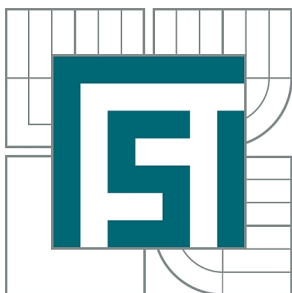


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMATION AND COMPUTER SCIENCE

AKTIVNÍ VYVAŽOVÁNÍ JEDNOTEK VŘETEN OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

ACTIVE BALANCING OF MACHINE TOOL SPINDLE UNITS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MARTIN PĚNČÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. RNDr. Ing. TOMÁŠ BŘEZINA,
CSc.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automatizace a informatiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Pěňčík

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Aktivní vyvažování jednotek vřeten obráběcích strojů

v anglickém jazyce:

Active Balancing of Machine Tool Spindle Units

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

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

Cíle bakalářské práce:

Získat prakticky interpretovatelné výsledky vyhledávacích simulací.

Seznam odborné literatury:

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 23.11.2010

L.S.



Ing. Jan Roupec, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je provést rešerši v oblasti aktivního vyvažování, navrhnout zjednodušený model včetně se systémem aktivního vyvažování a uskutečnit vyhledávací simulace. Rešerše popisuje základní pojmy a postupy, které jsou nutné pro náhled do problematiky vyvažování. Dále je uveden princip klasického i aktivního vyvažování s popisem zařízení pro aktivní vyvažování. Následuje postup tvorby modelu v programu Matlab/Simulink, popis provedených simulací, výsledky simulací a zhodnocení výsledků.

ABSTRACT

The aim of this bachelor's thesis is to do background research of active balancing, to design a simplified model of spindle with an active balancing system and to realize searching simulations. The research describes basic terms and methods which are necessary to understand the issue of balancing. Then, the principle of both classic and active balancing and the description of an active balancing actuator are stated in the paper. Moreover, the thesis presents the creating process of the model which was performed in the program Matlab/Simulink. The thesis presents detailed descriptions of the realized simulations, the results of the simulations and a subsequent result analysis.

KLÍČOVÁ SLOVA

Aktivní vyvažování, včetně, model, simulace

KEYWORDS

Active balancing, spindle, model, simulation

Bibliografická citace:

PĚNČÍK, M. *Aktivní vyvažování jednotek vřeten obráběcích strojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 37 s. Vedoucí bakalářské práce doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.

Prohlášení autora o původnosti práce:

Já, Martin Pěňčík, prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

V Brně dne 30. 5. 2011

.....

Poděkování

Tímto děkuji vedoucímu mé bakalářské práce doc. RNDr. Ing. Tomáši Březinovi, CSc. za cenné rady a připomínky, dále děkuji své rodině a přátelům za jejich podporu.

Obsah

Zadání závěrečné práce.....	3
ABSTRAKT	5
Bibliografická citace	6
Poděkování.....	7
1 ÚVOD.....	11
2 ZÁKLADY VYVAŽOVÁNÍ	13
2.1 Hmotné momenty setrvačnosti.....	13
2.1.1 Statické momenty	13
2.1.2 Druhé momenty setrvačnosti	13
2.2 Hlavní osa setrvačnosti	14
2.3 Definice nevyváženosti	14
2.3.1 Statická.....	14
2.3.1 Momentová	14
2.3.1 Dynamická	14
2.4 Definice tuhého a pružného rotoru.....	15
3 KLASICKÉ VYVAŽOVÁNÍ.....	17
3.1 Metody statického vyvažování tuhých rotorů.....	17
3.1.1 Metoda zkusmo.....	17
3.1.2 Pomocí jednotkové hmoty	17
3.2 Metody vyvažování.....	18
3.2.1 Vyvažování v jedné rovině s využitím koeficientů vlivu	18
3.2.2 Vyvažování ve dvou rovinách s využitím koeficientů vlivu	19
3.2.3 Vyvažování ve dvou rovinách s využitím statické a dynamické složky... 19	
3.2.4 Vyvažování v jedné rovině s využitím koeficientů vlivu a lineární regrese 19	
3.2.5 Zobecněná metoda s využitím koeficientů vlivu a pseudoinverse	19
3.2.6 Vyvažování ve více rovinách při použití lineárního programování	19
3.2.7 Modální vyvažování	19
3.2.8 Metoda tří váhových zkoušek	20
3.2.9 Metoda vyvažování ve více rovinách bez fáze	20
3.2.10 Metoda vyvažování bez tří běhů.....	20
4 AKTIVNÍ VYVAŽOVÁNÍ.....	21
4.1 Struktura a princip.....	21
4.2 Adaptivní vyvažování	22
4.3 Rozložení korekce nevyváženosti	24
4.4 Omezení popsaného zařízení.....	24

4.5	Konkrétní výsledky použití systému aktivního vyvažování.....	25
5	SIMULAČNÍ MODEL	27
5.1	Volba a výpočet parametrů.....	27
5.2	Popis modelu	29
5.3	Výsledky simulací	32
5.4	Zhodnocení výsledků.....	34
6	ZÁVĚR.....	35
	Reference.....	36
	Seznam obrázků	37
	Seznam tabulek	37
	Příloha	37

1 ÚVOD

Při provozu rotujících součástí vznikají v obráběcích strojích vibrace způsobené nevyvážeností. Tyto vibrace mají škodlivý vliv na kvalitu obrobeneho povrchu, na životnost ložisek i nástrojů. Pro odstranění vibrací vznikajících vlivem nevyváženosti rotačního systému se tento vyvažuje. Pro většinu standardních operací dostačuje klasické vyvažování, kdy jsou vyváženy jednotlivé části zvlášť. Ale pro obrábění, kdy je třeba dosáhnout vysoké přesnosti, nebo kdy se dosahuje velmi vysokých otáček, tento postup nevyhovuje.

Další oblastí, kde se aktivní vyvažování uplatňuje, je obrábění, které využívá více hladin otáček. V takovém případě by standardní způsob vyvažování znamenal neustálé zastavování chodu vřetena. Naproti tomu aktivní vyvažování se uskutečňuje při pracovním chodu stroje a tím šetří čas.

2 ZÁKLADY VYVAŽOVÁNÍ

V této kapitole jsou vysvětleny základní pojmy, které se vztahují k vyvažování.

2.1 Hmotné momenty setrvačnosti [1]

Při analýze dynamických vlastností tuhého tělesa se vyskytují závislosti rozložení hmotnosti na jeho geometrických souřadnicích. Tyto hmotné momenty setrvačnosti se označují jako druhé momenty. První momenty se označují jako statické a slouží zejména pro určení polohy těžiště.

2.1.1 Statické momenty [1]

K rovině yz:

$$S_{yz} = x_T m = \int_m x dm \quad [\text{kg} \cdot \text{m}] \quad (1)$$

K rovině xz:

$$S_{xz} = y_T m = \int_m y dm \quad [\text{kg} \cdot \text{m}] \quad (2)$$

K rovině xy:

$$S_{xy} = z_T m = \int_m z dm \quad [\text{kg} \cdot \text{m}] \quad (3)$$

x, y, z – obecné souřadnice,
 x_T, y_T, z_T – souřadnice těžiště,
 m – hmotnost.

2.1.2 Druhé momenty setrvačnosti [1]

Mezi druhé momenty setrvačnosti se řadí moment: Rovinný, osový, polární a deviační. Pro formulaci nevyváženosti je třeba vymezení deviačních momentů:

Deviační momenty:

K osám xy:

$$D_{xy} = D_{yx} = \int_m xy dm \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (4)$$

K osám yz:

$$D_{yz} = D_{zy} = \int_m yz dm \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (5)$$

K osám xz:

$$D_{xz} = D_{zx} = \int_m xz dm \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (6)$$

2.2 Hlavní osa setrvačnosti [1]

Hlavní setrvačný systém je takový, ke kterému jsou deviační momenty nulové.

Má-li těleso osu symetrie, pak tato osa je hlavní centrální osou setrvačnosti a každé dvě přímky k ní kolmé jsou hlavními osami setrvačnosti pro bod na ose symetrie.

Má-li těleso rovinu symetrie, pak každá přímka k ní kolmá je hlavní osou setrvačnosti pro bod v průsečíku osy s rovinou.

Má-li těleso dvě roviny symetrie, pak průsečnice těchto rovin je hlavní centrální osou setrvačnosti.

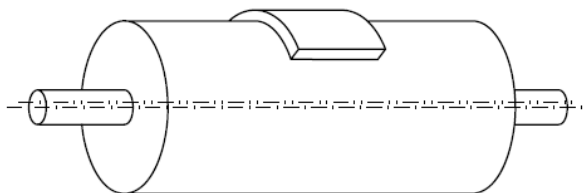
2.3 Definice nevyváženosti [2]

Nevyváženost může být definovaná jako stav, kdy *hlavní osa setrvačnosti* není totožná s *osou rotace*.

Typy nevyvážeností:

2.3.1 Statická

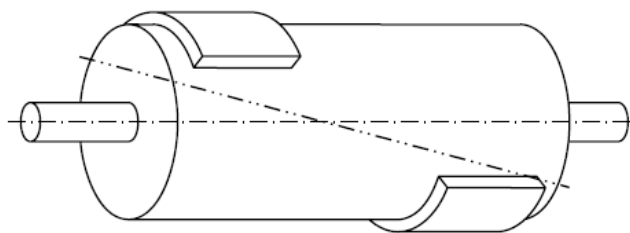
Hlavní osa setrvačnosti *je rovnoběžná* s osou rotace. To také znamená, že těžiště neleží na ose rotace. Ložiska jsou namáhána stejně velkými silami, které mají stejný směr.



Obr. 1 Statická nevyváženost [2].

2.3.1 Momentová

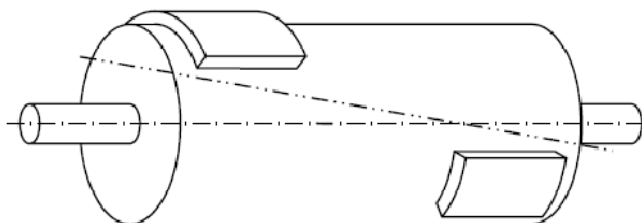
Hlavní osa setrvačnosti *protíná* osu rotace v těžišti rotoru. Ložiska jsou namáhána stejně velkými silami, které mají opačný směr.



Obr. 2 Momentová nevyváženost [2].

2.3.1 Dynamická

Hlavní osa setrvačnosti *není rovnoběžná* s osou rotace a *neprotíná* osu rotace. Dynamická nevyváženost je vždy kombinací statické a momentové nevyváženosti.



Obr. 3 Dynamická nevyváženost [2].

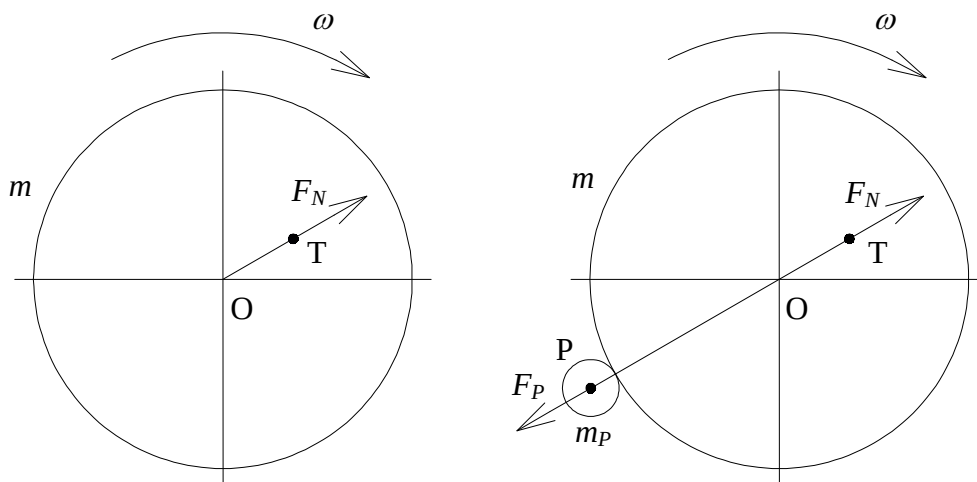
2.4 Definice tuhého a pružného rotoru [1]

Jestliže je celková potenciální energie akumulovaná v ložiscích větší než 80 % celkové potenciální energie, rotor je klasifikován jako tuhý. Celková potenciální energie se skládá z energie napjatosti a klasické potenciální energie.

Výše zmíněné vlastnosti se týkají tuhých i pružných rotorů. U tuhých rotorů se tyto vlastnosti při provozu významně nemění a lze je považovat za konstantní. Naopak u pružných rotorů dochází při provozní zátěži ke změnám, které není možné zanedbat. Z praktického hlediska se vyvažování tuhých a pružných rotorů liší, využívá však stejného principu. Tímto principem je přidavek, úběr nebo přesun hmotnosti.

3 KLASICKÉ VYVAŽOVÁNÍ

Tato kapitola pojednává o principu a metodách standardního vyvažování.



Obr. 4 Vlevo: Odstředivá síla působící na nevyvážený rotor. Vpravo: Vyvážený rotor.

ω – úhlová rychlost,

m – hmotnost rotoru,

m_p – hmotnost protiváhy,

O – osa otáčení,

T – těžiště,

$|OT|$ – excentricita,

$|OP|$ – rameno protiváhy.

Odstředivá síla F_P vyvolaná protiváhou musí mít stejnou velikost a opačný směr než síla od nevyváženosti F_N .

3.1 Metody statického vyvažování tuhých rotorů [1]

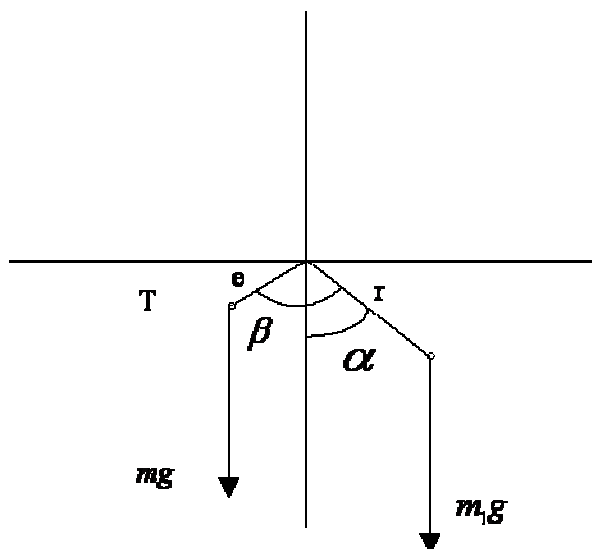
Dělí se na vyvažování za klidu a za rotace. Při vyvažování za klidu se projevuje pouze tíhová síla, při vyvažování za rotace se projeví i odstředivá síla. Jako příklad jsou uvedeny metody za klidu:

3.1.1 Metoda zkusmo

Vyvažuje se na vyvažovacích trnech. Rotor je umístěn na trnech, a tak dlouho se přidává, nebo ubírá hmotnost, až rotor zůstane při jakémkoliv pootočení v klidové poloze. Tímto způsobem se provádí pouze statické vyvažování. Cílem je eliminace tíhového účinku.

3.1.2 Pomocí jednotkové hmoty

Rotor se nejprve nechá ustálit, čímž se zjistí poloha těžiště. Ve druhém kroku se přidá pod známým úhlem β (zpravidla 90°) známá nevyvaha m_1 a opět se nechá rotor ustálit.



Obr. 5 Statická rovnováha rotoru se známou přidanou nevývahou [1].

Pro vyvážený rotor musí platit:

$$m \cdot e = m_p \cdot r \quad (7)$$

m – hmotnost rotoru,

e – excentricita (vzdálenost těžiště T od osy rotace),

m_p – hmotnost hledané protiváhy,

r – vzdálenost nevývahy a protiváhy od osy rotace.

Dále po ustálení platí momentová rovnováha pro osu rotace:

$$m_1 \cdot g \cdot r \cdot \sin \alpha = m \cdot g \cdot e \cdot \sin (\beta - \alpha) \quad (8)$$

m_1 – hmotnost známé nevývahy,

g – tíhové zrychlení,

β – zvolený úhel mezi ramenem těžiště a známé nevývahy,

α – změřený úhel mezi ramenem známé nevývahy a těžnicí rotoru s přidanou nevývahou.

Po dosazení výrazu $m \cdot e$ z rovnice (8) do rovnice (7):

$$m_p = m_1 \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin (\beta - \alpha)} \quad [\text{kg}] \quad (9)$$

Vztahem (9) je dána hmotnost protiváhy, kterou je třeba umístit pod úhlem 180° od ramene těžiště.

3.2 Metody vyvažování [1]

Týkají se tuhých i pružných rotorů.

3.2.1 Vyvažování v jedné rovině s využitím koeficientů vlivu

Je to nejjednodušší metoda vyvažování. Využívá se známého vývažku, který se umístí do známého místa a zjišťuje se účinek této nevývahy. Měří se amplituda a fáze kmitání. Pomocí těchto veličin se stanoví vliv jednotkové nevývahy a vypočítá se protiváha, která je nutná pro dovážení rotoru. Tato metoda pokrývá 90 % všech

vyvažování. V této metodě je v podstatě zjišťován jeden koeficient „vlivu“ nevývahy na vibrace.

3.2.2 Vyvažování ve dvou rovinách s využitím koeficientů vlivu

Metoda je značně podobná předchozí. Nejdříve se dá známá nevývaha do jednoho místa a stanoví se dva koeficienty vlivu této nevývahy na vibrace. Poté se dá známá nevývaha do druhého místa a opět se zjistí dva koeficienty vlivu. Následně se na základě řešení soustavy dvou komplexních rovnic (4 reálných) stanoví dva nevývažky a dvě polohy, ve kterých se nevývažky umístí. Metoda je v podstatě exaktní.

3.2.3 Vyvažování ve dvou rovinách s využitím statické a dynamické složky

Je to metoda velmi podobná vyvažování v jedné rovině, v tomto případě jsou měřeny amplitudy a fáze ve dvou místech na rotoru (mohou to být konce hřídele). Podle toho, jestli převažuje účinek nevývahy jako statický, nebo dynamický, se rotor vyvažuje. Staticky v jedné rovině, která prochází osou hřídele, přičemž na základě vektorové závislosti se zjistí nevývaha a místo, kde se má umístit. Jestli převažuje dynamický účinek, vyvažuje se ve dvou rovinách a druhá nevývaha se dává 180° vzhledem k první. Tato metoda je v podstatě nejjednodušší modální metodou, která používá znalosti tzv. koeficientů vlivu.

3.2.4 Vyvažování v jedné rovině s využitím koeficientů vlivu a lineární regrese

Využívá se jedné roviny a jedné otáčky. Při těchto otáčkách je možné rotor převážet tak, aby v kritických otáčkách byl vyvážen. Metoda lineární regrese je nejjednodušší metodou nejmenších čtverců. Tato metoda se používá, pokud je rotor ohnut, nebo má počáteční házení.

3.2.5 Zobecněná metoda s využitím koeficientů vlivu a pseudoinverse

Metoda je založena na využití dvou a více vyvažovacích rovin a měření při více otáčkách. Metoda je někdy nazývána jako metoda pseudoinverse nebo metoda nejmenších čtverců. Metoda vede k cíli i u rotorů turbogenerátorů. Metoda je výhodná mimo jiné také tím, že se nemusí znát hodně o systému celého rotoru a jeho dynamického chování. Jsou známy poznatky úspěšného vyvážení i pružných rotorů, které přecházely 5 kritických otáček. Jestliže jsou nesprávně voleny roviny, vede to k velkým nevývažkům v jiných rovinách. Metoda nemůže zabezpečit neúměrné nevývahy v různých rovinách.

3.2.6 Vyvažování ve více rovinách při použití lineárního programování

Je to v podstatě předchozí metoda, ale kombinuje se zde výpočtové modelování koeficientů vlivu. V podstatě experimentální analýza je doplněna výpočtovým modelováním. Kombinují se výsledky experimentu s výsledky výpočtového modelování.

3.2.7 Modální vyvažování

Metoda je vhodná zejména pro pružné rotory, které přecházejí přes několik kritických otáček. Při této metodě musí být známy tvary kmitání při kritických otáčkách. Tyto lze stanovit ať už výpočtem, nebo také experimentálně. Základem modálního vyvažování je vyvažovat rotor s velkým faktorem zesílení u daného tvaru

kmitu, aniž by se rozrušily ostatní tvary kmitu. Tzv. modální nevývahy jsou počítány na základě metody koeficientů vlivu, které jsou stanoveny experimentálně. Byla rovněž publikována metoda sjednoceného (kombinovaného) modálního a příčinkového vyvažování. Zpřesnění metody závisí na znalosti tvarů kmitání, které mohou být komplexní.

3.2.8 Metoda tří váhových zkoušek

Je známo hodně případů, ve kterých není možné získat přesné výsledky, na základě kterých se má rozhodnout, kam umístit vývažky (amplitudy i fáze). Proto byla navržena metoda tří zkušebních nevývah a čtyř běhů. Při třech bězích se postupně umísťuje nevývaha ve třech rozdílných místech na rotoru. Cílem je stanovit amplitudu kmitání při nevývaze a místo pro umístění vývažku. Metoda je velmi vhodná pro nelineární rotorové soustavy. Může být použita i jako grafická, pak není nutný výpočet. Byla použita u vyvažování rotorů s ventilátory, kde proud vzduchu v kole způsoboval nestacionární vibrace rotoru včetně kolísání otáček.

3.2.9 Metoda vyvažování ve více rovinách bez fáze

Tato metoda je rozšířením metody tří váhových zkoušek na pružné rotory. Toto rozšíření spočívá v tom, že rozmístění testovacích vývažků na rotoru odpovídá danému tvaru kmitání. Při vyvažování je nutný záznam dat a následná spektrální analýza. Tím se stanoví pro danou frekvenci (dané kritické otáčky a tedy i daný tvar kmitání) amplitudy kmitání. Každý tvar kmitu se musí vyvážit samostatně a navíc pro tři testovací nevývahy. Metoda se používá tam, kde všechny ostatní metody selhávají, zejména „metoda vyvažování ve více rovinách při použití lineárního programování“. Nevýhodou této metody je, že musí být známy tvary kmitání a pro každé kritické otáčky musí být provedeny tři samostatné běhy.

3.2.10 Metoda vyvažování bez tří běhů

Tato metoda, bez zkušební (testovací) nevývahy je nazývána také jako metoda jednoho výstřelu (jednoho zásahu). Velikost nevývahy je stanovena na základě měření vibrací a berou se v úvahu i koeficienty vlivu. Místo a velikost nevývahy je stanoveno z Nyquistova diagramu. Na základě toho je stanoven tzv. modální vývažek, který je určen při daných otáčkách, které jsou co nejbližší kritickým. Nyquistovy diagramy jsou kresleny pro oba směry kolmé na osu rotace. Nevýhodou metody je, že musí být znám tzv. „vynucený“ tvar kmitu pro otáčky, při kterých se provádí vyvažování. Tato metoda se používá jako startovací pro jiné metody.

4 AKTIVNÍ VYVAŽOVÁNÍ

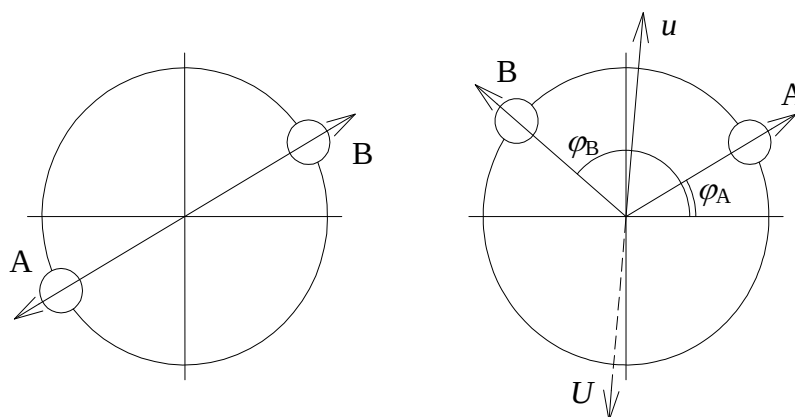
Následující kapitola objasňuje princip aktivního vyvažování a charakterizuje používaná zařízení.

Aktivní vyvažování lze popsat jako aktivní tlumení vibrací omezené na synchronní otáčky rotoru. Zařízení pro aktivní tlumení vibrací je možné rozdělit do dvou hlavních skupin [3]:

- 1) Zařízení vyvozující sílu působící přímo na vřeteno, čímž způsobují aktivní tlumení nežádoucích vibrací. Do této skupiny patří například aktivní magnetická ložiska nebo piezoelektrické aktuátory působící na ložiska vřetena.
- 2) Zařízení aktivně přesouvající hmotnost uvnitř aktuátoru. Na rozdíl od klasického vyvažování probíhá přesun bez zastavení vřetena.

4.1 Struktura a princip [3,4]

Zařízení pro aktivní vyvažování je složeno ze dvou záměrně nevyvážených (vyvažovacích) rotorů, které mají omezený počet poloh natočení. Tyto rotory jsou poháněny krokovým elektromotorem a jsou přes ložisko trvale připevněny k vřetenu nebo k upínacímu zařízení. Úhlová rychlost vřetena a poloha vyvažovacích rotorů jsou snímány a spolu se signálem ze senzorů vibrací jsou zpracovávány číslicovým řídicím členem. Ten na základě dodaných dat počítá úpravy poloh protivah. Pokud jsou protiváhy na rotorech v opačné pozici, vyvažovací systém je neutralizován. Vyvážení se dosáhne nastavením správného úhlu mezi protiváhami.



Obr. 6 Vlevo: Neutralizované protiváhy rotorů (A, B). Vpravo: Jedna z možných pozic protivah. U – nevyváženost, u – protiváha. Upraveno podle [3].

Výsledná protiváha zařízení aktivního vyvažování je dána vektorovým součtem protivah rotorů A a B. Zápis protiváhy pomocí komplexních čísel:

$$u = A \cdot e^{i\varphi_A} + B \cdot e^{i\varphi_B} \quad (10)$$

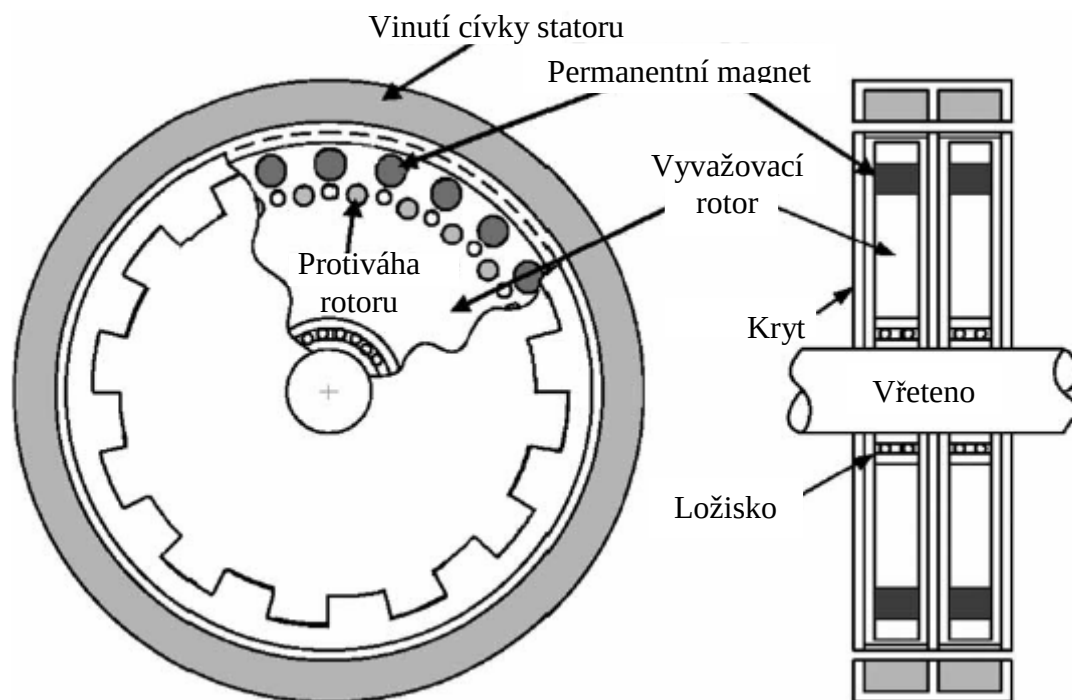
u – výsledná protiváha rotorů.

A, B – protiváhy jednotlivých rotorů.

e – Eulerovo číslo.

φ_A, φ_B – úhly natočení protivah vůči vřetenu.

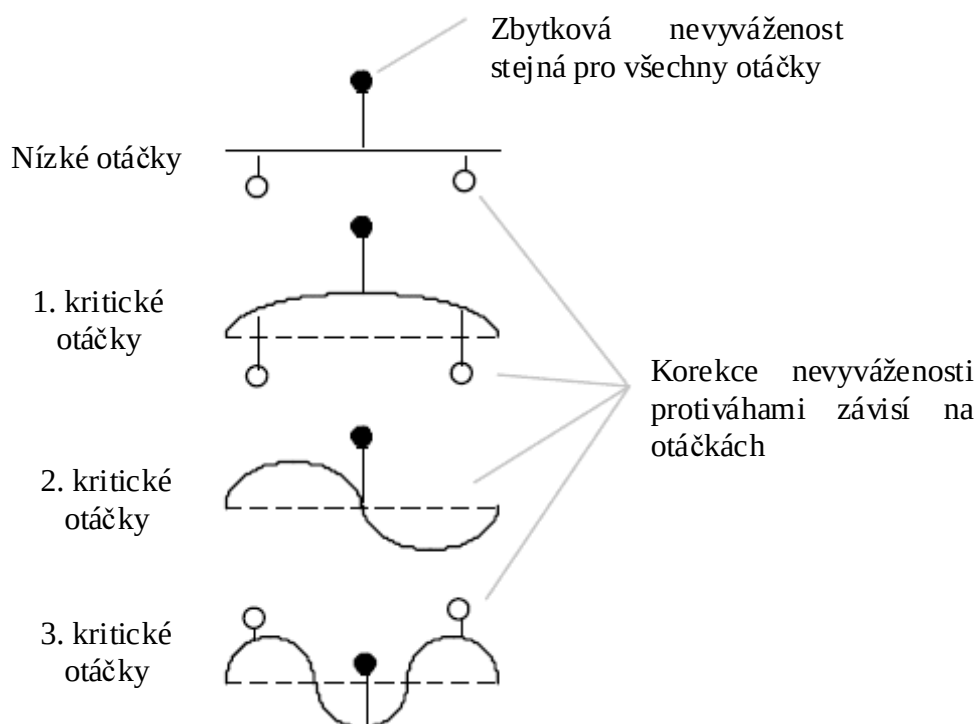
Po obvodu vyvažovacích rotorů jsou rozmístěny permanentní magnety. Poloha protivah se mění pomocí přenosu elektromagnetického pole buzeného stacionární cívkou přes vzduchovou mezeru. Když je buzení vypnuto, vyvažovací rotory si uchovávají neměnnou polohu vůči vřetenu.



Obr. 7 Schéma zařízení pro aktivní vyvažování [4].

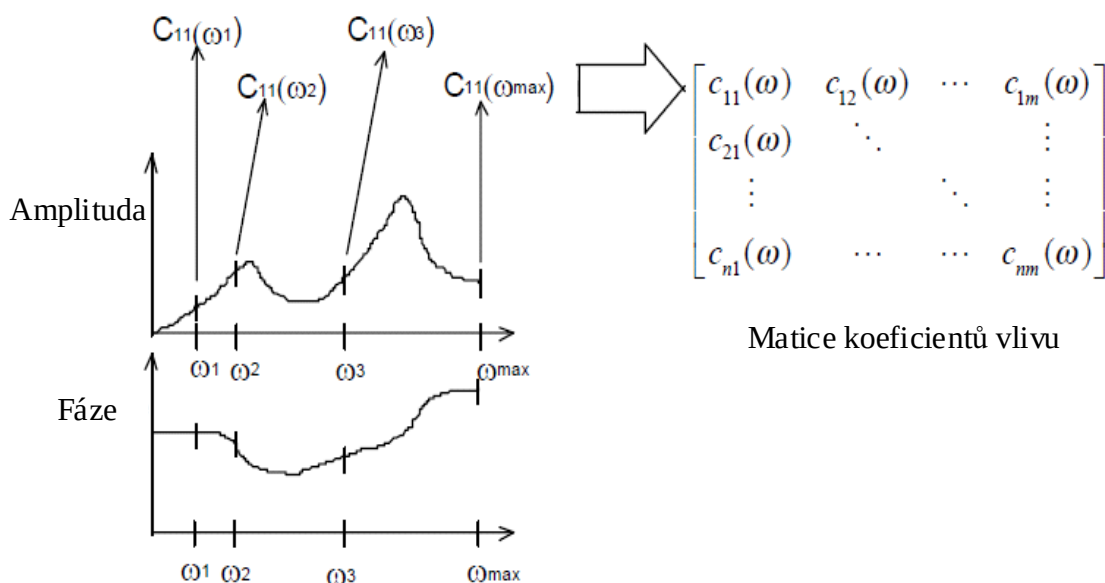
4.2 Adaptivní vyvažování [3]

Pro různé otáčky se nejlepší pozice protivah může lišit.



Obr. 8 Korekce protiváhami při různých otáčkách [5].

Toto chování systému je popsáno maticí koeficientů vlivu. Koeficienty charakterizují odezvu vibrací na změnu polohy protivah a jsou funkcí úhlové rychlosti.



Obr. 9 Koeficienty vlivu jsou závislé na otáčkách a zjištěné z odezvy na nevyváženost na daném senzoru vibrací (n senzorů, m vyvažovacích rovin) [5].

Vibrace jsou dány:

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_0 + \mathbf{C} \mathbf{u} \quad (10)$$

$\mathbf{v}$ – sloupcový vektor naměřených vibrací,

$\mathbf{v}_0$ – sloupcový vektor vibrací s neutralizovaným systémem protiváhy,

$\mathbf{C}$ – matice koeficientů vlivu,

$\mathbf{u}$ – sloupcový vektor výsledných pozic vyvažovacích zařízení,

Všechny uvedené výrazy mají komplexní prvky.

Požadované řešení má tvar:

$$\mathbf{0} = \mathbf{v}_0 + \mathbf{C} \mathbf{u} \quad (11)$$

Aproximace pomocí metody nejmenších čtverců:

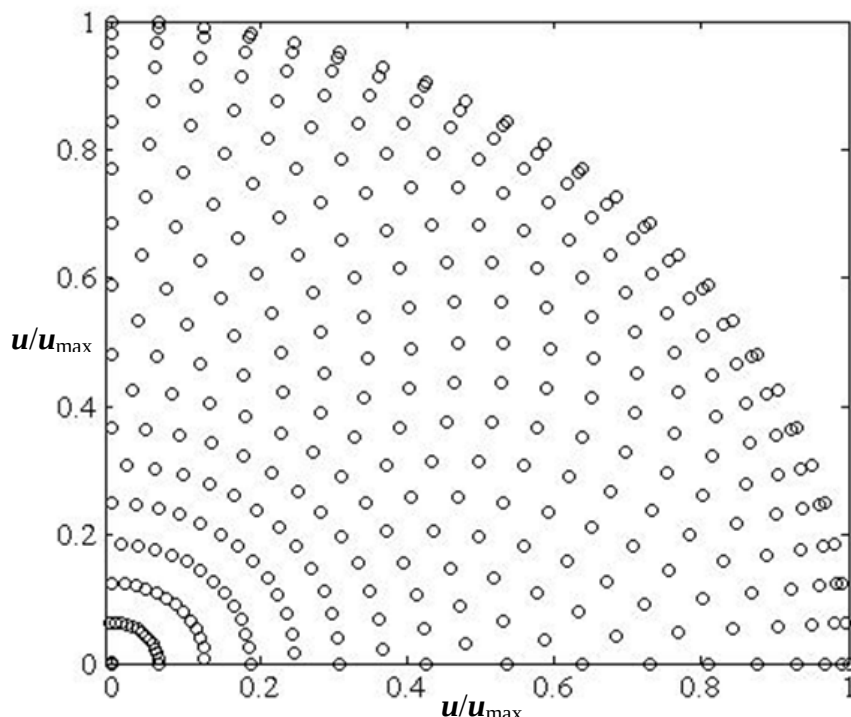
$$\mathbf{u} = -(\mathbf{C}^T \mathbf{C})^{-1} \mathbf{C}^T \mathbf{v}_0 \quad (12)$$

Z důvodu nepřesnosti měření a nelinearity systému se používá iterační postup, kdy se současné a nově vypočtené pozici dává jistá váha a následující pozice je dána váženým průměrem těchto hodnot.

Řídicí člen průběžně počítá koeficienty vlivu a může je ukládat. Při dalších použitích stejného systému je může načíst a zrychlit tak proces vyvažování, protože nemusí dělat iterační kroky. Omezení tohoto postupu spočívá v nejednoznačnosti upnutí některých nástrojů, kdy stejný nástroj při jiném upnutí způsobí jinou odezvu vibrací. Stejný důsledek má i teplotní roztažnost nástroje.

4.3 Rozložení korekce nevyváženosti [3]

Rozložení možných poloh protivah závisí na počtu permanentních magnetů umístěných ve vyvažovacích rotorech.



Obr. 10 Čtvrtina rozložení možných pozic protivah zařízení s 50 kroky. Upraveno podle [3].

Zobrazené ideální spektrum nebere v úvahu různou polohu protivah v axiálním směru vřetena. U skutečného zařízení je však možné, že vzájemnou výměnou pozic protivah se dosáhne jiných vibrací, než v prvním případě. Toho lze využít, pokud spočtená poloha protivah neutlumí vibrace dostatečně. Řídicí systém může zkusit vzájemnou výměnu pozic rotorů, což někdy vede k menším vibracím.

4.4 Omezení popsaného zařízení [3]

Dané zařízení má omezenou vyvažovací kapacitu. To znamená, že je stále nutné klasicky vyvážit jednotlivé části vyvažovaného systému, protože pro účinné vyvážení by zařízení mělo mít vyšší vyvažovací kapacitu, než je zbytková nevyváženost systému.

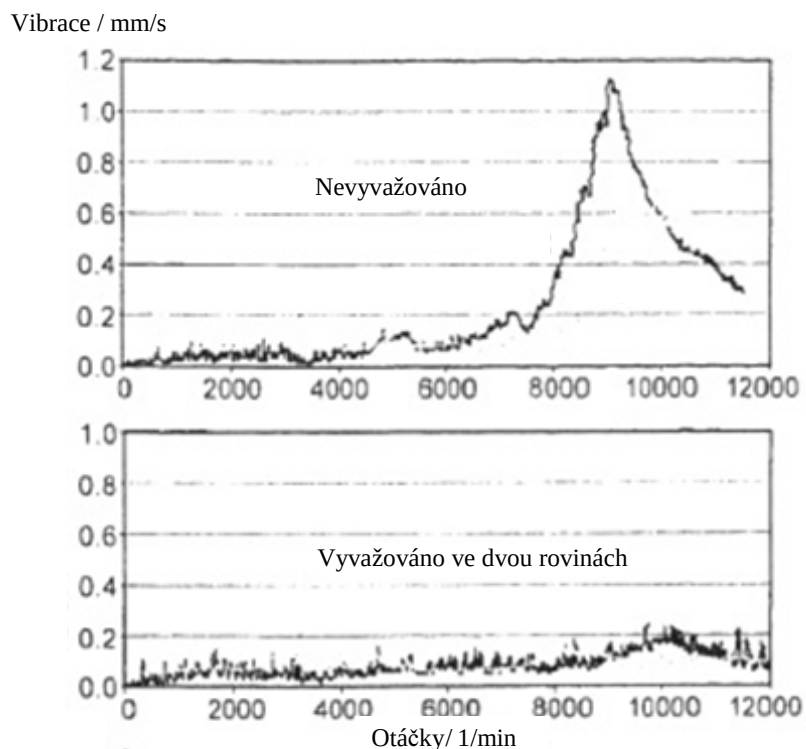
Zařízení je omezeno maximálními otáčkami a z nich vyplývajícími odstředivými sil. Toto omezení je buď z pevnostních důvodů, kdy některá součást nevydrží způsobené zatížení, nebo z důvodu nepříjemných deformací, které způsobí nefunkčnost systému.

Hranice pro zařízení pracující na principu přemístění hmoty je přibližně 60 000 otáček za minutu. Pro otáčky nad tímto limitem je vhodné použít přímé tlumení vibrací.

Dalším omezením je velikost nástrojů. Na menší nástroje se zařízení obtížně instaluje. V současnosti realizované standardní systémy mají vnitřní průměr 20 mm.

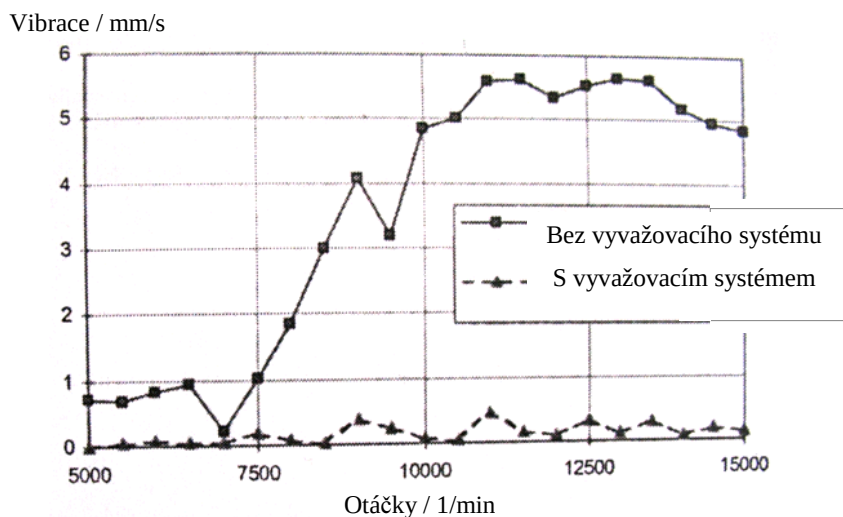
Následuje omezení způsobené konečnou silou magnetů, které udržují rotory v neměnné pozici. Ta má za následek maximální možné zrychlení. Současné systémy dovolují zrychlení do hodnoty 300 rad/s^2 . Pro dosažení vyšších hodnot se musí použít silnější, což znamená také větší magnety. Tím se zmenší prostor pro protiváhu, nebo se musí zmenšit počet magnetů. To v důsledku znamená snížení vyvažovací kapacity nebo počtu možných pozic vyvažovacích rotorů.

4.5 Konkrétní výsledky použití systému aktivního vyvažování [3,6]



Obr. 11 Naměřené vibrace nevyvažovaného a aktivně vyvažovaného vřetena [3].

Hodnoty zobrazené na obr. 11 byly naměřeny na vertikálním obráběcím centru DMC 64V při obrábění slitiny hliníku. Při aktivním vyvažování v jedné rovině došlo také k poklesu vibrací, ale ne tak výrazně, jako při vyvažování ve dvou rovinách.



Obr. 12 Naměřené vibrace bez adaptivního aktivního vyvažování a s adaptivním aktivním vyvažováním [6].

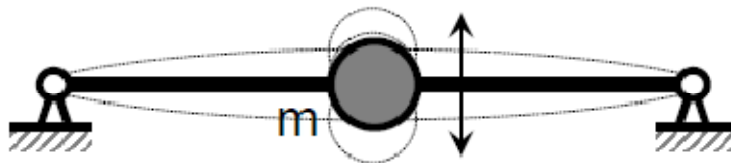
Hodnoty zobrazené na obr. 12 byly naměřeny na blíže nespecifikovaném obráběcím centru.

Z uvedených výsledků vyplývá, že použití systému aktivního vyvažování dovoluje vyšší otáčky vřetena pro obdobné zatížení ložisek. Tím umožňuje dosáhnout optimálních řezných podmínek a zvýšené produktivity. Menší vibrace také znamenají rovnoměrnější řeznou sílu, což má za následek delší životnost nástroje.

Mezi možné nevýhody lze počítat ovlivnění stroje magnetickým polem permanentních magnetů a omezenou časovou odezvu kroku. Při rychlém dosahování velmi vysokých otáček, kdy vřeteno přechází přes několik kritických otáček, je současná aktuace příliš pomalá.

5 SIMULAČNÍ MODEL

Navržený model se zabývá zjednodušenou simulací ohybového kmitání rotujícího vřetena způsobeného statickou nevyvážeností. Dále je simulován systém aktivního vyvažování v jedné rovině pomocí přesunu protivah.



Obr. 13 Ohybové kmitání [7].

5.1 Volba a výpočet parametrů

Modelovaná vřetena jsou definována jako ocelové pruty kruhového průřezu s poměrem délky k průměru 10:1. Uložení je uvažováno jako dokonale tuhé. Vřetena jsou označena A, B, C. Parametry jsou uvedeny vždy v tomto pořadí. Délky voleny: 0,5 m; 1 m; 1,5 m.

Hmotnost vřeten vyjádřená jako funkce délky l :

$$m = \rho V = \rho \pi r^2 l = \rho \pi \left(\frac{l}{20} \right)^2 l = \frac{\rho \pi}{400} \cdot l^3 \text{ [kg]} \quad (13)$$

ρ – hustota oceli (7850 kg/m^3),

V – objem,

r – poloměr.

Uvedeným délkám odpovídají hmotnosti: 7,7 kg; 61,7 kg; 208,1 kg.

Ohybová tuhost k je dána vztahem [7]:

$$k = \frac{48 \cdot E \cdot J}{l^3} \text{ [N/m]} \quad (14)$$

E – modul pružnosti v tahu pro ocel ($2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$),

J – kvadratický modul průřezu ($\pi d^4/64 \text{ m}^4$),

d – průměr ($l/10 \text{ m}$).

Tuhosti dle zvolených parametrů: $2,5 \cdot 10^7 \text{ N/m}$; $4,9 \cdot 10^7 \text{ N/m}$; $7,4 \cdot 10^7 \text{ N/m}$.

Konstanta tlumení b se v praxi počítá inverzně z naměřených hodnot vibrací. Získané velikosti tlumení se následně používají pro stroje obdobné konstrukce, avšak v dostupné literatuře nejsou uvedeny. Pro odhad tlumení byl proveden výpočet pomocí logaritmického dekrementu útlumu, který představuje přirozený logaritmus podílu výchylek vzdálených od sebe právě jednu periodu [8]. Platí:

$$D = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \text{ [1]} \quad (15)$$

D – poměrný útlum,

δ – logaritmický dekrement útlumu.

Dále:

$$D = \frac{b}{2\sqrt{k \cdot m}} \quad [1] \quad (16)$$

Z (15) a (16) plyne:

$$b = 2\sqrt{k \cdot m} \cdot \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad [\text{Ns/m}] \quad (17)$$

V [9] je uvedena hodnota pro logaritmický dekrement útlumu δ pro ocelové rámy 0,002. Konstanty tlumení pro stávající parametry: 8,8 Ns/m; 35,2 Ns/m; 79,1 Ns/m.

Excentricita e zvolena 0,005 m.

Nevyváženost:

$$n = m \cdot e \quad [\text{kgm}] \quad (18)$$

Dané excentricitě a hmotnostem odpovídají nevyváženosti: 0,04 kgm; 0,31 kgm; 1,04 kgm.

Maximální rameno protivah r_{pmax} zvoleno jako dvojnásobek průměru vřeten: 0,1 m; 0,2 m; 0,3 m.

Aby byl systém schopen vřetena vyvážit, pro hmotnost protivah m_p musí platit:

$$m_p > \frac{n}{r_{pmax}} \quad [\text{kg}] \quad (19)$$

Tuto podmínku splňují hodnoty: 0,5 kg; 3 kg; 6 kg.

Celková hmotnost m_c vřetena i protivah: 8,2 kg; 64,7 kg; 214,1 kg.

Vzhledem k poměru velikosti tuhosti a tlumení je kritická úhlová rychlost vypočtena bez uvažování tlumení.

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m_c}} \quad [\text{rad/s}] \quad (20)$$

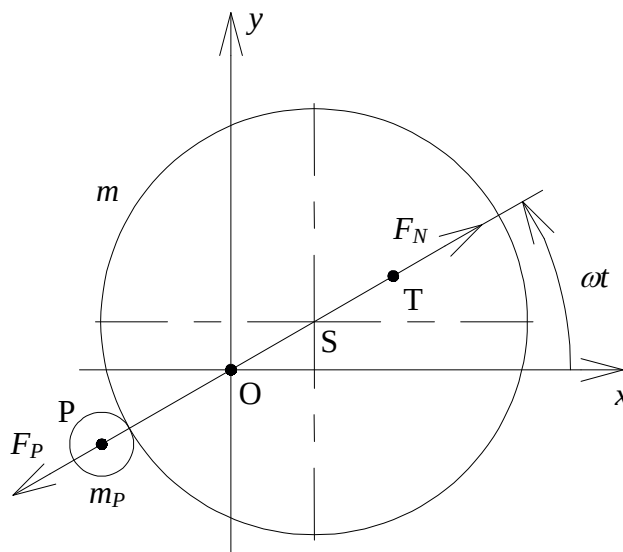
Parametry použité v modelu shrnuje Tab. 1.

	Vřeteno A	Vřeteno B	Vřeteno C
Hmotnost / kg	7,7	61,7	208,1
Tuhost / N/m	$2,5 \cdot 10^7$	$4,9 \cdot 10^7$	$7,4 \cdot 10^7$
Tlumení / Ns/m	8,8	35,2	79,1
Max rameno protivah / m	0,1	0,2	0,3
Hmotnost protivah / kg	0,5	3	6
Celková hmotnost / kg	8,2	64,7	214,1
Excentricita / m	0,005	0,005	0,005
Kritická úhlová rychlost / rad/s	1736,3	874,8	588,8

Tab. 1 Parametry užití pro simulace.

5.2 Popis modelu

Zjednodušení modelu: Průhyb je předpokládán ve směru síly způsobené nevyvážeností.



Obr. 14 Silový rozbor modelu.

ω – úhlová rychlost,

t – čas,

m – hmotnost vřetena,

m_p – hmotnost protiváhy,

O – osa otáčení,

S – geometrický střed vřetena,

T – těžiště vřetena,

$|ST|$ – excentricita,

$|OS|$ – celkový průhyb z ,

$|SP|$ – rameno protivah r_p .

Model je vyjádřením pohybových rovnic:

$$m_c \ddot{x} + b \dot{x} + kx = F_{OX} \quad (21)$$

$$m_c \ddot{y} + b \dot{y} + ky = F_{OY} \quad (22)$$

x, y – výchylka geometrického středu hřídele,

$\dot{x}, \dot{y}$ – rychlost geometrického středu hřídele,

$\ddot{x}, \ddot{y}$ – zrychlení geometrického středu hřídele.

Kde F_{OX} a F_{OY} jsou průměty odstředivých sil nevyváženosti F_N a protivah F_P do jednotlivých souřadnicových os. Z obr. 14 plyne:

$$F_N = m(e + z)\omega^2 \quad (23)$$

$$F_P = m(r_p - z)\omega^2 \quad (24)$$

Kde $(e + z)$, resp. $(r_p - z)$ jsou okamžitá ramena nevyváženosti a protivah k ose otáčení a z je celkový průhyb:

$$z = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (25)$$

Pak:

$$F_{OX} = m(e + z)(\cos(\omega t))\omega^2 + m_p(r_p - z)(\cos(\omega t + \varphi))\omega^2 \quad (26)$$

$$F_{OY} = m(e + z)(\sin(\omega t))\omega^2 + m_p(r_p - z)(\sin(\omega t + \varphi))\omega^2 \quad (27)$$

Pro eliminaci odstředivé síly nevyváženosti musí platit:

$$F_{OX} = 0 \quad (28)$$

$$F_{OY} = 0 \quad (29)$$

Čehož se dosáhne pro fázové posunutí protivah φ :

$$\varphi = \pi \quad (30)$$

Z (26), (27), (28), (29) a (30) plyne:

$$m(e + z) = m_p(r_p - z) \quad (31)$$

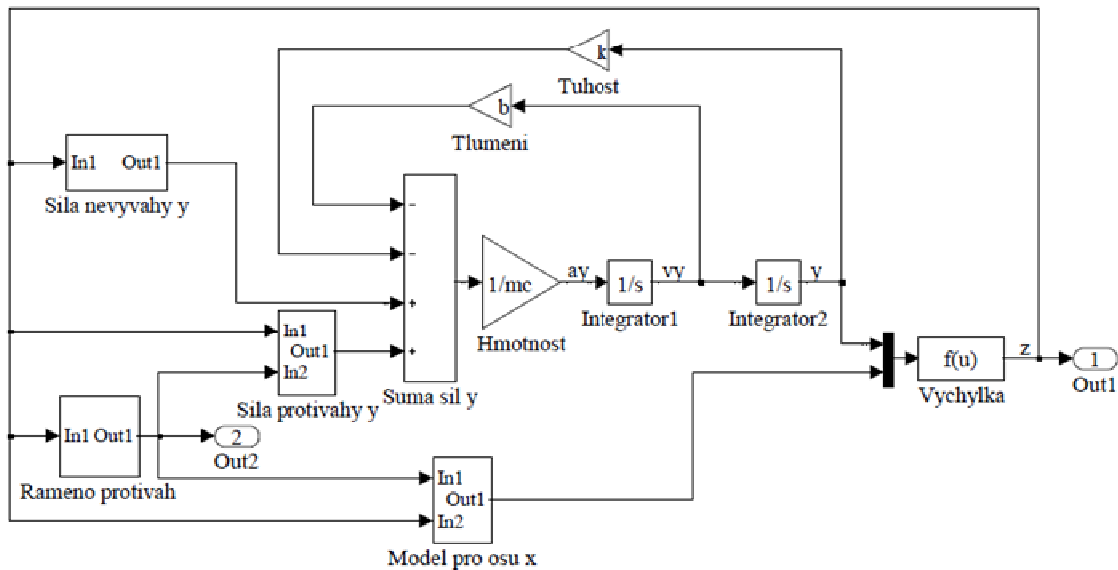
Dále:

$$r_p = \frac{m}{m_p}(e + z) + z \quad (32)$$

Vztahem (32) je dána velikost ramene protivah pro eliminaci odstředivých sil.

Dále je nutné vzít v úvahu nespojité hodnoty ramena protivah (viz obr. 10). Byl použit předpoklad, že nevyváženost se nachází ve „správném“ úhlu a leží mezi možnými poloměry ramena protivah. Nespojitost je simulována tak, že ideální velikost ramene r_p je převedena na jednotky o velikosti podílu maximálního ramene protivah a počtu možných hodnot ramene protivah h , zaokrouhlена na celé číslo a následně převedena zpět na metry. Pro simulace byl počet možných hodnot zvolen jako 50.

Simulace je navržena tak, aby popisovala chování pouze při konstantní úhlové rychlosti. Pro zmenšení počátečního silového rázu, který nastane pro konstantní úhlovou rychlost, není úhlová rychlost definována jako konstanta, ale jako shora omezená rampa. Své horní meze dosahuje v čase $t = 10$ s. Z tohoto důvodu byly analyzovány pouze hodnoty až po čase $t = 10$ s.



Obr. 15 Schéma vytvořeného modelu.

Blok *Suma sil y* počítá výslednou sílu působící ve směru osy y .

Blok *Hmotnost* násobí výslednou sílu ve směru osy y převrácenou hodnotou celkové hmotnosti, čímž počítá zrychlení ve směru osy y .

Blok *Integrator1* integruje zrychlení ve směru osy y podle času, čímž počítá rychlost ve směru osy y .

Blok *Tlumení* násobí rychlost ve směru osy y konstantou tlumení b , čímž počítá sílu tlumení ve směru osy y .

Blok *Integrator2* integruje rychlost ve směru osy y podle času, čímž počítá výchylku ve směru osy y .

Blok *Tuhost* násobí výchylku ve směru osy y tuhostí, čímž počítá vratnou elastickou sílu ve směru osy y .

Blok *Výchylka* počítá z výchylek ve směru os x a y dle vztahu (25) celkovou výchylku z .

Blok *Síla nevyvahy y* počítá průmět síly od nevyvahy ze vztahu (23) do směru osy y .

Blok *Rameno protivah* počítá velikost ramena protivah dle vztahu (32) a převádí ji na jednu z možných hodnot.

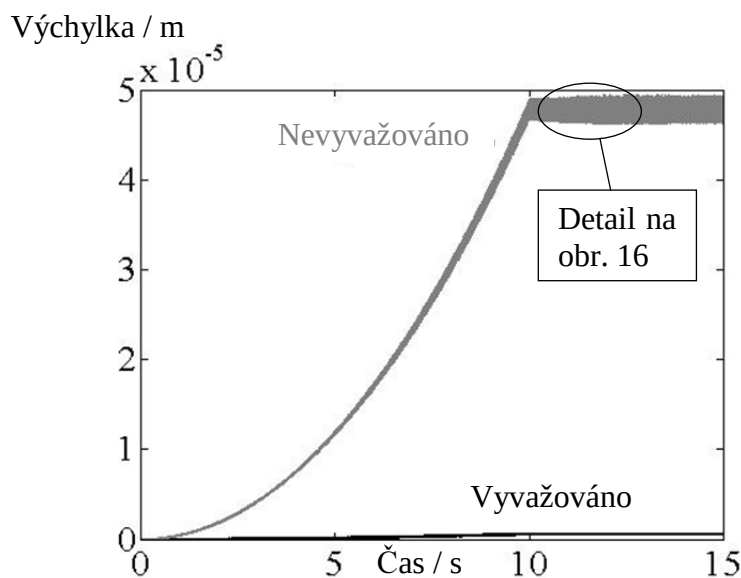
Blok *Síla protiváhy y* počítá průmět síly od protiváhy ze vztahu (24) do směru osy y .

Blok *Model pro osu x* obsahuje obdobné bloky, které jsou výše vztažené k ose y , ale s tím rozdílem, že jsou upraveny pro osu x .

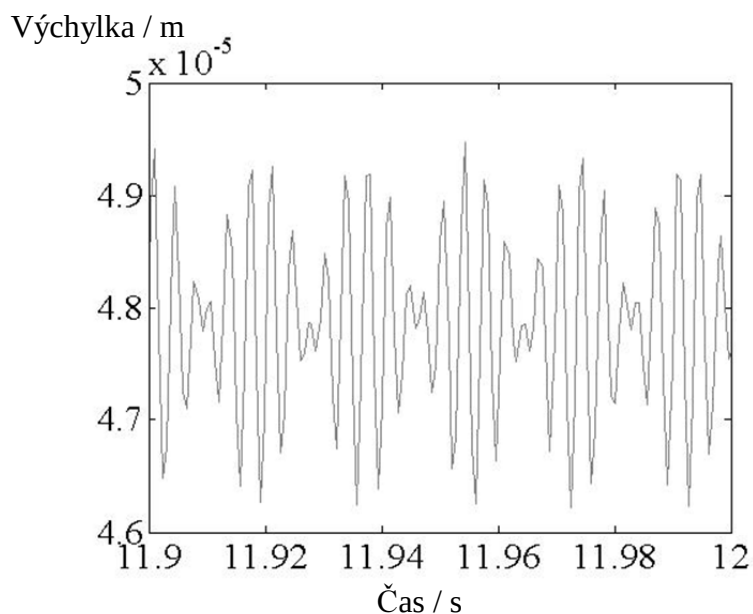
Výstupy *Out1* a *Out2* jsou použity v nadřazeném systému pro export dat.

5.3 Výsledky simulací

Simulace byly provedeny pro poměry úhlové rychlosti ke kritické úhlové rychlosti: 0,1; 0,5; 0,9. Na obr. 15 je znázorněn průběh výchylky vřetena A při úhlové rychlosti $\omega = 0,1 \cdot \Omega$.



Obr. 16 Výchylka vřetena A aktivně vyvažovaného a nevyvažovaného v závislosti na čase pro úhlovou rychlost $\omega = 0,1 \cdot \Omega$.



Obr. 17 Detail závislosti výchylky nevyvažovaného vřetena A na čase.

Hodnoty získané simulacemi jsou shrnuté v tab. 2, 3 a 4.

ω / Ω	Amplituda kmitu / 10^{-7} m	Frekvence kmitání / Hz	Střední hodnota výchylky / 10^{-5} m
0,1	2	200	0,06
0,5	0,01	160	1,57
0,9 ¹⁾	25	575	5,48

Tab. 2 Výsledky simulací pro vřeteno A v čase $t = 15$ s.

¹⁾ Kmitání se ustálí pro úhlovou rychlost $\omega = 0,9 \cdot \Omega$ až v čase $t = 25$ s, kdy amplituda je $4,5 \cdot 10^{-5}$ m a střední hodnota $6,25 \cdot 10^{-5}$ m.

ω / Ω	Amplituda kmitu / 10^{-7} m	Frekvence kmitání / Hz	Střední hodnota výchylky / 10^{-5} m
0,1	4	125	0,06
0,5	0,1	210	1,38
0,9 ²⁾	3,5	275	4,74

Tab. 3 Výsledky simulací pro vřeteno B v čase $t = 15$ s.

²⁾ Kmitání se ustálí pro úhlovou rychlost $\omega = 0,9 \cdot \Omega$ až v čase $t = 40$ s, kdy amplituda je $3,65 \cdot 10^{-5}$ m a střední hodnota $5,43 \cdot 10^{-5}$ m.

ω / Ω	Amplituda kmitu / 10^{-7} m	Frekvence kmitání / Hz	Střední hodnota výchylky / 10^{-5} m
0,1	4	90	0,03
0,5	1	140	0,42
0,9 ³⁾	4	200	1,39

Tab. 4 Výsledky simulací pro vřeteno C v čase $t = 15$ s.

³⁾ Kmitání se ustálí pro úhlovou rychlost $\omega = 0,9 \cdot \Omega$ až v čase $t = 40$ s, kdy amplituda je $1 \cdot 10^{-5}$ m a střední hodnota $1,6 \cdot 10^{-5}$ m.

Pro porovnání byly provedeny simulace bez regulace. Rameno protiváhy zadáno konstantní $r_p = 0$ m. Hodnoty získané těmito simulacemi jsou zaznamenány v tab. 5, 6, 7.

ω / Ω	Amplituda kmitu / 10^{-6} m	Frekvence kmitání / Hz	Střední hodnota výchylky / 10^{-5} m
0,1	3,2	200	4,8
0,5	1,1	114	221,2
0,9 ⁴⁾	-	-	-

Tab. 5 Výsledky simulací pro vřeteno A bez aktivního vyvažování v čase $t = 15$ s.

ω / Ω	Amplituda kmitu / 10^{-6} m	Frekvence kmitání / Hz	Střední hodnota výchylky / 10^{-5} m
0,1	2,6	125	4,9
0,5	2,1	59	227,8
0,9 ⁴⁾	-	-	-

Tab. 6 Výsledky simulací pro vřeteno B bez aktivního vyvažování v čase $t = 15$ s.

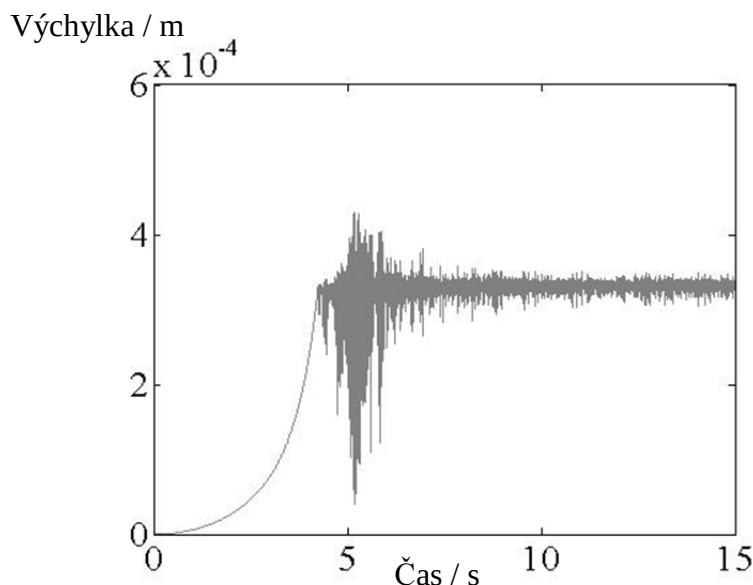
ω / Ω	Amplituda kmitu / 10^{-6} m	Frekvence kmitání / Hz	Střední hodnota výchylky / 10^{-5} m
0,1	2,4	83	5,0
0,5	4,1	40	236,3
0,9 ⁴⁾	-	-	-

Tab. 7 Výsledky simulací pro vřeteno C bez aktivního vyvažování v čase $t = 15$ s.

4) Simulace bez aktivního vyvažování při úhlových rychlostech $\omega = 0,9 \cdot \Omega$ neproběhla do konce u žádného vřetena z důvodu dosažení nekonečné hodnoty pro výchylku.

Pro správnou funkčnost vyvažování je nutné, aby bylo rozdělení možné velikosti ramene protivah dostatečně jemné. Pokud tomu tak není, může při simulaci dojít k nestabilitě velikosti ramene. Tento případ ilustruje následující simulace:

Parametry jsou brány pro vřeteno B, úhlová rychlost $\omega = 0,9 \cdot \Omega$, počet možných kroků h je změněn na 10.



Obr. 18 Výchylka vřetena B aktivně vyvažovaného v závislosti na čase pro úhlovou rychlost $\omega = 0,9 \cdot \Omega$ s počtem možných kroků $h=10$.

Amplituda výchylky je $2 \cdot 10^{-5}$ m a střední hodnota $33 \cdot 10^{-5}$ m. Při porovnání s hodnotami pro počet možných kroků $h=50$ (hlavní sada simulací), kdy amplituda činí $3,65 \cdot 10^{-5}$ m a střední hodnota $5,43 \cdot 10^{-5}$ m, je patrné, že amplituda zůstala řádově na stejné úrovni, zatímco střední hodnota vzrostla o 1 řád. Na druhou stranu simulace proběhla a dosahuje konečných hodnot, na rozdíl od nevyvažovaného vřetena.

Je však nutné uvést, že velikost ramene protivah při této simulaci kmitá mezi dvěma hodnotami frekvencí přibližně 2000 Hz. Jeden krok reálných aktuátorů probíhá v desetinách sekundy [4]. V simulaci tedy dojde k tlumení kmitání, ale za cenu nereálného děje v aktuátoru.

5.4 Zhodnocení výsledků

Představený simulační model je silně zjednodušen a jeho výsledky je třeba brát se značnou rezervou. Umožňuje však náhled do problematiky aktivního vyvažování.

Nízké tlumení v poměru k tuhosti vede k nestabilní simulaci. Nestabilita se projevila u všech nevyvažovaných vřeten, když se úhlová rychlost přiblížila kritické, což mělo za následek růst výchylky vřetene k nekonečnu.

Při nastavení nízké hodnoty počtu kroků je možné, že nastane nestabilita velikosti ramene protivah, kdy ideální uvažovaný aktuátor pracuje o 2 řády rychleji než aktuátory reálné.

Ve funkčním rozsahu simulace se hodnoty amplitudy kmitů aktivně vyvažovaných a nevyvažovaných vřeten liší o jeden řád. To znamená, že vliv vyvažování je v simulaci patrný.

6 ZÁVĚR

V této bakalářské práci byly popsány základní pojmy a principy standardního i aktivního vyvažování. Byl uveden popis aktuátoru využívaného pro aktivní vyvažování spolu s ukázkou praktických výsledků jeho použití. Z nich vyplývá, že aktivní vyvažování rozšiřuje možnosti obráběcích strojů – například zvětšením použitelného rozsahu otáček bez zvýšené zátěže ložisek nebo snížením vibrací ve standardním rozsahu otáček. Snížení vibrací má pozitivní vliv na jakost obrobenej plochy a na trvanlivost ložisek a nástroje.

Mezi nevýhody aktivního vyvažování může patřit ovlivnění vřetena magnetickým polem aktuátoru, které může rušit jiné aplikace. Dále relativně pomalá časová odezva kroku aktuátoru, která vždy nemusí dostačovat pro vyvažování vřeten v průběhu rychlého navyšování otáček.

Byl nastíněn postup tvorby zjednodušeného simulačního modelu vřetena se systémem aktivního vyvažování v programu Matlab/Simulink, včetně volby parametrů. Byly provedeny vyhledávací simulace. Výsledkem je omezený rozsah funkčnosti modelu a fakt, že amplituda kmitů modelovaných vřeten je při využití aktivního vyvažování přibližně o jeden řád nižší, než bez jeho využití.

Daný model by bylo možné vylepšit např. rozdělením rotoru na 2 hmoty a simulovat vyvažování dynamické nevyváženosti, uvažováním neideálního úhlového natočení nevyváženosti vzhledem k ramenu protiváhy nebo zařazením nenulové reakční doby aktuátoru.

Reference:

- [1] MALENOVSKÝ, E. *Studijní opora z předmětu Dynamika rotorových soustav* [online]. Krejčí, P. Poslední aktualizace 12. listopadu 2007. [citováno 21. 5. 2011]. Dostupné z WWW: <http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/dyn_rot/kapitola_9.html>.
- [2] LAYNE, M. H. Detecting and Correcting Unbalance an Toolholders for High-Speed Machining [online]. American Hofmann Corporation. Last modified: 29-Jun-2009 [citováno 21. 5. 2011]. Dostupné z WWW: <<http://www.hofmann-global.com/documents/ToolholderBalancing.pdf>>.
- [3] NEUMEUER, D.; KAUFELD, M. Active Balancing for High Speed Machining – Objectives and Limits. 7th International Conference on High Speed Machining Proceedings, 28. und 29. Mai 2008, Darmstadt, Meisenbach Verlag GmbH, Bamberg, 2008, pp. 179–184, ISBN: 978-3-87525-274-3.
- [4] MOON, J. D.; KIM, B. S.; LEE, S. H. (2006) Development of the Active Balancing Device for High-Speed Spindle System Using Influence Coefficients. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 46(9): 978–987.
- [5] DYER, S., W. Adaptive optimal control of active balancing systems for high-speed rotating machinery[online]. Michigan, 1999. 145 s. Dizertační práce. The University of Michigan. Dostupné z WWW: <<http://www.dtic.mil/dticasd/sbir/sbir032/n184.pdf>>.
- [6] DYER, S., W.; Ni, J. Adaptive influence coefficient control of single plane active balancing systems for rotatin machinery. In *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 123, 2001, pp. 291-298.
- [7] Katedra mechaniky - VSB [online]. c2010, Datum poslední aktualizace: 15.02. 2010 [cit. 23. 5. 2011]. Aplikovaná mechanika. Dostupné z WWW: <http://www.337.vsb.cz/materialy/aplikovana_mechanika_cviceni/aplikovana_mechanika/Aplikovana_mechanika_11_prednaska.pdf>.
- [8] PACÁK, Aleš, a kol. Poměrný útlum jednoduchého tělesa v proudu vzduchu. In *Colloquium FLUID DYNAMICS 2007* [online]. Prague: Institute of Thermomechanics AS CR, 2007 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.it.cas.cz/files/fluid-dynamics-2007/069-Pacak-PT.pdf>>.
- [9] MAREK, Jiří a kol. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vydání 2., přepracované a rozšířené. Praha: MM publishing, 2010. 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.

Seznam obrázků:

- Obr. 1 Statická nevyváženost [2].
- Obr. 2 Momentová nevyváženost [2].
- Obr. 3 Dynamická nevyváženost [2].
- Obr. 4 Vlevo: Odstředivá síla působící na nevyvážený rotor. Vpravo: Vyvážený rotor.
- Obr. 5 Statická rovnováha rotoru se známou přidanou nevyváhou [1].
- Obr. 6 Vlevo: Neutralizované protiváhy rotorů (A, B). Vpravo: Jedna z možných pozic protivah. U – nevyváženost, u – protiváha. Upraveno podle [3].
- Obr. 7 Schéma zařízení pro aktivní vyvažování [4].
- Obr. 8 Korekce protiváhami při různých otáčkách [5].
- Obr. 9 Koeficienty vlivu jsou závislé na otáčkách a zjištěné z odezvy na nevyváženost na daném senzoru vibrací (n senzorů, m vyvažovacích rovin) [5].
- Obr. 10 Čtvrtina rozložení možných pozic protivah zařízení s 50 kroky. Upraveno podle [3].
- Obr. 11 Naměřené vibrace nevyvažovaného a aktivně vyvažovaného vřetena [3].
- Obr. 12 Naměřené vibrace bez adaptivního aktivního vyvažování a s adaptivním aktivním vyvažováním [6].
- Obr. 13 Ohybové kmitání [7].
- Obr. 14 Silový rozbor modelu.
- Obr. 15 Schéma vytvořeného modelu.
- Obr. 16 Výchylka vřetena A aktivně vyvažovaného a nevyvažovaného v závislosti na čase pro úhlovou rychlost $\omega = 0,1 \cdot \Omega$.
- Obr. 17 Detail závislosti výchylky nevyvažovaného vřetena A na čase.
- Obr. 18 Výchylka vřetena B aktivně vyvažovaného v závislosti na čase pro úhlovou rychlost $\omega = 0,9 \cdot \Omega$ s počtem možných kroků $h=10$.

Seznam tabulek:

- Tab. 1 Parametry užité pro simulace.
- Tab. 2 Výsledky simulací pro vřeteno A v čase $t = 15$ s.
- Tab. 3 Výsledky simulací pro vřeteno B v čase $t = 15$ s.
- Tab. 4 Výsledky simulací pro vřeteno C v čase $t = 15$ s.
- Tab. 5 Výsledky simulací pro vřeteno A bez aktivního vyvažování v čase $t = 15$ s.
- Tab. 6 Výsledky simulací pro vřeteno B bez aktivního vyvažování v čase $t = 15$ s.
- Tab. 7 Výsledky simulací pro vřeteno C bez aktivního vyvažování v čase $t = 15$ s.

Příloha:**CD**

Příložené CD obsahuje elektronickou verzi této práce, soubor s minimálními požadavky pro spuštění modelu, vytvořený simulační model a parametry použité při simulacích.