VĚDECKÉ SPISY VYSOKÉHO UČENÍ TECHNICKÉHO V BRNĚ
Edice PhD Thesis, sv. 651
ISSN 1213-4198

Ing. Petr Lošák

Optimalizace modálního tlumení lopatek vysokotlakých stupňů parních turbín

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
Fakulta strojního inženýrství
Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

ING. PETR LOŠÁK

OPTIMALIZACE MODÁLNÍHO TLUMENÍ LOPATEK VYSOKOTLAKÝCH STUPŇŮ PARNÍCH TURBÍN

OPTIMIZATION OF MODAL DAMPING OF BLADES IN HIGH PRESSURE STAGES OF STEAM TURBINE.

ZKRÁCENÁ VERZE PH.D. THESIS

OBOR:	INŽENÝRSKÁ MECHANIKA
ŠKOLITEL:	PROF. ING. EDUARD MALENOVSKÝ, DRSC.
OPONENTI:	PROF. ING. VLADIMÍR ZEMAN DRSC. ING. JOSEF KELLNER, PHD. ING. LUDĚK PEŠEK, CSC.
DATUM OBHAJOBY:	29. 11. 2011

KLÍČOVÁ SLOVA

Kmitání olopatkovaných disků, optimalizace, tlumení vibrací, výpočtová simulace, kritické otáčky disku, tření.

KEY WORDS

Bladed disk vibrations, optimization, vibration damping, computational simulation, critical speed, friction.

MÍSTO ULOŽENÍ PRÁCE

Disertační práce je uložena na oddělení vědy a výzkumu
Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně, Technická 2, 616 69 Brno.

© Petr Lošák, 2012
ISBN 978-80-214-4472-0
ISSN 1213-4198

OBSAH

1 ÚVOD 5

2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY 5

3 ANALÝZA A OPTIMALIZACE ZJEDNODUŠENÉHO MODELU 6

3.1 Model 6

3.2 Okrajové a počáteční podmínky 7

3.3 Studie vlivu tvaru tlumícího elementu na modální vlastnosti modelu 8

3.4 Optimalizace tvaru tlumícího elementu 9

4 EXPERIMENTÁLNÍ STUDIE VLIVU ROZMĚRŮ TLUMÍCÍHO PÁSKU NA KMITÁNÍ MODELU 11

4.1 Popis experimentálního zařízení 11

4.2 Popis měření 14

4.3 Zpracování naměřených dat 14

4.4 Porovnání výsledků experimentu s výsledky numerické simulace 15

5 ANALÝZA A OPTIMALIZACE MODELU PLNÉHO DISKU 17

5.1 Okrajové a počáteční podmínky. 18

5.2 Stanovení kritických otáček 20

5.2.1 Modální analýza olopatkovaného disku 21

Případ A: Tlumící pásek pevně spojen s bandáží 21

Případ B: Model bez tlumícího pásku 22

5.3 Nastavení parametrů numerické simulace 22

5.4 Volba optimalizačních proměnných 24

5.5 Sestavení cílové funkce 24

5.6 Výsledky optimalizace 24

6 ZÁVĚR 26

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY 29

8 AUTOROVY PUBLIKACE SOUVISEJÍCÍ S DISERTAČNÍ PRÁCI 29

9 CURRICULUM VITAE 30

10ABSTRACT 31

1 ÚVOD

Při servisní prohlídce jisté parní turbíny byly v místě závěsů lopatek čtvrté rotorové řady vysokotlakého stupně nalezeny trhliny. Závěry fraktologického rozboru označily jako možnou příčinu jejich vzniku vysokocyklovou únavu materiálu. Obvodové rozložení trhlin naznačovalo, že při provozním stavu pravděpodobně docházelo k významnému kmitání tvarem se čtyřmi uzlovými průměry, přičemž se uzlové průměry v souřadném systému spojeným s diskem nepohybovaly, tudíž docházelo ke kmitání stále stejných míst, což byla patrně příčina vzniku těchto trhlin. V této práci je tedy zaměřena pozornost na možnost vybuzení zmíněného charakteru kmitání v okolí provozního stavu. Hlavním cílem práce je pak optimalizace rozměrů pasivního frikčního členu tak, aby došlo ke snížení úrovně kmitání olopatkovaného disku při provozním stavu.

Zmíněný pasivní frikční člen je umístěn v bandáži analyzovaného olopatkovaného disku, v obvodové rybinové drážce. Je tvořen páskem, který má průřez rovnoramenného lichoběžníku. Pásek je v drážce umístěn volně, pouze je zamezeno jeho posuvům v obvodovém směru. Při provozu, vlivem odstředivé síly, dochází ke kontaktu mezi bočními stěnami pásku a drážky. Kmitá-li disk tvarem s uzlovými průměry, dochází v tomto místě k relativním posuvům pásku vůči bandáži, což má pozitivní vliv na tlumení vibrací. Úvodem je potřeba zdůraznit, že tento typ přídavného tlumení je vhodný zejména pro tlumení axiálního kmitání tvary s uzlovými průměry.

Ukazuje se, že účinnost tlumení je svázána s velikostí relativního pohybu mezi páskem a bandáži. Tento pohyb je ovlivněn kontaktním tlakem, který je dán jednak otáčkami disku, dále hmotnosti pásu a velikosti stykové plochy. Je-li kontaktní tlak příliš malý, nedochází k maximálnímu možnému tlumení vibrací. Naopak je-li tento tlak příliš velký, přestane existovat relativní pohyb mezi páskem a bandáží, tyto dvě tělesa se začnou chovat téměř jako jeden celek a tlumící efekt se neprojeví. Účinnost tlumícího členu lze ovlivnit změnou jeho rozměrů. Jedná se však o poměrně komplikovaný problém, do kterého vstupuje celá řada různých aspektů, proto je k nalezení nejvhodnějších rozměrů použita vícerozměrná optimalizace. Je sestavena cílová funkce, která kvantifikuje kmitání během simulace v časové oblasti, při které je na lopatky disku aplikována budící síla s rostoucí frekvencí, čímž je simulován přechod disku přes rezonanční stav. V průběhu této simulace dochází k vybuzení vlastního tvaru se čtyřmi uzlovými průměry. Zmíněný přístup je zvolen z důvodu silně nekonzervativního systému, u něhož je rezonanční frekvence, závislá na amplitudě.

2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Vzhledem k neustále se zvyšujícím nárokům na účinnost parních turbín, se použití pasivních frikčních členů objevuje stále častěji. Při zkoumání jejich chování, případně při jejich návrhu se lze ubírat několika směry. V literatuře a odborných článcích se například objevuje přístup, kde jednotlivé částí olopatkovaného disku

jsou považovány za kontinua vzájemně spojené pomocí vazebních elementů, popisujících kontakt. Výhodou tohoto přístupu je poměrně krátký výpočetní čas, na druhou stranu ne všechny typy frikčních členů lze tímto způsobem modelovat. V této práci je použit jiný přístup, kde je pomocí metody konečných prvků modelován disk skutečných tvarů a rozměrů včetně přídavných tlumících prvků. Studie jejich chování a optimalizace jejich tvarů je zkoumána přímo na tomto modelu. V době vzniku této práce není autorovi známa žádná takováto práce podobného rozsahu. Teprve rozvoj výpočetní technik v posledních letech umožnil provedení numerické simulace v časové oblasti nelineárního systému s mnoha set tisíci stupni volnosti. I přesto zůstává jednou z hlavních nevýhod tohoto postupu doba potřebná k provedení simulace.

3 ANALÝZA A OPTIMALIZACE ZJEDNODUŠENÉHO MODELU

3.1 MODEL

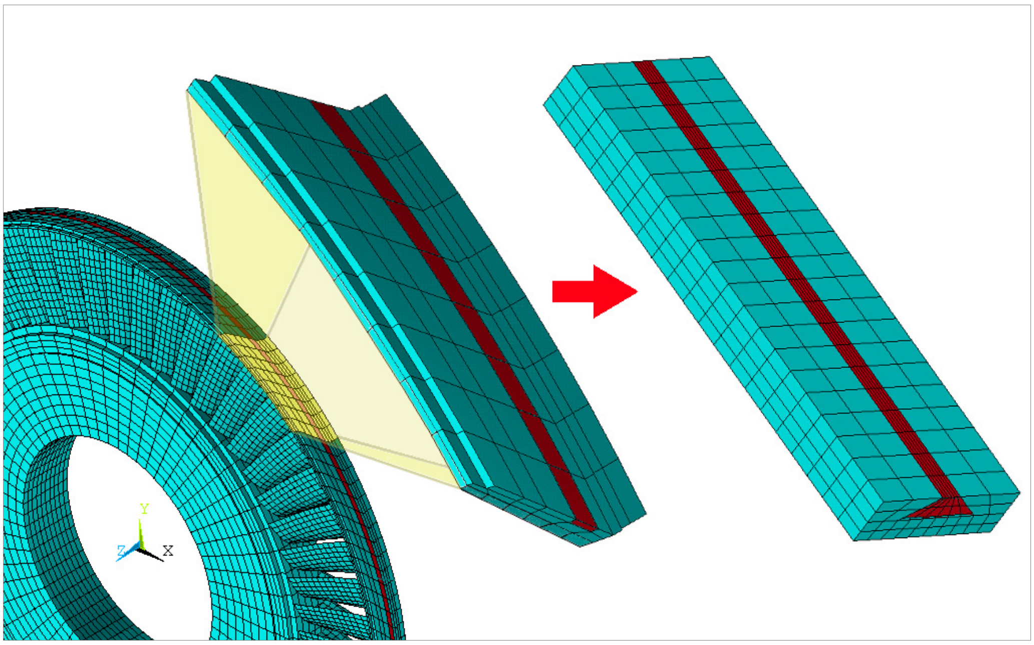
Výpočtová simulace v časové oblasti je velice časově náročná. Před analýzou vynuceného kmitání modelu plného olopatkovaného kola je potřeba ověřit chování kontaktu v průběhu numerické simulace. Rovněž je potřeba prozkoumat možnosti optimalizace systému obsahující pasivní frikční člen – tlumící pásek. Tyto skutečnosti vedou k nutnosti vytvořit nejprve zjednodušený model části bandáže s tlumícím páskem, na kterém budou zkoumány základní principy chování systému a vliv tření na modální vlastnosti. Výchozí olopatkovaný disk má bandáž tvořenou segmenty, z nichž každý spojuje konce vždy tří sousedních lopatek. V bandáži je v obvodovém směru vytvořena rybinová drážka, ve které je umístěn tlumící pásek. Zjednodušený model je vytvořen v prostředí programu ANSYS a vychází z jednoho tohoto segmentu bandáže, jak je naznačeno obr. 3.1.

Vzhledem k vysoké časové náročnosti simulace a jejímu četnému opakování, je volena velmi hrubá síť s co nejmenším počtem stupňů volnosti. Důraz je kladen na její pravidelnost a nízkou degenerovanost elementů, čímž je eliminováno vytváření špatně podmíněných matic, které mohou, obzvláště u nelineárních transientních úloh, negativním způsobem ovlivnit konvergenci řešení. Síť bandáže stejně jako síť pásku je tvořena osmiuzlovými strukturálními prvky s lineární bází SOLID45.

Bandáž je vyrobena z oceli označené X12Cr13 Mod, tlumící pásek pak z oceli X22CrMoV12. V průběhu výpočtů, dochází pouze k malým deformacím a nedochází k překročení meze kluzu. Lze tudíž vystačit s popisem chování materiálu v lineární elastické oblasti, tedy modulem pružnosti E=2.1e5 MPa, Poissnovým poměr μ=0.3 a hustotou ρ=7850 kg.m^{-3}.

Kmitá-li výchozí disk vlastním tvarem s uzlovými průměry, dochází mezi tlumícím páskem a bočními stěnami drážky k relativním posuvům. Vzájemný pohyb těchto ploch je potřeba svázat algoritmem, který kromě vlastního kontaktu ploch dokáže zahrnout i tření. V prostředí programového systému ANSYS se kontakt definuje aplikací kontaktních prvků. Podle doporučení uvedeném v [1], jsou na

boční stěny pásku (kontaktní plochy poddajnějšího tělesa) aplikovány prvky CONTA173 a na stěny drážky (kontaktní plochy tužšího tělesa) prvky typu TARGE170. Zvolen je kontaktní algoritmus Augmented Lagrangian.



obr. 3.1 Odvození zjednodušeného modelu

Vysokotlakým stupněm parní turbíny proudí přehřátá pára. Mezi povrchy je tedy uvažováno suché tření ocel na ocel. Hodnota statického a kinematického součinitele tření je odhadnuta na základě tabulkových hodnot uvedených například v [2]. Použité hodnoty součinitelů tření jsou poměrně vysoké, což zohledňuje různé příměsi v páře proudící vysokotlakým stupněm parní turbíny. Tyto příměsi omezují mikroposuvy mezi páskem a bandáži což je zde zohledněno právě volbou vyšší hodnoty statického a kinematického součinitele tření. Jsou použity hodnoty μ_s=0.7 *a* μ_k=0.6.

V této kapitole je zkoumán vliv tlumení na dynamické vlastnosti systému, přičemž je změřena pozornost pouze na tlumení, které je vyvoláno třením mezi kontaktními plochami tlumícího pásku a bandáže. Z tohoto důvodu jsou koeficienty konstrukčního i materiálového tlumení nulové.

3.2 OKRAJOVÉ A POČÁTEČNÍ PODMÍNKY

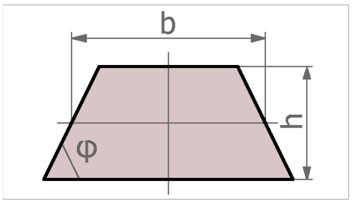
Uzlům ležícím na jednom konci komponenty, která zjednodušeně představuje bandáž, jsou předepsány nulové posuvy ve všech směrech. Uzlům tlumícího pásku na tomtéž konci jsou předepsány nulové posuvy pouze v podélném směru. Tlumící pásek je vložen v rybinové drážce a jeho pohyb je ve zbylých směrech omezován pouze kontaktem s bočními stěnami drážky.

Na protilehlý konec modelu je aplikována budící síla, která působí k ose maximálního kvadratického momentu průřezu. Buzení má podobu obdélníkového pulzu, jehož maximální hodnota je 1000 N a doba působení je 0.001 s.

V případě olopatkovaného kola je tlumící pásek tlačen ke stěnám drážky odstředivou silou, která je závislá na velikosti úhlové rychlosti kola, dále na průměru na kterém se nachází tlumící pásek a na jeho hmotnosti. V tomto zjednodušeném modelu je účinek odstředivé síly nahrazen ekvivalentním tahovým zatížením, předepsaným na horní plochu tlumícího pásku. Jeho velikost je stanovena na základě vztahu (1).

$$p_o = -\frac{\omega^2 \frac{d}{2} \rho h b}{b - \frac{h}{\tan}} \qquad (1)$$

kde p_o je ekvivalentní tahové zatížení, které nahrazuje účinek odstředivé síly, ω je úhlová rychlost výchozího disku, d je průměr na kterém se nachází tlumící pásek, ρ je hustota materiálu tlumícího pásku, h je jeho výška, b je střední šířka a φ je úhel sklonu bočních stěn tlumícího pásku (viz. obr. 3.2).



obr. 3.2 Rozměry průřezu tlumícího pásku

3.3 STUDIE VLIVU TVARU TLUMÍCÍHO ELEMENTU NA MODÁLNÍ VLASTNOSTI MODELU

V následujícím kroku je zvoleno několik hodnot, kterých může nabývat úhel sklonu bočních stěn pásku a několik hodnot úhlové rychlosti výchozího olopatkovaného kola. Pro všechny vzájemné kombinace těchto dvou parametrů je provedena výpočtová simulace a je vyhodnoceno kmitání volného konce modelu k ose maximálního kvadratického momentu průřezu. Odezva modelu z tohoto místa je převedena z časové do frekvenční oblasti pomocí algoritmu FFT. Význam jednotlivých špiček, které se objevily ve Fourierově spektru je určen na základě porovnání s výsledky modální analýzy konzervativního modelu. Věnována je pozornost zejména kmitání modelu k ose maximálního kvadratického momentu průřezu, protože tento charakter kmitání zjednodušeného modelu má nejblíže ke kmitání bandáže olopatkovaného disku, který kmitá vlastními tvary s uzlovými průměry. Detail zajímavé oblasti jednoho z Fourierových spekter je na obr. 3.3.

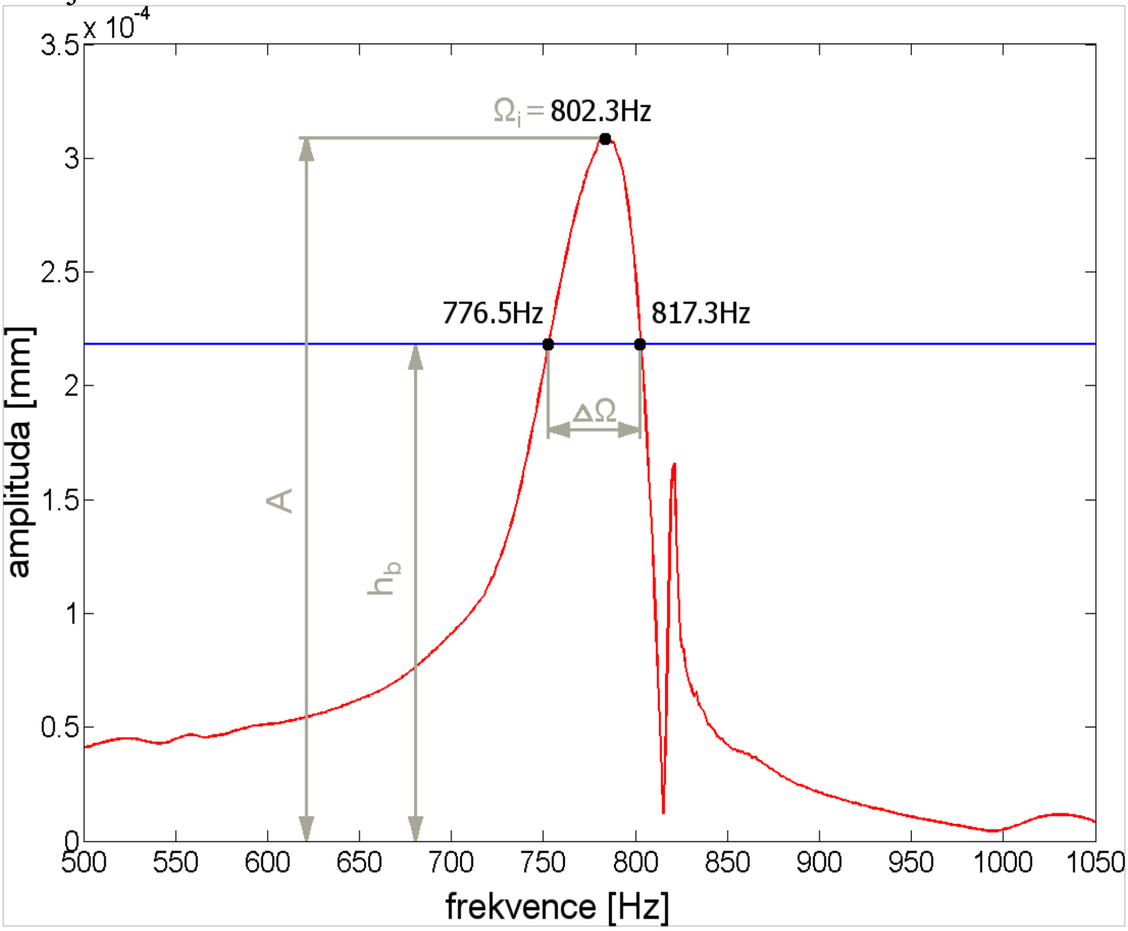
Poměrný útlum je stanoven na základě šířky rezonanční křivky $\Delta\Omega$ ve výšce h_b, která se pro amplitudo-frekvenční charakteristiku s lineárním měřítkem svislé osy stanovuje na základě vztahu (2), který je uveden například v [3].

$$h_p = 0.707.A \qquad (2)$$

kde A je amplituda kmitání při určité frekvenci Ω_i. Poměrný útlum se pak stanoví ze vztahu (3)

$$b_p = \frac{1}{2}\frac{\Delta\Omega}{\Omega_i} \tag{3}$$

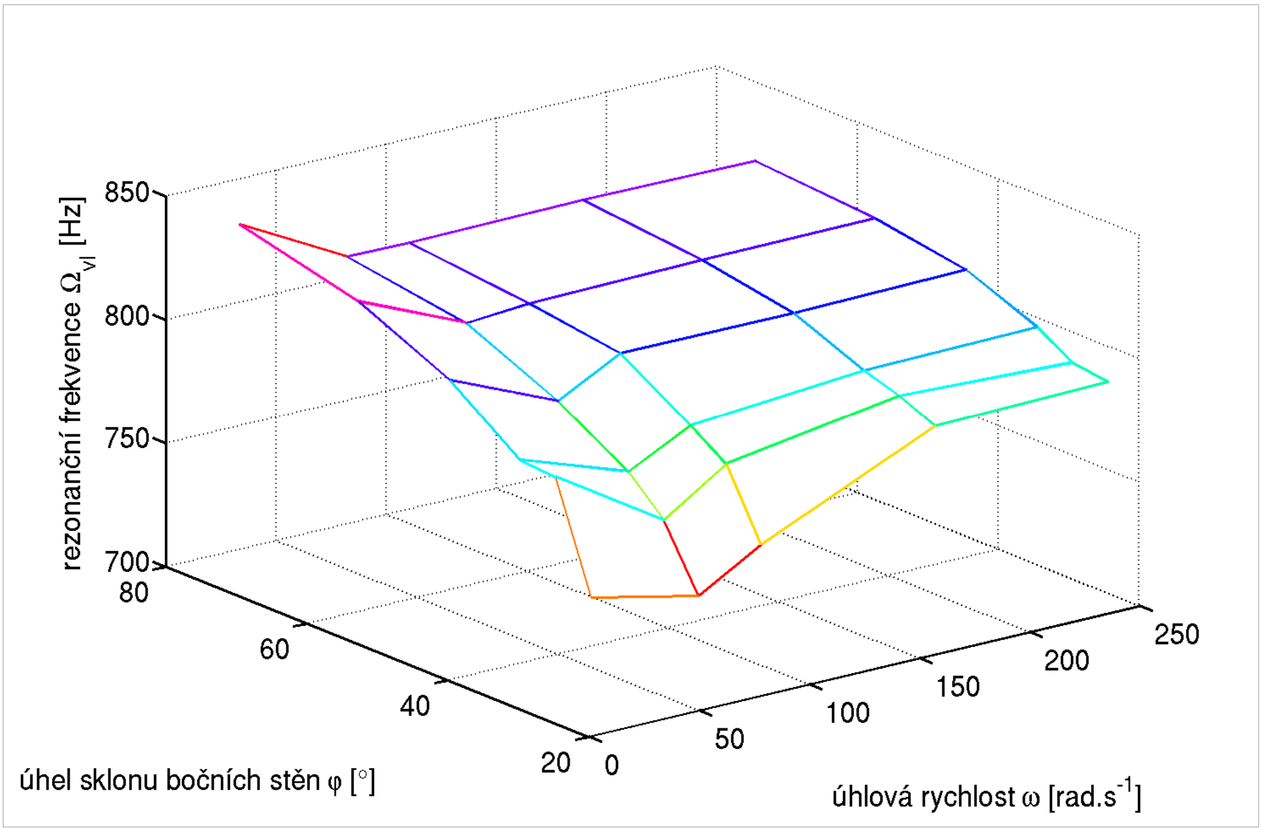
Závislost poměrného útlumu a rezonanční frekvence na sklonu bočních stěn při různých úhlových rychlostech výchozího olopatkovaného disku je na obr. 3.4 a 3.5. Přestože je plocha proložena poměrně málo body, lze z obrázků vypozorovat určitou závislost. Pro každou hodnotu úhlové rychlosti ω lze najít určitý úhel φ, pro který je hodnota poměrného útlumu největší. Tlumení pochopitelně ovlivňuje i rezonanční frekvenci. Sklon bočních stěn tlumícího pásku, kterému odpovídá maximální tlumení je shodný se sklonem, kterému odpovídá nejnižší rezonanční frekvence. Závislost rezonanční frekvence i závislost poměrného útlumu na úhlu φ a na úhlové rychlosti je silně nelineární.



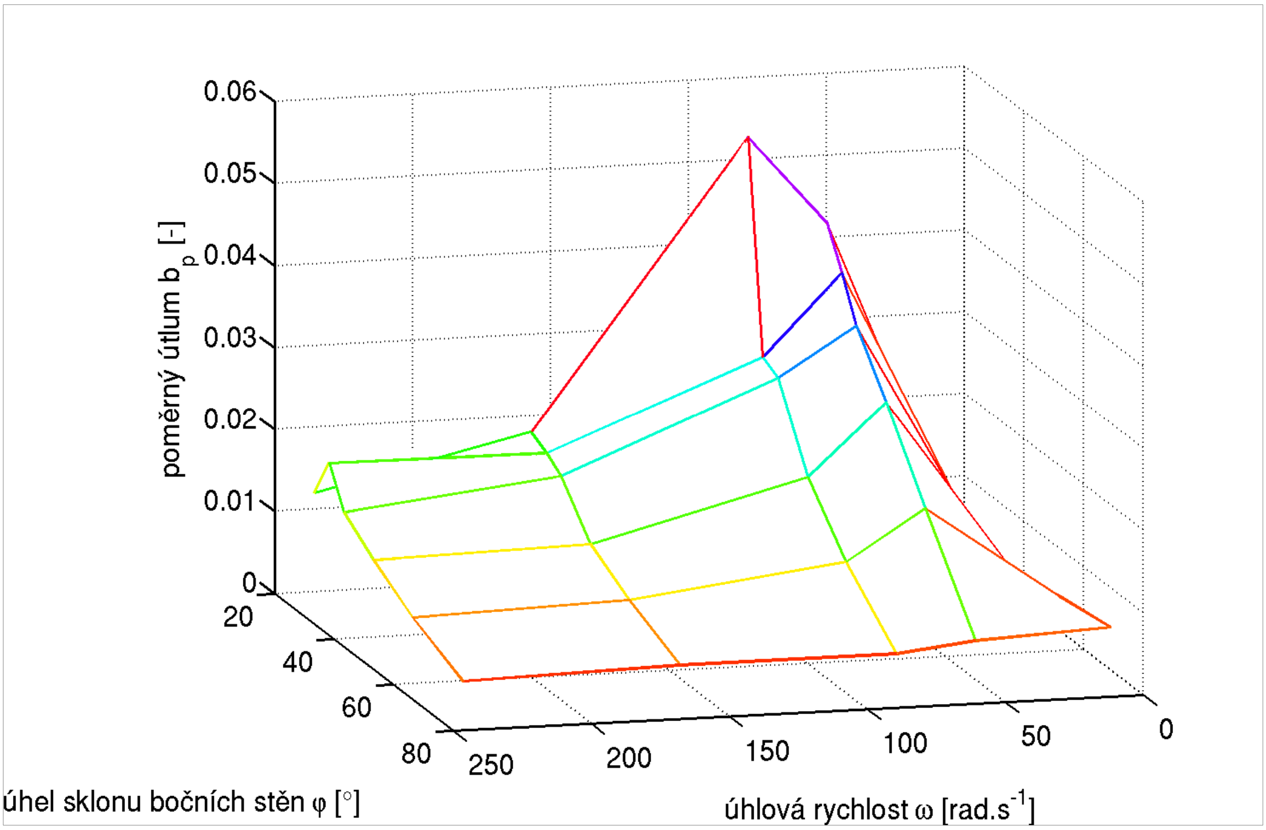
obr. 3.3 Detail zajímavé oblasti Fourierova spektra

3.4 OPTIMALIZACE TVARU TLUMÍCÍHO ELEMENTU

Nejvhodnější kombinace rozměrů průřezu tlumicího pásku je hledána pomocí optimalizační metody nazývané *Subproblem Approximation Method*. Jsou zvoleny optimalizační proměnné, které v tomto případě představují parametry popisující příčný průřez tlumícího pásku. Zároveň jsou zvoleny meze těchto proměnných, které zohledňují konstrukční možnosti jejich změny.



obr. 3.4 Závislost rezonanční frekvence na úhlu při různých úhlových rychlostech



obr. 3.5 Závislost poměrného útlumu na úhlu při různých úhlových rychlostech

Dále je potřeba sestavit cílovou funkci. Je použit jeden z přístupů popsaných v [4], kdy je minimalizován integrál cílové funkce přes pozorovací interval $\langle 0, T\rangle$, což je výhodné, neboť cílová funkce se stane nezávislou na čase. Cílová funkce je tedy sestavena ve tvaru:

$$\psi(\mathbf{x}) = \int_0^T |q(\mathbf{x},t)| dt . \qquad (4)$$

Takto definována cílová funkce představuje v podstatě velikost plochy ohraničené křivkou, která popisuje závislost absolutní hodnoty výchylky volného konce modelu po čas simulace. Rostoucí tlumení vede ke zmenšení plochy a tím i snížení funkční hodnoty cílové funkce.

Rozměry jsou optimalizovány pro několik zvolených úhlových rychlostí výchozího olopatkovaného disku. Použitím postupu, popsaným v kapitole 3.3, je stanoven poměrný útlum odpovídající nalezeným nejvhodnějším rozměrům tlumícího pásku při všech uvažovaných úhlových rychlostech výchozího olopatkovaného disku. Ukazuje se, že poměrný útlum je vyšší, než byl v případě neoptimalizovaných rozměrů. Zmenšování úhlu φ vede k zvětšování kontaktní plochy, zvětšení výšky h a šířky b vede ke zvýšení hmotnosti pásků, tedy k zvětšení kontaktního tlaku. Ukazuje se, že nalezené hodnoty úhlu φ se blíží ke spodní hranici, zatímco hodnoty výšky h se blíží spíše k horní závoře. Střední šířka b nevykazuje žádný trend a její hodnota se pohybuje skrz celý interval.

4 EXPERIMENTÁLNÍ STUDIE VLIVU ROZMĚRŮ TLUMÍCÍHO PÁSKU NA KMITÁNÍ MODELU

K potvrzení předpokladů týkajících se dynamického chování výpočtového modelu obsahující pasivní frikční člen je vytvořeno experimentální zařízení, na kterém je provedena řada měření a vyhodnocení kmitání modelu obsahující třecí prvek.

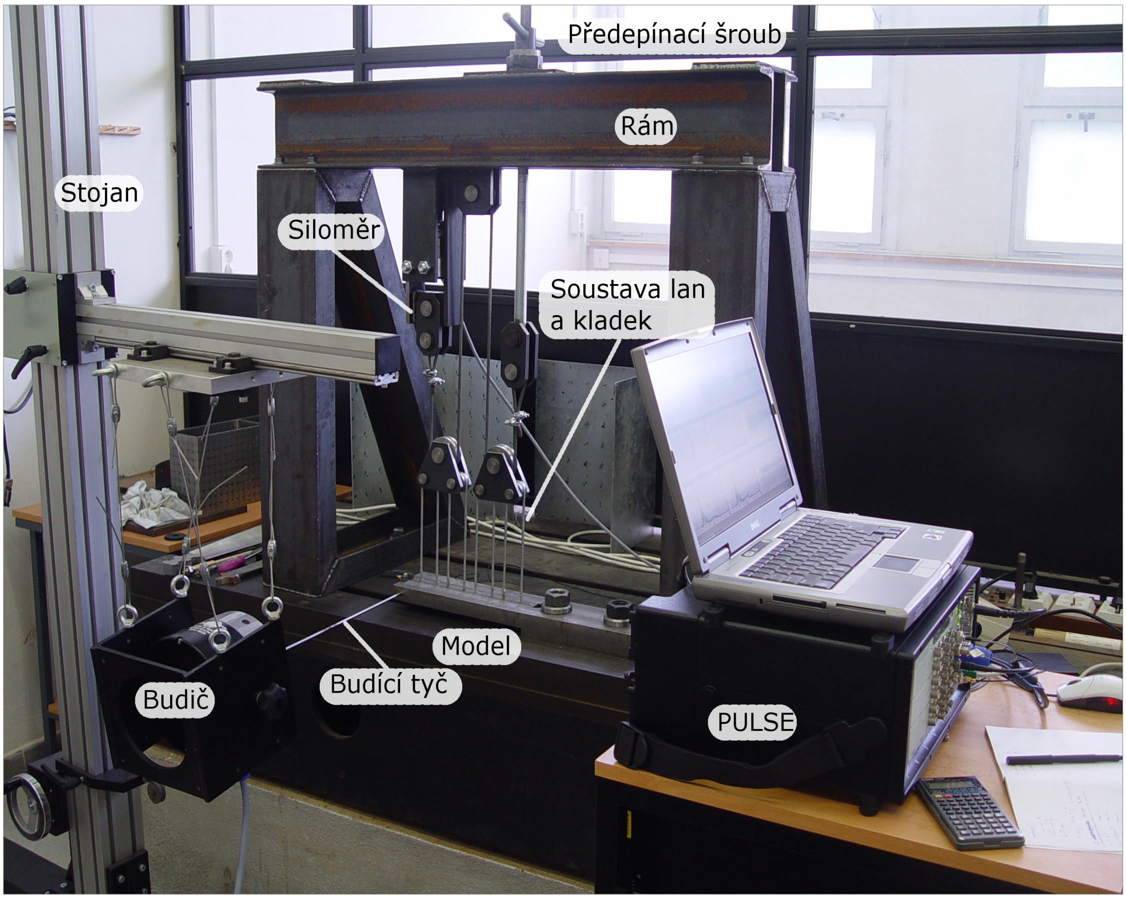
4.1 POPIS EXPERIMENTÁLNÍHO ZAŘÍZENÍ

Model, na kterém je provedeno měření je rozměrově odvozen z výpočtového modelu, jenž je popsán v předchozí kapitole. Je však nutné provést konstrukční úpravy, které umožní přichycení modelu k upínací desce. Model je prodloužen o upínací část, ve které jsou dvě díry, sloužící k uchycení modelu. Dále je na buzeném konci vytvořen otvor se závitem, sloužící k upevnění tyče, kterou se přenáší signál z budiče. Model je v průběhu měření zatížen silou, jenž nahrazuje odstředivou sílu působící na tlumící pásek v případě rotace plného olopatkovaného kola. U výpočtového modelu byla tato síla nahrazena ekvivalentním tahovým zatížením, působícím na horní plochu tlumícího pásku (viz. kapitola 3.2). Zde je toto zatížení přenášeno na model soustavou lan a kladek. V tlumícím pásku jsou ukotveny čtyři smyčky, které zajišťují rovnoměrné rozložení zatížení. Měření je provedeno na třech modelech, které se liší rozměry průřezu tlumícího pásku. Je tedy možno sledovat, jakým způsobem ovlivňují rozměry tlumícího pásku odezvu modelu. Rozměry jednotlivých variant jsou shrnuty v tab. 4.1.

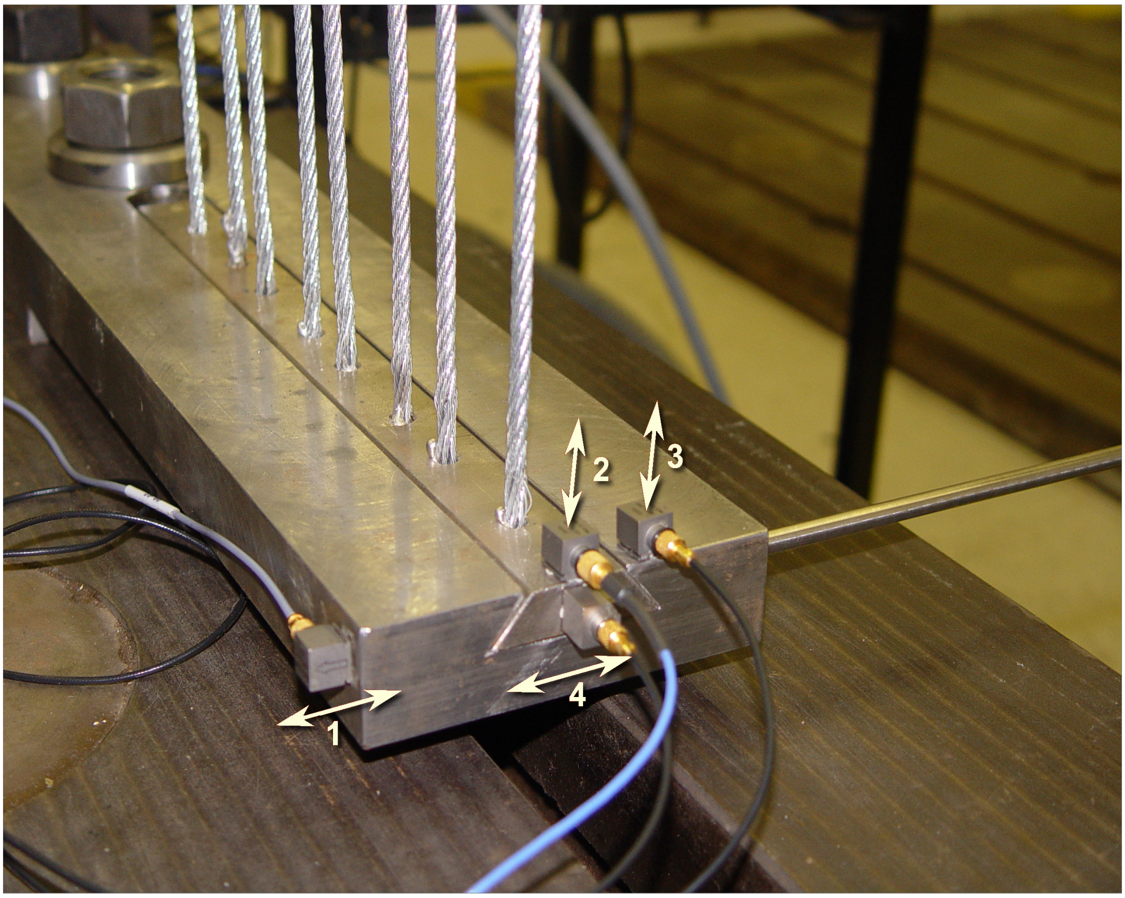
tab 4.1 Rozměry tlumících pásků jednotlivých modelů

	Model 1	**Model 2**	**Model 3**
Střední šířka pásku *b* [mm]	30.5	24.0	22.0
Výška pásku *h* [mm]	13.0	13.0	13.0
Úhel sklonu bočních stěn [°]	50.0	55.0	60.0

Pohled na experimentální zařízení s uchyceným a zatíženým modelem je na obr 4.1. Tvoří jej rám, který je přichycen k upínací desce. V jeho horní části je umístěn předepínací šroub, s nímž je spojen jeden konec lana. Mezi druhý konec lana a rám je vožen siloměr. Šroubem tedy lze plynule regulovat předpětí lana. Toto zatížení je pak soustavou ocelových lan a kladek přenášeno na tlumící pásek. Předepínací síla musí být ekvivalentní odstředivé síle působící na pásek v bandáži olopatkovaného kola. Velikost předpětí je snímána siloměrem a lze jí plynule měnit v celém zvoleném rozsahu zatížení.



obr. 4.1 Celkový pohled na experimentální zařízení



obr. 4.2 Rozmístění snímačů

Model je buzen v příčném směru. Na stojanu umístěným před modelem je zavěšen budič, který generuje sinusové posuvy. Buzení je přenášeno na model pomocí tenké tyče, opatřené na obou koncích závity, které jsou zašroubovány jednak do otvoru na konci modelu a jednak do pohyblivé části budiče. Tímto je zajištěno, že tyč bude ve stálém kontaktu s modelem i budičem a nebude vnášet do měření nepřesnosti například vlivem rázů, které vznikají při ztrátě kontaktu a opětovným dosednutím budící tyče na model. Budič je propojen s měřící jednotkou PULSE, což umožňuje definovat celou řadu budících signálu, včetně sinusových s frekvencí závislou na čase.

Model je osazen čtyřmi snímači zrychlení, jejichž rozmístění lze vidět na obr. 4.2. Snímač 1 slouží ke snímaní zrychlení konce modelu k ose maximálního kvadratického momentu průřezu, snímač číslo 4 snímá zrychlení v tomtéž směru, pouze s tím rozdílem, že je umístěn na konci tlumícího pásku. Podobně snímače 2 a 3 snímají zrychlení konce modelu, respektive tlumícího pásku, avšak pouze k ose minimálního kvadratického momentu průřezu. Toto rozložení snímačů případně umožňuje vyhodnotit jak zrychlení modelu, tak i pásku v obou směrech, z čehož lze vyvodit závěry týkající se relativních posuvů mezi páskem a bandáži. Nejdůležitější je však výstup ze snímače číslo 1.

Signály z jednotlivých snímačů jsou vedeny přes zesilovače do jednotky PULSE, která je propojena s výkonným notebookem na kterém je spuštěna řídící aplikace

PULSE LabShop v. 13.5.0.32. Toto umožňuje zpracovávat měřená data v reálném čase a exportovat je do textových souborů.

4.2 POPIS MĚŘENÍ

Model je buzen v příčném směru. K buzení je použit závěsný budič propojený s PULSE. Uspořádání lze dobře vidět na obr. 4.1. Model je buzen sinusovým signálem, jehož frekvence se mění s konstantním zrychlením z počátečních 600 Hz na koncových 1.3 kHz. Tím je zajištěno, že experiment zachytí přechod přes rezonanční frekvenci, která je stanovena modální analýzou přidruženého konzervativního modelu na 880 Hz. Doba jednoho měření je omezena počtem vzorků, které je schopno měřící zařízení uložit do paměti. S přihlédnutím k maximální budící frekvenci 1.3 kHz a požadavku dostatečné vzorkovací frekvence je doba jednoho měření 4 s. Patřičné zrychlení budící frekvence je tedy α_b=175 Hz.s^{-1}. Měření je provedeno pro několik vytipovaných otáčkových režimů výchozího kola, které se promítají v experimentu díky ekvivalentnímu zatížení, které se nastavuje předepínacím šroubem. Toto zatížení nahrazuje účinky odstředivé síly působící na pásek v případě reálného disku.

4.3 ZPRACOVÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT

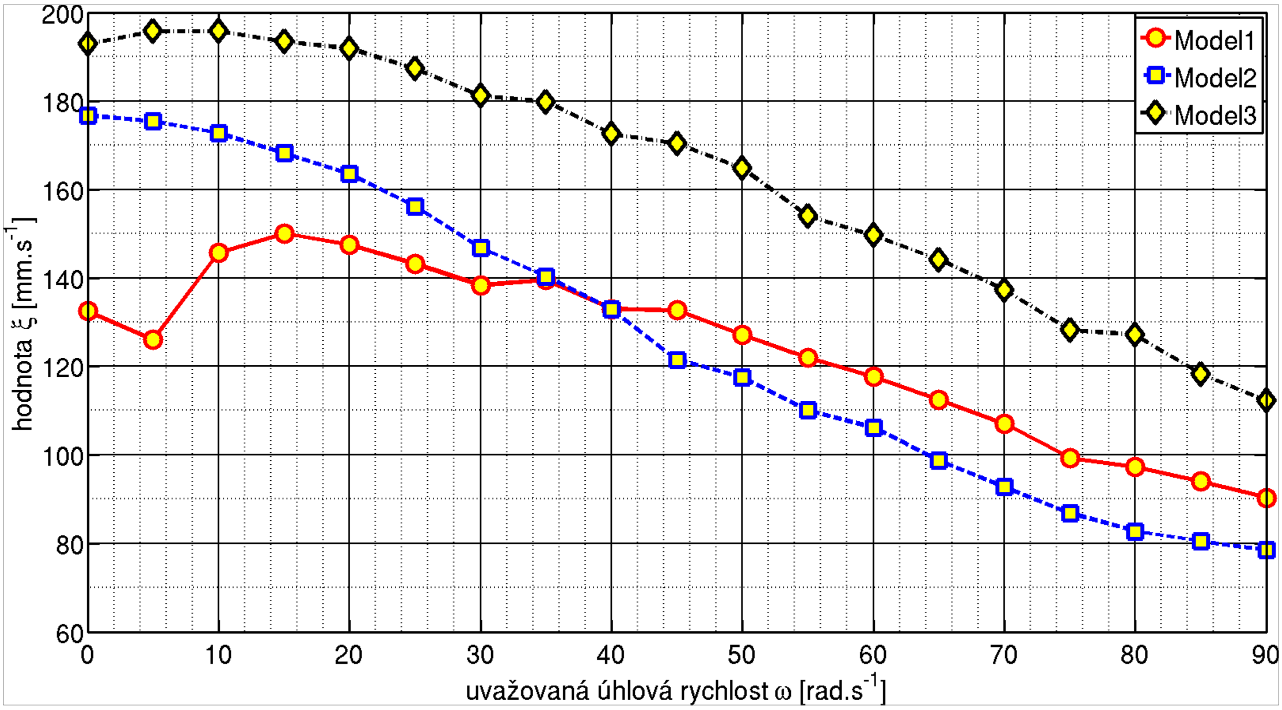
Měřením je získána celá řada informací o chování modelu s pasivním frikčním členem. Nejcennější z hlediska přínosu k řešení dané problematiky je porovnání tlumení jednotlivých modelů. Stanovit z tohoto experimentu velikost poměrného útlumu není jednoduché. Nelze použít postup popsaný v kapitole 3.3, protože je zde aplikováno buzení s rostoucí frekvencí. Je tedy potřeba nalézt jiné vhodné kritérium, podle kterého by bylo možno tuto fyzikální veličinu porovnat. Nabízí se podobný přístup, jaký byl použit v kapitole 3.4. Ovšem v tomto případě se nezpracovávají posuvy, ale zrychlení. Úroveň tlumení jednotlivých modelů je tedy porovnávána pomocí plochy, která je ohraničená absolutní hodnotou zrychlení konce modelu, tedy zrychlení, které je snímáno snímačem číslo 1. Velikost této plochy je dána rovnicí:

$$\xi = \int_0^T \left| q^{**}(t) \right| dt \tag{5}$$

kde ξ je hodnota, podle které je porovnáváno tlumení (zde označena ξ aby nedocházelo k záměně s cílovou funkcí ψ), q^{**} je zrychlení volného konce modelu a T je čas jednoho měření.

Výsledek porovnání je graficky znázorněn na obr 4.3. Zde je vidět, že Model 3 vykazuje nejvyšší hodnoty ξ, lze tedy říct, že tento model je tlumen nejméně ze všech tří analyzovaných modelů. Dále je vidět, že křivky popisující hodnotu ξ Modelu 1 a Modelu 2 se protínají při úhlové rychlosti 35 až 40 rad.s^{-1}. Do úhlové rychlosti 35 rad.s^{-1} je lépe tlumen model se sklonem stěny tlumicího pásku 50° (Model 1), zatímco nad touto úhlovou rychlostí je lépe tlumen model s úhlem sklonu stěn rybinové drážky 55° (Model 2). Ukazuje se tedy, že rozměry tlumícího pásku

skutečně ovlivňují tlumení a že pro každou hodnotu úhlové rychlosti je možné najít takové rozměry tlumícího pásku, které maximalizují tlumení systému. Použitím tlumícího pásku vhodných rozměrů tedy lze snížit úroveň nežádoucích vibrací olopatkovaného kola při daném provozním stavu.



obr. 4.3 Porovnání tlumení modelů 1, 2 a 3

4.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ EXPERIMENTU S VÝSLEDKY NUMERICKÉ SIMULACE

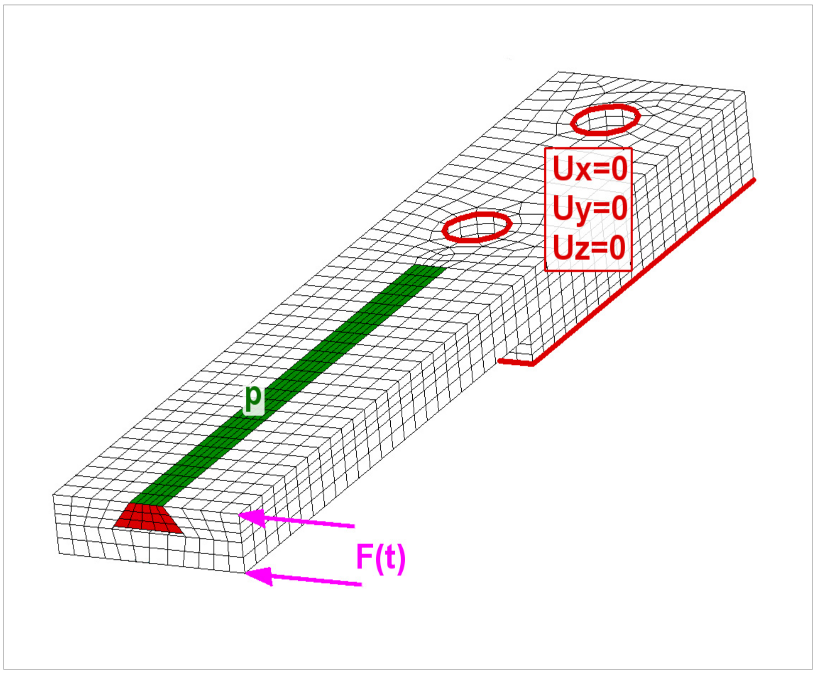
Dalším logicky navazujícím krokem je porovnání výsledků experimentu s výsledky numerické simulace. Jsou vytvořeny tři výpočtové modely, které svou geometrií kopírují modely použité při experimentu. Model materiálu, i model kontaktu je shodný s tím, jenž byl použit v kapitole 3.1. Okrajové podmínky jsou zobrazeny na obr. 4.4. Na ploše, jenž je v kontaktu s upínací deskou zkušebního stolu, jsou zamezeny posuvy uzlů ve všech směrech. Stejná okrajová podmínka je aplikovaná na horní hrany děr v upínací části. Tato podmínka zjednodušeně nahrazuje šroubové spojení modelu s upínací deskou. Na horní plochu tlumícího pásku je předepsáno ekvivalentní tahové zatížení nahrazující tah od lan, kterými je při experimentu simulován vliv odstředivé síly. Výpočtová simulace je provedena pro hodnotu tahového zatížení, které odpovídá úhlové rychlosti výchozího kola 60 rad.s^{-1}.

V průběhu numerické simulace experimentu je model buzen silou $F(t)$, aplikovanou do uzlů na volném konci modelu tak jak ukazuje obrázek obr. 4.4. Síla je rozdělena na dvě poloviční síly, působící symetricky po výšce modelu. Frekvence budící síly se mění v průběhu simulace s konstantním zrychlením, stejným jako v případě experimentálního měření, tedy α_b=175 Hz.s^{-1}. Rozsah budící frekvence se

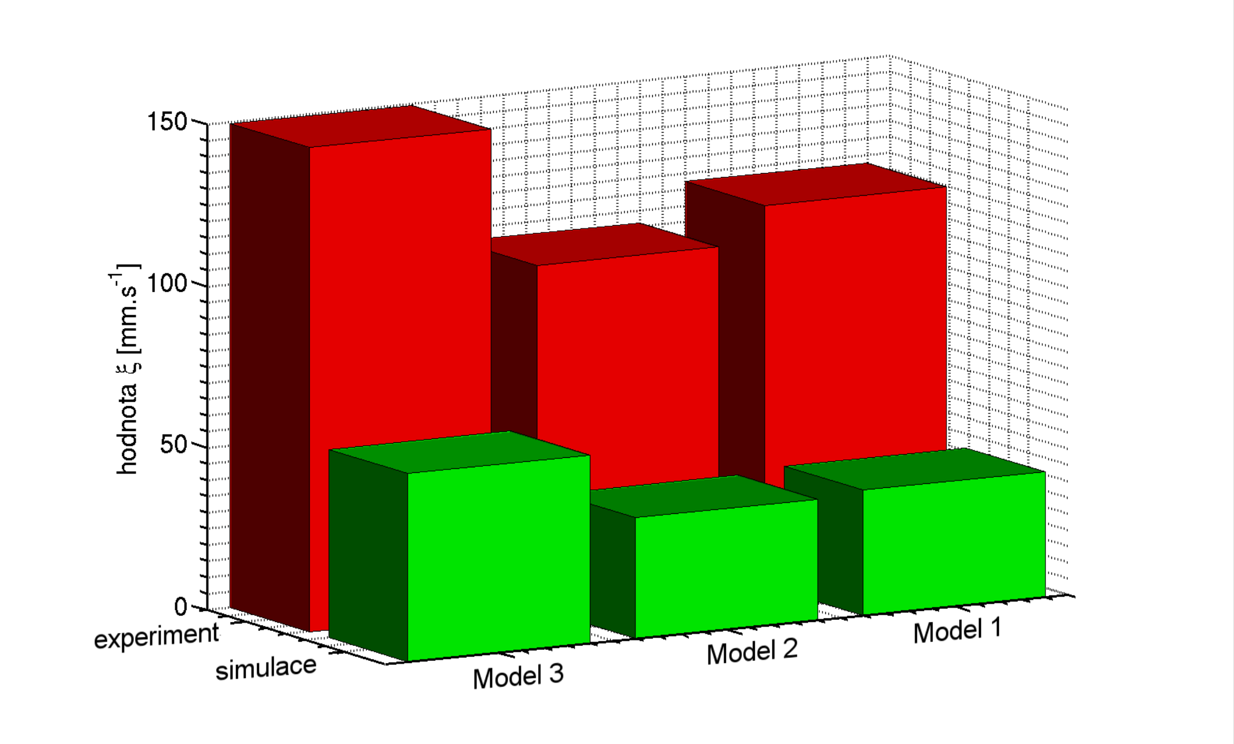
pohybuje, stejně jako u experimentu, v rozmezí od 600 Hz do 1300 Hz. Rovněž simulovaný čas odpovídá experimentu. Výpočtová simulace s těmito okrajovými a počátečními podmínkami je provedena pro všechny tři modely. Jsou vyhodnoceny posuvy volných konců modelů, které jsou následně numerickou derivaci převedeny na zrychlení. Pro porovnání tlumení je použit stejný přístup, který je popsán v kapitole 4.3. To umožňuje jednak porovnat mezi sebou jednotlivé výpočtové modely a také porovnat výsledky numerické simulace experimentu s experimentem samotným. Výsledné hodnoty pro analyzovanou úhlovou rychlost výchozího disku 60 rad.s^{-1} jsou shrnuty v tab. 4.2. a na obr. 4.5. Ukazuje se, že ačkoliv se hodnoty získané experimentem kvantitativně liší od hodnot, získaných numerickou simulací, vypovídají velmi podobně, co se týká účinnosti tlumení jednotlivých modelů. Jak simulace, tak i experiment ukazuje, že při uvažovaném zatížení je nejlépe tlumen Model 2 a nejhůře Model 3.

tab. 4.2 Porovnání tlumení jednotlivých modelů

	experiment [mm.s^{-1}]	**výpočtová simulace [mm.s^{-1}]**
Model 1	117.5	38.65
Model 2	106.1	37.31
Model 3	149.6	58.04



obr. 4.4 Okrajové podmínky modelu pro výpočtovou simulaci experimentu

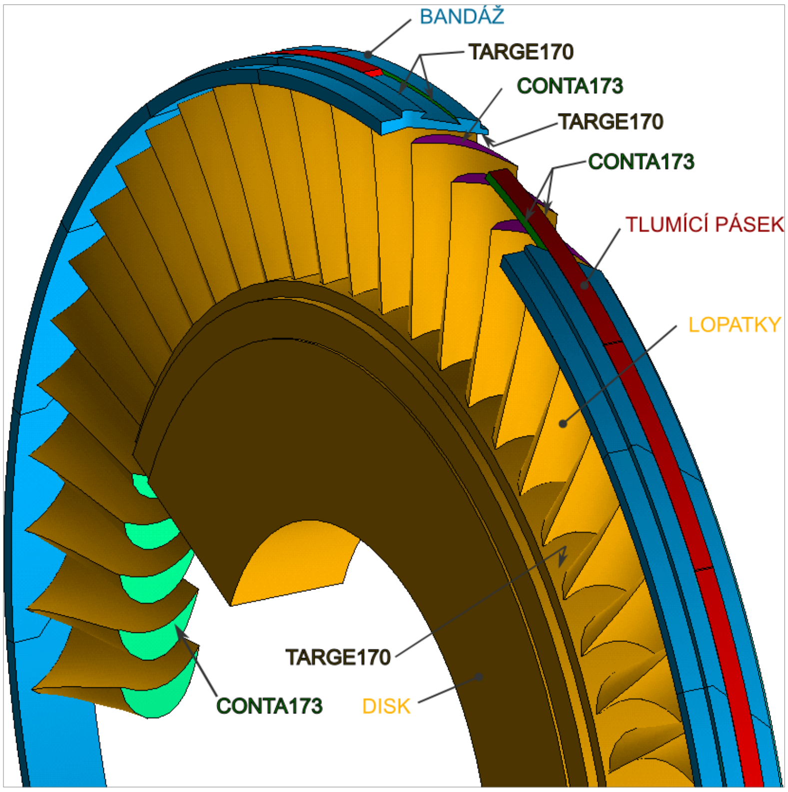


obr. 4.5 Grafické porovnání jednotlivých modelů

5 ANALÝZA A OPTIMALIZACE MODELU PLNÉHO DISKU

Poznatky a zkušenosti z analýzy zjednodušeného modelu jsou zúročeny při optimalizaci rozměrů tlumícího prvku v bandáži celého olopatkovaného kola. Základní představu o geometrii lze získat z obr. 5.1.

Model představuje disk s 54mi lopatkami, z nichž vždy tři sousední jsou svázány bandáží tak, že tvoří celkem 18 periodicky se opakujících struktur. Model geometrie byl k dispozici v obecném formátu geometrie, v tzv. *iges* souboru (z anglického *Initial Graphics Exchange Specification*). Tento soubor je importován do prostředí programu ANSYS. Ovšem model v takovémto stavu je téměř nepoužitelný. Je potřeba provést celou řadu úprav. Nejprve je nezbytné zbavit se malých ploch, které by způsobovaly problémy při vytváření sítě, popřípadě i vhodně spojit větší plochy. V rámci těchto operací je odstraněn vidličkový závěs, kterým byly jednotlivé trojice lopatek spojeny s diskem. Tento závěs je nahrazen přímým spojením, což umožňuje vygenerování hrubší sítě a tím výrazně snížit počet stupňů volnosti. Dále je potřeba vytvořit objemy. Spojování a dělení objemů a ploch musí být prováděno s ohledem na plánovány způsob vytváření sítě na odpovídající části modelu. Aby bylo možno jednoduše měnit rozměry průřezu tlumícího pásku, je nutno odstranit stávající část modelu, která představuje bandáž a tlumící pásek a nahradit jí novým parametrickým modelem. Právě parametrizace této části modelu umožňuje automatizaci procesu optimalizace.



obr. 5.1 Kontaktní plochy a použité kontaktní prvky

Síť je generována strukturálními osmiuzlovými prvky SOLID 45. V místě styku lopatek s diskem a v místě styku lopatek s bandáži je složité zajistit napojení sítě jednotlivých komponent při zachování její rovnoměrnosti a pravidelnosti. Proto jsou na těchto stykových plochách použity kontaktní prvky, které mají za úkol pevně spojit jednotlivé části modelu. Na obou koncích lopatek jsou použity prvky typu CONTA173 a na kontaktních plochách bandáže a disku jsou použity prvky typu TARGE170. Ve vlastnostech těchto kontaktních dvojic je zvolen algoritmus MPC a chování kontaktu *Bounded Allways*, což zajišťuje vzájemné „slepení" obou ploch. Použití algoritmu MPC nezvyšuje nároky na výpočetní čas, neboť tento algoritmus samotný nenarušuje lineárnost úlohy. Kontaktní plochy, včetně použitých kontaktních prvků, jsou znázorněny na obrázku obr. 5.1.

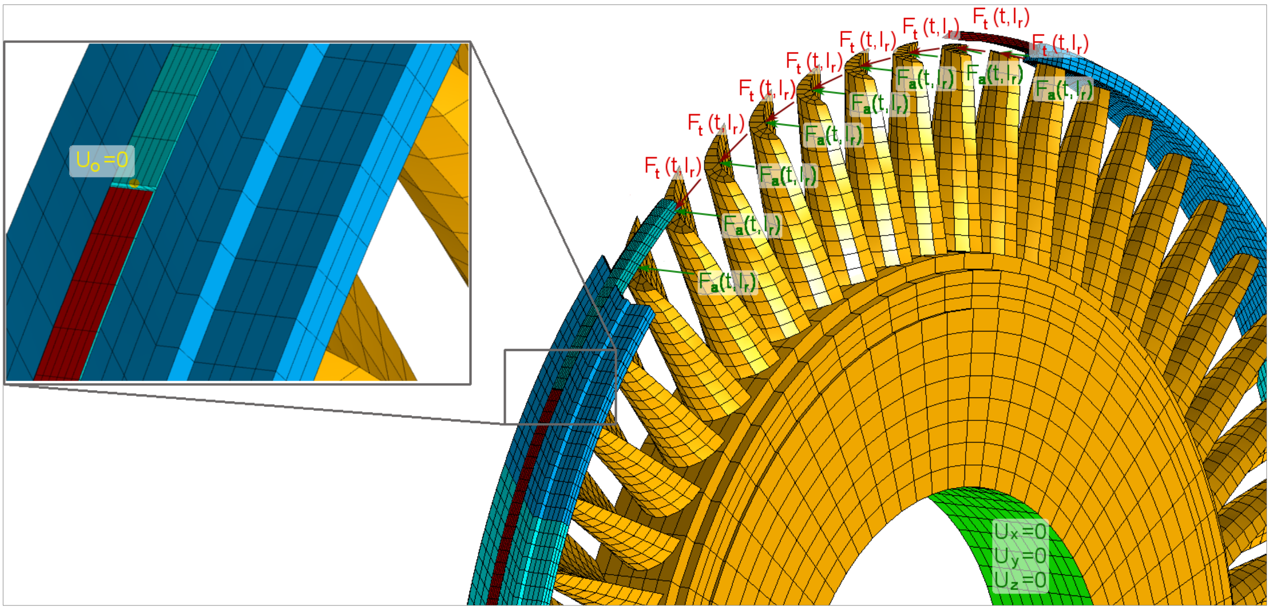
Na stykových plochách tlumícího pásku a bandáže jsou rovněž použity kontaktní prvky, které však již musí být schopny postihnout efekt tření. Na kontaktní plochy poddajnějšího tělesa, tedy pásku, jsou použity prvky typu „contact" a na plochy tužšího tělesa, tedy bandáže, prvky typu „target". Model kontaktu je naprosto totožný s modelem použitým v kapitole 3.1.

5.1 OKRAJOVÉ A POČÁTEČNÍ PODMÍNKY.

Na ploše vývrtu disku je definována okrajová podmínka vetknutí pomocí předepsání nulových posuvů uzlům, jak je ukázáno na obr. 5.2. Dále je potřeba předepsat vhodné okrajové podmínky tlumícímu pásku. Sestavování skutečného disku probíhá tak, že se k disku postupně připojují jednotlivé segmenty tvořené trojicí lopatek s vidličkovým závěsem, které jsou na konci svázány bandáži. Před

vložením posledního segmentu se do obvodové rybinové drážky vloží segmenty tvořící tlumící pásek, který je rovněž tvořen segmenty. Po vložení poslední trojice včetně posledního segmentu tlumícího pásku se spoje pásků posunou do středů bandáže a zafixují se proti samovolným posuvům v obvodovém směru. Tato okrajová podmínka je modelována pomocí předepsaní nulových posuvu v obvodovém směru vždy pouze jednomu uzlu na jednom konci každého segmentu tlumícího pásku, jak je ukázáno na detailu v obr. 5.2.

Poněkud komplikovanější okrajová podmínka je buzení lopatek, které je vyvoláno nerovnoměrností tlakového pole za statorovou mříži. V těchto místech vznikají tlakové úplavy, kterými prochází lopatky rotorové řady. Dochází tedy k buzení rotujících lopatek statickou silou, což je ovšem zde, v této práci, modelováno opačně, tedy pomocí aplikace rotujícího (časově proměnného) zatížení na lopatky stojícího disku. Tlakové zatížení ve skutečné parní turbíně působí po celé délce lopatky. Zde jsou ovšem budící účinky tlaku nahrazeny silou, která působí na konci každé lopatky, v uzlu, který se nachází v okolí těžiště tohoto průřezu, jak je ukázáno na obr. 5.2. CFD analýza podobného olopatkovaného disku, jenž byla provedena mimo pracoviště Ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky ukázala, že průběh zatížení lze poměrně dobře aproximovat harmonickou funkcí. Obecný směr budící síly je rozložen na axiální a tangenciální složku. Takto stanovené hodnoty složek budící síly byly použity i v [5].



obr. 5.2 Okrajové podmínky

Pro správný popis rotujícího tlakového pole je potřeba zohlednit i fázové posunutí budících sil na jednotlivých lopatkách, neboť budící síla je kromě času závislá i na poloze lopatky na kterou působí. Fázové posunutí β závisí na poměru počtu rozváděcích ku rotorových lopatek. Tento úhel lze vyjádřit vztahem:

$$\beta = \frac{z}{r} 2\pi \tag{6}$$

kde z je počet rozváděcích lopatek před konkrétní rotorovou řadou, v tomto případě z=32, r je počet lopatek příslušné rotorové řady, v tomto případě tedy r=54.

Nyní je potřeba stanovit správnou frekvenci budící síly, která je úměrná tzv. kritickým otáčkám disku, při kterých dochází k výraznému kmitání disku.

5.2 STANOVENÍ KRITICKÝCH OTÁČEK

Otáčky disku se ve výpočtové simulaci odráží nejen ve velikosti odstředivé síly, která tlačí tlumící pásek ke stěnám drážky, ale také určují frekvencí procházení lopatek místy s tlakovými úplavy. Má-li být simulován konkrétní provozní stav, je tedy potřeba pro dané otáčky disku stanovit i odpovídající frekvenci budící síly.

Jak je naznačeno v úvodu, při plánované servisní prohlídce parní turbíny byly nalezeny trhliny v okolí závěsů lopatek. Obvodové rozmístění trhlin naznačovalo, že docházelo ke kmitání tvarem se čtyřmi uzlovými průměry. Tato domněnka byla potvrzena například v [5].

Frekvence budící síly je tedy volena tak, aby došlo k vybuzení vlastního tvaru se čtyřmi uzlovými průměry. Kritické otáčky n_c, při kterých se disk výrazně rozkmitá vlastním tvarem s m uzlovými průměry, lze stanovit na základě rovnice (7). Tato rovnice je odvozena na základě Campbellova diagramu popsaného například v [6]. Odpovídající úhlovou frekvenci buzení ω_c pak lze stanovit na základě známého vztahu (8), kde n_c jsou otáčky disku a z je počet rozváděcích lopatek.

$$n_c = \frac{f_m}{k} \tag{7}$$

$$\omega_c = 2\pi n_c z \tag{8}$$

Proměnná k, která se objevuje v těchto vztazích může nabývat hodnot stanovených na základě vztahů:

$$k = m\,,\quad k = s - m\,,\quad k = s + m \quad k = 2s - m$$

kde m je opět počet uzlových průměrů a s je počet periodicky se opakujících struktur, v tomto případě tedy počet segmentů obsahující trojici lopatek. Parametr k tedy může nabývat hodnot: 4, 14, 22 a 32.

Na základě výsledků uvedených v [5] je zřejmé, že nejméně příznivý případ nastává pro k=32. V tomto případě je k=z, tedy násobek budící frekvence je roven počtu rozváděcích lopatek. Toto má za následek, že ve Fourierově spektru odezvy disku dochází, v případě konzervativního modelu, ke splynutí vlastní frekvence s otáčkovou frekvencí buzení. Z tohoto důvodu je zde soustředěna pozornost právě na tento případ.

Pro stanovení kritických otáček na základě vztahu (7) tedy zbývá stanovit pouze vlastní frekvenci f_m. Ovšem stanovit tuto frekvenci je poměrně obtížné, neboť její hodnota je u nelineárních systému závislá na amplitudě kmitání. Hodnotu rezonanční frekvence ovlivňují, kromě přítomnosti nelinearit typu kontakt, i rozměry tlumícího pásku, které jsou pochopitelně svázány s rozměry drážky v bandáži. V průběhu optimalizace se tyto rozměry mění, což ovlivňuje jak matici hmotnosti, tak i matici tuhosti a způsobuje přeladění disku. Příklad vlivu úhlu φ na

hodnotu rezonanční frekvence při různých hodnotách úhlové rychlosti ω je ukázán na zjednodušeném modelu na obr. 3.4 v kapitole 3.3. Z těchto důvodů není optimalizace prováděna při konstantních otáčkách disku, tedy ani při konstantní úhlové frekvenci buzení, ale pro interval otáček (a tedy i interval úhlové frekvence budící síly), který pokrývá oblast, ve které se hodnota rezonanční frekvence pohybuje. Jsou stanoveny počáteční otáčky disku, které poté rostou s konstantním zrychlením až po koncový stav. K těmto otáčkám je stanovena odpovídající frekvence budící síly. Vybuzení vlastního tvaru se čtyřmi uzlovými průměry nastane uvnitř tohoto intervalu. Během optimalizace je pak minimalizováno kmitání disku přes celý tento interval.

5.2.1 Modální analýza olopatkovaného disku

Nyní je potřeba stanovit krajní hodnoty intervalu otáček (tím i mezní hodnoty frekvence budící síly). Tento interval musí být dosti široký, aby se rezonanční frekvence při každém kroku optimalizace nacházela uvnitř tohoto intervalu. Na druhou stranu s rostoucí šířkou značně narůstá výpočtový čas. Rezonanční frekvence, na základě kterých jsou podle vztahu (7) stanoveny meze intervalu otáček disku, jsou odhadnuty na základě následující úvahy:

Teoreticky, v extrémním případě může nastat stav, kdy normálová síla v kontaktu je natolik velká, že nedojde ke skluzu a tlumící pásek se bude spolu s bandáži chovat jako jedno těleso. Nebo v opačném případě, může být normálová síla velice malá a tření nebude mít téměř žádný vliv na modální vlastnosti olopatkovaného disku. Tyto dva stavy jsou považovány za mezní případy a předpokládá se, že hodnota skutečné rezonanční frekvence pro danou konfiguraci rozměrů tlumícího pásku je uvnitř intervalu definovaného rezonančními frekvencemi těchto dvou stavů.

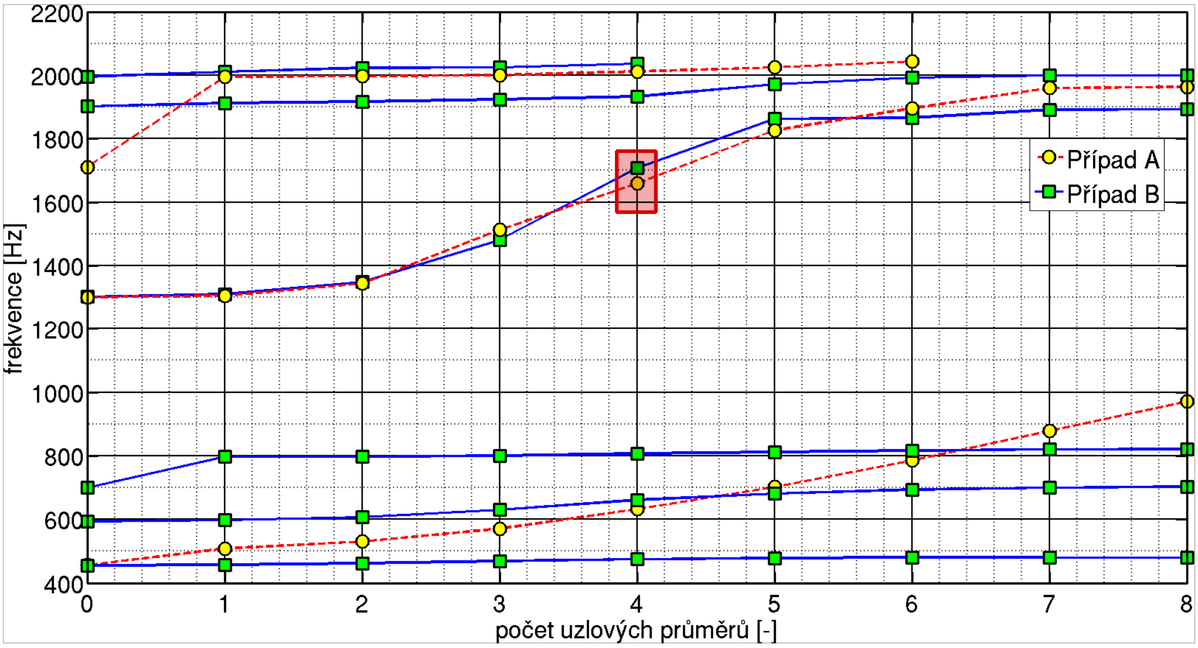
Je provedena modální analýza dvou konzervativních modelů, které zjednodušeně představují dva výše popsané stavy. Rezonanční frekvence těchto dvou modelů jsou použity pro stanovení krajních hodnot intervalu frekvence budící síly.

Případ A: Tlumící pásek pevně spojen s bandáží

Nejprve jsou získány modální vlastnosti systému, odpovídající prvnímu popsanému případu, tedy stavu, kdy normálová síla v kontaktu je natolik velká, že se tlumící pásek s bandáží chová jako jedno těleso. Původní výpočtový model je upraven tak, aby popisoval tento efekt. Úprava spočívá v nahrazení stávajícího kontaktního algoritmu algoritmem MPC. Tímto se navíc model stává lineárním a nedochází tedy k žádným komplikacím s použitím modální analýzy. Výsledky, tedy vlastní frekvence a jim odpovídající vlastní tvary s určitým počtem uzlových průměrů lze odečíst z obrázku obr. 5.3. Modální analýza je provedena metodou Block Lanczos pro rozsah frekvencí 0 Hz až 2200 Hz.

Případ B: Model bez tlumícího pásku

Podobně je vytvořen model pro analýzu druhého zmíněného případu, tedy situace, kdy normálová síla v kontaktu je natolik malá, že nedochází k významnému maření energie vlivem tření. V tomto případě je modální analýza provedena na modelu, ze kterého je odebrán tlumící pásek. Zde ovšem dochází ke zkreslení výsledků, neboť pohyb jednotlivých segmentů bandáže není nadále vzájemně svázán v axiálním směru Rozsah frekvencí uvažovaných při modální analýze je opět volen v rozsahu od 0 Hz až do 2200 Hz. Opět je použitá metoda Block Lanczos. Závislost frekvence na počtu uzlových průměrů, stejně jako srovnání s případem A je na obr. 5.3.



obr. 5.3 Porovnání výsledků modálních analýz

S přihlédnutím k provozním otáčkám turbíny je zaměřena pozornost na vybuzení vlastního tvaru se 4 uzlovými průměry v okolí frekvence 1600 Hz. Pro Případ A to je 1658 Hz a pro Případ B 1707 Hz. Předpokládá se, že frekvence kmitání modelu, který obsahuje pasivní frikční člen se bude pohybovat někde mezi těmito frekvencemi, popřípadě v jejich blízkém okolí. Na základě těchto frekvencí je stanoven interval frekvence budící síly, který je z důvodu pojištění padnutí rezonanční frekvence modelu s pasivním frikčním členem do uvažovaného intervalu frekvencí rozšířen. Mezní hodnoty otáček i frekvence buzení jsou stanoveny na základě hodnot 1650 Hz a 1730 Hz.

Nyní již lze na základě vztahů (7) a (8) stanovit obě krajní hodnoty intervalu otáček olopatkovaného disku i obě krajní hodnoty intervalu frekvence budící síly.

5.3 NASTAVENÍ PARAMETRŮ NUMERICKÉ SIMULACE

Průběh simulace je z důvodu snadnější konvergence a jednoduššího zpracování výsledků rozdělen do tří kroků. V prvním kroku je disk zatížen pouze konstantní odstředivou silou, která je dána počátečními otáčkami disku $n_{p.}$ Aplikace pouze této

okrajové podmínky v prvním kroku simulace usnadní konvergenci. Čas přidělen tomuto kroku je T_1=0,001 s, krok integrace je zvolen Δt_1=0.1e-4 s.

V druhém kroku jsou disku opět předepsány počáteční otáčky n_p, navíc jsou na konce lopatek aplikovány budící síly s počáteční úhlovou frekvencí ω_{bp}. Tento krok simulace je nutný k ustálení odezvy disku. Axiální a tangenciální složky budících sil jsou předepsány funkcemi:

$$F_a(t,l_r) = F_{a0}\sin(\omega_{bp}t + \beta(l_r - 1))$$
$$F_t(t,l_r) = F_{t0}\sin(\omega_{bp}t + \beta(l_r - 1)) \qquad (9)$$

kde ω_{bp} je počáteční úhlová frekvence budící síly, β je fázové posunutí budící síly mezi dvěmi sousedícími rotorovými lopatkami stanovené na základě rovnice (6). l_r je pořadové číslo rotorové lopatky (1 až 54). F_{a0} a F_{t0} jsou amplitudy axiálních a tangenciálních složek budících sil. Čas potřebný k ustálení odezvy je stanoven na základě výsledku testovacího výpočtu. Je zjištěno, k ustálení odezvy postačuje čas T_2=0.12e-2 s. Délka kroku integrace se u implicitních řešičů doporučuje volit kratší než 0.1 násobek nejkratší periody. Krok integrace je tedy zvolen Δt_2=0.1e-4 s.

V třetím kroku je disk opět zatížen odstředivou silou, která je dána otáčkami disku, a budící silou, ovšem v tomto kroku již nejsou otáčky disku konstantní, ale mění se s určitým konstantním zrychlením až po hodnotu odpovídající koncovému stavu. Současně s otáčkami roste i úhlová frekvence budící síly. Úhlové zrychlení disku je zvoleno $\alpha_d = 100$ rad.s^{-2}. Čas přidělen tomuto kroku je stanoven na základě vztahu:

$$T_3 = \frac{\omega_k - \omega_p}{\alpha_d} \qquad (10)$$

kde ω_p je počáteční úhlová rychlost disku, ω_k je úhlová rychlost disku odpovídající koncovému stavu. Úhlové zrychlení budící síly pak lze vyjádřit vztahem:

$$\alpha_b = z.\alpha_d \qquad (11)$$

kde z je počet rozváděcích lopatek. Axiální a tangenciální složky budících sil v závislosti na čase jsou předepsány následujícími vztahy:

$$F_a(t,l_r) = F_{a0}\sin\left(\omega_{bp}(t+T_2) + \frac{1}{2}\alpha_b t^2 + \beta(l_r - 1)\right)$$
$$F_a(t,l_r) = F_{a0}\sin\left(\omega_{bp}(t+T_2) + \frac{1}{2}\alpha_b t^2 + \beta(l_r - 1)\right) \qquad (12)$$

kde F_{a0} a F_{t0} je amplituda axiální a tangenciální složky budící síly, ω_{bp} je úhlová frekvence budící síly, která odpovídá počátečním otáčkám disku, α_b je úhlové zrychlení budící síly, T_2 je čas odpovídající konci druhého kroku, β je fázové posunutí budící síly mezi dvěmi sousedícími rotorovými lopatkami a l_r je pořadové číslo rotorové lopatky (1 až 54). V tomto třetím kroku výpočtové simulace je zvolen krok integrace pohybové rovnice Δt_3=0.5e-5 s

5.4 VOLBA OPTIMALIZAČNÍCH PROMĚNNÝCH

Podobně jako v případě zjednodušeného modelu, i zde jsou optimalizační parametry zvoleny rozměry tlumícího pásku, tedy: Střední šířka b, úhel sklonu bočních stěn pásku φ a výška tlumícího pásku h. Rozměry jsou na obr. 3.2. Konkrétní hodnoty včetně závor, které zohledňují konstrukční možnosti jejich změny, jsou shrnuty v tab. 5.1.

5.5 SESTAVENÍ CÍLOVÉ FUNKCE

Cílem optimalizace je minimalizovat kmitání disku během části rozběhu, kdy dochází k překonání rezonančního stavu. K tomuto účelu je sestavena cílová funkce, která musí určitým způsobem kvantifikovat úroveň kmitání disku během numerické simulace popsané v dřívějších odstavcích. Tato funkce, musí postihnout charakter kmitání celého obvodu disku. Je tedy zvolena v následujícím tvaru:

$$\psi(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^{n} \int_{T_2}^{T_3} |q_i(\mathbf{x},t)| dt \qquad (13)$$

kde $\psi(\mathbf{x})$ je hodnota cílová funkce, která závisí na optimalizačních proměnných $\mathbf{x}$, T_2 a T_3 je počáteční a koncový čas vyhodnocovaného časového intervalu, tedy třetího kroku numerické simulace a $|q_i(\mathbf{x},t)|$ je absolutní hodnota axiální výchylky i-tého bodu na obvodu disku. Tato výchylka je funkcí času a optimalizačních proměnných. Lze tedy říct, že cílová funkce je v podstatě součet ploch ohraničených absolutními hodnotami výchylek všech uzlů ležících na určitém poloměru v průběhu simulace popsané v kapitole 5.3, která představuje jeden krok optimalizace. Vyhodnocují se ovšem pouze axiální posuvy během třetího kroku numerické simulace. První a druhý krok je určen k usnadnění konvergence úlohy a ustálení odezvy olopatkovaného kola.

5.6 VÝSLEDKY OPTIMALIZACE

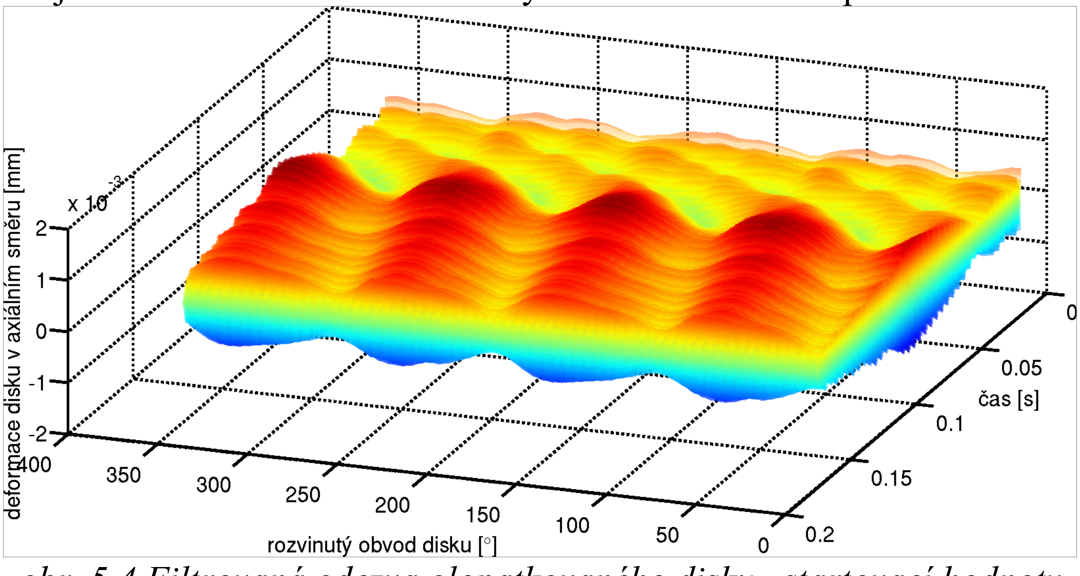
Nejvhodnější rozměry tlumícího pásku jsou opět hledány metodou *Subproblem Aproximation Method*. Konvergence (nalezení minima cílové funkce v rámci tolerance) je dosaženo po dvanácti vyčísleních cílové funkce. Hodnoty optimálních rozměrů, stejně jako shrnutí startovacích hodnot a odpovídajících závor je uvedeno v tab. 5.1.

tab. 5.1 Výsledky optimalizace

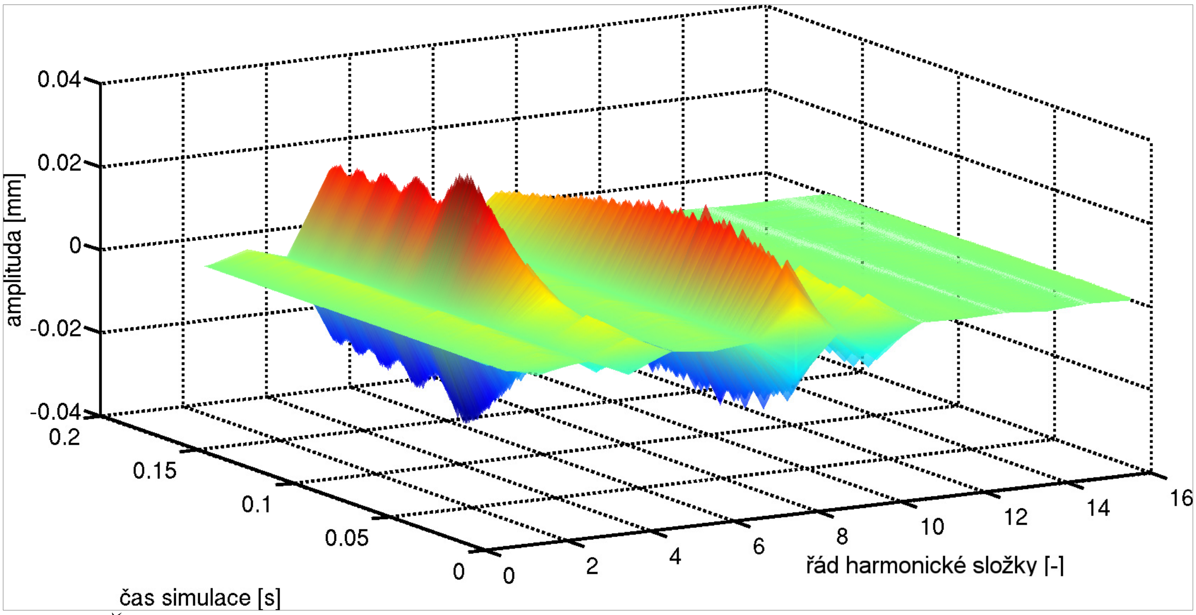
	Startovací hodnota	Dolní závora	Horní závora	Optimální hodnota
Úhel sklonu bočních stěn φ [°]	40.0	20.0	60.0	58.30
Střední šířka pásku b [mm]	27.0	25.0	30.0	25.56
Výška pásku h [mm]	10.0	7.0	13.0	7.01

Příklad odezvy disku v axiálním směru, která odpovídá startovacím hodnotám optimalizačních proměnných, je zobrazen na obr. 5.4. Zobrazená odezva je filtrována tak, aby byl zvýrazněn charakter kmitání tvarem se 4 uzlovými průměry. V čase 0.09 s lze pozorovat výraznější zakmitnutí. Toto je okamžik, kdy dochází k překonávaní rezonančního stavu. Navíc lze pozorovat jev, který popisuje W Campbell v díle *The Protection of Steam-Turbine Disk Wheels from Vibration*, kde říká, že je-li rotující olopatkovaný disk buzen statickou silou, budou se na něm šířit dvě vlny. Jedna se bude ve statickém souřadném systému pohybovat vpřed a druhá vzad. Bude-li rychlost vlny běžící vzad nulová, přestane se měnit i prostorové uspořádání uzlových průměrů v souřadném systému spojeným s diskem a bude docházet k výraznému kmitání stále stejných míst. Do tohoto okamžiku se uzlové průměry pohybují v souřadném systému svázaném s diskem. Jakmile se tyto uzlové průměry zastaví, dochází k výraznějšímu kmitání disku. Výpočtová simulace však pokračuje, tento rezonanční stav je poměrně rychle překonán a uzlové průměry se opět začínají pohybovat.

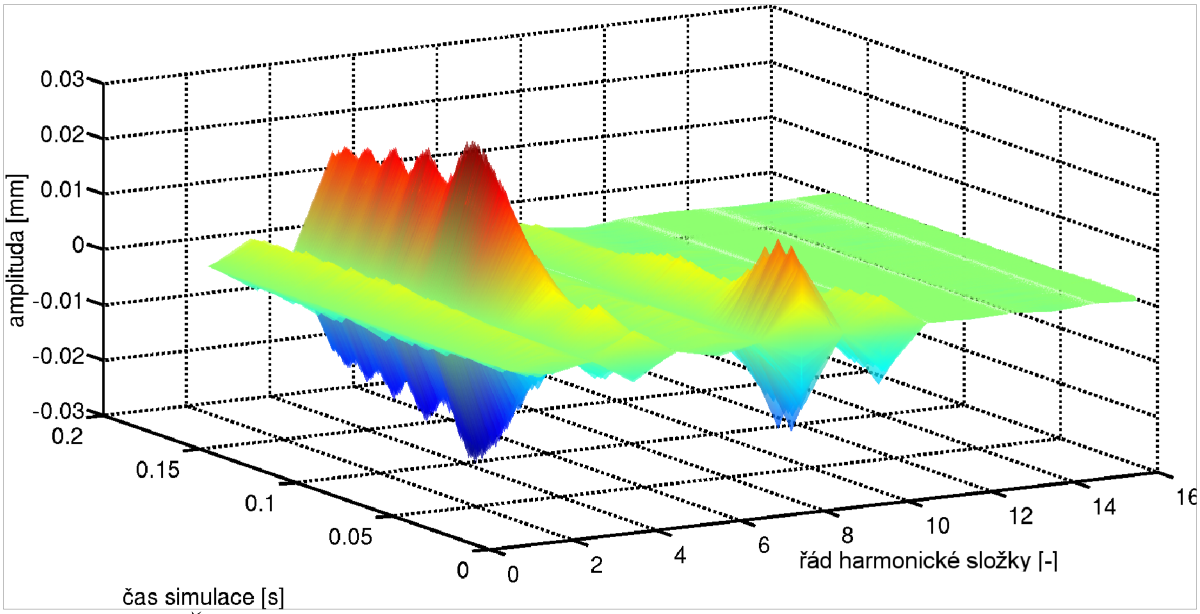
Na následujících obrázcích je zachycen řád harmonické složky deformovaného obvodu disku (což v tomto případě odpovídá počtu uzlových průměrů) v každý časový okamžik simulace. Výsledky odpovídající výpočtové simulaci se startovacími hodnotami optimalizačních proměnných jsou na obr. 5.5, zatímco obr. 5.6 zachycuje výsledek simulace s hodnotami optimalizačních proměnných pro které cílová funkce nabývá svého minima. Tvar se čtyřmi uzlovými průměry se začíná výrazněji projevovat v čase 0.05 s, amplituda nabývá maximálních hodnot v čase zhruba 0.09 s. Kromě tohoto vlastního tvaru se poměrně výrazně i vlastní tvar s osmi uzlovými průměry a o něco méně výrazně tvar s deseti uzlovými průměry. Je vidět, že změna rozměrů tlumícího pásku ovlivnila jednak kmitání tvarem se čtyřmi uzlovými průměry, ale také došlo k výraznému snížení kmitání vlastním tvarem s osmi a desíti uzlovými průměry. Cílová funkce dána rovnicí (13) totiž minimalizuje celkové kmitání disku v analyzovaném rozmezí lopatek.



obr. 5.4 Filtrovaná odezva olopatkovaného disku– startovací hodnoty optimalizačních proměnných



obr 5.5 Řád harmonické složky deformovaného obvodu disku – startovací hodnoty optimalizačních proměnných



obr. 5.6 Řád harmonické složky deformovaného obvodu disku – simulace s nejnižší hodnotou cílové funkce

6 ZÁVĚR

Hlavním cílem této práce bylo provést optimalizaci tlumení lopatek vysokotlakého stupně parní turbíny. Přídavné tlumení je zde realizováno pasivním frikčním členem – tlumícím páskem, který je umístěn v bandáži olopatkovaného kola v obvodové rybinové drážce. Tlumící efekt je vyvolán třením mezi stěnami tlumícího pásku a drážky. Velikost relativního pohybu je ovlivněna rozměry tlumícího pásku. Aby bylo možno tento jev výpočtově modelovat je potřeba v místě

styku tlumícího pásku a bandáže uvažovat kontakt popisující tření. Tímto se ovšem výpočtový model stává nelineární, což přináší mnohé komplikace. Proto je nejprve vytvořen zjednodušený model, který je odvozen z jednoho segmentu bandáže olopatkovaného kola. Na tomto modelu jsou ověřeny základní předpoklady chování dynamického systému s pasivním frikčním členem. Nejprve je zkoumán vliv rozměrů tlumícího pásku na hodnotu poměrného útlumu a na rezonanční frekvenci modelu. Poměrný útlum je stanoven na základě šířky rezonanční křivky, která je získaná aplikací algoritmu FFT na posuvy konce modelu. Posuvy jsou získány numerickou simulaci v časové oblasti, buzení modelu je realizováno krátkým obdélníkovým pulzem. Odstředivá síla tlačící tlumící pásek ke stěnám drážky během rotace reálného olopatkovaného disku, je na tomto zjednodušeném modelu nahrazena ekvivalentním tahovým zatížením předepsaným na horní plochu tlumícího pásku. Výsledky ukazují, že změna rozměrů tlumícího pásku skutečně ovlivňuje tlumení dynamického systému.

V dalším kroku je provedena optimalizace rozměrů tlumícího pásku, které charakterizují jeho příčný průřez. Jsou zvoleny počáteční (startovací) hodnoty optimalizačních proměnných a jejich závory. Dále je sestavena cílová (též hodnotící, kriteriální) funkce. Model je opět buzen obdélníkovým pulzem. Optimalizace je provedena pro různé hodnoty úhlové rychlosti výchozího disku. Pro nalezené nejvhodnější hodnoty je stanoven, podobně jako v předchozím případě, poměrný útlum. Ukazuje se, že pro analyzované hodnoty úhlové rychlosti se nalezené hodnoty optimalizačních proměnných liší. Pro každou úhlovou rychlost však lze najít nejvhodnější rozměry tlumícího pásku. Vzhledem ke komplexnosti a složitosti problematiky kmitání systému s pasivním frikčním členem nelze výsledky optimalizace zobecňovat.

V následující části práce je popsán experiment, který slouží k ověření vlivu rozměrů tlumícího pásku na odezvu reálného modelu. Model je odvozen ze zjednodušeného výpočtového modelu. Měření je provedeno na třech modelech, jenž se liší rozměry tlumícího pásku a srážky. Model je buzen sinusovým signálem, jehož frekvence roste spolu s časem (tzv. *sweep*). Interval budící frekvence je volen tak, aby vlastní frekvence, při které model kmitá prvním ohybovým vlastním tvarem k ose maximálního kvadratického momentu průřezu, ležela uvnitř tohoto intervalu. Je snímáno zrychlení volného konce modelu a tlumícího pásku příčném směru v obou osách. Tlumící pásek je v průběhu experimentu zatížen silou, která je stanovena na základě úhlové rychlosti výchozího olopatkovaného kola. Měření je prováděno při různých hodnotách této síly. Zpracování signálů z jednotlivých snímačů ukazuje, že i v případě experimentu mají rozměry tlumícího pásku vliv na odezvu modelu. Je ukázáno, že pro různé hodnoty úhlové rychlosti výchozího olopatkovaného kola (různé hodnoty předepínací síly) jsou vhodné jiné rozměry tlumícího pásku. Výpočtové modelování experimentu se zatížením odpovídající zvolenému provoznímu stavu disku ukazuje podobné chování tlumícího prvku jako v případě experimentu. Experiment tedy potvrzuje jednak závislost odezvy modelu

na rozměrech tlumícího pásku a také ukazuje, že zvolený postup výpočtového modelování může vést k nalezení nejvhodnějších rozměrů tlumícího pásku.

V poslední části práce je popsán postup optimalizace tlumícího pásku, který je umístěn v modelu celého olopatkovaného kola. Je vytvořen model jedné rotorové řady z vysokotlakého stupně parní turbíny. Tento model má bandáž tvořenou segmenty, které spojují konce vždy tří sousedních lopatek. V bandáži v obvodovém směru je vytvořena rybinová drážka, ve které je umístěn tlumící pásek. Mezi stěnami pásku a bandáže je definován kontakt. Buzení modelu je způsobeno nehomogenním tlakovým polem za statorovými lopatkami. Průchod rotorových lopatek skrz místa s rozdílnou hodnotou tlaku páry způsobuje jejich cyklické namáhání. Frekvence tohoto buzení je stanovena na základě kritických otáček disku, při kterých se předpokládá, že dochází k významnému kmitání disku tvarem se čtyřmi uzlovými průměry. Tento vlastní tvar je zvolen z důvodu nálezu trhlin při plánované servisní prohlídce, jejichž rozmístění naznačovalo kmitání disku právě tímto vlastním tvarem. Je komplikované stanovit rezonanční frekvenci systémů obsahující nelinearity, je tedy provedena modální analýza dvou konzervativních modelů a předpokládá se, že rezonanční frekvence nekonzervativního modelu padne do intervalu, jenž je vymezen vlastními frekvencemi dvou zmíněných konzervativních modelů. Na základě tohoto intervalu je stanovena počáteční a koncová frekvence buzení a odpovídající otáčky disku. Je v podstatě simulován přejezd disku přes rezonanční stav. Sestavena cílová funkce, popisuje celkový charakter kmitání disku. Optimalizace je provedena, podobně jako v případě zjednodušeného modelu, pomocí metody *Subproblem Approximation Method*. Odezva olopatkovaného disku s nejvhodnějšími rozměry tlumícího pásku ukazuje, že došlo k snížení kmitání jednak vlastním tvarem se 4 uzlovými průměry, ale navíc se výrazně zatlumil i tvar s 8 uzlovými průměry a 10 uzlovými průměry. Použitý tvar cílové funkce totiž minimalizuje celkové kmitání disku v analyzovaném rozmezí otáček.

Výsledky této práce tedy ukazují, že vhodně navrženými rozměry tlumícího pásku lze docílit snížení nežádoucích vibrací olopatkovaného kola. Zároveň je zde popsán jeden z možných postupů vedoucí k nalezení těchto rozměrů. Hlavní nevýhodou popsaného postupu jsou poměrně velké nároky na výpočtový čas, neboť pro každé vyčíslení cílové funkce je potřeba provést simulaci v časové oblasti. Na druhou stranu tento postup vede k nalezení nejvhodnějších rozměrů tlumícího pásku pro daný provozní stav.

Závěrem nezbývá než konstatovat, že veškeré cíle definované v zdání disertační práce byly splněny.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

[1] ANSYS® Academic Research, Release 11.0, Help System, Contact Technology Guide, ANSYS, Inc

[2] Roy Beardmore, *RoyMech* [online]. 8.května 2010 [cit. 6. března 2011]. http://www.roymech.co.uk/,

[3] Zeman V., Hlaváč Z.: *Kmitání mechanických soustav*, ZČU Plzeň 2004, 218 s. ISBN 80-7043-377-X.

[4] Hlaváč Z.: *Dynamická syntéza a optimalizace*, ZČU Plzeň 1999, 172 s. ISBN 80-7082-205-8.

[5] Lošák P.: *Analýza dynamických vlastností vysokotlakého stupně parní turbiny*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2006. 65 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing Eduard Malenovský, DrSc.

[6] Mehdigholi H.: *Forced Vibration of Rotating Disk and Interaction with Non-rotatingStructures*, Imperial College of Science, Technology and Medicine, London 1991

8 AUTOROVY PUBLIKACE SOUVISEJÍCÍ S DISERTAČNÍ PRÁCI

- Lošák P., Malenovsý E., *Analýza dynamických vlastností vysokotlakého stupně parní turbíny*, Sborník Konference diplomových prací 2007. Brno, VUT Brno. 2007. p. 1 - 5. ISBN 978-80-214-3406-6.
- Lošák P., Malenovsý E., *Contribution to the Dynamic Behavior of Bladed Disk*, Applied and Computational Mechanics 2007, 1(2). p. 531 - 540. ISSN 1802-680X.
- Lošák P., Malenovsý E., *Dynamické vlastnosti olopatkovaných turbínových kol*, Parní turbíny a jiné stroje 2007. Plzeň. 2007. p. 1 - 10. ISBN 3-200-00689-7.
- Lošák P., Malenovsý E., *Optimization of the Damping Element Dimensions*, Computational Mechanics. Plzeň, Západočeská univerzita v Plzni. 2008. p. 1 - 2. ISBN 978-80-7043-712-4.
- Lošák P., Malenovsý E., *Study of Damping Element Shape Influence on Natural Frequency*, Engineering Mechanics 2008,. p. 144 - 145. ISBN 978-80-87012-11-6.
- Lošák P., Malenovsý E., *Optimization of Bladed Disk Passive Damping Element*, Engineering Mechanics 2001, 367-370. ISBN 978-80-87012-33-8

9 CURRICULUM VITAE

Name: **Petr Lošák**
E-mail: Petr.Losak@gmail.com

CAREER PROFILE
Specialist in structural analyses and optimization, using linear and nonlinear finite element analysis tools. Finite element model development for thermal and structural behavior of various components. Focus on nuclear power plant applications.

KEY AREAS OF EXPERTISE
Stress analysis, thermal analysis, dynamic analysis, fatigue and fracture analysis, research, optimization, ANSYS, ASME code, Sections III, Subsection NB, ISO code.

WORK EXPERIENCES:

2009 to present L. K. ENGINEERING, Brno, Czech Republic,
Advanced Structural analyst - Stress, thermal, dynamic and fatigue analyses of the nuclear power plant primary components. Thermal transient, fatigue calculation of the pressure vessel components.

2007 – 2009 Brno University of technology, Faculty of Mechanical engineering, CZ
Member of Research Team - Heat Transfer and Fluid Flow Laboratory support (simulations of heat transfer by using finite element method, simulations of cooling after heat treatment, cooling optimization respect on final deformation, oxide scale behavior modeling).
Education Support – Kinematics, Dynamics

2006 - 2007 SPX APV, Brno, Czech Republic,
Mechanical designer -Draftsman, 3D modeling.

EDUCATION:

2007 to 2011	Brno University of technology, Faculty of Mechanical engineering, Czech Republic Ph.D. studies, Applied Mechanics Specialization: Applied Science in Engineering Emphasis: Optimization of Modal Damping of Blades in High Pressure Stages of Steam Turbine. State doctoral examination: February 2009
2002 to 2007	Brno University of technology, Faculty of Mechanical engineering, Czech Republic Degree in Applied Mechanics, M.Sc. equivalent Specialization: Mechanics of solids Emphasis: Analysis of Dynamic Behavior of High Pressure Stage of Steam Turbine State examination: Dynamics, Limit states and reliability, Strength and Elasticity

SKILLS:

Language:	Czech (native), English
Computers:	Operating Systems: Windows, MS-DOS, Linux Software: ANSYS, Matlab, MathCAD, AutoCAD, CATIA, Pro/ENGINEER, SolidWorks, MS Office

REFERENCES: Available upon request.

10 ABSTRACT

Steam turbine rotor is a very complex assembly, typically consists of several rotor rows. Due to design limitations and increasing demands on the efficiency of the steam turbines, it is practically impossible to avoid all of the resonance states. The significant vibrations can occur, for example, during passing resonance state in the turbine start up or run out. In the worst case the turbine operates close to the resonance state. This leads to the significant oscillation of the bladed disk, and may results in the blade (or blade to disk joints) high cycle fatigue. These parts are highly loaded components, especially due to the centrifugal forces, and any cracks are unacceptable. Therefore it is absolutely necessary to damp vibration by using, for example, passive damping elements.

The damping element which is analyzed in this thesis is a strap with an isosceles trapezoidal cross section, placed in the circumferential dovetail groove in the blade segmental shrouding. The sliding between the contact surfaces leads to the dissipation of energy. It causes decreasing of undesirable vibrations. The main aim is to design the optimal dimensions of the strap cross-section with a view to the most effective vibration damping for a particular turbine operating state. Analyzed bladed disk has 54 blades, coupled in 18 packets by segmental shrouding. The damping element is paced in the circumferential dovetail groove created in the shrouding. This type of damping element is suitable especially for damping vibrations in the axial direction by shapes with the nodal diameters. The modal properties of the bladed disk are influenced by the sliding distance. Since the frictional force depends on centrifugal force acting on the damping element and on the angle of the side walls of the strap and groove and damping element mass, the sliding distance depends on the damping element dimensions. During the optimization process the best possible size of middle width, height and angle of damping element cross-section are searched.

Numerical simulation in time domain is very time-consuming, especially for systems containing nonlinearities. Thus the simplified model is created first. The main requirement imposed on this model is to have as small number of degrees of freedom as possible, so the time needed to perform the simulation is reduced to a minimum. This model is used for test calculations and optimization. The model is created in the ANSYS environment. The results are verified experimentally. Experiment also shows other interesting results that confirm the damping element influence on the modal characteristics. The gained knowledge is used to optimize the dimensions of the damping element in the model of the bladed disk.