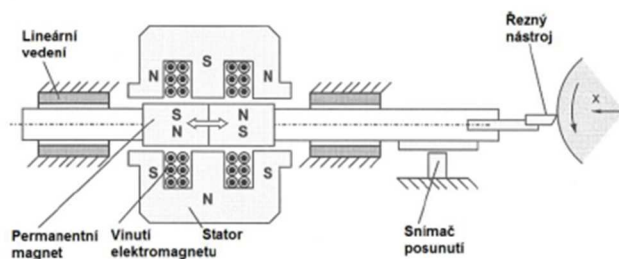


Obr. 41: Porovnání kvality povrchu s aktivním (vlevo) a neaktivním (vpravo) dynamickým tlumičem [29]

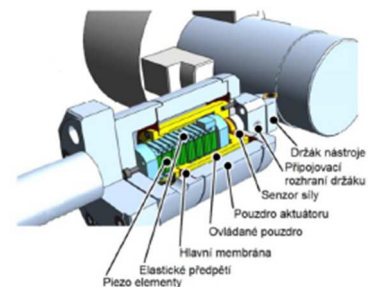
Výrobce řídicích systémů HEIDENHAIN prezentoval v rámci svého konceptu Dynamic Efficiency systém Active Chatter Control. V případě zaznamenání chvění pomocí analýzy signálů z pohonů stroje se systém snaží pohltit energii, vznikající samobuzeným kmitáním, pomocí řízení lineárních os. Pohony stroje jsou tak využívány jako aktivní tlumič vibrací. Podstatné omezení tohoto řešení je možnost tlumit frekvence pouze do 100 Hz. [30]

## 4.6 Aktivní kompenzátory

Aktivní kompenzátor je zařízení, které mění polohu nástroje vůči obráběné ploše tak, aby průřez odebíraného materiálu byl konstantní. Elektromagnetický kompenzátor pro soustružení ukazuje Obr. 42. Alternativu s piezoelektrickým pohonem zobrazuje Obr. 43.



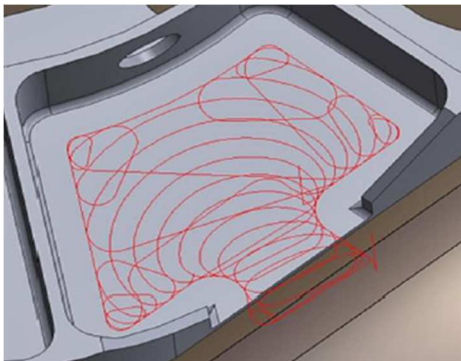
Obr. 42: Aktivní kompenzátor s elektromagnetickým pohonem [5]



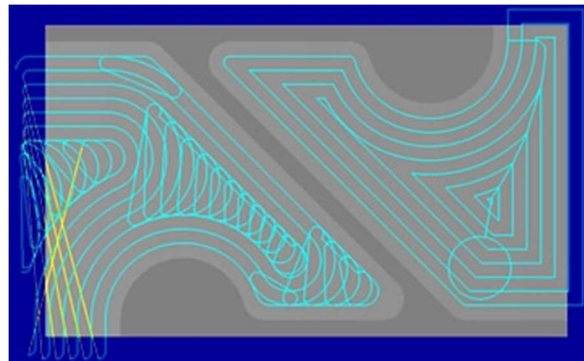
Obr. 43: Aktivní kompenzátor s piezoelektrickým pohonem [5]

## 4.7 Softwarové řešení

Pro stabilitu řezného procesu je důležité, aby strategie generování dráhy nástroje CAM systémem zohledňovala požadavek na konstantní zatížení nástroje. To znamená, aby nedocházelo ke skokové změně opásání, např. při frézování rohu kapsy, a tím pádem skokovému nárůstu řezné síly, který by mohl vyvolat chvění. Jedná se například o aplikaci trochoidálního způsobu obrábění, kde je dráha nástroje tvořena křivkou podobnou trochoidě. Tato strategie spočívá ve výrazném snížení radiální hloubky řezu, což vede ke snížení tloušťky třísky a snížení doby kontaktu mezi břitem a obrobkem. Menší hloubka třísky umožní zvýšit hodnotu posuvu na zub díky menšímu zatížení břitu. Kratší doba kontaktu mezi břitem a obrobkem znamená menší buzení řezným procesem a dovoluje zvýšit axiální hloubku řezu, aniž by se objevilo chvění. Příkladem trochoidálního obrábění je strategie iMachining systému SolidCAM, viz Obr. 44. Konkurenční systém GiggsCam nabízí strategii založenou na stejném principu VoluMill. Porovnání standardní dráhy a upravené dráhy tímto systémem zobrazuje Obr. 45.

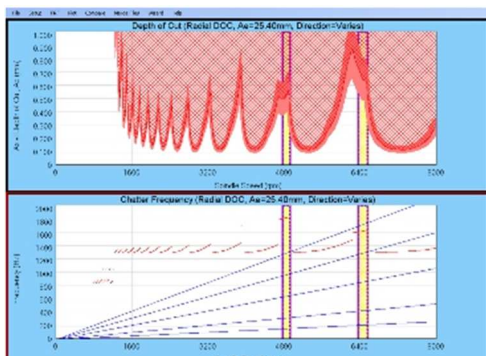


Obr. 44: Strategie iMachining systému SolidCAM [31]

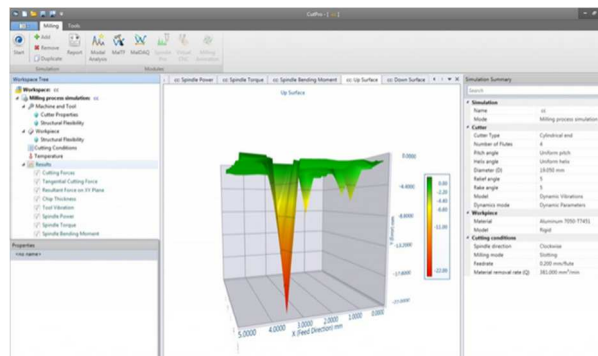


Obr. 45: Standardní dráha nástroje (vpravo) a dráha strategie VoluMill (vlevo) systému GiggsCAM [32]

Existují taky komerčně dostupné softwary pro predikci diagramů stability. Jako jejich zástupce lze jmenovat MetalMAX a CutPro. Jejich pracovní prostředí je ukázáno na Obr. 46 a Obr. 47. Značnou nevýhodou těchto softwarových nástrojů je však jejich spolehlivost a omezená databáze materiálů. Zpravidla je tak nutno jejich počáteční predikci následně korigovat pomocí dat získaných při nestabilním obrábění.



Obr. 46: Prostředí programu MetalMax [33]



Obr. 47: Prostředí programu CutPro [34]

## 4.8 Použití řezných kapalin a povlaků nástrojů

Použití řezné kapaliny, respektive speciálních povlaků řezných nástrojů, vede ke snížení tření mezi třískou a nástrojem, jenž má za následek snížení řezné síly. Zároveň se snižuje závislost řezné síly na řezné rychlosti a to má pozitivní vliv na vliv samobuzeného kmitání.

## 4.9 Zhodnocení současného stavu

Z velkého počtu uvedených metod je patrná snaha o aktivní řešení problematiky samobuzeného kmitání a její nepopiratelný význam pro průmyslovou výrobu. Otázkou však zůstává jejich účinnost a spolehlivost. Je třeba si uvědomit, že stabilita řezného procesu je komplexní problém, který je ovlivněn mnoha faktory. Nelze tedy očekávat, že konkrétní přístup může být univerzálně aplikován na rozličné technologie. Současně je třeba mít na paměti, že vždy jde o kombinaci vlastností stroje, nástroje, obrobku a řízení. Nelze tedy opomíjet ani jednu z výše zmíněných oblastí.

Vypracovaná rešerše rovněž ukázala, že v současné době zatím nikdo nevyužil aplikaci předepnutí jako prostředek k ovlivnění dynamických vlastností stroje za účelem ovlivnění stability řezného procesu. Tato práce má za cíl tuto možnost prověřit.

## 5 Praktická část

V první části této kapitoly bude posouzen vliv předepnutí konstrukce na její statické a dynamické chování, následně bude navrhována konstrukce přeladitelného nožového držáku a v poslední části bude provedeno měření, testy při soustružení a zhodnocení.

### 5.1 Posouzení vlivu předepnutí na statické a dynamické vlastnosti konstrukce

Pro lepší pochopení této problematiky bude nejdříve posouzeno, jak se změní statické a dynamické parametry vetknutého nosníku při tahovém, respektive tlakovém zatížení. Na tyto výsledky naváže posouzení složitější soustavy.

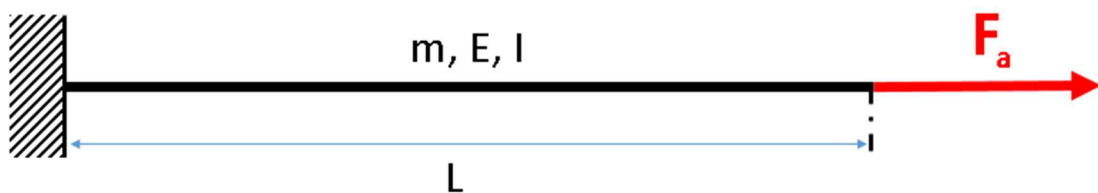
#### 5.1.1 Vliv předepnutí – vetknutý nosník – dynamické vlastnosti

Pro názornost byl vliv předepnutí zkoumán na jednoduchém příkladu vetknutého nosníku, viz Obr. 48. Pro výpočty bylo uvažováno s ocelí s označením podle evropských norem jako E295 (podle ČSN ocel 11500) s následujícími vlastnostmi:

Modul pružnosti  $E = 210\,000\text{ MPa}$

Maximální dovolené tahové napětí:  $\sigma_d = 200\text{ MPa}$

Hustota  $\rho = 7850\text{ kg/m}^3$



Obr. 48: Model vetknutého nosníku

Nosníku byly postupně přiřazovány různé průřezové charakteristiky (kruh, čtverec, kruhová trubka, čtvercová trubka) a bylo sledováno, jak se změní jeho 1. vlastní frekvence v závislosti na jeho délce  $L$  a zatěžující axiální síle  $F_a$ . Výpočet byl proveden pomocí metody MKP v programu ANSYS a ověřen analytickým výpočtem pro případ nulového předepnutí.



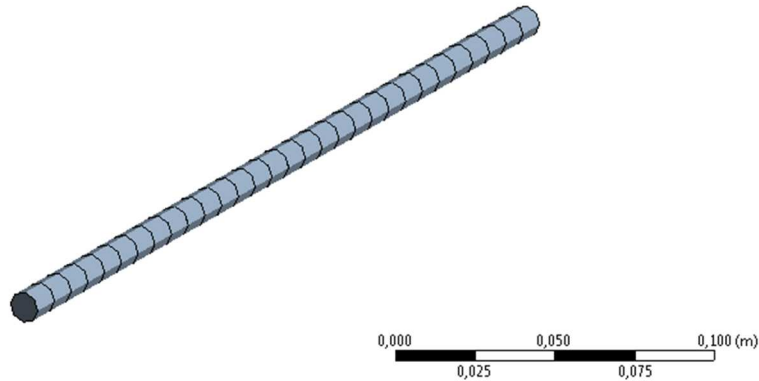
## Popis modelu v programu ANSYS

**Geometrie:** Nosníkový element BEAM189 s délkou  $L$  a požadovanou průřezovou charakteristikou, viz Tab. 1.

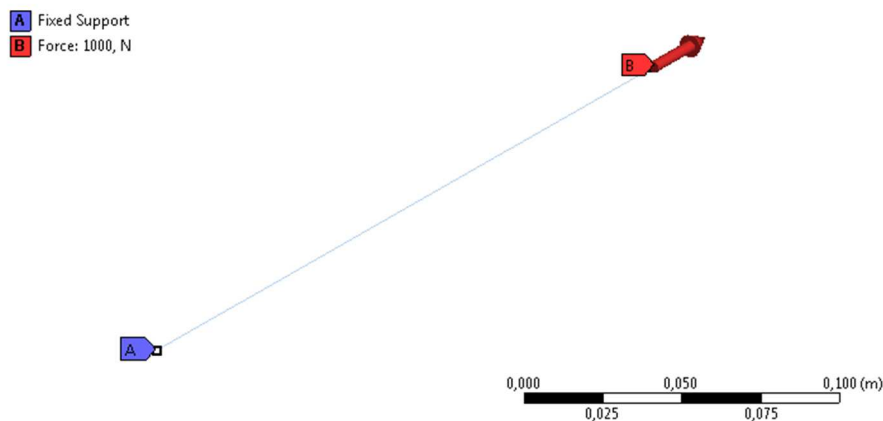
**Sít prvků:** Velikost prvku sítě byla 10 mm (Obr. 49).

**Okrajové podmínky:** Jeden konec byl vetknut odebráním všech stupňů volnosti. Do druhého konce byla zavedena  $F_a$  v axiálním směru (Obr. 50).

Výpočet probíhal ve 2 fázích. V první fázi proběhl výpočet modální analýzy bez vlivu síly  $F_a$ . V druhé fázi byl proveden statický výpočet s vlivem síly  $F_a$ , jehož výsledky byly použity do výpočtu modální analýzy s předeptnutím.



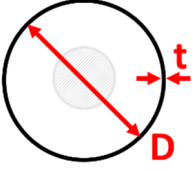
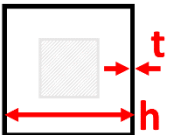


Obr. 49: Ukázka použité sítě prvků



Obr. 50: Použité okrajové podmínky

Použité průřezové charakteristiky shrnuje Tab. 1. Jako etalon byla zvolena tyč s průměrem  $D = 10 \text{ mm}$ . Rozměry ostatních průřezů byly zvoleny tak, aby byly zachovány stejné plochy průřezu  $A$ .

<b>Průřez</b>				
<b>Rozměry [mm]</b>	$D = 10$	$h = 8,86$	$D \times t = 26 \times 1$	$h \times t = 20,5 \times 1$
<b>Plocha průřezu <math>A</math> [mm<sup>2</sup>]</b>	78,5	78,5	78,5	78
<b>Kvadratický moment <math>I</math> [mm<sup>4</sup>]</b>	483,7	513,5	6072,9	4956,3

Tab. 1: Průřezové charakteristiky pro nosník

První vlastní frekvence nosníku byla parametricky spočítána pro každý průřez v délkách  $L = 200, 400, 600, 800 \text{ a } 1000 \text{ mm}$  pro proměnnou zátěžnou sílu. Jako limitující faktor pro velikost síly bylo bráno v úvahu maximální dovolené napětí materiálu v tahu  $\sigma_d$  dle vztahu (5-1). V případě tlakového namáhání bylo obdobně limitující nejenom maximální dovolené tlakové napětí v tlaku, ale rovněž kritická síla  $F_{kr}$  pro stabilitu prutu, která se pro případ vetknutého nosníku s volným koncem vypočte dle vztahu (5-2).

$$\sigma_d = \frac{F}{A} \quad (5-1)$$

$\sigma_d$  [MPa] maximální dovolené napětí  
 $F$  [N] axiální síla  
 $A$  [mm<sup>2</sup>] plocha průřezu prutu

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{4 \cdot L^2} \quad (5-2)$$

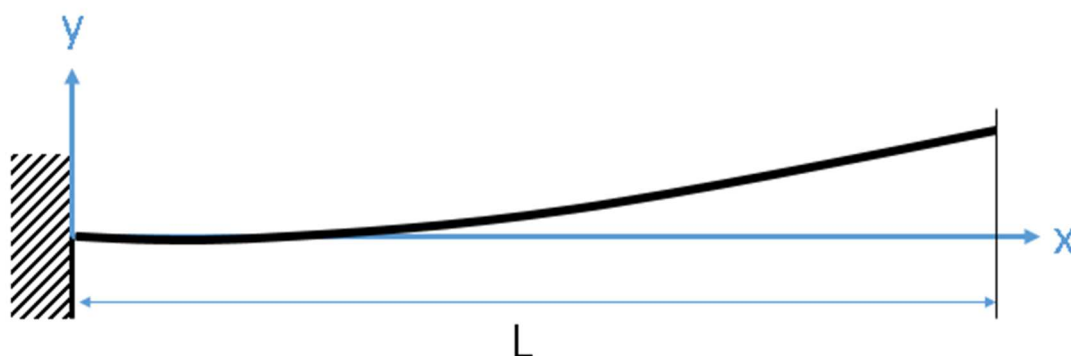
$F_{kr}$  [N] kritická síla pro ztrátu stability prutu  
 $E$  [MPa] modul pružnosti materiálu v tahu  
 $I_{min}$  [mm<sup>4</sup>] kvadratický moment průřezu  
 $L$  [mm] délka nosníku

Správnost výpočtu 1. vlastní frekvence vetknutého nosníku bez zahrnutí předepínací síly pomocí metody MKP byla kontrolována analytickým výpočtem podle vztahu (5-3).

$$\omega_1 = 1,875^2 \sqrt{\frac{E \cdot I}{m \cdot L^3}} \quad (5-3)$$

$E$  [MPa] modul pružnosti materiálu v tahu  
 $I$  [mm<sup>4</sup>] kvadratický moment průřezu  
 $m$  [kg] hmotnost nosníku  
 $L$  [mm] délka nosníku

První vlastní tvar pro první vlastní frekvenci vyšetřovaného nosníku je zobrazen na Obr. 51.



Obr. 51: 1. vlastní tvar vetknutého nosníku při 1. vlastní frekvenci

### Kruhová tyč – tahové namáhání

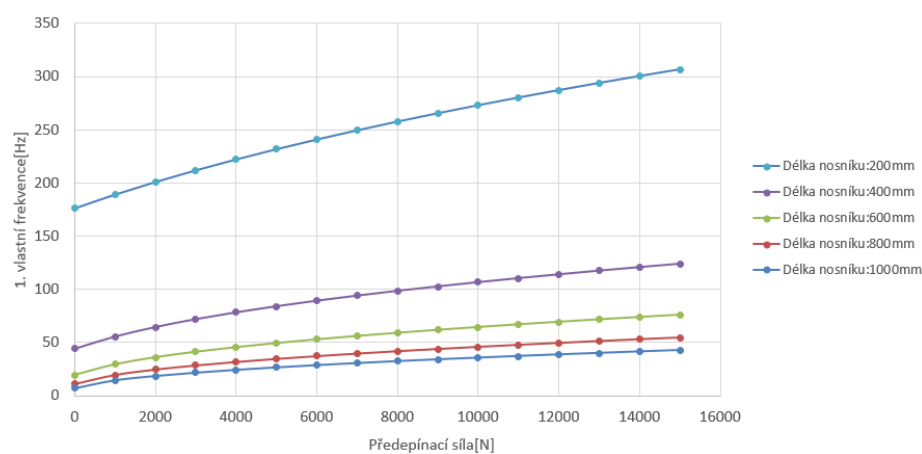
Výsledky výpočtu 1. vlastní frekvence [Hz] pro jednotlivé varianty délky  $L$  a velikosti axiální síly  $F$  vetknutého nosníku s průřezem kruhové tyče shrnuje Tab. 2. Poslední řádek ukazuje poměr hodnot 1. vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle v procentech za předpokladu, že hodnota s nulovou předepínací silou představuje 100%. Pro kontrolu byl proveden analytický výpočet 1. vlastní frekvence nosníku, viz Tab. 3. Průběh hodnot 1. vlastních frekvencí v závislosti na předepínací síle pro jednotlivé délky nosníku ukazuje graf na Obr. 52.

Předepínací síla [N]	Napětí [MPa]	Délka nosníku [mm]				
		200	400	600	800	1000
0	0	176	44	20	11	7
1 000	13	189	56	30	20	14
3 000	38	212	72	41	29	22
5 000	64	232	84	49	35	27
7 000	89	249	94	56	40	31
9 000	115	266	103	62	44	34
11 000	140	280	110	67	48	37
13 000	166	294	117	72	51	40
15 000	191	307	124	76	55	43
<b>Poměr 1. vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]</b>		<b>174</b>	<b>281</b>	<b>388</b>	<b>496</b>	<b>605</b>

Tab. 2: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové tyče – MKP

Délka nosníku [mm]	200	400	600	800	1000
<b>Hodnota 1. vlastní frekvence[Hz]</b>	181	45	20	11	7

Tab. 3: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové tyče - analytický výpočet



Obr. 52: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové tyče v závislosti na předepínací síle

### Čtvercová tyč – tahové namáhání

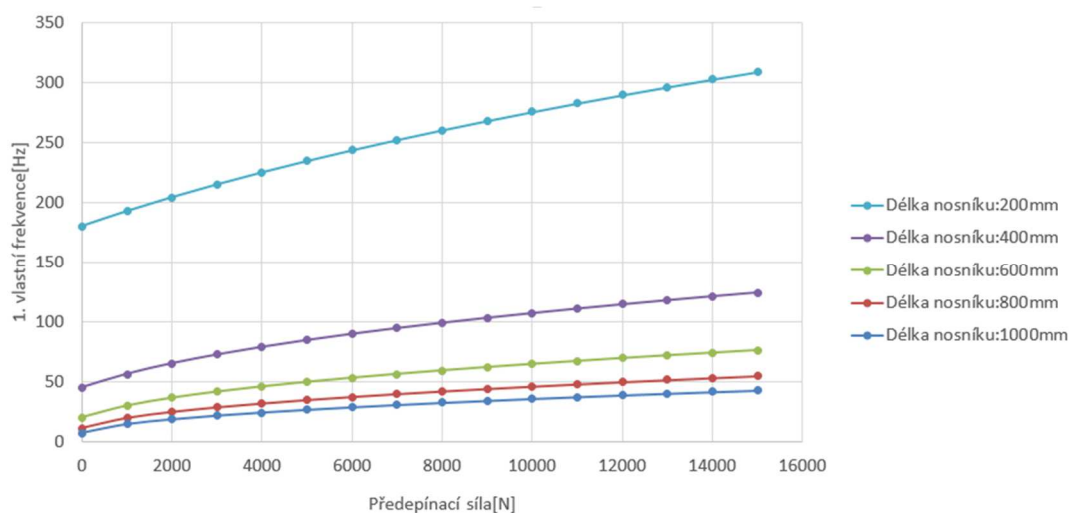
Výsledky výpočtu 1. vlastní frekvence [Hz] pro jednotlivé varianty délky  $L$  a velikosti axiální síly  $F$  vetknutého nosníku s průřezem čtvercové tyče shrnuje Tab. 4. Pro kontrolu byl proveden analytický výpočet 1. vlastní frekvence nosníku, viz Tab. 5. Průběh hodnot 1. vlastních frekvencí v závislosti na předepínací síle pro jednotlivé délky nosníku ukazuje graf na Obr. 53.

Předepínací síla [N]	Napětí [MPa]	Délka nosníku [mm]				
		200	400	600	800	1000
0	0	180	45	20	11	7
1 000	13	193	56	30	20	15
3 000	38	215	73	42	29	22
5 000	64	235	85	50	35	27
7 000	89	252	95	56	40	31
9 000	115	268	103	62	44	34
11 000	140	283	111	67	48	37
13 000	166	297	118	72	52	40
15 000	191	309	124	76	55	43
Poměr 1. vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]		171	276	380	485	591

Tab. 4: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové tyče - MKP

Délka nosníku [mm]	200	400	600	800	1000
Hodnota 1. vlastní frekvence[Hz]	185	46	21	12	7

Tab. 5: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové tyče - analytický výpočet



Obr. 53: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové tyče v závislosti na předepínací síle

### Kruhá trubka – tahové namáhání

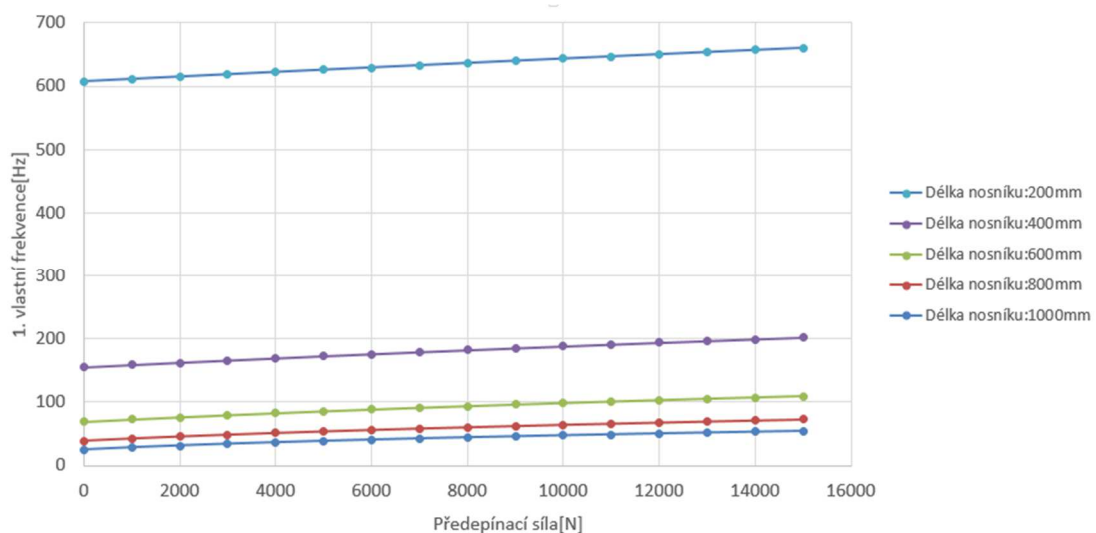
Výsledky výpočtu 1. vlastní frekvence [Hz] pro jednotlivé varianty délky  $L$  a velikosti axiální síly  $F$  vetknutého nosníku s průřezem kruhové trubky shrnuje Tab. 6. Pro kontrolu byl proveden analytický výpočet 1. vlastní frekvence nosníku, viz Tab. 7. Průběh hodnot 1. vlastních frekvencí v závislosti na předepínací síle pro jednotlivé délky nosníku ukazuje graf na Obr. 54.

Předepínací síla [N]	Napětí [MPa]	Délka nosníku [mm]				
		200	400	600	800	1000
0	0	607	155	69	39	25
1 000	13	611	159	73	43	28
3 000	38	619	166	80	49	34
5 000	64	626	173	86	54	39
7 000	89	633	179	91	59	43
9 000	115	640	185	96	63	46
11 000	140	647	191	101	67	49
13 000	166	654	197	105	70	52
15 000	191	661	202	109	73	54
<b>Poměr 1. vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]</b>		<b>109</b>	<b>130</b>	<b>158</b>	<b>188</b>	<b>218</b>

Tab. 6: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky – MKP

Délka nosníku [mm]	200	400	600	800	1000
<b>Hodnota 1. vlastní frekvence[Hz]</b>	636	159	71	40	25

Tab. 7: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky - analytický výpočet



Obr. 54: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky v závislosti na předepínací síle

### Čtvercová trubka – tahové namáhání

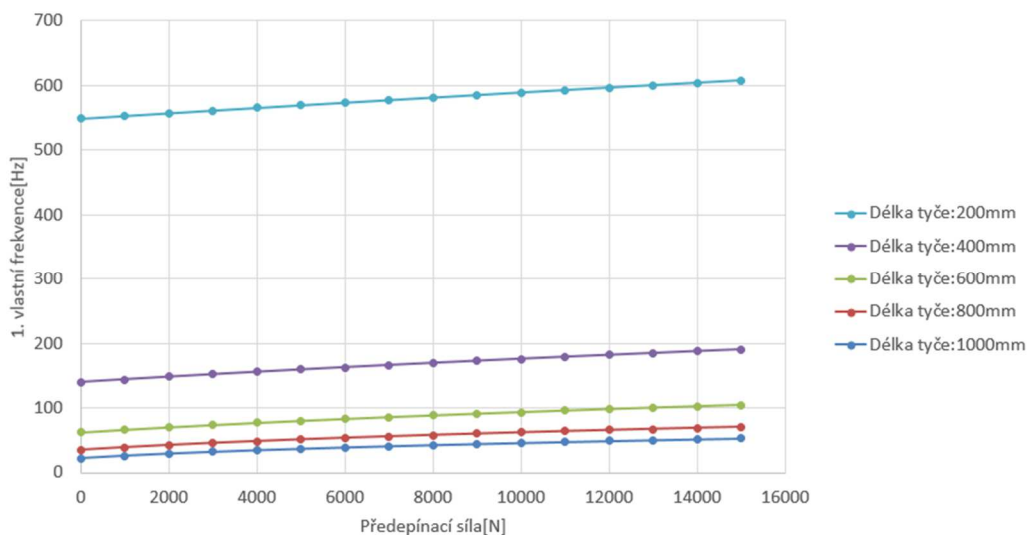
Výsledky výpočtu 1. vlastní frekvence [Hz] pro jednotlivé varianty délky  $L$  a velikosti axiální síly  $F$  vetknutého nosníku s průřezem čtvercové trubky shrnuje Tab. 8. Pro kontrolu byl proveden analytický výpočet 1. vlastní frekvence nosníku, viz Tab. 9. Průběh hodnot 1. vlastních frekvencí v závislosti na předepínací síle pro jednotlivé délky nosníku ukazuje graf na Obr. 55.

Předepínací síla [N]	Napětí [MPa]	Délka nosníku [mm]				
		200	400	600	800	1000
0	0	549	140	62	35	22
1 000	13	553	144	66	39	26
3 000	38	561	152	74	46	32
5 000	64	569	159	80	51	37
7 000	89	577	166	86	56	41
9 000	115	585	173	91	60	44
11 000	140	593	179	96	64	47
13 000	166	600	185	101	68	50
15 000	191	608	191	105	71	53
Poměr 1. vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]		111	136	168	202	235

Tab. 8: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové trubky – MKP

Délka nosníku [mm]	200	400	600	800	1000
Hodnota 1. vlastní frekvence[Hz]	636	159	71	40	25

Tab. 9: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové trubky - analytický výpočet



Obr. 55: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky v závislosti na předepínací síle

### Kruhová tyč – tlakové namáhání

Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro kruhovou tyč jsou shrnuty v Tab. 10. Ve výpočtech je uvažováno s bezpečností  $k_{bez} = 2$ , proto je hodnota předepínací síly  $F$  poloviční než hodnota kritické síly  $F_{kr}$ . Vypočtené hodnoty 1. vlastní frekvence jsou zaznamenány v Tab. 11.

Délka nosníku [mm]	200	400	600	800	1000
Kritická síla $F_{kr}$ [N]	6 360	1 560	707	398	254

Tab. 10: Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro kruhovou tyč

Předepínací síla [N]	Napětí [MPa]	Délka nosníku [mm]				
		200	400	600	800	1000
0	0	176	-	-	-	-
-1 000	13	162	-	-	-	-
-2 000	25	146	-	-	-	-
-3 000	38	127	-	-	-	-
Poměr 1. vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]		72	-	-	-	-

Tab. 11: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové tyče – MKP

### Čtvercová tyč – tlakové namáhání

Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro čtvercovou tyč jsou shrnuty v Tab. 12. Ve výpočtech je uvažováno s bezpečností  $k_{bez} = 2$ , proto je hodnota předepínací síly  $F$  poloviční než hodnota kritické síly  $F_{kr}$ . Vypočtené hodnoty 1. vlastní frekvence jsou zaznamenány v Tab. 13.

Délka nosníku [mm]	200	400	600	800	1000
Kritická síla $F_{kr}$ [N]	6 650	1 660	740	420	260

Tab. 12: Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro čtvercovou tyč

Předepínací síla [N]	Napětí [MPa]	Délka nosníku [mm]				
		200	400	600	800	1000
0	0	180	-	-	-	-
-1 000	13	166	-	-	-	-
-2 000	25	151	-	-	-	-
-3 000	38	133	-	-	-	-
Poměr 1. vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]		74	-	-	-	-

Tab. 13: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové tyče – MKP



### Kruhá trubka – tlakové namáhání

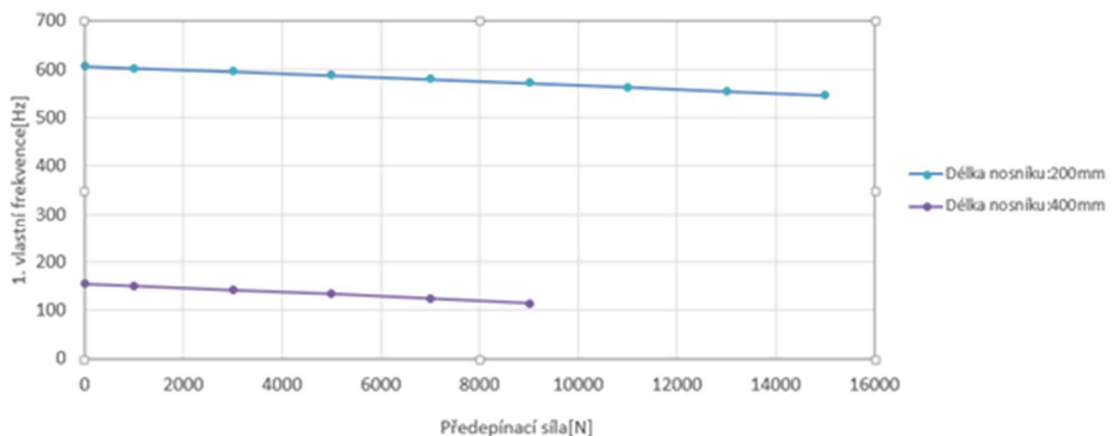
Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro kruhovou tyč jsou shrnuty v Tab. 14. Ve výpočtech je uvažováno s bezpečností  $k_{bez} = 2$ , proto je hodnota předepínací síly  $F$  poloviční než hodnota kritické síly  $F_{kr}$ . Vypočtené hodnoty 1. vlastní frekvence jsou zaznamenány v Tab. 15. Průběh hodnot 1. vlastních frekvencí v závislosti na předepínací síle pro jednotlivé délky nosníku ukazuje graf na Obr. 56.

Délka nosníku [mm]	200	400	600	800	1000
Kritická síla $F_{kr}$ [N]	78 600	19 600	8 700	4 900	3 100

Tab. 14: Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro kruhovou trubku

Předepínací síla [N]	Napětí [MPa]	Délka nosníku [mm]				
		200	400	600	800	1000
0	0	607	155	69	39	25
-1 000	13	603	151	65	35	20
-3 000	38	596	142	56	-	-
-5 000	64	588	134	-	-	-
-7 000	89	580	124	-	-	-
-9 000	115	572	114	-	-	-
-11 000	140	564	-	-	-	-
-13 000	166	555	-	-	-	-
-15 000	191	547	-	-	-	-
Poměr 1. vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]		90	-	-	-	-

Tab. 15: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky – MKP



Obr. 56: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky v závislosti na předepínací síle

### Čtvercová trubka – tlakové namáhání

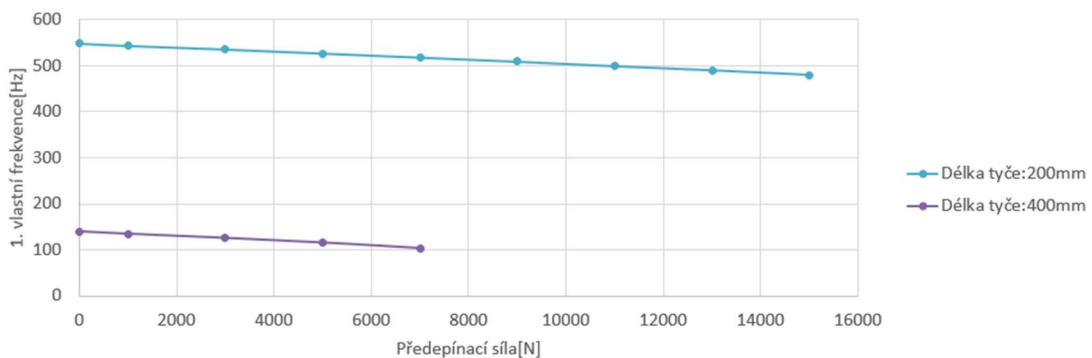
Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro čtvercovou tyč jsou shrnuty v Tab. 16. Ve výpočtech je uvažováno s bezpečností  $k_{bez} = 2$ , proto je hodnota předepínací síly  $F$  poloviční než hodnota kritické síly  $F_{kr}$ . Vypočtené hodnoty 1. vlastní frekvence jsou zaznamenány v Tab. 17. Průběh hodnot 1. vlastních frekvencí v závislosti na předepínací síle pro jednotlivé délky nosníku ukazuje graf na Obr. 57.

Délka nosníku [mm]	200	400	600	800	1000
Kritická síla $F_{kr}$ [N]	64 100	16 050	7 100	4 000	2 600

Tab. 16: Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro čtvercovou trubku

Předepínací síla [N]	Napětí [MPa]	Délka nosníku [mm]				
		200	400	600	800	1000
0	0	549	140	62	35	22
-1 000	13	544	135	58	31	18
-3 000	38	536	126	47	-	-
-5 000	64	527	116	-	-	-
-7 000	89	518	104	-	-	-
-9 000	115	509	-	-	-	-
-11 000	140	499	-	-	-	-
-13 000	166	490	-	-	-	-
-15 000	191	480	-	-	-	-
Poměr 1. vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]		87	-	-	-	-

Tab. 17: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové trubky – MKP



Obr. 57: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové trubky v závislosti na předepínací síle

### Vyhodnocení výpočtů – tahové namáhání nosníku



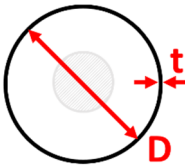
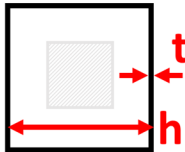
Vyhodnocení výpočtů pro tahové namáhání jednotlivých nosníků shrnuje Tab. 18. Pro jednotlivé průřezové charakteristiky ve všech uvažovaných délkách byly porovnány hodnoty 1. vlastních frekvencí pro předepínací sílu 15 000 N, která odpovídá napětí 191 MPa. Důležitým poznatkem je fakt, že vlastní frekvence se vlivem axiálního tahového napětí zvyšuje. Tento jev je výrazný u dlouhých štíhlých nosníků a klesá se snižující se štíhlostí prutu danou vztahem (5-4). Lze pozorovat, že zásadní vliv má rovněž průřezová charakteristika nosníku, kdy nosníky s plným průřezem (tyč) jsou na změnu vlastní frekvence výrazně citlivější než nosníky s dutým průřezem (trubka). Rovněž lze konstatovat, že změna vlastní frekvence v závislosti na změně předepínací síly není lineární.

$$\lambda = \frac{L_0}{I} \tag{5-4}$$

$\lambda$  [mm<sup>-3</sup>] štíhlost prutu

$L_0$  [mm] redukovaná délka nosníku (pro vetknutý nosník  $L_0 = 2 * L$ )



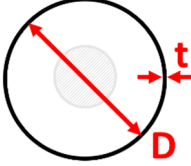
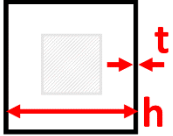
$I$  [mm<sup>4</sup>] kvadratický moment průřezu

Průřez				
Rozměry [mm]	$D = 10$	$h = 8,86$	$D \times t = 26 \times 1$	$h \times t = 20,5 \times 1$
Plocha průřezu A [mm <sup>2</sup> ]	78,5	78,5	78,5	78
Kvadratický moment I [mm <sup>4</sup> ]	483,7	513,5	6072,9	4956,3
Délka nosníku [mm]	<b>Poměr 1. vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]</b>			
<b>200</b>	174	171	109	111
<b>400</b>	281	276	130	136
<b>500</b>	388	380	158	168
<b>800</b>	496	485	188	202
<b>1000</b>	605	591	218	235

Tab. 18: Vyhodnocení výpočtů - tahové namáhání

### Vyhodnocení výpočtů – tlakové namáhání nosníku

V případě tlakového namáhání bylo s ohledem na stabilitu nosníku uvažováno s maximální možnou tlakovou axiální silou. Tab. 19 zaznamenává vypočtené hodnoty 1. vlastních frekvencí při zatížení silou 15 000 N, což odpovídá napětí 191 MPa. Tomuto kritériu vyhověly pouze nosníky s průřezem kruhové a čtvercové trubky o délce 200 mm. Obdobně lze pozorovat, že stlačováním nosníku lze jeho vlastní frekvenci snížit a míra tohoto vlivu je opět dána jeho délkou a průřezovou charakteristikou.

Průřez				
Rozměry [mm]	$D = 10$	$h = 8,86$	$D \times t = 26 \times 1$	$h \times t = 20,5 \times 1$
Délka nosníku [mm]	Poměr 1. vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]			
200	-	-	90	87

Tab. 19: Vyhodnocení výpočtů - tlakové namáhání

### 5.1.2 Vliv předepnutí – vetknutý nosník – statické vlastnosti

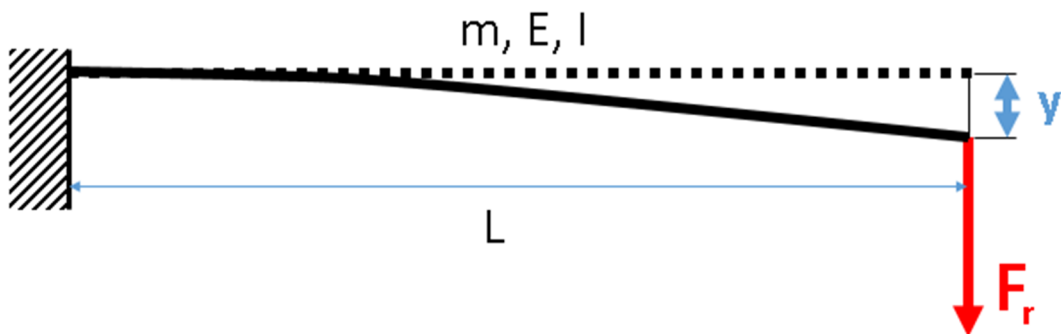
Statická tuhost  $k$  na konci vetknutého nosníku bude vypočtena pro jednotlivé průřezové charakteristiky a délky nosníku z deformace konce nosníku  $y$  vyvolané radiální zátěžnou silou  $F_r = 1N$ , viz Obr. 58, dle vztahu (5-5). Výpočet deformace  $y$  bude proveden pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS a kontrolován analytickým výpočtem podle vztahu (3-6). Vlastní hmotnost nosníku bude zanedbána. Statické vlastnosti se v tomto případě vlivem předepnutí nezmění, proto bude výpočet statické tuhosti proveden pouze pro případ, kdy nosník není zatížen axiální silou  $F_a$ .

$$k = \frac{F_r}{y} \tag{5-5}$$

$k$	[N/mm]	statická tuhost
$F_r$	[N]	radiální zátěžná síla
$y$	[mm]	deformace konce nosníku



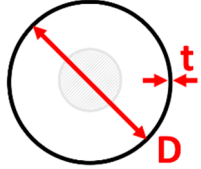
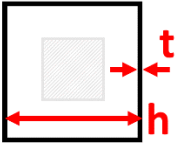
$$y = \frac{F_r \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} \tag{5-6}$$

$y$	[mm]	deformace konce nosníku
$F_r$	[N]	radiální zátěžná síla
$L$	[mm]	délka nosníku
$E$	[MPa]	modul pružnosti materiálu v tahu
$I$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu



Obr. 58: Deformace konce nosníku pro určení statické tuhosti

Hodnoty deformací na konci nosníku  $y$ , vypočtené pomocí MKP, shrnuje Tab. 20. Výsledky byly kontrolovány analytickým výpočtem, viz Tab. 21. Statickou tuhost pro jednotlivé nosníky v místě volného konce, která byla dopočítána z hodnot deformace získaných metodou konečných prvků, udává Tab. 22.

Průřez				
Rozměry [mm]	$D = 10$	$h = 8,86$	$D \times t = 26 \times 1$	$h \times t = 20,5 \times 1$
Plocha průřezu A [mm <sup>2</sup> ]	78,5	78,5	78,5	78
Kvadratický moment I [mm <sup>4</sup> ]	483,7	513,5	6072,9	4956,3
Délka nosníku [mm]	<b>Deformace konce nosníku <math>y</math> [mm] - MKP</b>			
<b>200</b>	0,027	0,026	0,002	0,003
<b>400</b>	0,218	0,206	0,018	0,022
<b>600</b>	0,735	0,694	0,059	0,073
<b>800</b>	1,742	1,646	0,014	0,172
<b>1000</b>	3,402	3,215	0,272	0,334

Tab. 20: Hodnoty deformací  $y$  [mm] - MKP

Délka nosníku [mm]	<b>Deformace konce nosníku <math>y</math> [mm] – analytický výpočet</b>			
<b>200</b>	0,026	0,025	0,002	0,002
<b>400</b>	0,210	0,198	0,017	0,020
<b>600</b>	0,709	0,668	0,056	0,069
<b>800</b>	1,680	1,583	0,134	0,164
<b>1000</b>	3,282	3,091	0,261	0,320

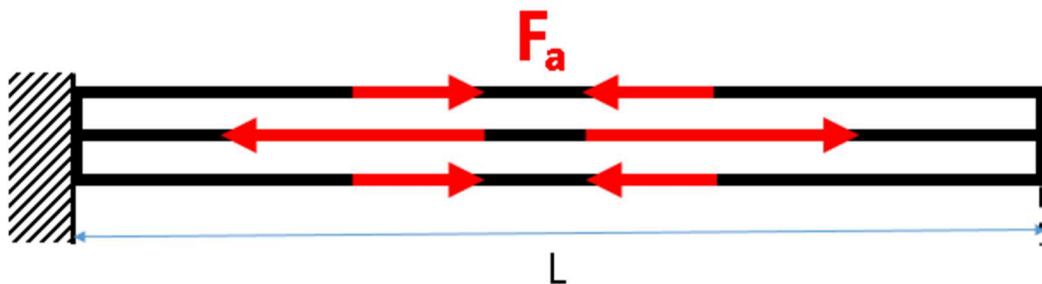
Tab. 21: Hodnoty deformací  $y$  [mm] - analytický výpočet

Délka nosníku [mm]	<b>Statická tuhost <math>k</math> na konci nosníku [N/mm]</b>			
<b>200</b>	37,04	38,46	500,00	500,00
<b>400</b>	4,59	4,85	55,56	45,45
<b>600</b>	1,36	1,44	16,95	13,70
<b>800</b>	0,57	0,61	71,43	5,81
<b>1000</b>	0,29	0,31	3,68	2,99

Tab. 22: Hodnoty statické tuhosti na konci vetknutého nosníku pro deformace z MKP výpočtu

### 5.1.3 Vliv předepnutí – 2 nosníky – dynamické vlastnosti


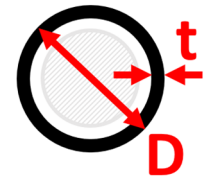
Pro posouzení vlivu předepnutí na sestavu více těles byl vytvořen model 2 nosníků, kdy jeden z nich je namáhán tahově a druhý tlakově. Pro vnitřní nosník byla zvolena kruhová tyč s průměrem 10 mm. Pro vnější nosník byla použita kruhová trubka s vnějším průměrem 16 mm a tloušťkou stěny 2 mm. Materiál nosníků je uvažován stejný jako v předchozí kapitole. Model je znázorněn na Obr. 59. Délka obou nosníků byla zvolena 300 mm.



Obr. 59: Model 2 nosníků

#### Popis modelu v programu ANSYS

Geometrie:	Tyč:	2 nosníkové elementy BEAM189 s délkou 300 mm a průřezovou charakteristikou, viz Tab. 23.
	Trubka:	Skořepinový element SHELL181 s délkou 300 mm a průřezovou charakteristikou, viz Tab. 23.
Síť prvků:		Velikost prvku sítě byla 5 mm (Obr. 60)
Okrajové podmínky:		Konce obou nosníků byly vzájemně svázány dokonale tuhou vazbou (Obr. 61). Jeden konec skořepinového prvku byl vetknut odebráním všech stupňů volnosti, druhý byl ponechán volný (Obr. 62). Předepnutí bylo realizováno vzájemným posunutím nosníkových elementů o zadanou hodnotu. Pro účely výpočtu přenosové funkce byla zavedena jednotková síla v radiálním směru do volného konce nosníkového elementu (Obr. 63). Pro výpočet bylo použito 2% tlumení.

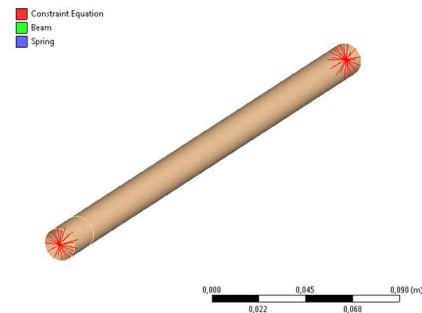
Průřez		
Rozměry [mm]	$D = 10$	$D \times t = 16 \times 2$
Plocha průřezu A [mm <sup>2</sup> ]	78,5	88
Kvadratický moment I [mm <sup>4</sup> ]	483,7	2172

Tab. 23: Průřezové charakteristiky pro nosíkový a skořepinový prvek

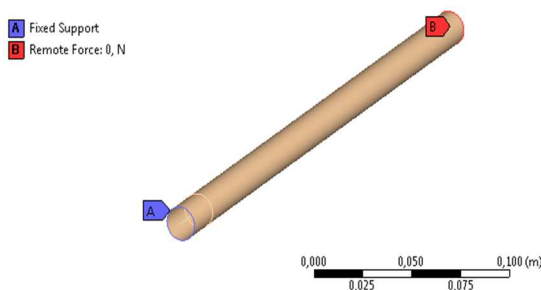
Výpočet probíhal ve 2 fázích. V první fázi proběhl výpočet modální analýzy bez vlivu předepnutí nosíkovými prvky a jeho výsledky byly použity pro výpočet dynamické poddajnosti volného konce nosníku ve směru shodném se směrem jednotkové síly. Výpočet byl proveden pro interval 0 až 1000 Hz s krokem 1 Hz. V druhé fázi byl proveden statický výpočet s vlivem předpětí, jehož výsledky byly použity do výpočtu modální analýzy, která zohledňovala efekt předepnutí a na kterou navázal výpočet dynamické poddajnosti.



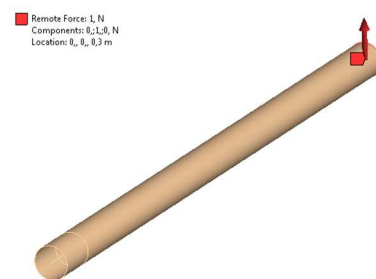
Obr. 60: Ukázka použité sítě prvků



Obr. 61: Ukázka vazbových rovnic



Obr. 62: Použité okrajové podmínky


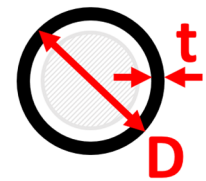


Obr. 63: Pozice a směr jednotkové síly



### Vnitřní nosník tah – vnější nosník tlak

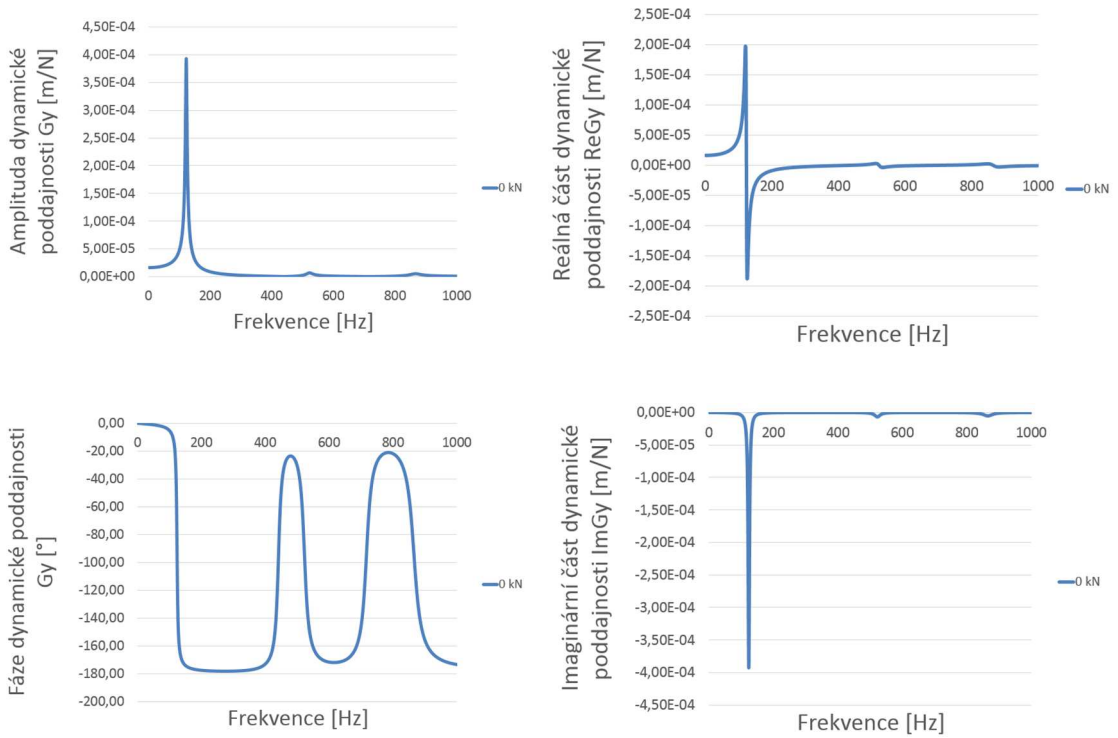
Vnitřním nosníkem bylo postupně vyvozováno předpětí axiální silou  $F$  podle Tab. 24.

Průřez		
Rozměry [mm]	$D = 10$	$D \times t = 16 \times 2$
Předepínací síla $F$ [kN]	Napětí [MPa]	
2,7	34	31
5,4	69	61
8	102	91
10,7	136	122
13,4	171	152
16	204	182

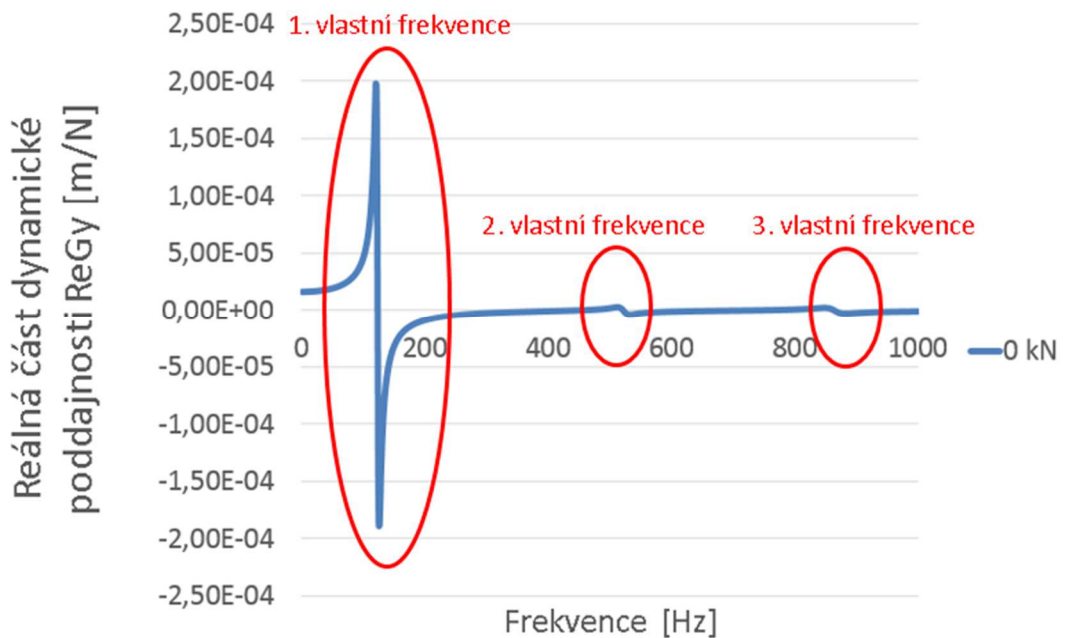
Tab. 24: Hodnoty zatěžování nosníků

Vypočítané hodnoty dynamické poddajnosti byly vyneseny do grafu a byl sledován vliv předpětí na dynamické vlastnosti soustavy. Ukázkou průběhu amplitudy, fáze, reálné a imaginární složky dynamické poddajnosti v závislosti na frekvenci pro zvolenou konfiguraci zobrazuje Obr. 64. Pro lepší přehlednost byla vynesena pouze dynamická poddajnost pro případ bez předpětí.

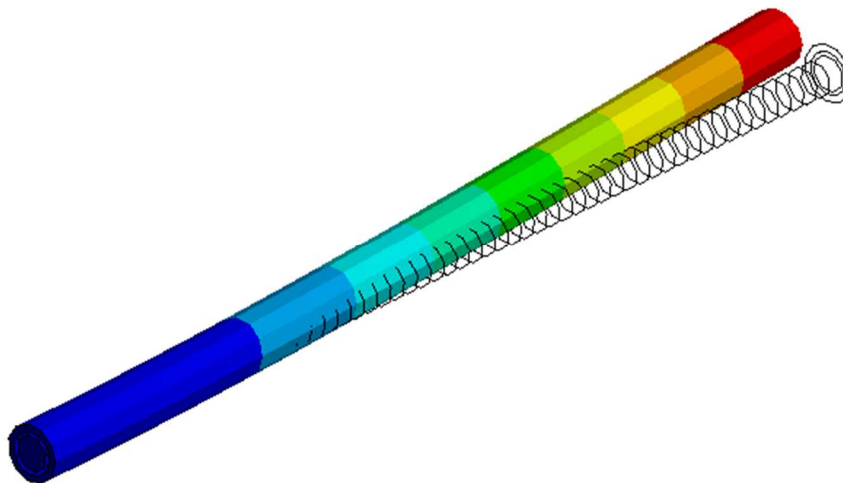
Vzhledem k tomu, že pro stabilitu řezného procesu, resp. mezní šířku třísky  $b_{mez}$ , viz vztah (3-26), má význam záporná část reálné složky dynamické poddajnosti, bude na ni upřena pozornost za účelem vyšetření vlivu předepnutí na danou soustavu. Případ vyšetřované soustavy včetně vyznačených vlastních frekvencí na vyšetřovaném intervalu ukazuje Obr. 65. Opět byl zobrazen pouze nepředepnutý případ, neboť změna průběhu reálné složky není dostatečně výrazná a bude zkoumána v úzkém intervalu kolem vlastních frekvencí. Z grafu jsou patrné první 3 vlastní frekvence, kterým odpovídají vlastní tvary kmitu na Obr. 66, Obr. 67 a Obr. 68. Z obrázků je patrné, že první vlastní frekvence soustavy odpovídá 1. vlastnímu tvaru kmitu tyče i trubky, druhá frekvence soustavy 2. vlastnímu tvaru kmitu tyče a třetí vlastní frekvence 2. vlastnímu tvaru kmitu trubky. Hodnota vlastních frekvencí lze z grafu reálné složky dynamické poddajnosti odečíst v místě její nulové hodnoty.



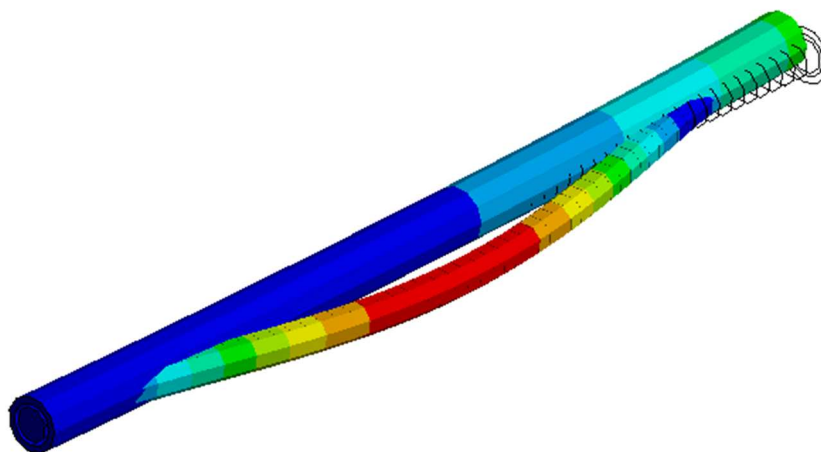
Obr. 64: Graf dynamické poddajnosti Gy



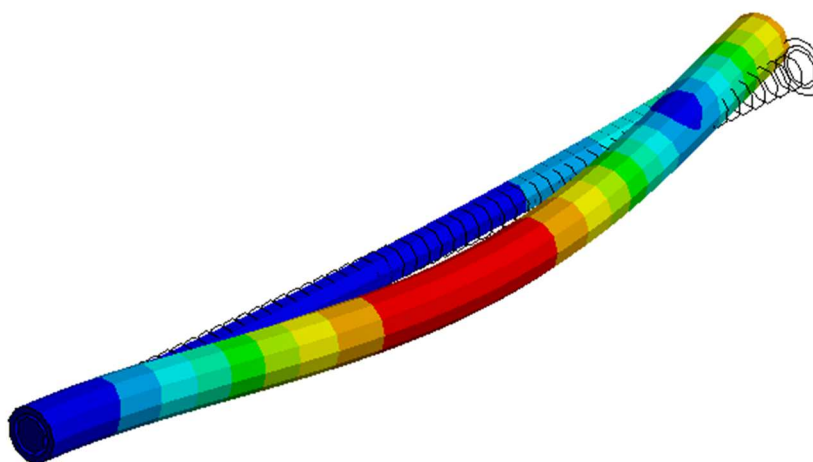
Obr. 65: Reálná složka dynamické poddajnosti Gy



Obr. 66: Vlastní tvar kmitu odpovídající 1. vlastní frekvenci



Obr. 67: Vlastní tvar kmitu odpovídající 2. vlastní frekvenci



Obr. 68: Vlastní tvar kmitu odpovídající 3. vlastní frekvenci

## Vnitřní nosník tah – vnější nosník tlak

Při detailnějším pohledu na průběhy reálné složky dynamické poddajnosti pro různá předpětí v intervalu kolem 1. vlastní frekvence na Obr. 69 lze vysledovat, že hodnota 1. vlastní frekvence se snížila z hodnoty 123 Hz pro nulovou předepínací sílu na hodnotu 120 Hz pro předepínací sílu 16 kN. V oblasti 2. vlastní frekvence si lze povšimnout zvýšení z 521 Hz na 635 Hz a pro 3. vlastní frekvenci snížení z 864 Hz na 796 Hz. Výsledky shrnuje Tab. 25. Pro porovnání byla, obdobně jako v předchozí kapitole, hodnotě vlastní frekvence při nulové předepínací síle přiřazena referenční hodnota 100 %.

Předepínací síla [kN]	1. Vlastní frekvence [Hz]	2. Vlastní frekvence [Hz]	3. Vlastní frekvence [Hz]
0	123	521	864
16	120	635	796
<b>Poměr vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]</b>	<b>97,5</b>	<b>122</b>	<b>92,1</b>

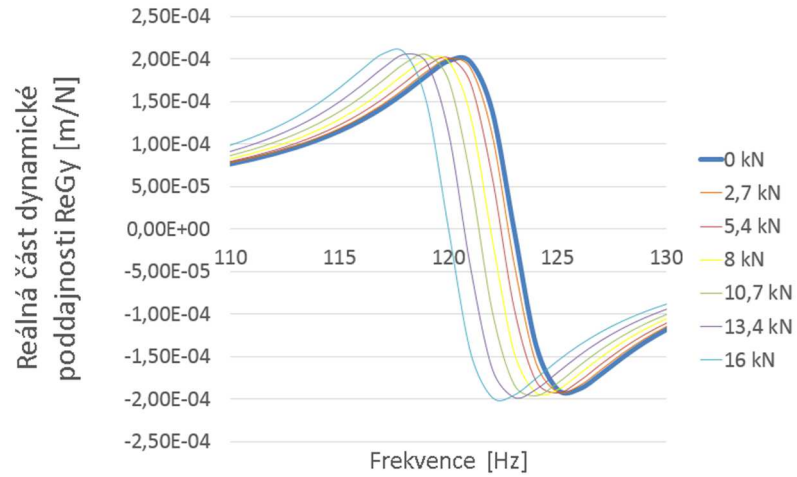
Tab. 25: Hodnoty 1., 2. a 3. vlastní frekvence, vnější nosník tlak

## Vnitřní nosník tlak – vnější nosník tah

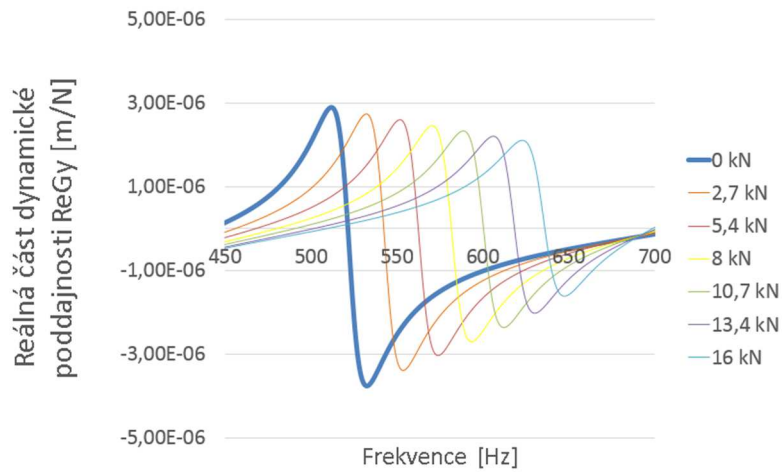
Zatížení vnitřního nosníku tlakovou silnou je limitováno kritickou silou pro ztrátu stability prutu. Předepínací síla 16 kN je v tomto případě možná pouze za předpokladu jednoho konce nosníku pevně vetknutého a u druhého konce odebrání všech stupňů volnosti kromě axiálního posuvu. V takovém případě je kritická síla 44,5 kN. Obdobně jako v předchozím případě byl sledován posun 1., 2. a 3. vlastní frekvence, viz Obr. 72, Obr. 73 a Obr. 74. Výsledky lze nalézt v Tab. 26.

Předepínací síla [kN]	1. Vlastní frekvence [Hz]	2. Vlastní frekvence [Hz]	3. Vlastní frekvence [Hz]
0	123	521	864
-16	120	372	927
<b>Poměr vlastní frekvence při nulové a maximální předepínací síle [%]</b>	<b>97,5</b>	<b>71,4</b>	<b>107,3</b>

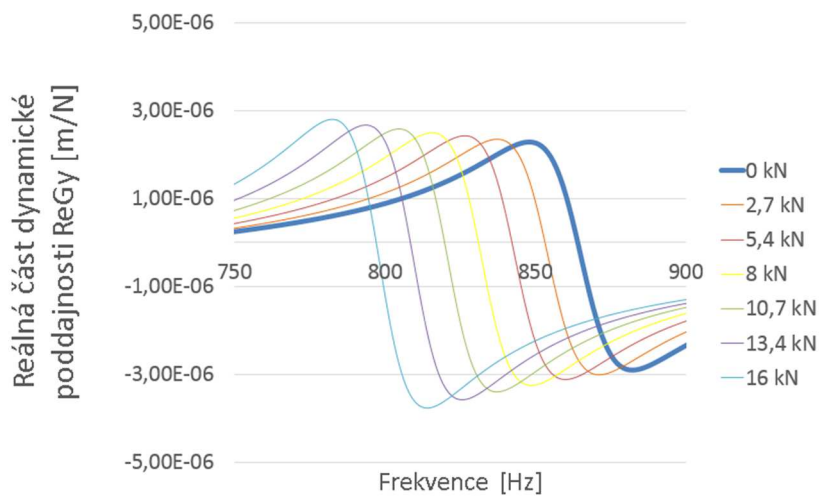
Tab. 26: Hodnoty 1., 2. a 3. vlastní frekvence, vnější nosník tah



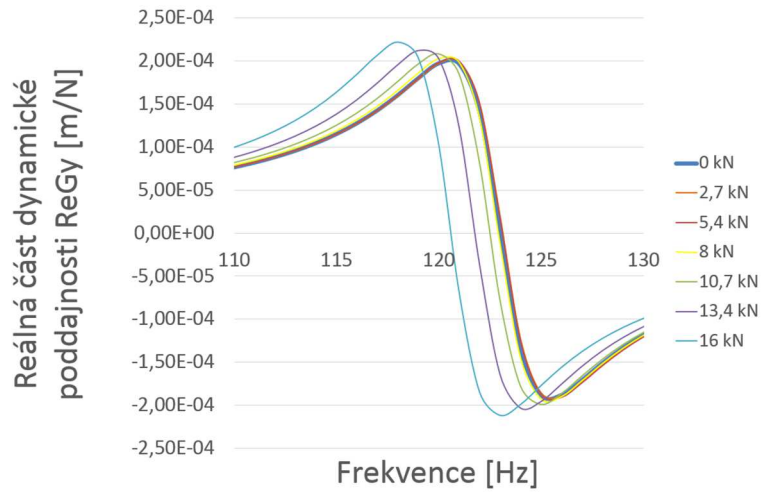
Obr. 69: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 1. vlastní frekvenci, vnější nosník tlak



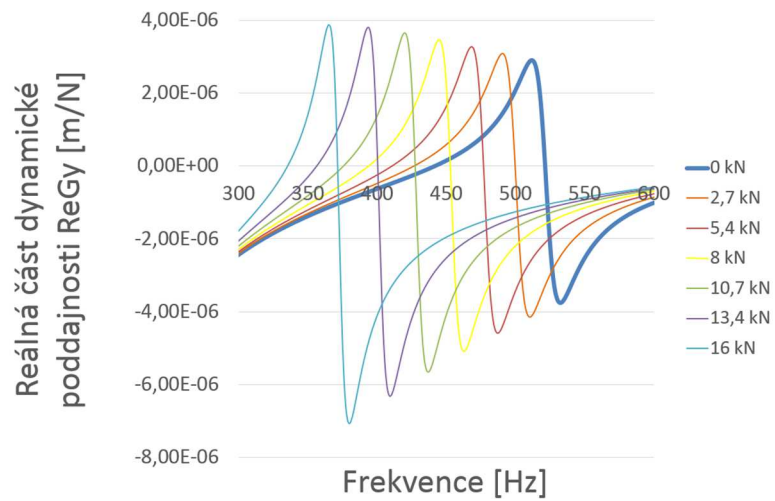
Obr. 70: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 2. vlastní frekvenci, vnější nosník tlak



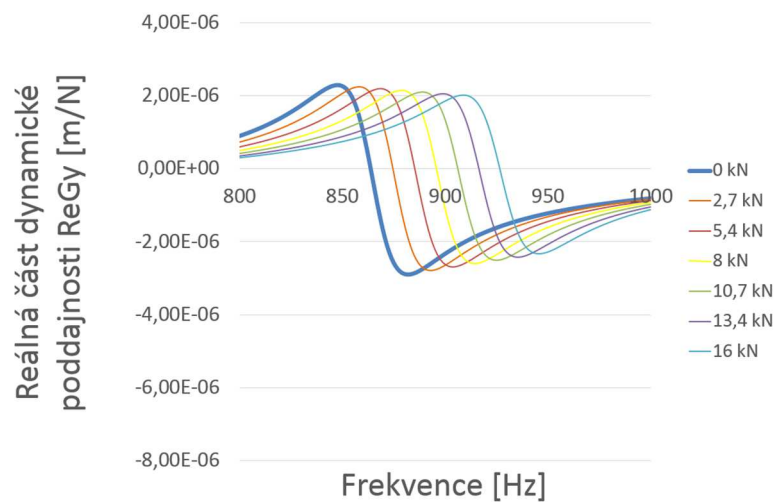
Obr. 71: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 3. vlastní frekvenci, vnější nosník tlak



Obr. 72: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 1. vlastní frekvenci, vnitřní nosník tlak



Obr. 73: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 2. vlastní frekvenci, vnitřní nosník tlak



Obr. 74: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 3. vlastní frekvenci, vnitřní nosník tlak

## Vyhodnocení výpočtů

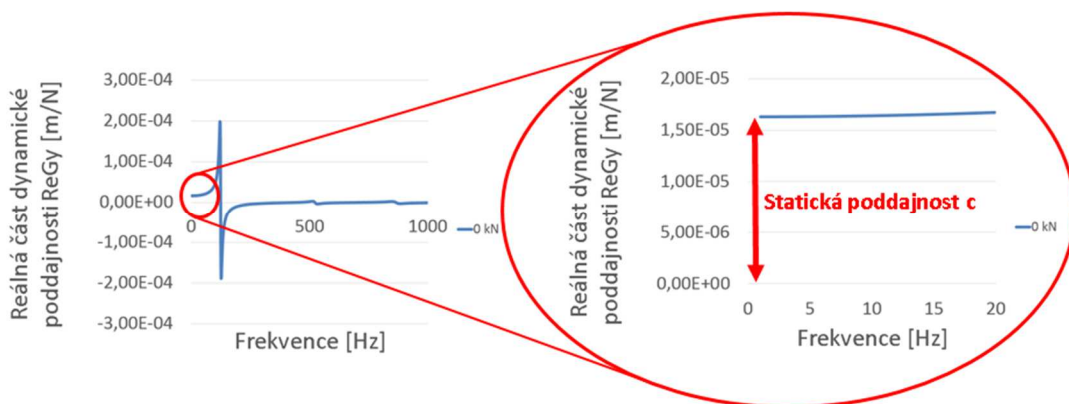
Hodnota 1. vlastní frekvence, která odpovídala 1. vlastnímu tvaru trubky i tyče, v obou případech zatížení mírně klesla, konkrétně o 2,5 % při uvažování nulové a maximální použité předepínací síly. U 2. vlastní frekvence odpovídající 2. vlastnímu tvaru tyče a 3. vlastní frekvence, která koresponduje s 2. vlastním tvarem trubky, lze konstatovat, že změna vlastních frekvencí odpovídala chování zjištěnému v předchozí kapitole, tzn., při tahovém axiálním zatížení nosníku vlastní frekvence vzrůstá, naopak při tlakovém zatížení frekvence klesá.

### 5.1.4 Vliv předepnutí – 2 nosníky – statické vlastnosti

Hodnota statické tuhosti  $k$  na volném konci dvojitého vetknutého nosníku byla vypočtena metodou konečných prvků totožným způsobem jako v předchozí kapitole. Po zatížení radiální silou  $F_r = 1\text{ N}$  došlo k deformaci  $y = 0,016286\text{ mm}$ , která odpovídá statické tuhosti  $k = 61,4\text{ N/mm}$ . Následně lze dopočítat poddajnosti  $c = 0,016\text{ mm/N}$  pomocí vztahu (5-7). Správnost výpočtu lze zkontrolovat odečtením hodnoty statické poddajnosti z grafu závislosti reálné části dynamické poddajnosti na frekvenci při frekvenci nula, viz Obr. 75.

$$c = \frac{1}{k} \tag{5-7}$$

$c$	[mm/N]	statická poddajnost
$k$	[N/mm]	statická tuhost



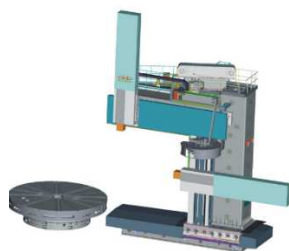
Obr. 75: Vyznačení poddajnosti v grafu reálné složky dynamické poddajnosti

## 5.2 Návrh konstrukce přeladitelného nožového držáku

V první části následující kapitoly bude popsáno vytvoření výpočtového modelu držáku nástroje pro metodu MKP, v druhé části bude zdokumentována jeho realizace. Obě kapitoly budou rovněž obsahovat zpracované výsledky statické tuhosti a dynamické poddajnosti. Na závěr bude provedeno porovnání MKP modelu a měření a na základě naměřených hodnot sestaven otáčkový diagram stability.

### 5.2.1 Výpočetní model MKP

Konstrukce držáku vychází z počáteční myšlenky využít vliv předepnutí pro změnu dynamických vlastností smykadla karuselového stroje, jehož typickým zástupcem je např. jednojohanový karusel řady SKJ společnosti ČKD BLANSKO-OS, a.s., viz Obr. 76. Pro účely prozkoumání vlivu předepnutí bude vytvořen zjednodušený model smykadla se zvolenými rozměry s ohledem na možnost provedení testu na dostupném soustruhu SU50, který je vyobrazen na Obr. 77.



Obr. 76: Karusel řady SKJ, ČKD Blansko-OS, a.s.[36]



Obr. 77: Soustruh SU50

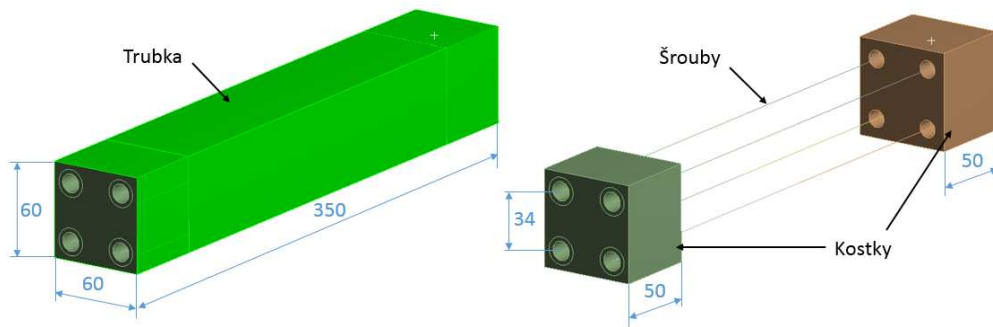
Pro vytvoření pláště držáku je zvolena čtvercová trubka 60x60x3 mm odpovídající typickému průřezu smykadla z materiálu S235JRH (11 375) s maximálním dovoleným tahovým/tlakovým napětím  $\sigma_d = 130 \text{ MPa}$ . Předepnutí bude realizováno pomocí 4 pevnostních šroubů M10x300-12.9 s mezí kluzu  $R_e = 1080 \text{ MPa}$ , což odpovídá dovolenému napětí  $\sigma_d = 324 \text{ MPa}$  při uvažování spoje zatíženého klidně podle vztahu (5-8).

$$\sigma_d = 0,3 \cdot R_e \quad (5-8)$$



## Popis modelu v programu ANSYS

Geometrii modelu včetně základních rozměrů zobrazuje Obr. 78.

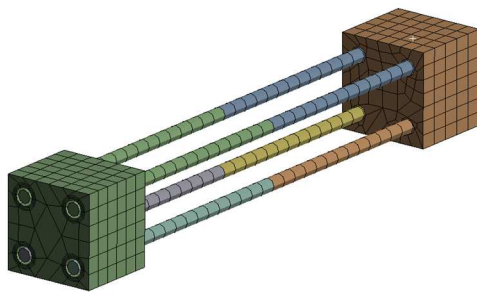


Obr. 78: Geometrie modelu

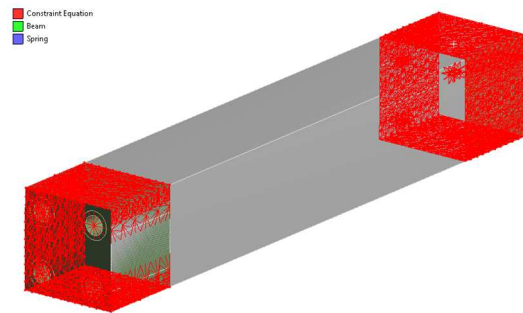
Geometrie:	Šrouby:	8 nosíkových elementů BEAM189 s délkou 320 mm, vzájemnou roztečí 34 mm a průřezovou charakteristikou, viz Tab. 27.
	Trubka:	Skořepinový element SHELL181 s délkou 350 mm a průřezovou charakteristikou, viz Tab. 27.
	Kostky:	2 součásti s rozměry 60x60x50mm tvořené objemovými prvky SOLID186
Síť prvků:		Velikost prvku sítě byl 10 mm, v kritických místech byla síť jemnější. (Obr. 79)
Okrajové podmínky:		Spojení jednotlivých prvků bylo realizováno dokonale tuhou vazbou. Spojení šroubů s kostkami respektovalo předpokládané spojení v podobě závitu na jedné straně a hlavy šroubu s podložkou na straně druhé (Obr. 80). Celá soustava byla vetknuta za modrou plochu (Obr. 81). Předepnutí bylo zajištěno vzájemným posunutím nosíkových elementů o zadanou hodnotu. Pro účely výpočtu přenosové funkce byla zavedena jednotková síla v radiálním směru ve vzdálenosti 50 mm od volné kostky vztažená dokonale tuhou vazbou k červené ploše o rozměru 20x20 mm (Obr. 82). Pro výpočet bylo použito 2% tlumení.

Průřez		
Rozměry [mm]	$D = 10$	$D \times t = 60 \times 3$
Plocha průřezu A [mm <sup>2</sup> ]	78,5	684
Kvadratický moment I [mm <sup>4</sup> ]	491	371 412

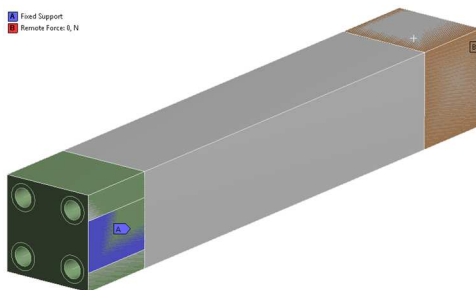
Tab. 27: Průřezové charakteristiky pro nosíkový a skořepinový prvek



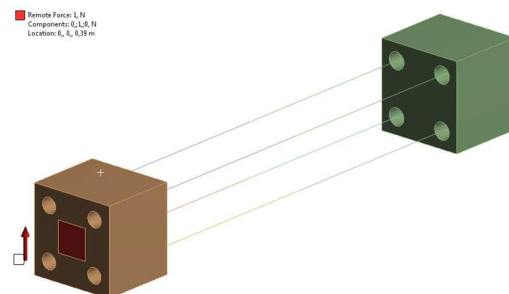
Obr. 79: Ukázka použité sítě prvků



Obr. 80: Ukázka vazbových rovnic



Obr. 81: Použité okrajové podmínky


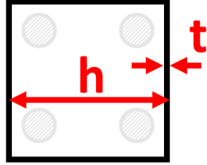


Obr. 82: Pozice a směr jednotkové síly

Výpočet stejně jako v minulé kapitole probíhal ve 2 fázích. V první fázi proběhl výpočet modální analýzy bez vlivu předepnutí nosíkovými prvky a její výsledky byly použity pro výpočet dynamické poddajnosti volného konce nosníku ve směru shodném se směrem jednotkové síly. Výpočet byl proveden pro interval 0 až 1000 Hz s krokem 1 Hz. V druhé fázi byl proveden statický výpočet s vlivem předpětí, jehož výsledky byly použity do výpočtu modální analýzy zohledňující vliv předpětí, na kterou navázal výpočet dynamické poddajnosti.

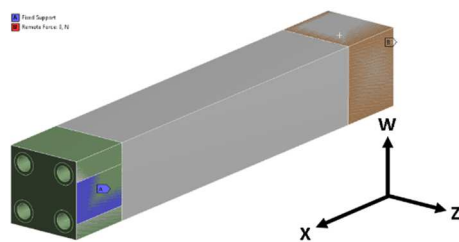
### Zpracování výsledků – výpočetní model

Předepínací síla  $F$  byla do modelu vnášena vzájemným posunutím společných konců dvojice nosíkových prvků. K hodnotám bylo dopočítáno podle vztahu (5-1) napětí v jednotlivých prvcích pro kontrolu, zda nedošlo k překročení dovoleného tahového/tlakového napětí  $\sigma_d$ , viz Tab. 28. V tabulce je napětí přepočteno na 1 šroub.

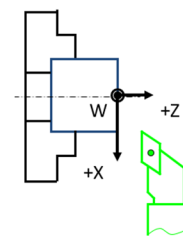
Průřez		
Rozměry [mm]	$D = 10$	$D \times t = 60 \times 3$
Předepínací síla $F$ [kN]	Napětí [MPa]	
16,1	51,2	23,6
35	111,4	51,1
43,3	153,7	70,6
64,4	205	94,2
80,5	256,2	117,7

Tab. 28: Hodnoty předepínací síly a příslušných napětí v jednotlivých prvcích

Dynamická poddajnost byla vyšetřována v ose Y a v ose Z dle Obr. 83. Orientace souřadnicového systému byla zvolena tak, aby odpovídala standardnímu značení os na konvenčním soustruhu, viz Obr. 84.



Obr. 83: Souřadnicový systém držáku



Obr. 84: Souřadnicový systém soustruhu

### Statická tuhost ve směru osy W – MKP

Hodnota statické tuhosti  $k$  ve směru osy W na volném konci nožového držáku byla vypočtena metodou konečných prvků. Po zatížení volného konce držáku silou  $F_r = 1 \text{ N}$  došlo k deformaci  $y = 0,179 \text{ }\mu\text{m}$ , která odpovídá statické tuhosti  $k = 5,57 \text{ N}/\mu\text{m}$ .

### Dynamická poddajnost ve směru osy W - MKP

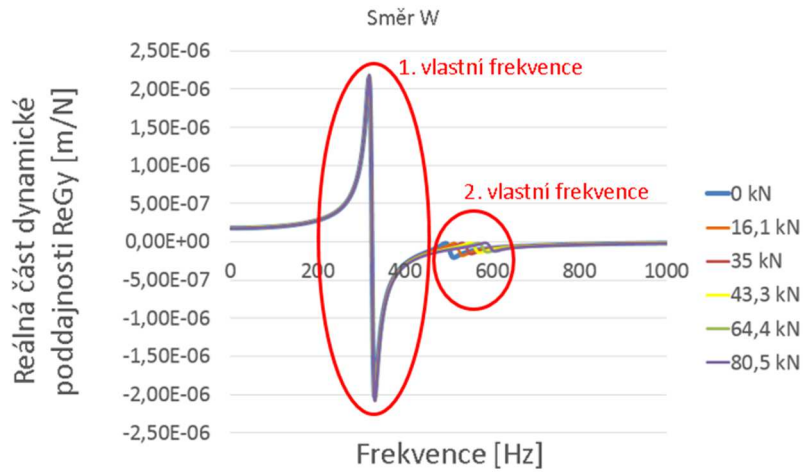
Při pohledu na průběh reálné složky dynamické poddajnosti  $ReGy$  na Obr. 85 jsou patrné dvě vlastní frekvence nožového držáku na vyšetřovaném intervalu. Zatímco 1. vlastní frekvence odpovídá 1. vlastnímu tvaru jak čtvercové trubky, tak šroubům, 2. vlastní frekvence odpovídá pouze 2. vlastnímu tvaru šroubů. Při detailnějším pohledu na oblast kolem 1. vlastní frekvence, viz Obr. 86, je zřejmé, že hodnota 1. vlastní frekvence se zvýšila pouze zanedbatelně, konkrétně z hodnoty 324 Hz pro nulovou předepínací sílu na hodnotu 324,5 Hz při předepínací síle 80,5 kN. Co se týče nezápornější hodnoty reálné složky dynamické poddajnosti, ta zanedbatelně poklesla, což má negativní vliv na velikost minimální mezní šířky třísky  $b_{mez,min}$ . V oblasti kolem 2. vlastní frekvence, viz Obr. 87, odpovídá chování modelu poznatkům z předchozích kapitol, to znamená s tahovým napětím štíhlého prutu, v tomto případě dlouhých šroubů, jejich vlastní frekvence stoupá (z 503 Hz na 585 Hz při uvažování nulové a největší předepínací síly).

### Statická tuhost ve směru osy Z – MKP

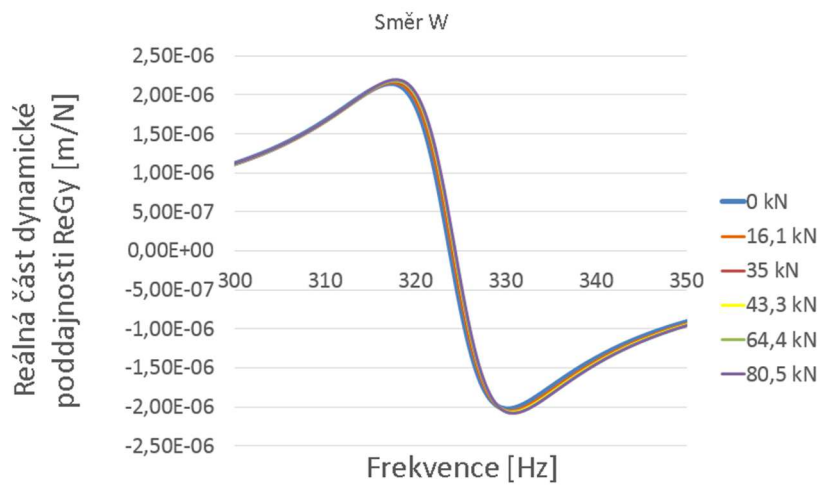
Hodnota statické tuhosti  $k$  ve směru osy Z na volném konci nožového držáku byla vypočtena metodou konečných prvků. Po zatížení volného konce držáku silou  $F_r = 1 \text{ N}$  došlo k deformaci  $y = 0,272 \text{ }\mu\text{m}$ , která odpovídá statické tuhosti  $k = 3,67 \text{ N}/\mu\text{m}$ .

### Dynamická poddajnost ve směru osy Z - MKP

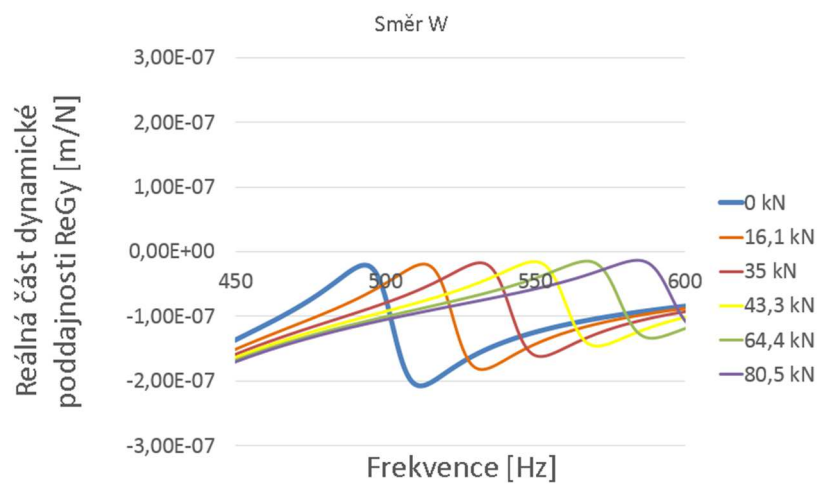
Analogicky je na grafech z Obr. 88, Obr. 89 a Obr. 90 zobrazen průběh reálné složky dynamické poddajnosti ve směru osy Z. V oblasti 1. vlastní frekvence si lze všimnout poklesu její hodnoty oproti směru v ose Y z hodnoty 324 Hz na hodnotu 265 Hz. Rovněž došlo ke snížení nezápornější hodnoty reálné složky dynamické poddajnosti o cca 50 %. Tento rozdíl je způsoben zvoleným nesymetrickým vetknutím soustavy, viz modrá plocha na Obr. 83.



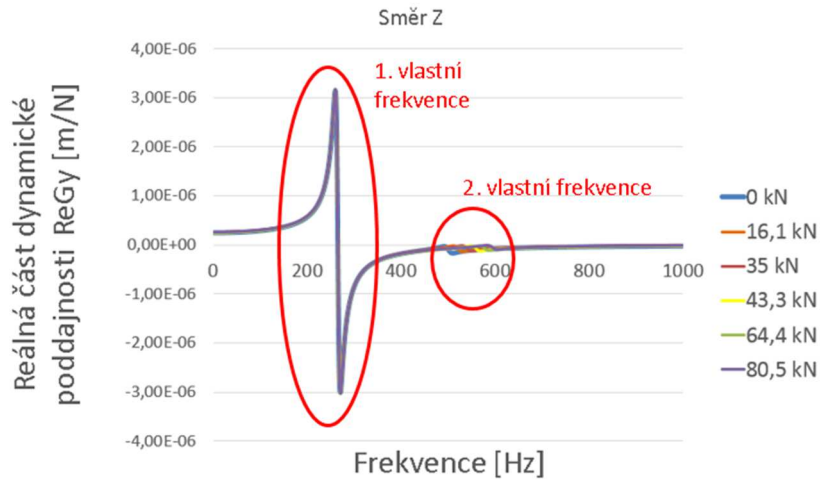
Obr. 85: Průběh reálné složky dynamické poddajnosti, směr W, MKP



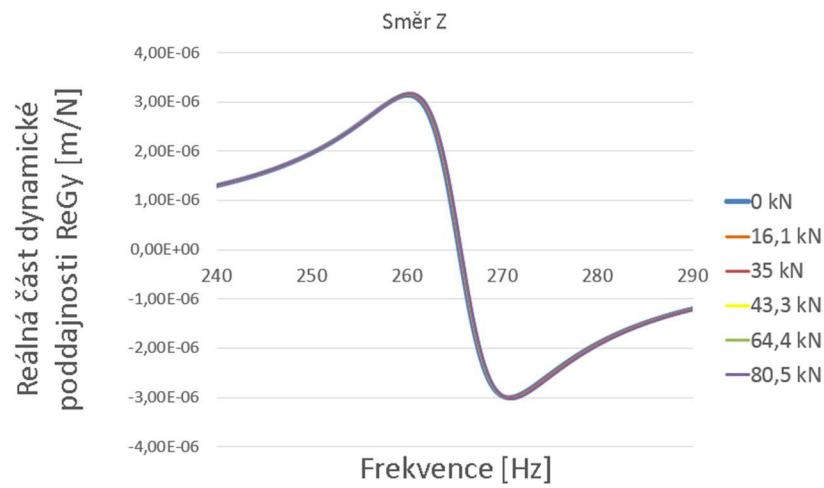
Obr. 86: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 1. vlastní frekvence, směr W, MKP



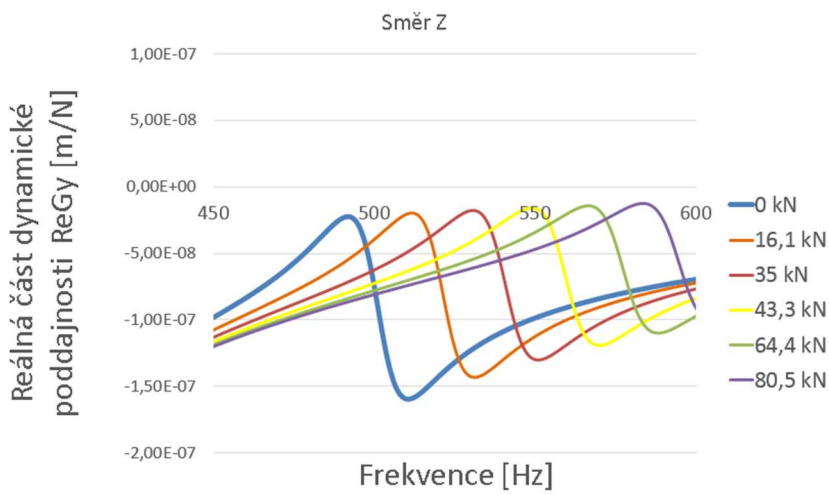
Obr. 87: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 2. vlastní frekvence, směr W, MKP



Obr. 88: Průběh reálné složky dynamické poddajnosti, směr Z, MKP



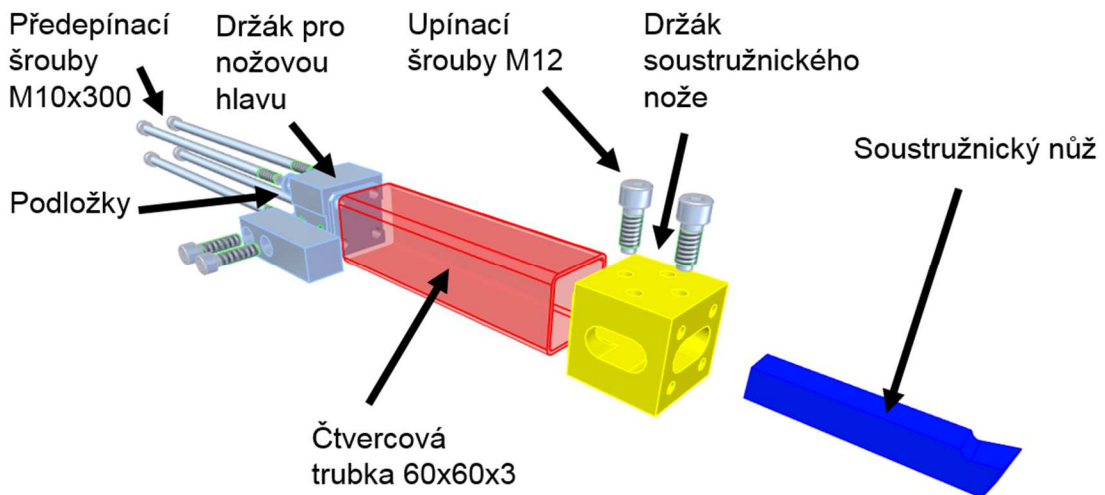
Obr. 89: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 1. vlastní frekvence, směr Z, MKP



Obr. 90: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 2. vlastní frekvence, směr Z, MKP

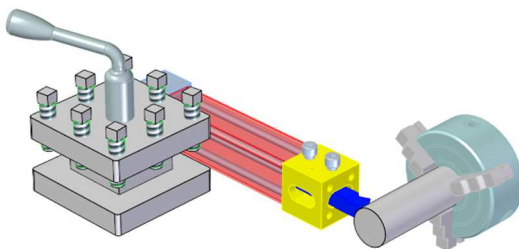
## 5.2.2 Realizace

Navrženou konstrukci nožového držáku pomocí CAD systému Solid Edge zobrazuje Obr. 91. Sestava se skládá z držáku pro upnutí do nožové hlavy soustruhu, čtvercové trubky tvořící plášť a držáku pro upnutí soustružnického nože pomocí dvou šroubů DIN 912 M10x30. Vyvození předepínací síly zajišťují 4 šrouby DIN 912 M10x300. Maximální rozměr nože pro upnutí je 20x20 mm. Kompletní výkresová dokumentace přiložena v příloze.

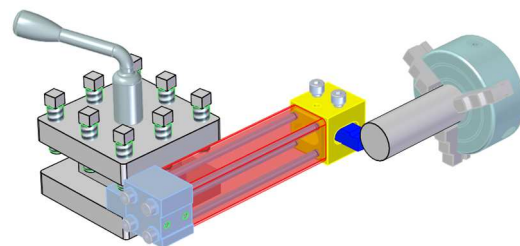


Obr. 91: Navržená konstrukce nožového držáku

Navržený nožový držák umožňuje jak upnutí nože rovnoběžně s osou držáku (Obr. 92), tak kolmo na osu držáku (Obr. 93).

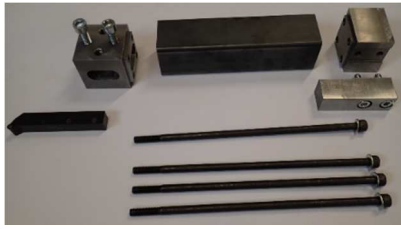


Obr. 92: Nůž upnutý rovnoběžně s osou držáku



Obr. 93: Nůž upnutý kolmo na osu držáku

Ukázku jednotlivých dílů před svařením a po svaření zobrazuje Obr. 94, resp. Obr. 95.



Obr. 94: Nožový držák před svařením



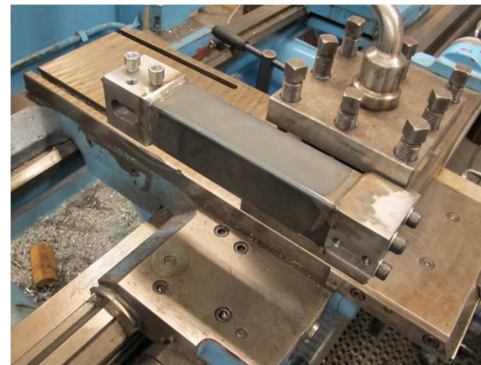
Obr. 95: Nožový držák po svaření

### Zpracování výsledků – měření nožového držáku na soustruhu SU50

Pro měření dynamické poddajnosti byl nožový držák upnut v nožové hlavě na soustruhu SU50, viz Obr. 96. Měření bylo provedeno v konfiguraci, kdy byl soustružnický nůž upnut rovnoběžně s osou držáku, pro názornost přiložen Obr. 97.



Obr. 96: Upnutí držáku v nožové hlavě



Obr. 97: Detail upnutí držáku

K měření byla použita následující aparatura:

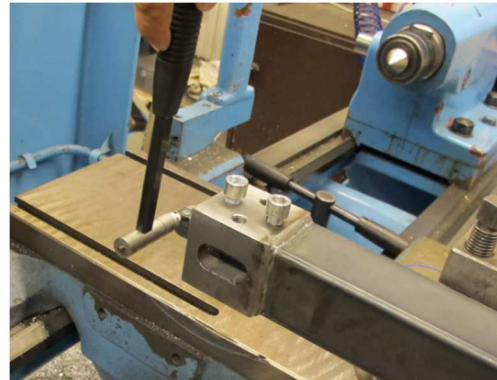
- Notebook s program LabVIEW
- Měřicí karta od firmy National Instruments
- Modální kladivo PCB 086C04 od firmy PCB Piezotronics, Inc., sériové číslo:19198
- Akcelerometr PCB 352A21 od firmy PCB Piezotronics, Inc., sériové číslo:102220



Umístění akcelerometru na soustružnickém noži společně se znázorněním místa poklepu pro případ měření dynamické poddajnosti ve směru osy Z ilustrují Obr. 98 a Obr. 99.



Obr. 98: Umístění akcelerometru, směr Z


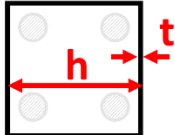


Obr. 99: Poklep modálním kladivem, směr Z

Předepnutí bylo realizováno postupným utahováním čtveřice předepínacích šroubů momentovým klíčem. Měření bylo provedeno pro utahovací moment 0, 20, 30 a 40 Nm. Přepočítání utahovacího momentu na předepínací sílu bylo provedeno podle vztahu (5-9). Uvedená hodnota předepínací síly v Tab. 29 odpovídá předepnutí vyvozenému čtyřmi šrouby.

$$F = \frac{M_a \cdot 2 \cdot \pi}{P_h} \cdot \eta \tag{5-9}$$

$F$	[N]	axiální síla
$M_a$	[Nmm]	utahovací moment
$\eta$	[-]	součinitel tření v závitě, pro výpočet zvoleno 0,1 [37]
$P_h$	[mm]	stoupání závitu, pro závit M10 stoupání $P_h = 1,5 \text{ mm}$

	Průřez		
	Rozměry [mm]	$D = 10$	$D \times t = 60 \times 3$
Utahovací moment [Nm]	Předepínací síla F [kN]	Napětí [MPa]	
20	33,6	107	49,1
30	50,4	160,4	73,7
40	67,2	213,9	98,2
50	83,6	266,1	122,2

Tab. 29: Přepočítání utahovacího momentu na předepínací sílu a napětí

## Dynamická poddajnost ve směru osy W - měření

Při pohledu na průběh reálné části dynamické poddajnosti ve směru osy W na Obr. 100 jsou jasně patrné dvě vlastní frekvence na vyšetřovaném intervalu. Ve zvětšeném pohledu na oblast kolem 1. vlastní frekvence, viz Obr. 101, si lze povšimnout, že průběh sledované veličiny pro nulovou předepínací sílu se od průběhů pro ostatní hodnoty předepínací síly výrazně odlišuje. To je způsobeno tím, že šrouby byly v tomto případě neutaženy a tudíž nebyla vymezena vůle v závitech. Pro budoucí účely porovnání proto nebude průběh dynamické poddajnosti pro hodnotu nulové předepínací síly brán v potaz. Hodnoty 1. vlastní frekvence se sice se zvyšující se předepínací silou posouvaly jen nepatrně, ne více než o 0,5 %, avšak u nejzápornější hodnoty reálné složky dynamické poddajnosti lze vysledovat zvyšující se trend, a to až o 10 %, viz Obr. 102. Konkrétní hodnoty shrnuje Tab. 30. Při procentuálním vyjádření změny byly brány hodnoty sledovaných veličin při předepínací síle 33,6 kN jako referenční a byla jim přiřazena hodnota 100 %. V oblasti 2. vlastní frekvence zobrazené na Obr. 103 lze vyzorovat, že se zvětšující se předepínací silou se hodnota 2. vlastní frekvence zvyšuje, tato změna však nemá pro sestavení diagramu stability žádný efekt.

Předepínací síla [kN]	33,6	50,4	67,2	83,6
1. vlastní frekvence [Hz]	203,9	204,4	204,5	204,7
Změna [%]	100	100,24	100,29	100,39
Min. reálné složky dyn. poddajnosti [m/N]*10 <sup>-6</sup>	-1,68	-1,63	-1,63	-1,51
Změna [%]	100	97,02	97,02	89,88

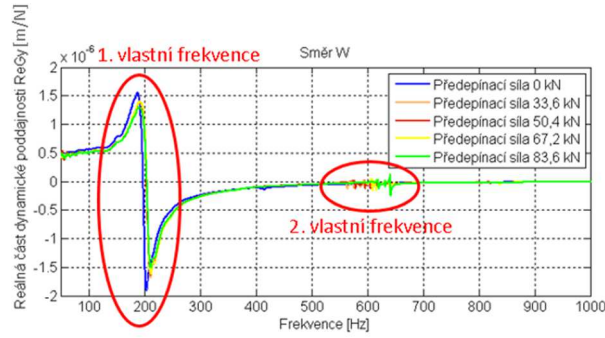
Tab. 30: Vliv změny 1. vlastní frekvence a minima reálné složky dynamické poddajnosti na předpětí, směr W

## Dynamická poddajnost ve směru osy Z - měření

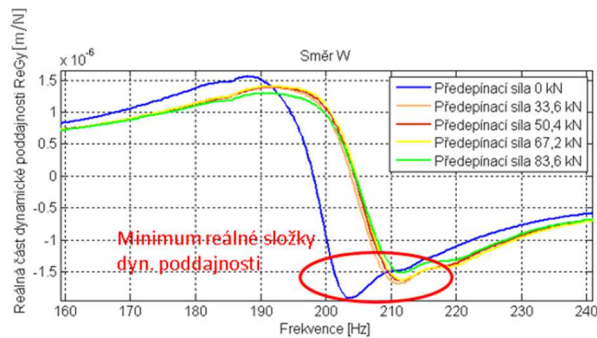
Průběh reálné složky dynamické poddajnosti, naměřené ve směru osy Z, zobrazují totožným způsobem grafy na Obr. 104, Obr. 105, Obr. 106 a Obr. 107. Průběhy dynamické poddajnosti pro různé předepínací síly jsou svým charakterem podobné jako pro směr v ose W, liší se však v hodnotách, viz Tab. 31.

Předepínací síla [kN]	33,6	50,4	67,2	83,6
1. vlastní frekvence [Hz]	216,5	216,2	216,6	216,7
Změna [%]	100	99,86	100,05	100,09
Min. reálné složky dyn. poddajnosti [m/N]*10 <sup>-6</sup>	-4,10	-3,62	-3,40	-3,32
Změna [%]	100	88,29	82,93	80,98

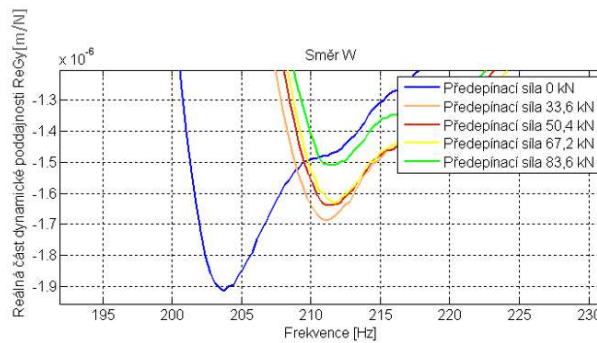
Tab. 31: Vliv změny 1. vlastní frekvence a minima reálné složky dynamické poddajnosti na předpětí, směr Z



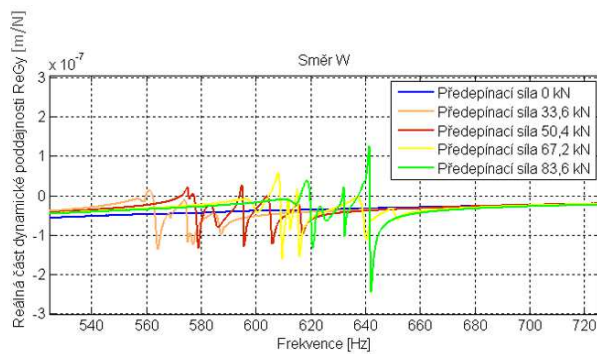
Obr. 100: Průběh reálné složky dynamické poddajnosti, směr W, měření



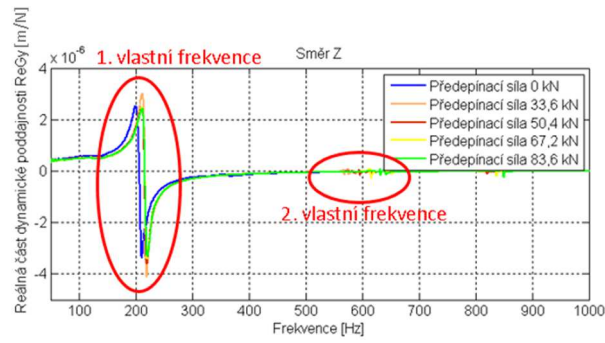
Obr. 101: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 1. vlastní frekvence, směr W, měření



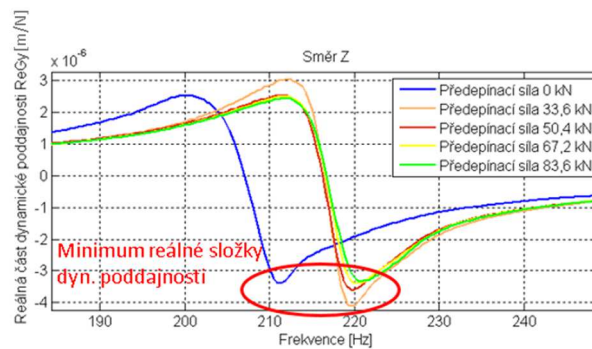
Obr. 102: Detail oblasti minima reálné složky dynamické poddajnosti, směr W, měření



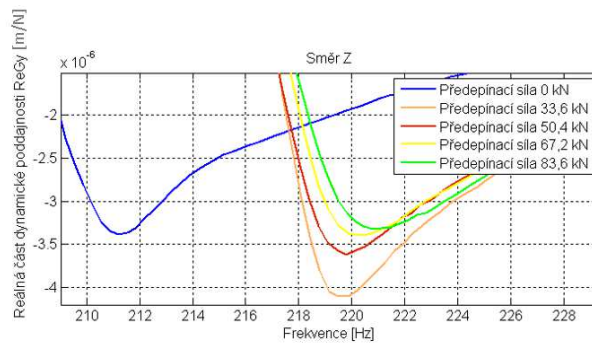
Obr. 103: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 2. vlastní frekvence, směr W, měření



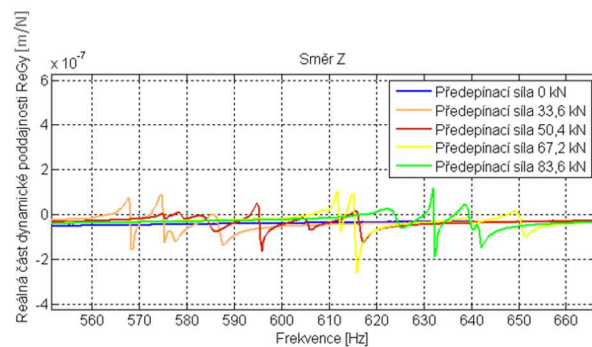
Obr. 104: Průběh reálné složky dynamické poddajnosti, směr Z, měření



Obr. 105: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 1. vlastní frekvence, směr Z, měření



Obr. 106: Detail oblasti minima reálné složky dynamické poddajnosti, směr Z, měření



Obr. 107: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 2. vlastní frekvence, směr Z, měření

### Statická tuhost ve směru osy W – měření

Statická tuhost na konci držáku přímo měřena nebyla, nicméně orientačně může být určena jako převrácená hodnota reálné části dynamické poddajnosti pro nulovou frekvenci. Z grafu na Obr. 100 byla odečtena hodnota statické poddajnosti  $c = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ m/N}$ , ze které lze pomocí vztahu (5-7) dopočítat hodnotu statické tuhosti  $k = 2 \text{ N/}\mu\text{m}$ .

### Statická tuhost ve směru osy Z – měření

Stejným způsobem byla určena statická tuhost na konci držáku pro směr osy Z. Z grafu na Obr. 104 byla odečtena hodnota statické poddajnosti  $c = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ m/N}$ , a z ní dopočítána hodnota statické tuhosti  $k = 2,5 \text{ N/}\mu\text{m}$  podle vztahu (5-7).

### 5.2.3 Porovnání výsledků MKP modelu a měření

S přihlédnutím na zjednodušující podmínky, které byly použity při sestavení MKP modelu, lze konstatovat, že výsledky výpočtu, minimálně co se týče průběhu dynamické poddajnosti, odpovídají skutečnosti. Rozdíl v konkrétních hodnotách je způsoben právě přijatými zjednodušujícími podmínkami, např. zanedbání oválných drážek v držáku soustružnického nože, zanedbání vlivu soustružnického nože a jeho spojení s držákem, dokonale tuhé spojení jednotlivých dílů v modelu oproti svaření ve skutečnosti a dokonale tuhému upnutí držáku v MKP modelu oproti upnutí držáku v poddajné v nožové hlavě.

Měření potvrdilo, že vliv předepnutí na změnu 1. vlastní frekvence navrhnutého držáku, je zanedbatelný. Za předpokladu minimální předepínací síly 33,6 kN a maximální síly 83,6 kN tato změna nepřesáhla hodnotu 0,5 %. Dále bylo potvrzeno, že hodnotu 2. vlastní frekvence tohoto držáku vlivem předepnutí zvýšit lze, řádově o cca 10 % pro daný případ. Oproti modelu však měření ukázalo, že předepnutí má pozitivní vliv na hodnotu nejzápornější hodnoty reálné části dynamické poddajnosti, která se se zvyšující se předepínací silou zvyšovala, což má pozitivní vliv na velikost minimální mezní šířky třísky  $b_{mez,min}$ . Konkrétně se jednalo při uvažování stejné minimální a maximální předepínací síly o zvýšení o 10 % v případě měření ve směru osy W, ve směru osy Z bylo naměřeno zvýšení dokonce o 19 %. Vliv tohoto zvýšení na stabilitu řezu lze znázornit tzv. otáčkovým diagramem stability, zpracovaným v následující kapitole.

### 5.2.4 Otáčkový diagram stability

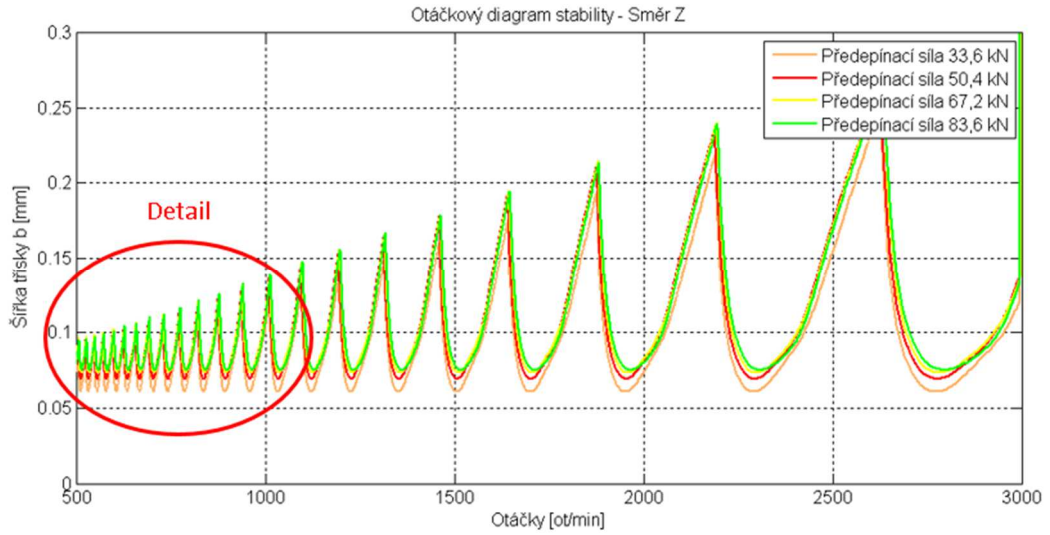
Postup pro vytvoření otáčkového diagramu stability byl podrobně popsán v kapitole: 3.2.4 Samobuzené kmitání. Diagram bude vytvořen pro naměřenou dynamickou poddajnost ve směru osy Z, viz předchozí kapitola, pomocí programu MATLAB. Dynamická poddajnost ve směru osy W při soustružení nemá na stabilitu řezu výrazný vliv, a proto na ni nebude dále brán zřetel. Pro sestavení otáčkového diagramu stability bude uvažováno s konstantní hodnotou měrného řezného odporu  $C_0 = 2 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ . Je však potřeba mít na paměti, že toto zjednodušení může být při nejmenším zavádějící, neboť hodnota měrného řezného odporu je značně závislá na následujících parametrech:

- Obráběný materiál
- Úhel čela nástroje
- Použití řezné kapaliny
- Řezná rychlost
- Materiál nástroje
- Hloubka řezu
- Opotřebením břitu nástroje

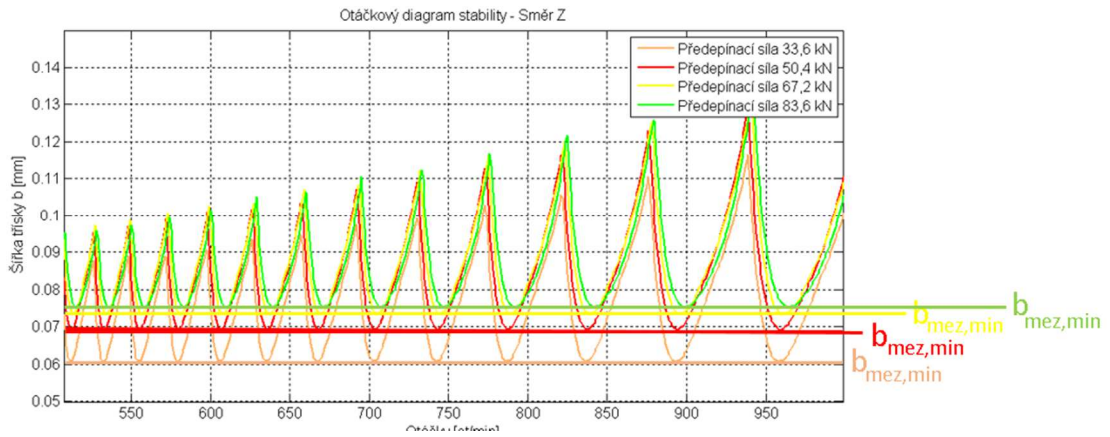
Sestrojený otáčkový diagram stability pro rozsah otáček od 500 až 3000 ot/min zobrazuje Obr. 108. Pro lepší přehlednost je zobrazen na Obr. 109 detail pro otáčky od 500 do 1000 ot/min. Pro zkoumané hodnoty předepnutí byly odečteny hodnoty minimální mezní šířky třísky  $b_{mez,min}$ , viz Tab. 32. Při předpokladu minimální předepínací síly 33,6 kN a maximální síly 83,6 kN došlo ke zvýšení minimální mezní šířky o 23 %. Vzhledem k tomu, že nedošlo ke změně vlastní frekvence s nejzápornější hodnotou reálné části dynamické poddajnosti, poloha „lobů“ vztažená k otáčkám zůstala nezměněna.

Předepínací síla [kN]	33,6	50,4	67,2	83,6
Minimální mezní šířka třísky	0,061	0,069	0,074	0,075
Změna [%]	100	113	121	123

Tab. 32: Závislost minimální mezní šířky třísky na předepínací síle



Obr. 108: Otáčkový diagram stability, směr Z



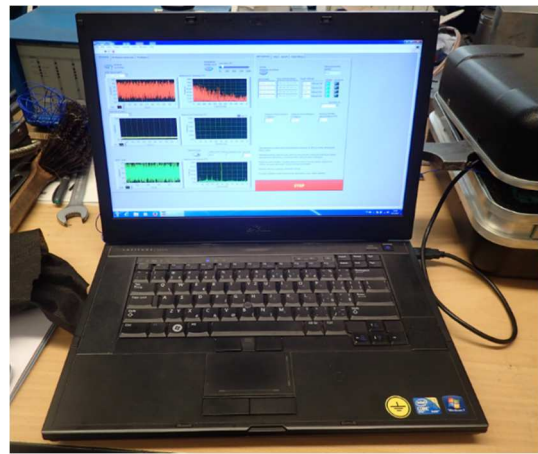
Obr. 109: Detail otáčkového diagramu stability pro rozsah 500 - 1000 ot/min, směr Z

## 5.3 Testy při soustružení

Testy soustružení proběhly stejně jako měření dynamické poddajnosti na soustruhu SU50 za stejných okrajových podmínek (použitý soustružnický nůž, upnutí a vyložení nože v držáku, upnutí držáku v nožové hlavě soustruhu). Rovněž byla použita stejná měřicí aparatura. Akcelometr byl umístěn na držák soustružnického nože pro měření zrychlení ve směru osy Z, viz Obr. 110. Buzení bylo zajištěno samotným řezným procesem. Akcelerance byla sledována v reálném čase pomocí transformace signálu z akcelometru do frekvenční oblasti pomocí rychlé Fourierovy transformace v programu LabVIEW. Uživatelské rozhraní programu je pro ukázkou na Obr. 111.



Obr. 110: Umístění akcelometru



Obr. 111: Notebook s programem LabVIEW

Testování bylo provedeno při podélném soustružení pro utažení šroubů momentem 0; 20 a 40 Nm pro šířku třísky 0,2; 0,5; 0,75 a 1 mm. Při všech testech byl dodržen posuv 0,14 mm na otáčku a otáčky vřetene 385 ot/min.

### Vyhodnocení testování

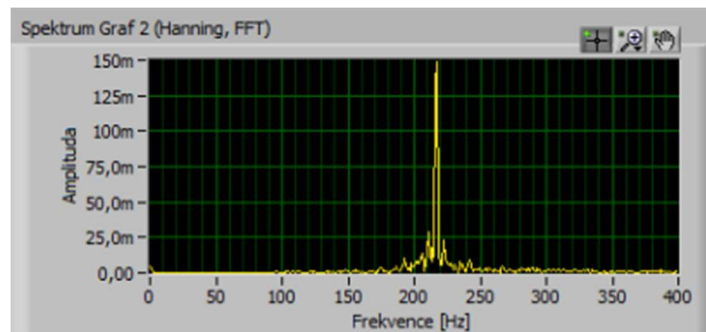
Pro potřeby vyhodnocení byla nejdříve určena otáčková frekvence  $f_o$  dle vztahu (5-10). Pro otáčky vřetene  $n = 385 \text{ ot/min}$  je otáčková frekvence  $f_o = 6,416 \text{ Hz}$ .

$$f_o = \frac{n}{60} \quad (5-10)$$

$f_o$	[Hz]	otáčková frekvence
$n$	[ot/min]	otáčky vřetene



Pokud by byl řez stabilní, největší amplituda by se projevila na celočíselném násobku otáčkové frekvence. V případě provedených měření se však největší amplituda pravidelně objevovala na frekvenci kolem 217 Hz, která odpovídá 1. vlastní frekvenci zjištěné při měření dynamické poddajnosti ve směru osy Z. Lze tedy usoudit, že při všech provedených testech se jednalo již o nestabilní řez. Ukázku grafu akceleraace z měření si lze prohlédnout na Obr. 112. Obrobený povrch, na kterém jsou jasně patrné stopy v důsledku nestabilního řezu, je zachycen na Obr. 113.



Obr. 112: Ukázka grafu akceleraace



Obr. 113: Ukázka obrobeného povrchu

Měření bylo negativně ovlivněno výraznými projevy zubových frekvencí převodovky použitého soustruhu, které ztížily interpretaci výsledků. Pro jednoznačnost experimentu by bylo vhodnější provést měření na moderním CNC soustruhu bez vloženého převodu s ozubenými koly.

## 5.4 Zhodnocení vlivu předpětí na dynamické vlastnosti

Vliv předepnutí na dynamické vlastnosti byl nejdříve zkoumán na jednoduchém modelu vetknutého nosníku, pro který byly vypočítány hodnoty 1. vlastní frekvence pro různé hodnoty axiální tahové a tlakové síly, různé průřezové charakteristiky a různé délky nosníku. Ukázalo se, že předepnutí má největší vliv u dlouhých štíhlých nosníků a tento vliv klesá se snižující se štíhlostí. Výrazný vliv má rovněž rozložení materiálu, kdy nosníky s plným průřezem (tyč) jsou na změnu vlastní frekvence citlivější než nosníky s dutým průřezem (trubka) za předpokladu stejné plochy průřezu, respektive hmotnosti. Bylo pozorováno, že při tahovém axiálním napětí vlastní frekvence nosníku stoupá, analogicky v případě tlakového namáhání klesá. U tlakového namáhání je však výrazným omezením stabilita prutu.

V další části byla sledována interakce mezi dvěma nosníky, kdy jeden byl namáhán tlakovým a druhý tahovým namáháním. Zjištěné chování odpovídalo závěrům z výpočtů samotného nosníku.

Následovalo vytvoření MKP modelu, který vycházel z myšlenky použít vliv předepnutí pro změnu dynamických vlastností zjednodušeného modelu smykadla karuselového stroje. Podle tohoto modelu byla navržena konstrukce držáku soustružnického nože tak, aby bylo možno provést testy na dostupném soustruhu SU50. Na vyrobeném držáku upnutém v nožové hlavě soustruhu byla experimentálně změřena dynamická poddajnost ve směru osy W a Z a porovnána s výsledky MKP modelu. Měření potvrdilo, že i přes několik značně zjednodušujících podmínek odpovídal průběh vypočtené dynamické poddajnosti experimentu. Ukázalo se, že sice změna 1. vlastní frekvence je pro navržený držák zanedbatelná (méně než 0,5 %), nicméně předepnutí mělo pozitivní vliv v podobě zvýšení minimální hodnoty reálné složky dynamické poddajnosti, jež se po sestavení otáčkového diagramu stability projevilo jako navýšení minimální mezní šířky třísky  $b_{mez,min}$  o 23 % při uvažování minimální předepínací síly 33,6 kN a maximální síly 83,6 kN.

V závěru byly provedeny testy při soustružení. Měření bylo provedeno pro různé hodnoty předpětí a různé hodnoty šířky třísky při otáčkách vřetene 385 ot/min a posuvu 0,14 mm na otáčku. Z vyhodnocení vyplynulo, že všechna měření byla provedena při nestabilním řezu.

## 6 Závěr

Tato diplomová práce se zabývá vlivem předpětí na dynamické chování systému a možností využít tohoto efektu ke zvýšení stability řezného procesu.

V první teoretické kapitole je popsáno, jak se promítne vliv předpětí do statického a dynamického výpočtu, dále jsou definovány různé druhy kmitání včetně jejich zdrojů, v závěru je uvedena teorie k problematice samobuzeného kmitání.

Druhá kapitola shrnuje doposud používané metody pro potlačení vzniku samobuzených vibrací, respektive zlepšení stability řezu. Velký počet uvedených metod naznačuje jasně patrnou snahu o aktivní řešení této problematiky a její nepopiratelný význam pro průmyslovou výrobu. Je důležité mít na paměti, že stabilita řezného procesu je komplexní problém, který je ovlivněn mnoha faktory. Nelze tedy očekávat univerzální aplikovatelnost pro rozličné technologie. Vždy jde totiž o kombinaci vlastností stroje, nástroje, obrobku a řízení a nelze opomenout ani jednu z výše zmíněných oblastí. Vypracovaná rešerše rovněž ukazuje, že doposud nebyl využit vliv předepnutí jako prostředek k ovlivnění dynamických vlastností stroje za účelem ovlivnění stability řezného procesu.

Třetí praktická kapitola v úvodu zkoumá vliv předepnutí axiální tahovou a tlakovou silou na statické a dynamické chování vetknutého nosníku o různých průřezových charakteristikách a délkách. Ukázalo se, že předepnutí má největší vliv na dynamické vlastnosti u dlouhých štíhlých nosníků a tento vliv klesá se snižující se štíhlostí. Výrazný vliv má rovněž rozložení materiálu, kdy nosníky s plným průřezem (tyč) jsou na změnu vlastní frekvence citlivější než nosníky s dutým průřezem (trubka) za předpokladu stejné plochy průřezu, respektive hmotnosti. Bylo pozorováno, že při tahovém axiálním napětí vlastní frekvence nosníku stoupá, analogicky v případě tlakového namáhání klesá. U tlakového namáhání je však výrazným omezením stabilita prutu. V případě vetknutého nosníku nemá předepnutí vliv na jeho statickou tuhost na jeho konci. Následoval návrh přeladitelného nožového držáku, který měl představovat zjednodušený model smykadla karuselového stroje, tak aby bylo možno provést testy na soustruhu SU50. Na základě návrhu konstrukce byl vytvořen MKP model. Na vyrobeném držáku, upnutém v nožové hlavě soustruhu, byla experimentálně změřena dynamická poddajnost ve směru osy W a Z a porovnána s výsledky

MKP modelu. Měření potvrdilo, že i přes několik značně zjednodušujících podmínek odpovídal průběh vypočtené dynamické poddajnosti experimentu relativně věrně. Výsledky měření ukazují, že i když změna 1. vlastní frekvence je pro navržený držák zanedbatelná, předepnutí mělo pozitivní vliv na zvýšení minimální hodnoty reálné složky dynamické poddajnosti, jež se po sestavení otáčkového diagramu stability pro daný případ projevilo jako navýšení minimální mezní šířky třísky  $b_{mez,min}$  o 23 % při uvažování minimální předepínací síly 33,6 kN a maximální síly 83,6 kN. Provedené testování při soustružení bylo z důvodu špatně zvolených řezných podmínek neprůkazné, neboť všechna měření proběhla v nestabilní oblasti.

Původní myšlenka využít vliv předpětí pro změnu vlastní frekvence systému se ukázala využitelná pouze u dlouhých štíhlých prutů. V oblasti obráběcích strojů by se tento efekt dal využít například pro konstrukci nového typu přeladitelného pasivního hltiče. Jako zajímavější se jeví využití předpětí ke zlepšení dynamické poddajnosti daného systému. Zde je se však třeba uvažovat s negativním vedlejším efektem předepnutí v podobě deformací předepnutého prvku.

## 7 Seznamy

### 7.1 Použité informační zdroje

- [1] LASKARI, M., *COSMOS/M User's Guide* [online]. California, USA: Structural Research and Analysis Corporation, 1988. Dostupné z:  
<http://man.fsid.cvut.cz/cosmos/On-line/Basic1/basic-1.pdf>
- [2] MAREK, J., *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. MM publishing, s.r.o., 2010, p. 420.
- [3] TLUSTÝ, J., *Manufacturing processes and equipment*. Prentice-Hall, Inc., 1999, p. 928.
- [4] FOJTŮ, P. *Problematika samobuzeného kmitání při obrábění*. ČVUT [online]. 2009, 15 s. [cit. 2014-11-21]. Dostupné z:  
<http://stc.fs.cvut.cz/history/2009/sbornik/Papers/pdf/FojtuPetr-304483.pdf>
- [5] VETIŠKA, J. *Analýza stability řezného procesu obráběcího stroje vzhledem k samobuzenému kmitání*. Brno: VUT 2012. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
- [6] MAHDI EYNIAN. *University West*. [online]. [cit. 2015-01-04]. Dostupné z:  
<http://www.hv.se/en/research/researchers/alphabetically/mahdi-eynian>
- [7] Sample cuts in various materials using a Sherline lathe. *Sherline Products Inc.*. [online]. [cit. 2015-01-04]. Dostupné z: <http://www.sherline.com/testcuts.htm>
- [8] Maximazing machine tool performance. *OKUMA*. [online]. [cit. 2015-01-04]. Dostupné z: <http://www.okuma.co.jp/english/onlyone/process/>
- [9] MÁDL, J. *Teorie obrábění*. Praha: ČVUT v Praze, 1990. 156 s.
- [10] Soustružení. *Technology-support s.r.o.*. [online]. [cit. 2015-01-04]. Dostupné z:  
<http://www.t-support.cz/kat/soustruzeni-ii-6>
- [11] KYOCERA Precision Tools, Inc.. *RAD-8 (MRW)*. [online]. [cit. 2015-01-04]. Dostupné z: <http://www.kyoceraprecisiontools.com/indexable/milling/radius-milling/rad-8-mrw/index.html>
- [12] Mitsubishi. *Mitsubishi Materials VFMHV*. [online]. [cit. 2015-01-04]. Dostupné z:  
<http://www.interempresas.net/Hardware/Companies-Products/Product-Integral-anti-vibration-strawberries-Mitsubishi-Materials-VFMHV-83660.html>

- [13] Guhring Carbide End Mills – Variable Helix (RF Line). *Guhring, Inc.* [online].  
[cit. 2015-01-04]. Dostupné z:  
<http://www.guhring.com/ProductsServices/CarbideEndMills/Variable/>
- [14] FINISHRED. *ISCAR LTD.* [online]. [cit. 2015-01-04]. Dostupné z:  
<http://www.iscar.cz/Products.aspx/CountryId/6/ProductId/3800>
- [15] MILLSHRED. *ISCAR LTD.* [online]. [cit. 2015-01-04]. Dostupné z:  
<http://www.iscar.cz/Products.aspx/CountryId/6/ProductId/10150>
- [16] Skupina Výpočty. *VCSVTT.* [online]. [cit. 2015-01-04]. Dostupné z:  
<http://www.rcmt.cvut.cz/o-nas/cz/vypocty>
- [17] Luneta (strojírenství). *Wikipedia: the free encyclopedia.* [online]. 2001  
[cit. 2015-01-04]. Dostupné z:  
[http://cs.wikipedia.org/wiki/Luneta\\_%28stroj%C3%ADrenstv%C3%AD%29](http://cs.wikipedia.org/wiki/Luneta_%28stroj%C3%ADrenstv%C3%AD%29)
- [18] CNC soustružnické centrum. *PROFIKA s.r.o.* [online]. [cit. 2015-01-04]. Dostupné z:  
<http://www.profika.cz/cnc-stroje/cnc-soustruznicke-centrum-s-box-vedenim-1600lma>
- [19] Walter Prototyp ConeFit. *Walter.* [online]. [cit. 2015-01-04]. Dostupné z:  
[http://www.walter-tools.com/cs-cz/tools/standard\\_products/milling/overview/slot\\_milling/conefit/pages/default.aspx](http://www.walter-tools.com/cs-cz/tools/standard_products/milling/overview/slot_milling/conefit/pages/default.aspx)
- [20] BIG-PLUS Spindle System. *BIG DAISHOWA SEIKI CO LTD.* [online]. [cit. 2015-01-04].  
Dostupné z: [http://www.big-daishowa.com/big-plus\\_index.php](http://www.big-daishowa.com/big-plus_index.php)
- [21] A small selection of the numerous Hydropol examples of use. *Framag.* [online].  
[cit. 2015-01-05]. Dostupné z:  
<http://www.framag.com/index.cfm?seite=anwendungsbeispiele-hydropol&sprache=EN>
- [22] GRANITAN S103. *Advanced Grinding Supplies Ltd.* [online]. [cit. 2015-01-5].  
Dostupné z: <http://www.adgrind.com/Studer/Granitan/granitan.htm>
- [23] Skeleton of granite machine tool. *Jinan Heizuan Precision Machine Tool Co.,Ltd.*  
[online]. [cit. 2015-01-05]. Dostupné z:  
<http://www.tmmt.com.cn/products01en/id/7.html>

- [24] New ways to damp vibration on linear axes. *Penton*. [online]. [cit. 2015-01-05]. Dostupné z: <http://machinedesign.com/bearings/new-ways-damp-vibration-linear-axes>
- [25] Damping carriage. *Schaeffler*. [online]. [cit. 2015-01-05]. Dostupné z: <http://medias.ina.de/medias/en!hp.info/RUDS..-D-H>
- [26] Hydrostatic linear guiding for standard design spaces. *Machine Design*. [online]. [cit. 2015-01-05]. Dostupné z: <http://machinedesign.com/linear-motion/hydrostatic-linear-guiding-standard-design-spaces>
- [27] Smart Dumper. *BIG DAISHOWA*. [online]. [cit. 2015-01-05]. Dostupné z: [http://www.big-daishowa.com/pdf/smart\\_damper\\_exm332.pdf](http://www.big-daishowa.com/pdf/smart_damper_exm332.pdf)
- [28] Silent Tools. *SANDVIK*. [online]. [cit. 2015-01-05]. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/SiteCollectionDocuments/downloads/global/technical%20guides/cs-cz/C-1020-17.pdf>
- [29] Chatter Control. *Micromega Dynamics SA*. [online]. [cit. 2015-01-05]. Dostupné z: <http://www.micromega-dynamics.com/active-damping-devices/chatter-control.html>
- [30] Dynamic Efficiency. *HEIDENHAIN*. [online]. [cit. 2015-01-05]. Dostupné z: [http://www.heidenhain.de/de\\_EN/php/documentation-information/brochures/popup/media/media/file/view/file-0671/file.pdf](http://www.heidenhain.de/de_EN/php/documentation-information/brochures/popup/media/media/file/view/file-0671/file.pdf)
- [31] Graphic Speak. *SolidCAM*. [online]. [cit. 2015-02-17]. Dostupné z: <http://gfxspeak.com/2011/07/12/solidcam-claims-new-technology-wizard-reduces-cutting-time-up-to-70/>
- [32] Technology-support. *VoluMill*. [online]. [cit. 2015-02-17]. Dostupné z: <http://www.t-support.cz/index.php?rubrika=1299>
- [33] D3 Vibration Inc.. *MetalMax*. [online]. [cit. 2015-02-17]. Dostupné z: <http://www.d3vibrations.com/D3Vmetalmax.html>
- [34] Manufacturing Automation Laboratories Inc.. *CutPro – Milling module*. [online]. [cit. 2015-02-17]. Dostupné z: <http://www.malinc.com/products/cutpro/milling/>
- [35] SOUČEK, P.; BUBÁK, A. *Vybrané statě z kmitání v pohonech výrobních strojů*; České vysoké učení technické v Praze: Praha, 2008.

- [36] SKJ – Jednostojanové karusely. BLANSKO-OS, a.s.. [online]. [cit. 2015 05 29].  
Dostupné z: <http://www.ckd-blansko.cz/vyrobni-program/skj-jednostojanove-karusely/>
- [37] *Funkční jednotky pro spojování*. [online]. [cit. 2015-06-06]. Dostupné z: [www.pslib.cz/kn/tridy/L4-STR/Casti-stroju/I/Zavity-a-srouby.pdf](http://www.pslib.cz/kn/tridy/L4-STR/Casti-stroju/I/Zavity-a-srouby.pdf)

## 7.2 Přehled použitých jednotek a veličin

Označení	Jednotky	Název veličiny
$b$	[m]	šířka třísky
$b_{mez}$	[m]	mezní šířka třísky
$b_{mez,min}$	[m]	minimální mezní šířka třísky
$b_{krit}$	[m]	kritická šířka třísky
$f$	[Hz]	frekvence
$\{f\}$	[N]	vektor zatížení
$\{f(t)\}$	[N]	časově proměnný vektor zatížení
$f_o$	[Hz]	otáčková frekvence
$h$	[m]	délka hrany čtvercového nosníku
$k$	[N/m]	statická tuhost
$k_{bez}$	[-]	koeficient bezpečnosti
$n$	[ot/min]	otáčky vřetene
$n_z$	[ot/s]	počet otáček za vteřinu
$r_\varepsilon$	[m]	poloměr zaoblení špičky
$t$	[m]	tloušťka stěny nosníku
$\{u\}$	[m]	vektor neznámých posunutí
$\{u(t)\}$	[m]	vektor posunutí v čase t



$\{\dot{u}(t)\}$	$[m/s]$	vektor rychlosti v čase $t$
$\{\ddot{u}(t)\}$	$[m/s^2]$	vektor zrychlení v čase $t$
$y$	$[mm]$	deformace konce nosníku
$y_n$	$[m]$	okamžitá hloubka třísky ve směru normály k povrchu
$A$	$[m^2]$	plocha průřezu
$C_0$	$[N/m^2]$	měrný řezný odpor
$[C]$	$[-]$	matice tlumení
$D$	$[m]$	průměr kruhového nosníku
$[D]$	$[-]$	matice tuhosti materiálu
$E$	$[Pa]$	modul pružnosti v tahu
$F_a$	$[N]$	axiální zátěžná síla
$F_r$	$[N]$	radiální zátěžná síla
$F_{kr}$	$[N]$	kritická síla pro ztrátu stability prutu
$G_y(j\omega_0)$	$[m/N]$	frekvenční dynamická poddajnost
$I$	$[m^4]$	kvadratický moment
$ImG_y(j\omega_0)$	$[m/n]$	imaginární část frekvenční dynamické poddajnosti
$K_r$	$[^\circ]$	úhel nastavení nástroje
$[K]$	$[N/m]$	matice tuhosti
$[K_G]$	$[N/m]$	geometrická matice tuhosti
$L$	$[m]$	délka
$L_0$	$[m]$	redukovaná délka nosníku
$M_a$	$[N.m]$	utahovací moment
$[M]$	$[kg]$	matice hmotnosti
$N$	$[-]$	počet celých vln na zvlněném povrchu obrobku

$P_h$	$[m]$	stoupání závitu
$ReG_y(j\omega_0)$	$[m/N]$	reálná část frekvenční dynamické poddajnosti
$T_d$	$[s]$	dopravní zpoždění
$\gamma$	$[^\circ]$	úhel smyku
$\delta_0$	$[^\circ]$	úhel řezu
$\varepsilon$	$[-]$	poměrné prodloužení
$\{\varepsilon\}$	$[-]$	vektor deformace
$\eta$	$[-]$	součinitel tření v závitu
$\lambda$	$[m^{-3}]$	štíhlost prutu
$\mu$	$[-]$	Poissonovo číslo
$\rho$	$[kg/m^3]$	hustota
$\sigma$	$[Pa]$	normálové napětí
$\{\sigma\}$	$[Pa]$	vektor napětí
$\sigma_d$	$[Pa]$	dovolené tahové/tlakové napětí
$\tau$	$[Pa]$	tečné napětí
$\{\phi\}$	$[-]$	vlastní tvar kmitání
$\varphi$	$[rad]$	fázový posun
$\psi$	$[rad]$	fázový posun příslušné neúplné části vlny
$\omega$	$[rad/s]$	vlastní frekvence

## 7.3 Přehled použitých zkratek

Zkratka	Význam zkratky
MKP	Metoda konečných prvků
ŘP	Řezný proces

## 7.4 Seznam obrázků

Obr. 1: Zatížení nosníku .....	12
Obr. 2: Vznik trhavých pohybů [2] .....	17
Obr. 3: Rovinné uspořádání řezného procesu [35] .....	19
Obr. 4: Jednohmotová náhrada obráběcího procesu [35] .....	19
Obr. 5: Blokové schéma samobuzeného kmitání bez pevné časové vazby [35] .....	19
Obr. 6: Frekvenční poddajnost $G_{yj\omega 0}$ v komplexní rovině [35] .....	21
Obr. 7: Reálná a imaginární část frekvenční poddajnosti [35] .....	21
Obr. 8: Amplitudová charakteristika $G_{CELK}(j\omega)$ [35] .....	21
Obr. 9: Soustružením zapichováním [35] .....	24
Obr. 10: Soustružení stranovým nožem [35].....	24
Obr. 11: Blokové schéma samobuzeného kmitání s pevnou časovou vazbou [35] .....	24
Obr. 12: Ukázka otáčkového diagramu stability [35].....	26
Obr. 13: Machining Navi – akcelerometr [8] .....	27
Obr. 14: Machining Navi – mikrofón [8] .....	27
Obr. 15: Machining Navi - porovnání kvality povrchu s aktivní a neaktivní funkcí [8] .....	28
Obr. 16: Machining navi - Harmonic spindle speed control [8].....	28
Obr. 17: Vliv geometrie řezného nástroje na amplitudu kmitání [9] .....	29
Obr. 18: Pozitivní a negativní geometrie řezného nástroje [10] .....	29
Obr. 19: Řezná destička Kyocera MRW [11].....	29
Obr. 20: Nástroj s nerovnoměrnou roztečí zubů [12].....	30
Obr. 21: Nástroj s různým úhlem šroubovice na jednotlivých zubech [13].....	30
Obr. 22: Monolitní nástroj s děleným ostřím [14] .....	30
Obr. 23: Nástroj s výměnnými břitovými destičkami s děleným ostřím [15] .....	30

Obr. 24: Topologická optimalizace vřeteníku [16] .....	31
Obr. 25: Topologická optimalizace stojanu [16].....	31
Obr. 26: Mechanická luneta [17] .....	32
Obr. 27: Hydraulická luneta [18] .....	32
Obr. 28: Systém upnutí řezného nástroje v držáku ConeFit [19] .....	32
Obr. 29: Systém BigPlus pro upnutí držáku nástroje do vřetene [20].....	32
Obr. 30: Ukázka výrobků z hydrobetonu od firmy Framag [21].....	33
Obr. 31: Lože z materiálu GRANITAN S103 od firmy Studer [22].....	34
Obr. 32: Ukázka stroje z přírodní žuly od firmy TMMT [23] .....	34
Obr. 33: Porovnání tuhosti a tlumení různých typů vedení [24].....	34
Obr. 34: Přídavný tlumicí vozík od firmy Schaeffler [25] .....	34
Obr. 35: Schéma hydrostatického vedení [24].....	35
Obr. 36: Kompaktní hydrostatické vedení HLE od firmy Schaeffler [24] .....	35
Obr. 37: Porovnání kvality povrchu při použití kuličkového a hydrostatického vedení na stejném stroji [26].....	35
Obr. 38: Tlumený držák nástroje Smart Damper od firmy BIG DAISHOWA [27] .....	36
Obr. 39: Tlumený držák nástroje Silent Tool od firmy SANDVIK [28].....	36
Obr. 40: Využití dynamického tlumiče na smykadlo horizontálního frézovacího stroje [29]	37
Obr. 41: Porovnání kvality povrchu s aktivním (vlevo) a neaktivním (vpravo) dynamickým tlumičem [29] .....	37
Obr. 42: Aktivní kompenzátor s elektromagnetickým pohonem [5].....	37
Obr. 43: Aktivní kompenzátor s piezoelektrickým pohonem [5] .....	37
Obr. 44: Strategie iMachining systému SolidCAM [31].....	38
Obr. 45: Standardní dráha nástroje (vpravo) a dráha strategie VoluMill (vlevo) systému GiggsCAM [32].....	38
Obr. 46: Prostředí programu MetalMax [33] .....	39

Obr. 47: Prostředí programu CutPro [34].....	39
Obr. 48: Model vetknutého nosníku.....	40
Obr. 49: Ukázka použité sítě prvků .....	41
Obr. 50: Použité okrajové podmínky .....	41
Obr. 51: 1. vlastní tvar vetknutého nosníku při 1. vlastní frekvenci.....	43
Obr. 52: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové tyče v závislosti na předepínací síle .....	44
Obr. 53: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové tyče v závislosti na předepínací síle .....	45
Obr. 54: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky v závislosti na předepínací síle .....	46
Obr. 55: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky v závislosti na předepínací síle .....	47
Obr. 56: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky v závislosti na předepínací síle .....	49
Obr. 57: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové trubky v závislosti na předepínací síle .....	50
Obr. 58: Deformace konce nosníku pro určení statické tuhosti.....	53
Obr. 59: Model 2 nosníků.....	55
Obr. 60: Ukázka použité sítě prvků .....	56
Obr. 61: Ukázka vazbových rovnic .....	56
Obr. 62: Použité okrajové podmínky .....	56
Obr. 63: Pozice a směr jednotkové síly.....	56
Obr. 64: Graf dynamické poddajnosti Gy .....	58
Obr. 65: Reálná složka dynamické poddajnosti ReGy.....	58
Obr. 66: Vlastní tvar kmitu odpovídající 1. vlastní frekvenci .....	59

Obr. 67: Vlastní tvar kmitu odpovídající 2. vlastní frekvenci .....	59
Obr. 68: Vlastní tvar kmitu odpovídající 3. vlastní frekvenci .....	59
Obr. 69: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 1. vlastní frekvenci, vnější nosník tlak .....	61
Obr. 70: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 2. vlastní frekvenci, vnější nosník tlak .....	61
Obr. 71: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 3. vlastní frekvenci, vnější nosník tlak .....	61
Obr. 72: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 1. vlastní frekvenci, vnitřní nosník tlak .....	62
Obr. 73: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 2. vlastní frekvenci, vnitřní nosník tlak .....	62
Obr. 74: Detail reálné složky dynamické poddajnosti pro 3. vlastní frekvenci, vnitřní nosník tlak .....	62
Obr. 75: Vyznačení poddajnosti v grafu reálné složky dynamické poddajnosti .....	63
Obr. 76: Karusel řady SKJ, ČKD Blansko-OS, a.s.[36] .....	64
Obr. 77: Soustruh SU50 .....	64
Obr. 78: Geometrie modelu .....	65
Obr. 79: Ukázka použité sítě prvků .....	66
Obr. 80: Ukázka vazbových rovnic .....	66
Obr. 81: Použité okrajové podmínky .....	66
Obr. 82: Pozice a směr jednotkové síly .....	66
Obr. 83: Souřadnicový systém držáku .....	67
Obr. 84: Souřadnicový systém soustruhu.....	67
Obr. 85: Průběh reálné složky dynamické poddajnosti, směr W, MKP .....	69
Obr. 86: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 1. vlastní frekvence, směr W, MKP.....	69

Obr. 87: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 2. vlastní frekvence, směr W, MKP.....	69
Obr. 88: Průběh reálné složky dynamické poddajnosti, směr Z, MKP.....	70
Obr. 89: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 1. vlastní frekvence, směr Z, MKP.....	70
Obr. 90: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 2. vlastní frekvence, směr Z, MKP.....	70
Obr. 91: Navržená konstrukce nožového držáku.....	71
Obr. 92: Nůž upnutý rovnoběžně s osou držáku.....	71
Obr. 93: Nůž upnutý kolmo na osu držáku.....	71
Obr. 94: Nožový držák před svařením.....	72
Obr. 95: Nožový držák po svaření.....	72
Obr. 96: Upnutí držáku v nožové hlavě.....	72
Obr. 97: Detail upnutí držáku.....	72
Obr. 98: Umístění akcelerometru, směr Z.....	73
Obr. 99: Poklep modálním kladivem, směr Z.....	73
Obr. 100: Průběh reálné složky dynamické poddajnosti, směr W, měření.....	75
Obr. 101: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 1. vlastní frekvence, směr W, měření.....	75
Obr. 102: Detail oblasti minima reálné složky dynamické poddajnosti, směr W, měření.....	75
Obr. 103: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 2. vlastní frekvence, směr W, měření.....	75
Obr. 104: Průběh reálné složky dynamické poddajnosti, směr Z, měření.....	76
Obr. 105: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 1. vlastní frekvence, směr Z, měření.....	76
Obr. 106: Detail oblasti minima reálné složky dynamické poddajnosti, směr Z, měření.....	76

Obr. 107: Detail reálné složky dynamické poddajnosti v oblasti 2. vlastní frekvence, směr Z, měření.....	76
Obr. 108: Otáčkový diagram stability, směr Z .....	79
Obr. 109: Detail otáčkového diagramu stability pro rozsah 500 - 1000 ot/min, směr Z .....	79
Obr. 110: Umístění akcelerometru .....	80
Obr. 111: Notebook s programem LabVIEW.....	80
Obr. 112: Ukázka grafu akcelerance .....	81
Obr. 113: Ukázka obrobeného povrchu .....	81

## 7.5 Seznam tabulek

Tab. 1: Průřezové charakteristiky pro nosník .....	42
Tab. 2: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové tyče – MKP.....	44
Tab. 3: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové tyče - analytický výpočet .....	44
Tab. 4: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové tyče - MKP.....	45
Tab. 5: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové tyče - analytický výpočet .....	45
Tab. 6: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky – MKP.....	46
Tab. 7: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky - analytický výpočet .....	46
Tab. 8: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové trubky – MKP .....	47
Tab. 9: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové trubky - analytický výpočet .....	47
Tab. 10: Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro kruhovou tyč.....	48
Tab. 11: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové tyče – MKP .....	48
Tab. 12: Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro čtvercovou tyč .....	48
Tab. 13: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové tyče – MKP.....	48



Tab. 14: Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro kruhovou trubku.....	49
Tab. 15: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem kruhové trubky – MKP .....	49
Tab. 16: Hodnoty kritické síly pro ztrátu stability prutu pro čtvercovou trubku .....	50
Tab. 17: Hodnoty 1. vlastní frekvence [Hz] nosníku s průřezem čtvercové trubky – MKP ....	50
Tab. 18: Vyhodnocení výpočtů - tahové namáhání .....	51
Tab. 19: Vyhodnocení výpočtů - tlakové namáhání.....	52
Tab. 20: Hodnoty deformací $y$ [mm] - MKP.....	54
Tab. 21: Hodnoty deformací $y$ [mm] - analytický výpočet.....	54
Tab. 22: Hodnoty statické tuhosti na konci vetknutého nosníku pro deformace z MKP výpočtu .....	54
Tab. 23: Průřezové charakteristiky pro nosníkový a skořepinový prvek.....	56
Tab. 24: Hodnoty zatěžování nosníků.....	57
Tab. 25: Hodnoty 1., 2. a 3. vlastní frekvence, vnější nosník tlak .....	60
Tab. 26: Hodnoty 1., 2. a 3. vlastní frekvence, vnější nosník tah.....	60
Tab. 27: Průřezové charakteristiky pro nosníkový a skořepinový prvek.....	66
Tab. 28: Hodnoty předepínací síly a příslušných napětí v jednotlivých prvcích .....	67
Tab. 29: Přepočet utahovacího momentu na předepínací sílu a napětí.....	73
Tab. 30: Vliv změny 1. vlastní frekvence a minima reálné složky dynamické poddajnosti na předpětí, směr $W$ .....	74
Tab. 31: Vliv změny 1. vlastní frekvence a minima reálné složky dynamické poddajnosti na předpětí, směr $Z$ .....	74
Tab. 32: Závislost minimální mezní šířky třísky na předepínací síle .....	78

## 7.6 Seznam použitých softwarů

- ANSYS Workbench R16
- LabVIEW 2014
- MATLAB R2011b
- Microsoft Office Excel 2013
- Microsoft Office PowerPoint 2013
- Microsoft Office Word 2013
- SolidEdge ST6

## 7.7 Seznam příloh

- Výkresová dokumentace

Číslo výkresu	Název
PND-00-01	PŘELAD_NOŽOVÝ_DRŽÁK
PND-01-01	NOŽOVÝ_DRŽÁK_SVAŘENEC
PND-02-01	DRŽÁK_SOUSTRUŽNICKÝ_NŮŽ
PND-02-02	TRUBKA_ČTVERCOVÁ
PND-02-03	DRŽÁK_NOŽOVÁ_HLAVA_1
PND-02-04	DRŽÁK_NOŽOVÁ_HLAVA_2
PND-02-05	ŠROUB_DOTLAČOVACÍ