

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA APLIKOVANÝCH VĚD

# DISERTAČNÍ PRÁCE

2018

Ing. Zdeněk Kubín

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
Fakulta aplikovaných věd  
Katedra kybernetiky

Metodika kalibrace v úloze bezkontaktního  
monitorování oběžných lopatek parních turbín

disertační práce  
k získání akademického titulu doktor  
v oboru Aplikovaná Kybernetika

Vypracoval: Ing. Zdeněk Kubín

Datum: 28.8.2018

Školitel: Doc. Ing. Eduard Janeček, CSc.

---

Plzeň 2018

UNIVERSITY OF WEST BOHEMIA IN PILSEN

Faculty of Applied Sciences

Faculty of Cybernetics

Calibration methodology of non-contact monitoring of  
steam turbine rotating blades

A dissertation  
submitted for the degree of Doctor of Philosophy in Applied  
Cybernetics

Autor: Ing. Zdeněk Kubín

Date: 28.8.2018

Principal Advisor: Doc. Ing. Eduard Janeček, CSc.

---

Plzeň 2018

## Čestné prohlášení

Předkládám k posouzení a k obhajobě tuto disertační práci zpracovanou na závěr doktorského studia na Fakultě aplikovaných věd Západočeské univerzity v Plzni.

Čestně prohlašuji, že jsem tuto disertační práci vypracoval samostatně a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce. Zároveň čestně prohlašuji, že jsem při vypracování této práce zachoval postupy ve vědecké práci obvyklé.

.....

Podpis

## Poděkování

Děkuji školiteli Eduardovi Janečkovi a zejména Jindřichu Liškovi za vedení a podporu v průběhu doktorského studia. Paní Haně Zemčík za jazykovou korekturu a v neposlední řadě panu Tomáši Kroupovi za nestrannou recenzi závěrů.

V této souvislosti dále děkuji firmě „Doosan Škoda Power“, za poskytnutou podporu a také za to, že mi dovolila výsledky mé práce veřejně publikovat.

V neposlední řadě děkuji své rodině za veškerou podporu v průběhu celého mého dosavadního studia, zejména mojí manželce Hance.

## Abstrakt

Disertační práce se zabývá problematikou měření oběžných lopatek parních turbín pomocí metody zvané Blade Tip-Timing. Tento typ měření se stále víc dostává do popředí, protože trh s výrobou elektřiny se mění, vlivem používání obnovitelných zdrojů. V dnešní době musí parní turbíny plnit požadavky na vysokou účinnost a spolehlivost, stejně jako zvýšení počtu startů, nebo provozování v širokém provozním rozsahu, které zahrnují provoz v nízkých zatíženích, kde lopatky parních turbín kmitají a to je z pohledu jejich životnosti nežádoucí. Nejčastěji se používá metodika Blade Tip-Timing, která nabízí řešení, jak lopatky dlouhodobě sledovat a turbíny bezpečně provozovat.

Výrobci parních turbín se snaží vyhovět požadavkům trhu a vyvíjejí nové typy lopatek, které svojí konstrukcí lépe snášejí nepříznivé provozní stavy. Tyto nové typy lopatek jsou většinou vybaveny zámkem na špičce lopatky takzvanou bandáží, která značně komplikuje měření metodikou Blade Tip-Timing. Proto se tato práce věnuje kalibraci Blade Tip-Timing pro bandážované lopatky. Součástí kalibrace celého řetězce byly kalibrace snímačů (eddy-current i optických), numerické výpočty magnetického pole kolem snímačů i numerické výpočty rozložení mechanického napětí v listu lopatky. Tlumení lopatkových materiálů stejně jako vývoj buzení rotujících lopatek byl, nedílnou součástí celého procesu končícího identifikací kmitání lopatek v parní turbíně.

Během kalibrace celého měřicího řetězce Blade Tip-Timing, se ukázalo jako stěžejní, kalibrovat polohu čidla vůči bandáži. Jak bude dále ukázáno, tato poloha zásadně ovlivňuje přepočtení měřené výchylky na napětí v listu a tedy celkovou přesnost měření. Bude ukázáno, že špatná volba polohy snímače může vést k naprostému selhání měření celého měření.

Na konci této práce bude uvedeno měření na dvou reálných turbínách. Bude ukázáno využití kalibrace Blade Tip-Timing a dalších podpůrných měření k identifikaci flutteru na turbíně 1000 MW a optimalizaci procesu najíždění elektrárny 135 MW z pohledu vibrací lopatek.

Klíčová slova:

Blade Tip-Timing, měření vibrací, kmitání oběžných lopatek, aliasing efekt, parní turbína

## Abstract

Blade Tip-Timing measurement becomes more and more valuable because power generation market is changing to the peak-load market. Today steam turbines have to full-fill high efficiency and reliability demand as well as increasing of number of cycles or operating in wide operational range, which includes windage or low load operation. The higher level of blade vibration is more common for windage and other non-nominal regimes. Blade Tip-Timing measurement offers solution for long term monitoring and safety operation.

The new last stage steam turbine blades have been developed with state of the art design features. The last stage moving blades are designed with integral shroud which complicate the Blade Tip-Timing measurement. Unfortunately, the measurement of shrouded blades is much more complicated and the sensor to blade calibration has to be performed.

The Blade Tip-Timing measurement and sensor calibration is described in the thesis. The detection of shroud edges and its angle seems to be important in terms of calibration between tip deflections to high air foil stress identification. The real results from 1000 MW steam turbine operation and the operational process optimization of 135 MW in wide operational range will be presented.

Keywords: Blade Tip-Timing, sensors, calibration, steam turbine, aliasing, vibration limits

## Obsah

Poděkování.....	5
Abstrakt .....	6
Abstract .....	7
Seznam nejčastěji používaných zkratk .....	10
1 Úvod.....	10
1.1 Parní turbíny a dynamika olopatkovaných kol .....	11
1.2 Hlavní principy BTT .....	15
1.2.1 Hlavní princip BTT – sledování časových diferencí.....	15
1.3 Snímače pro BTT.....	18
2 Současný stav, motivace .....	20
3 Použité metody.....	23
3.1 Teoretický úvod do problematiky tlumení a jeho identifikace .....	23
3.1.1 Časová metoda určení poměrného útlumu .....	24
3.1.2 Frekvenční metoda určení poměrného útlumu .....	25
3.2 Použití metody nejmenších čtverců pro podvzorkované signály .....	26
3.2.1 Aliasing efekt a hledání správné frekvence.....	26
3.2.2 Předpoklady použití metody nejmenších čtverců.....	27
3.2.3 Metoda nejmenších čtverců pro neekvidistantně rozmístěné senzory .....	32
4 Porovnání optických, eddy-current snímačů a dalších snímačů používaných pro BTT ...	35
4.1 Numerická simulace eddy-current snímačů .....	35
4.1.1 Popis numerického modelu eddy-current snímače.....	36
4.1.2 Okrajové podmínky elektrického modelu .....	36
4.1.3 Vyhodnocení numerických simulací .....	37
4.2 Měření za rotace a porovnání naměřených a vypočtených signálů .....	40
4.2.1 Shrnutí měření bandážovaných lopatek a použitých senzorů .....	44
5 Kalibrace měření Blade Tip-Timing ve smyslu měření namáhání na listu.....	48
5.1 Geometrická úloha přepočtu výchylek změřených metodou BTT na skutečné kmity lopatky .....	48
5.2 Měření pomocí tenzometrů a BTT .....	51
6 Aplikace výše zmíněných metod a kalibrací na data z reálného provozu během měření vibrací lopatek parních turbín .....	54
6.1 Identifikace uninstalled flutteru oběžných lopatek na základě určení tlumení.....	54
6.1.1 Poměrný útlum nosníků pro nízké amplitudy mechanického namáhání.....	55



6.1.2	Poměrné útlumy pro vysoké hodnoty mechanického namáhání .....	56
6.1.3	Identifikace poměrného útlumu lopatek za rotace .....	59
6.1.4	Elektromagnetické rozmítané buzení .....	61
6.1.5	Identifikace poměrného útlumu pro vázané lopatky s frikčními členy .....	64
6.1.6	Vliv uzlových průměrů na tlumení pro lopatky s V bandáží .....	66
6.1.7	Souhrn pro identifikaci tlumení.....	67
6.2	Identifikace flutteru u lopatek L-1 s využitím informací o poměrném útlumu .....	68
6.2.1	CFD analýza možných nestabilit (citace z článku [11]).....	70
6.3	Měření 42" lopatky ve ventilačním provozu .....	74
6.3.1	Úvod .....	74
6.3.2	Stanovení limitů vibrací .....	75
6.3.3	Měření vibrací na elektrárně .....	77
6.3.4	Výstupy měření .....	80
7	Závěr .....	85
8	Literatura .....	88
9	Seznam vlastních publikací.....	90

## Seznam nejčastěji používaných zkratek

<i>BTT</i>	Blade Tip Timing
<i>DFFT</i>	Diskrétní rychlá Fourierova transformace
<i>MNČ</i>	Metoda nejmenších čtverců
<i>MKP</i>	Metoda konečných prvků
<i>VT</i>	Vysokotlaký díl parní turbíny
<i>ST</i>	Středotlaký díl parní turbíny
<i>NT</i>	Nízkotlaký díl parní turbíny
<i>LSB</i>	Poslední oběžná lopatka (z anglického last stage blade)
<i>ND</i>	Uzlový průměr (z anglického nodal diameter)
<i>RPM</i>	Rychlost otáčení (z anglického revolution per minute)

## 1 Úvod

Cílem této disertační práce je vytvořit metodiku postavenou na měření Blade Tip-Timing (BTT). Tato metodika by měla zahrnovat principiální volbu snímačů, kalibraci celého BTT a použití BTT pro identifikaci nebezpečných stavů z pohledu vibrací oběžných lopatek. V neposlední řadě by měl zahrnout i optimalizaci najíždění celé parní turbíny na základě přesného měření vibrací lopatek a korelací s hlavními parametry způsobujícími vibrace lopatek.

Tato práce v oboru kybernetika zahrnuje více oborů, zejména vstupy z mechaniky. Zahrnuje mechaniku olopatkovaných disků, mechaniku proudění, elektromechaniku, kalibraci a měření a následné zpracování signálu včetně využití metody nejmenších čtverců (MNČ) pro podvzorkované signály. Práce je postavena na komplexní metodice pro práci s podvzorkovanými daty, která byla změřena pomocí BTT. Podvzorkované signály tvoří nejzásadnější překážku pro jednoznačné přímé určení vibrací lopatek.

Bude ukázáno, že kalibrace celého systému BTT je klíčem k přesnému vyhodnocení a přepočtu výchylky špičky lopatky na poškozující napětí v kritickém místě. V současné době systémy nebývají kalibrovány, proto bývá aplikován bezpečnostní faktor poškození o hodnotě 2-3 (zahrnující převážně nepřesnosti měření). Tato práce si klade za cíl, snížit tento bezpečnostní faktor (přesnou kalibrací) a tím dovolit nasadit lopatky do extrémnějších podmínek. A to tak, že přesná znalost amplitud kmitání lopatek, přepočet těchto amplitud na poškození lopatek v kritických místech a měření v celém operačním režimu lopatky stanoví přesnou míru poškození každé lopatky.

Závěr práce jednoznačně určí, jakou cestu použít pro jednotlivé případy měření a vyhodnocení, dále shrne jejich klady a zápory. Používané přístupy jsou naznačeny na následujícím schématu, kde je barevně vyznačena nově navržená metoda.

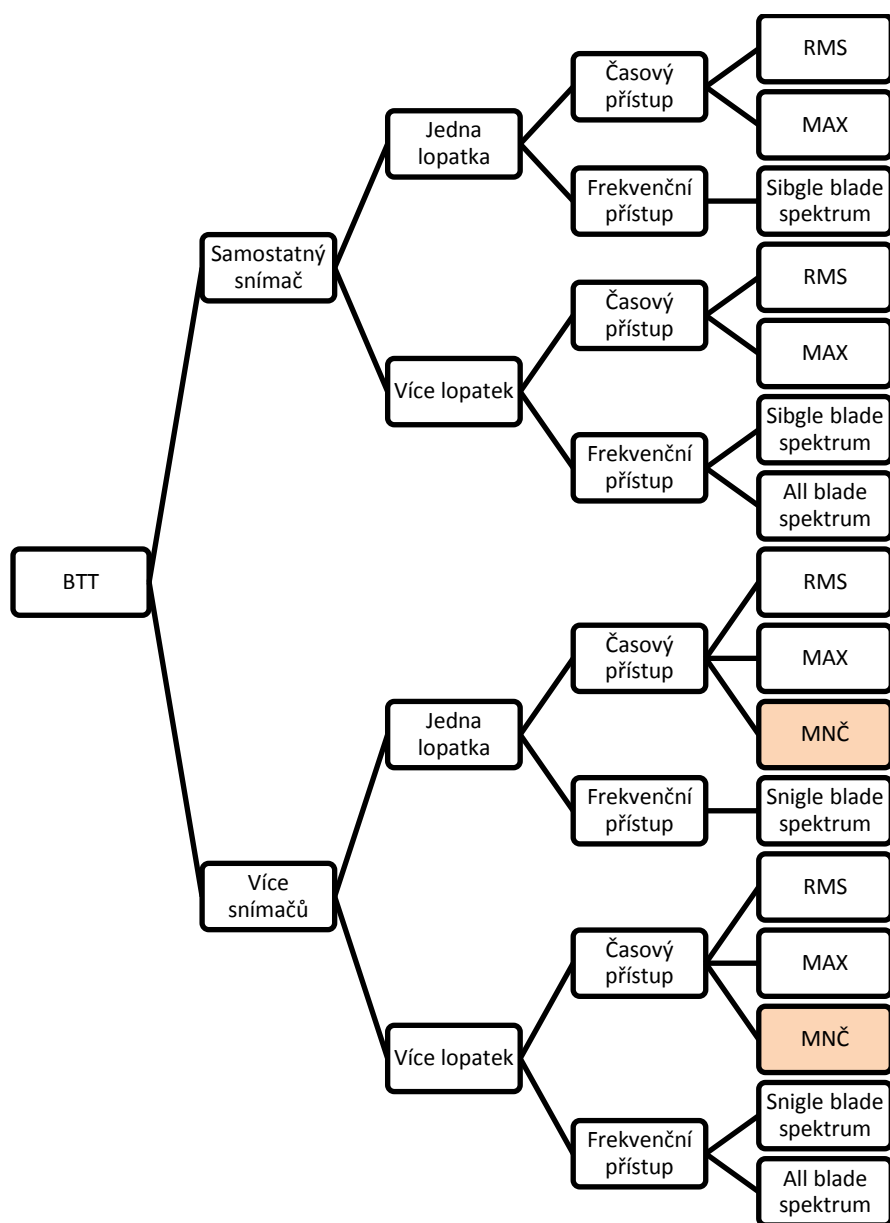


Schéma 1 - Metody vhodné pro BTT zpracování dat

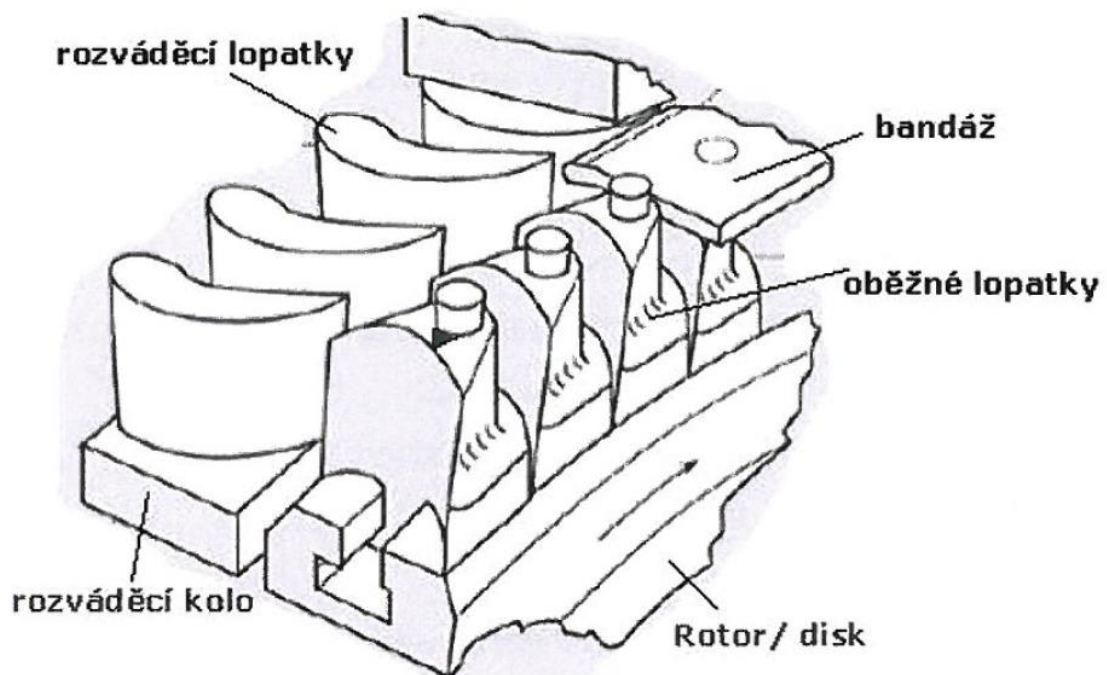
Než budou vysvětleny pojmy požívané v terminologii tip-timingu, jakými jsou „single blade spektrum“ nebo „all blade spektrum“, budou pro přehlednost uvedeny základní vlastnosti dynamiky olopatkovaných disků. Dále bude představen koncept měření BTT, kde bude vysvětlen aliasing efekt, který je nedílnou součástí měření BTT. V poslední podkapitole tohoto úvodu budou představena čidla, která se standardně používají pro měření časů průchodů lopatek.

### 1.1 Parní turbíny a dynamika olopatkovaných kol

Parní turbína primárně slouží k výrobě elektrické energie či pohonu velkých čerpadel. Jedná se o stroj, který převádí energii páry na rotační pohyb a ten roztáčí el. generátor či jiná zařízení (např. vodní čerpadla – tzv. turbonapaječky). Pod pojmem turbína se většinou rozumí turbosoustrojí. Obzvláště u velkých výkonů bývá turbína složena z několika malých turbín, tzv. dílů. Bývají to vysokotlaké díly (VT), středotlaké díly (ST) a nízkotlaké díly (NT) a jejich

kombinace. Není výjimkou, že je turbína složena např. z jednoho VT dílu a dvou NT dílů. Tato práce se převážně věnuje NT dílům parních turbín, i když závěry lze snadno převést na jakýkoli jiný díl turbíny.

Na turbínách se běžně měří stovky veličin - statické teploty a tlaky, dále také elektrické veličiny sloužící k regulaci turbín. Všechny nové turbíny jsou standardně vybaveny systémem monitorování vibrací. Tyto systémy sledují absolutní vibrace ložisek a relativní vibrace rotoru. U ložisek se sleduje rychlost vibrací [mm/s], u rotoru jsou to výchylky [ $\mu\text{m}$ ]. Meze relativních a absolutních vibrací jsou dány normami ČSN dle velikosti jednotlivých turbosoustrojí. V posledních letech čím dál více přichází do popředí měření vibrací lopatek. Tato skutečnost je způsobena tím, že výrobci jsou nuceni ke zvyšování účinnosti a snižování nákladů. To má za následek neustálé prodlužování a zeštíhlování lopatek, se kterým souvisí snižování vlastních frekvencí a tím i vyšší náchylnost ke kmitání. Současně se zvyšováním zatěžování jednotlivých stupňů, ze kterého vyplývá vyšší budící síla od průtočného množství páry. Tyto a další parametry (např. zvyšování vstupní teploty média) mají za následek, že čím dál častěji pozorujeme nežádoucí jevy, na které jsme v minulosti byli zvyklí pouze u vysoce zatěžovaných proudových motorů či u křídel letadel. Jedná se např. o tzv. flutter, neboli dynamickou interakci lopatek s médiem.



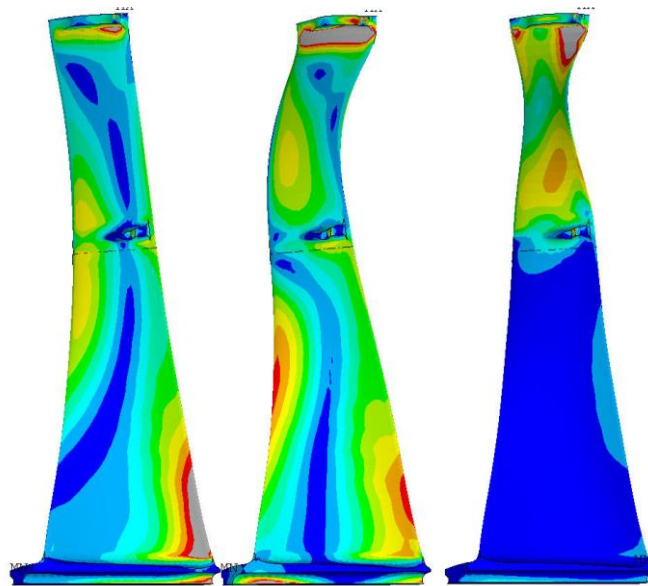
Obrázek 1 - Řez turbínou, popis struktury rozváděcí / oběžná lopatka. Obrázek převzat z [1]

Lopatky můžeme rozdělit do několika skupin, podle toho, jsou-li volné nebo vázané, je-li vazba kontinuální nebo dělená, či zda jsou lopatky svazkované do větších celků. Jednotlivé prvky struktury rozváděcí / oběžná lopatka lze vidět na obrázku 1.

Z konečně prvkového modelu můžeme lopatku chápat jako soustavu hmot ( $\mathbf{M}$  – matice hmotnosti), pružin ( $\mathbf{K}$  – matice tuhosti) a tlumičů ( $\mathbf{B}$  – matice tlumení). Takovou soustavu můžeme obecně popsat maticovou diferenciální rovnicí n-tého řádu

$$\mathbf{M}\ddot{x} + \mathbf{B}\dot{x} + \mathbf{K}x = f(t). \quad (1.1)$$

Pro  $f(t) = 0$  je homogenní řešení této rovnice  $x(t) = \mathbf{V}e^{\mathbf{A}t}$ , kde matice  $\mathbf{A}$  je diagonální matice vlastních čísel (vlastních frekvencí) a  $\mathbf{V}$  je matice vlastních vektorů (vlastních tvarů). Obecně každé homogenní řešení nazýváme tvarem. Tvary dělíme na ohybové, torzní, ohybo-torzní a vyšší tvary, které již nelze jednoduše slovně popsat. Následující obrázek 2 ukazuje první tři tvary dané lopatky a rozložení namáhání podél listu. První zleva je první ohybový tvar. Uprostřed druhý ohybový tvar (dva zlomy ohybu) a poslední zobrazená lopatka ilustruje torzní tvar kmitání. Barvy na obrázku značí velikosti namáhání, modrá barva značí nízkou úroveň namáhání a naopak červená vysokou úroveň namáhání. Tyto výsledky byly spočítány v programu *Ansys* pro poslední oběžnou lopatku nízkotlakého stupně.



Obrázek 2 - Základní tvary kmitání lopatek – výpočet FEM *Ansys* *worbench*

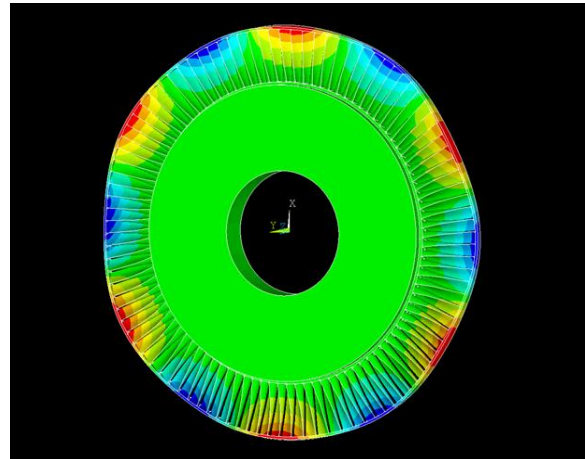
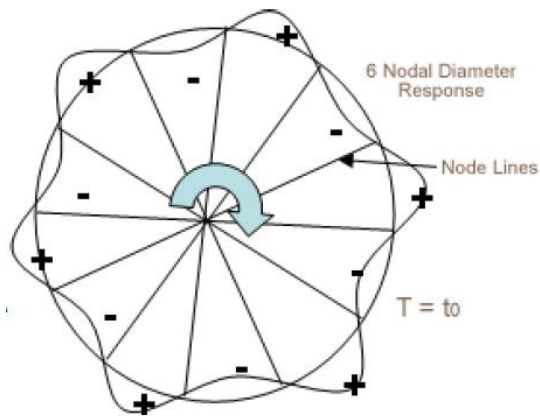
Výše popsaný případ by platil pouze pro samotné lopatky. Reálně je na jednom disku více lopatek a proto také kmitání musíme vnímat ne jako kmitání lopatek, ale jako kmitání celého disku. K vlastním frekvencím a vlastním tvarům lopatek se ještě přidá tvar kmitání disku.

Kmitání disků rozdělujeme na stojaté vlnění - na disku se vytvářejí uzly a kmitny, které v čase nemění svoji polohu vůči disku. Pro toto vlnění je typické, že některé lopatky vůbec nekmitají, jiné naopak kmitají s maximální amplitudou. Všechny lopatky kmitají na stejné frekvenci. K tomuto kmitání dochází například při modální analýze za klidu, kdy je kolo buzeno impulzně v jednom bodě.

Dále existují vlny běžící - na disku se vytvářejí uzly a kmitny, které v čase mění svoji polohu vzhledem k disku. Tedy platí, že všechny lopatky kmitají stejnou frekvencí a stejnou amplitudou, ale s jinou fází kmitu. Právě změna fáze kmitu mezi lopatkami vytváří dojem běžící vlny. Tato vlna má v daném čase svoje uzly a kmitny. Počet uzlů respektive počet

kmiten dělený dvěma udává počet tzv. uzlových průměrů (ND – nodal diameter) viz. obrázek 3. Pro rotačně periodické struktury je zásadní rozdělovat kmitání podle frekvencí a uzlových průměrů. Toto rozdělení pro dané otáčky se standardně nazývá SAFE diagram a jedná se o jednoznačný popis lopatkového kola.

Posledním případem jsou vlny fixní, které jsou speciálním případem běžících vln. Pod pojmem fixní vlna myslíme vlnu běžící, která se ale pozorovateli mimo rotující kolo zdá v prostoru stojící. K tomuto ději dochází, pokud je frekvence kmitání lopatek shodná s frekvencí celistvého násobku otáčení kola.



Obrázek 3 - Uzlové průměry na rotačně periodické soustavě (obrázek vlevo – schematické znázornění uzlových průměrů (manuál HoodTech [32]); obrázek vpravo – výpočet pomocí programu Ansys)

Jak již bylo řečeno, máme lopatky volné a vázané, nejčastěji bandážované. Spojení lopatek se provádí zejména ke zvýšení tuhosti celého disku, naladění lopatek a v neposlední řadě také pro přidání konstrukčního tlumení. Vazby podél listu mohou být tvořeny buď vázacím drátem, nebo konstrukčním elementem zvaným angl. tieboss, snubber či midspan. Vzdálenost elementů od paty listu lopatky určuje naladění lopatky, jsou nejčastěji používány pro dlouhé poslední lopatky NT dílů.

Druhým spojovacím elementem bývá bandáž. Tento konstrukční prvek je umístěn na špičce lopatky a po smontování celého kola tvoří jakýsi vnější prsten. Bandáží je nepřeberné množství v závislosti na výrobci a lopatce. Bandáže bychom mohli rozdělit podle způsobu jejich funkce a to na bandáže integrální, bandáže pro předkroucené lopatky a bandáže zamykající se odstředivou silou.

Z hlediska měření představují bandáže další aspekt, se kterým je potřeba počítat. Bandáže výrazně ovlivňují chování lopatek, obzvláště z pohledu provozu při různých otáčkách rotoru. Také vnáší do systému přídavné tření, které často způsobuje nelineární chování lopatek. Z pohledu bezkontaktního měření představují bandáže problém se sledováním hrany, která určuje průchod lopatky pod snímačem a dále problém větší přesnosti měření, jelikož lopatkám s bandáží více kmitá list a ne samotná bandáž lopatky. Z pohledu kybernetiky můžeme bandážované lopatky zařadit do skupiny  $t$ -variantních (systémy jsou spíše amplitudově a frekvenčně závislé:  $S(M, B(A, \omega), K(A, \omega))$ ) po částech lineárních systémů, v případě vyšších amplitud a třecích vazeb dokonce do nelineárních disipativních systémů.

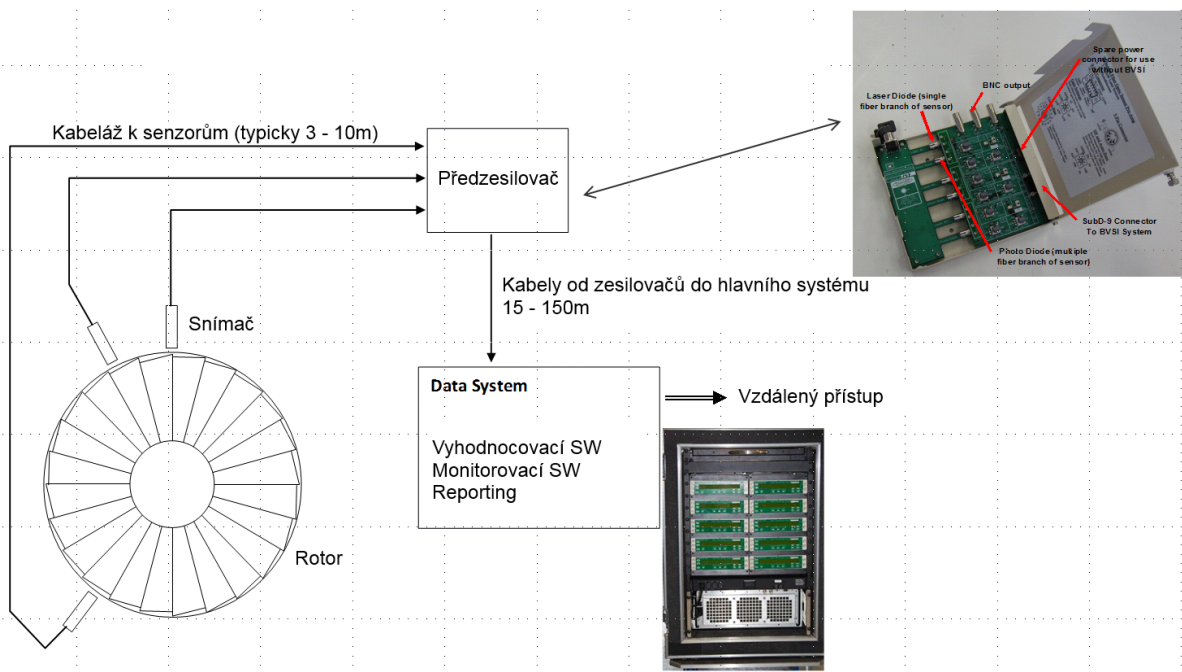


## 1.2 Hlavní principy BTT

V této podkapitole bude uvedena historie a hlavní principy BTT. Následně budou představeny druhy vibrací a přístup k jejich měření za pomoci BTT systému.

Blade Tip-Timing (BTT), neboli metoda bezkontaktního měření vibrací lopatek má řadu výhod oproti tradičnímu kontaktnímu měření vibrací lopatek pomocí tenzometrů – monitoruje každou lopatku, systém má dlouhou životnost a mechanicky neovlivňuje chování lopatek. Existuje několik ekvivalentních názvů systému kromě BTT- „NSMS – Non-Intrusive Stress Measurement System“, „ATA - Arrival Time Analysis“, „BVM – Blade Vibration Monitoring“, „BSSM – Berührungslose Schaufel Schwingungsmessung“.

Technologie BTT začala být vyvíjena v 80. letech 20. století výrobcí leteckých proudových motorů původně jako náhrada tenzometrů (kontaktního měření). Časem se systém rozšířil na spalovací turbíny a následně pak i na parní turbíny. Hlavním kritériem rozšiřitelnosti systému byly snímače, které zprvu nebyly schopny pracovat ve vysokých teplotách a v parním prostředí. Systémy jsou v současnosti používány hlavně ve vývoji turbostrojů a při troubleshootingu, především při vyhodnocování vysokocyklové únavy lopatek. V posledních několika letech se metoda BTT etablovala pro dlouhodobé monitorování životnosti zařízení.



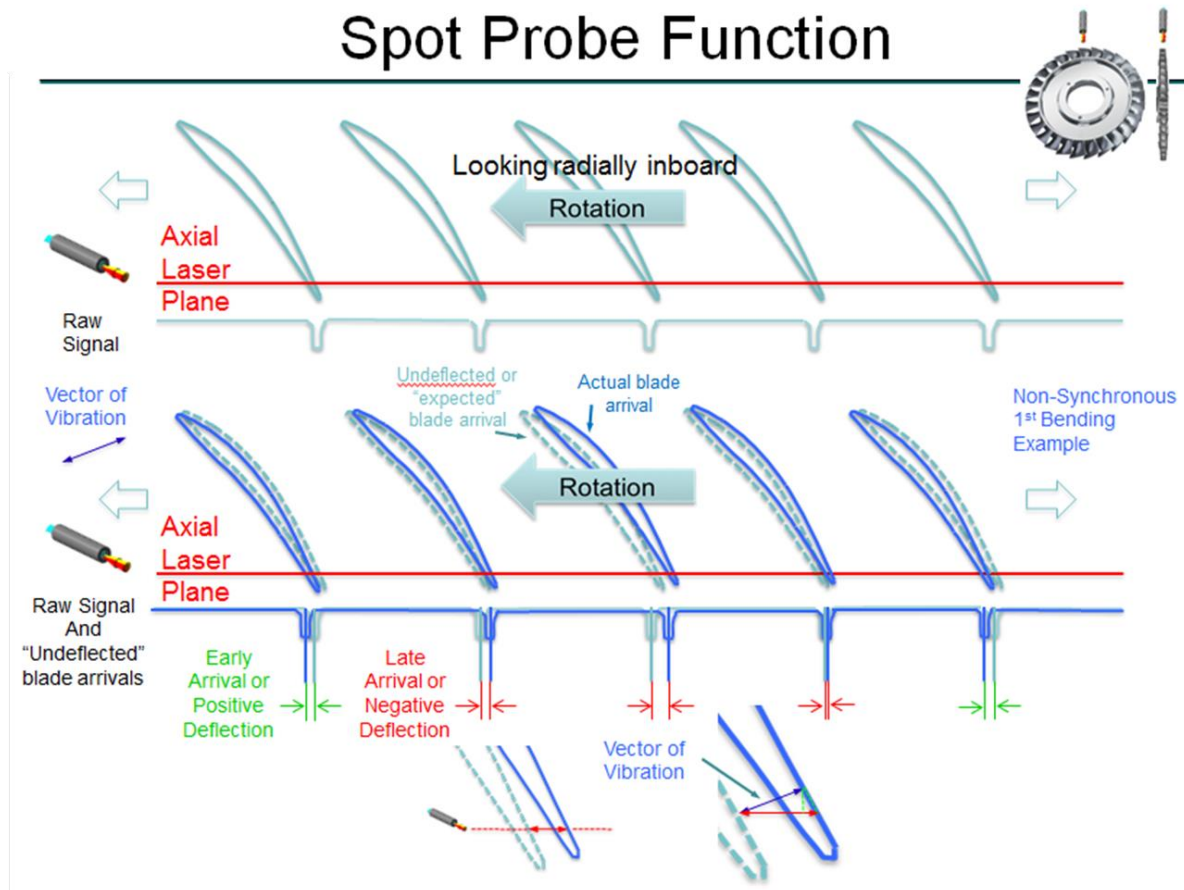
Obrázek 4 - Schéma měření s TT systémy

Systémy BTT můžeme rozdělit na ty základní, které měří pouze Tip-Timing, neboli pouze průchody lopatek pod senzory a měří čas průchodu jednotlivých lopatek. Nebo na systémy rozšířené o tzv. Tip-Clearance, které měří vůli mezi lopatkou a senzorem, případně vibrace samotné rotorové soustavy. Oba druhy systémů lze popsat pomocí schématu viz. obrázek 4.

### 1.2.1 Hlavní princip BTT – sledování časových diferencí

Hlavním principem BTT je měření časové diference mezi skutečným a očekávaným průchodem lopatky pod senzorem. Pokud by lopatka měla nulovou výchylku byl by

očekávaný a reálný čas průchodu shodný, tedy časová diference by byla rovna nule. Nenulové vibrace způsobují, že lopatka má i nenulovou výchylku. Kmitá tedy kolem své ustálené polohy a to má za následek měření časové diference mezi skutečným a očekávaným průchodem lopatky kolem snímače. Tento fakt dobře ilustruje následující obrázek 5.



Obrázek 5 - Princip BTT založený na času průchodu lopatky pod snímačem (převzato z [33] )

Důsledky takto měřených vibrací jsou následující: Pozorujeme-li jednu lopatku, je vzorkovací frekvence rovna frekvenci otáčení stroje. Tím dostáváme podvzorkované signály, protože vlastní frekvence lopatek bývají často vyšší než druhá spíše třetí harmonická složka otáčkové frekvence. Tuto skutečnost nazýváme aliasing efektem, který je nedílnou součástí tip timingu. Pokud uděláme DFFT takového signálu, mluvíme o tzv. „single blade spektru“ s maximální frekvencí  $f_{rot}/2$ .

Pozorujeme-li celé olopatkované kolo, je vzorkovací frekvence rovna počtu oběžných lopatek vynásobeného otáčkovou frekvencí. Tohoto faktu můžeme využít při identifikaci uzlových průměrů za předpokladu známého buzení a vlastních frekvencí, což je dosti tvrdý předpoklad. Poznamenejme, že s využitím pokročilých metod lze z těchto předpokladů slevit. Pokud bychom udělali DFFT signálu ze všech lopatek, mluvíme o tzv. „all blade spektru“.

Další dělení ve frekvenční oblasti je na synchronní a asynchronní frekvence. Synchronními frekvencemi rozumíme ty, které se nacházejí na celých násobcích otáčkové frekvence a asynchronní jsou ty ostatní.



Jelikož snímače BTT systému jsou umístěny ve statoru turbíny a lopatky se pod nimi otáčejí, je zapotřebí uvažovat s transformacemi mezi rotující a statickou částí. Správná transformace souřadnicových systémů je pro BTT měření nedílná a zásadní. Přístupy pro bandážované a volné lopatky se také lehce liší, zejména z pohledu identifikace uzlových průměrů. Pro bandážované lopatky je potřeba pracovat s uzlovými průměry daleko pečlivěji.

### 1.2.1.1 Souřadnicový systém lopatka/snímač - odvození rovnice buzení pro kmitání disku

Základem pro analýzu asynchronní frekvence a all blade spektra je fakt, že pozorovaná frekvence je odlišná od skutečné frekvence kmitání lopatek. Stručně řečeno, pozorovaná frekvence je součtem frekvence kmitání lopatek a  $N$  násobku otáčkové frekvence, kde  $N$  je počet uzlových průměrů tvaru kmitu příslušícího dané frekvenci kmitání. To je způsobeno tím, že vlivem rotace se fázové zpoždění, které je dáno tvarem kmitu s určitým uzlovým průměrem, promítá do pozorované frekvence. Tato skutečnost se dá lehce odvodit:

Předpoklady:

- Každá lopatka kmitá vlastní frekvencí  $\varpi_n$  (tato frekvence je stejná pro všechny lopatky v jednom disku).
- Uzlové průměry jsou vyjádřeny změnou fáze mezi jednotlivými lopatkami, která je mezi lopatkami pro daný ND konstantní.
- Jedná se o ustálené kmitání.
- Frekvence otáčení disku nemá vliv na samotné rezonanční kmitání ani na počet uzlových průměrů.

Rovnice:

$$y_m(t) = A \cdot \sin(\omega_n \cdot t + \varphi_n) \quad (1.2)$$

$$y_m(t + \Delta t) = A \cdot \sin(\omega_n \cdot (t + \Delta t) + \varphi_n + \Delta\varphi) \quad (1.3)$$

$$y_m(t + \Delta t) = A \cdot \sin\left(\omega_n \cdot (t + \Delta t) + \varphi_n + \frac{2 \cdot \pi \cdot ND}{L} \cdot n(t)\right) \quad (1.4)$$

$$y_m(t + \Delta t) = A \cdot \sin\left(\omega_n \cdot (t + \Delta t) + \varphi_n + \frac{2 \cdot \pi \cdot ND}{L} \cdot \frac{L}{2 \cdot \pi} \cdot \omega_o \cdot \Delta t\right) \quad (1.5)$$

$$y_m(t + \Delta t) = A \cdot \sin(\omega_n \cdot t + \omega_n \cdot \Delta t + \varphi_n + ND \cdot \omega_o \cdot \Delta t) \quad (1.6)$$

$$y_m(t + \Delta t) = A \cdot \sin((\omega_n + ND \cdot \omega_o) \cdot \Delta t + \varphi_n + \omega_n \cdot t) \quad (1.7)$$

$$y_m(t + \Delta t) = A \cdot \sin((\omega_n + ND \cdot \omega_o) \cdot \Delta t + \bar{\varphi}) \quad (1.8)$$

$$\omega_{ext} = \omega_n + ND \cdot \omega_o \quad (1.9)$$

kde  $y_m(t)$  je časový průběh vibrací lopatek pod senzorem  $m$  vyjádřený harmonickou funkcí sinus s amplitudou  $A$  a úhlem  $\varphi_n$ .  $L$  je celkový počet lopatek a  $\omega_0$  je úhlová frekvence otáčení rotoru.  $\Delta\varphi$  je pootočení rotoru za čas  $\Delta t$ .

Vztah 1.9 je důležitý jak z pohledu identifikace frekvencí v all blade spektru, tak při buzení lopatek např. elektromagnetickým rozmítáním. V druhém případě je třeba mít na paměti, že budící frekvence se nerovná vlastní frekvenci lopatek, nýbrž musí být přepočtena přes daný vzorec.

### 1.2.1.2 Souřadnicový systém olopatkované kolo/snímač

Tvar špičky lopatky, případně bandáže, značně ovlivňuje výsledky měření. Úhel náběžné či sestupné hrany, která je měřena při průchodu lopatky pod snímačem hraje významnou roli při pozorovatelnosti jednotlivých tvarů kmitání lopatek a ještě větší roli při určení skutečné amplitudy kmitání. Tato problematika bude podrobně řešena v kapitole 5.1 Geometrická úloha přepočtu výchylek změřených metodou BTT na skutečné kmity lopatky.

## 1.3 Snímače pro BTT

Základními prvky pro měření BTT jsou snímače, k nim příslušné zesilovače, následně přenos signálů od senzoru do měřicí ústředny a dále samotná měřicí ústředna. Snímačům je třeba věnovat velkou pozornost, jelikož ne každý snímač je vhodný pro měření v parní turbíně. Také je třeba vzít v úvahu chyby, které vznikají při měření konkrétním snímačem.

V současné době existuje celá řada snímačů schopných měřit vibrace. Pro využití v oblasti BTT lze však využít jen některé z nich. Na druhu snímače závisí celý další triggerovací algoritmus i vyhodnocení změřených signálů. (viz. kapitola 4 Porovnání optických, eddy-current snímačů a dalších snímačů používaných pro BTT).

Hlavní dělení snímačů je na bodové a přímkové. Uvedené dělení zohledňuje konstrukci detektoru snímače. Mezi bodové senzory patří optické senzory a mezi přímkové senzory např. eddy-current snímače. Oba druhy snímačů nabízejí své výhody, ovšem nesou s sebou i jisté nevýhody. Bodové snímače jsou obecně přesnější, ale při jejich použití musíme vzít v úvahu přesnost výroby lopatky, zejména přesnost výroby hran. Rozdílné opracování hrany bandáže může vést v tomto případě k fatálním neodstranitelným chybám při měření. Přímkové senzory na druhou stranu nejsou tak citlivé a potřebují delší hranu, která je orientována rovnoběžně s detektorem uvnitř snímače.

V úloze BTT jsou používány nejčastěji tyto principy snímání:

- Kapacitní
  - Citlivý na nečistoty prostředí
  - Omezená životnost
  - Nevhodný z pohledu
    - Strmosti náběhu
    - Šumu
    - Časového rozlišení
  - Použitelný pro vysoké teploty

- Magentický – pasivní Eddy-Current
  - Robustní v znečištěném prostředí
  - Jednoduché zesílení signálu
  - Citlivý na zbytkovou magnetizaci lopatek
  - Různá úroveň signálu v závislosti na otáčkách
- Mikrovlonný
  - Vhodný pro velké lopatky
  - Velký průměr
  - Nízká korozní ochrana
- Optický - small size
  - Snadno změřitelný pro danou hranu
  - Nejlepší poměr signál/šum
  - Použitelný do vysokých teplot (700°C)
  - Citlivý na posuv
  - Citlivý na nečistoty či kapičky v páře

V parních turbinách lze využít jen některé snímače, např. kapacitní snímače používající keramiku jako izolátor jsou ve vodní páře dlouhodobě neprovozovatelné. Navíc mokrá pára ovlivňuje přesnost měření (změnu kapacity).

Na principu snímání, tedy na použitém senzoru, je následně závislá celá řada parametrů. Jedná se zejména o: instalační vzdálenost snímače a lopatky tzv. gap; dynamiku snímače; detail lopatky, který je snímač schopen rozlišit. Následující tabulka 1 shrnuje nejdůležitější vlastnosti jednotlivých typů snímačů. Poznamenejme jen, že ideální vlastnosti jsou – nekonečně rychlý snímač, který snímá co nejmenší detail (stále ten samý) a tento snímač může být umístěn v libovolné vzdálenosti od lopatky.

Tabulka 1 - Přehled používaných snímačů a jejich vlastnosti, tabulka použita z [34]

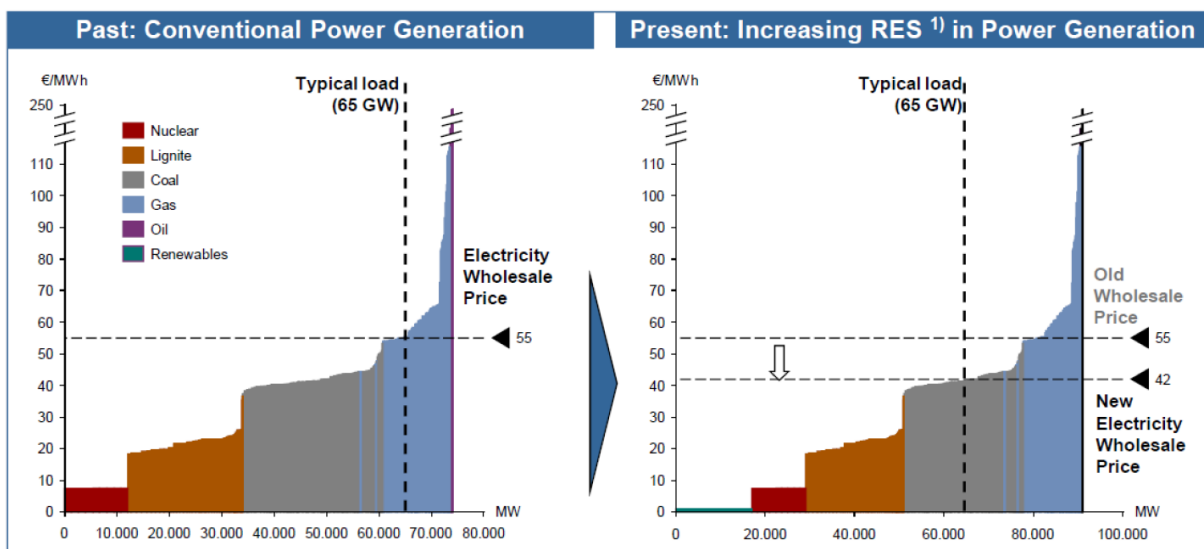
Senzor	Max. měřicí vzdálenost [mm]	Odezva	Průměr snímané oblasti [mm]
optický - laserový (s čočkou)	25	0.01μs	0.2-0.4
optický (bez čočky)	10	0.01 μs	2-4
elektromagnetický	5	20 μs	10-30
vířivé proudy	5	10 μs	10-30
kapacitní	2	3 μs	10-30
<b>Požadavky pro lopatky parních turbín</b>	<b>10-15</b>	<b>0.1-0.01 μs</b>	<b>0.5-1</b>

Vzhledem k robustnosti a použitelnosti pro parní turbíny se tato práce dál bude věnovat pouze pasivním eddy-current snímačům a optickým snímačům (optické snímače budou využity pouze v případě testů ve vakuu bez přítomnosti páry). Podrobnější rozbor snímačů lze najít např. v [6][20][27].

## 2 Současný stav, motivace

Mechanika olopatkovaných kol a metodika BTT byla předmětem minulé kapitoly. Tato kapitola popíše výchozí stav a motivaci k provádění kalibrací systému BTT a jeho masivnějšímu používání.

Před začátkem vzniku této práce byly systémy BTT určeny pouze pro volné lopatky. Měření bandážovaných lopatek bylo vesměs možné, ale důvěra v naměřená data byla velice malá. Spíše se jednalo o komparativní informaci – „lopatky kmitají více než minule“. Nicméně vlivem zapojování nových typů elektráren a obnovitelných zdrojů (solární, větrné, geotermální, ...) dochází k velké diverzifikaci zdrojů přenosové sítě (viz. obrázek 6 [35]). V přenosové síti lze také najít různé druhy velkých spotřebičů, které jsou více méně náhodně zapojovány. Tyto prvky kladou vysoké nároky na regulaci sítě. Aby byla přenosová síť stabilní, musí být tyto výkyvy (náhlý poryv větru, sluneční svit, zapojení nebo výpadek velkého spotřebiče) kompenzován příslušnými zdroji. Mezi tyto zdroje patří zejména tepelné a paroplynové cykly, kde můžeme najít parní turbíny. Regulací sítě dochází k provozu parních turbín v nenávrhových stavech (změna operačního režimu jako důsledek zapojení obnovitelných zdrojů) a komponenty takto provozovaných strojů značně trpí. Z pohledu lopatek parních turbín patří mezi nepříznivé provozování například časté odstavování, tím dochází k čerpání nízko-cyklové únavy, nebo delší provoz s nízkým průtokem (čerpání vysoko-cyklové únavy). Motivace této práce je zejména zabývat se kmitáním lopatek při těchto nenávrhových stavech, jako je nízké zatížení poslední lopatky nízkotlakého dílu (NT), střední zatížení předposledních lopatek NT a v neposlední řadě extrémní zatížení předposledních a posledních lopatek.



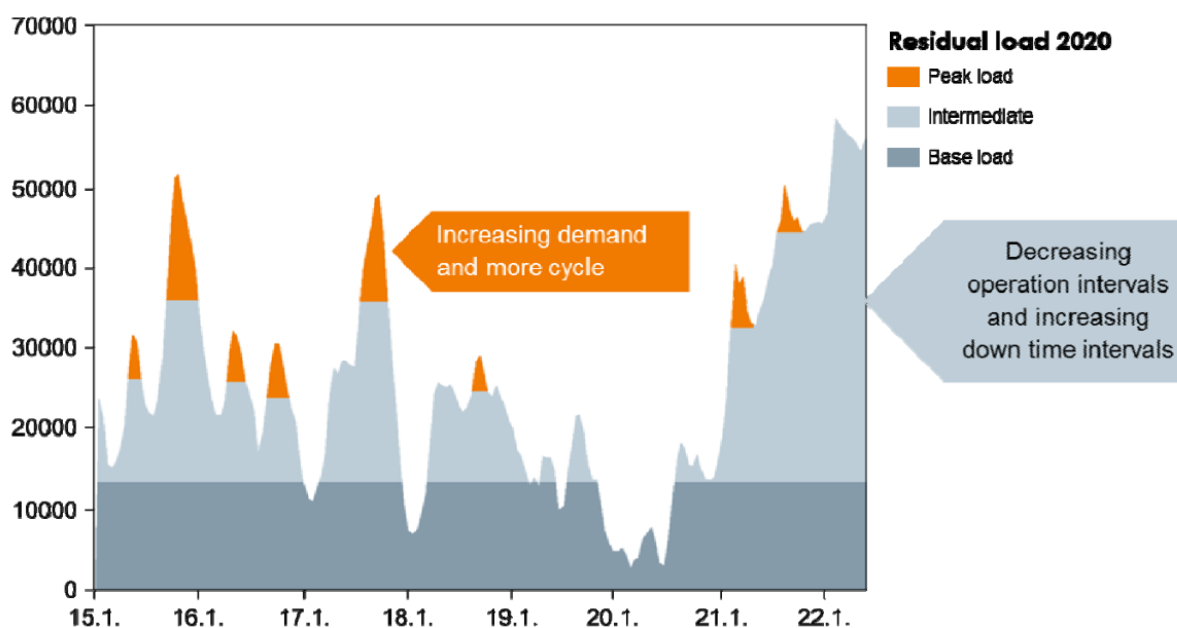
Obrázek 6 - Změna struktury výroby elektrické energie a potažmo trhu v západní Evropě (2016) [35]

Obrázky 6 a 7 dokumentují současný trend vývoje turbíny a operačních stavů, potažmo zatížení parních a plynových turbín v západní Evropě. Z těchto grafů vyplývají požadavky na konstrukci turbín.

- Více startů
- Více změn v zatížení

- Vyšší hmotnostní průtoky koncovou lopatkou (zvýšená hustota výkonu stroje MW / tunu oceli)
- Nízké „parkovací“ zatížení a vysoké špičkové zatížení
- Vysoký podíl částečných provozů
- Zvýšené protitlaky vlivem menších kondenzačních cyklů
- Dlouhodobý provoz na natáčedle a krátkodobá konzervace
- Zvýšený rozsah frekvence sítě (z 48.5 – 51.5 Hz na 47.5 – 52 Hz)

Pokud hlouběji analyzujeme obrázky 6 a 7, zjistíme, že zapojování obnovitelných zdrojů způsobuje nedostatek financí na trhu pro výstavbu paroplynových cyklů, ale také se snižují odpracované hodiny strojů. Tento pokles je způsoben rozkolísáním sítě, které je způsobeno spotřebiči, ale dnes i počasím (solární a větrné elektrárny). Není ani tak problém nedostatek energie jako její přebytek. Přebytek energie hraje hlavní roli pro parní a plynové elektrárny, které se musí v takové situaci provozovat mimo návrhové parametry. Pro tyto stavy je typické např. provoz posledních lopatek ve ventilaci, bypassové režimy, zvýšená eroze, atd.. Během těchto stavů, zejména poslední, lopatky parních turbín zvýšeně kmitají (bude ukázáno v kapitolách 6.2 a 6.3).



Obrázek 7 - Predikce zatížení přenosové soustavy v roce 2020 [36]

Z pohledu spolehlivosti provozu bloku elektrárny je potřeba zajistit co možná nejméně poruchový chod turbíny. Jedním z hlavních ukazatelů klidného a bezporuchového chodu turbíny jsou amplitudy vibrací. Vibrace neboli kmitání způsobuje při vyšších amplitudách čerpání životnosti materiálu, která posléze vede k jeho porušení a celkové poruše stroje, či dokonce havárii. Ekonomické aspekty jakékoli havárie elektrárny jsou nezanedbatelné. Cena poškozených komponent bývá z pohledu odstavení bloku a absence výroby potřebné energie minimální. Vrátime-li se zpět k lopatkám parních turbín, jejich porušení znamená odstavení elektrárny v řádech několika týdnů až měsíců. Proto monitorovat lopatky v předem vytipovaných elektrárnách, kde hrozí provoz lopatek v nestacionárních stavech, se dnes stává

běžnou praxí. Aby výrobci zabránili havárii, většina lopatek se vyrábí s bandážemi, proto i vývoj systémů BTT směřuje tímto směrem.

Vývojem musela projít celková metodika použití BTT systému, vyhodnocovacích metod a to vše s důrazem na sledování zvýšených vibrací bandážovaných lopatek způsobených nestacionárním aerodynamickým buzením. Nesynchronní aerodynamické buzení je těžko predikovatelné, mnohdy širokopásmové a proto je těžké se mu vyhnout naladěním vlastních frekvencí lopatek. Např. budící frekvence u tzv. „rotating stall“ známého hlavně z kompresorů závisí na počtu tzv. „cells“ (kvadrantů), jejich vzájemné rychlosti, rychlosti otáčení turbíny, atd. Tato problematika je velice komplexní a v současné době ještě ne zcela dořešena a je motivací pro další výzkum v oblasti měření nestacionarit viz. články [28][29][30][31].

Důraz na vývoj nových metod v této práci byl kladen na měření vibrací posledních lopatek na různých elektrárnách v případech, kdy docházelo k nestacionárnímu aerodynamickému buzení – ventilace, flutter. Dále byl kladen důraz na následné zpracování naměřených dat, na kterém je demonstrováno, jak danou nestacionaritu identifikovat.

Následující kapitoly popíší samotné chování lopatek, výpočty prováděné na modelech lopatek, které reprezentují predikci chování lopatek za provozu, ale také kalibraci, měření a vyhodnocení. Postupně budou prezentovány metodiky pro výběr vhodných snímačů, využívaných pokročilých algoritmů a interpretace výsledků. Abychom mohli v kapitole 4 začít pracovat se signály a v dalších kapitolách je ještě více rozebrat, uvedeme v následující kapitole stávající, i nově vyvinuté či upravené identifikační metody.

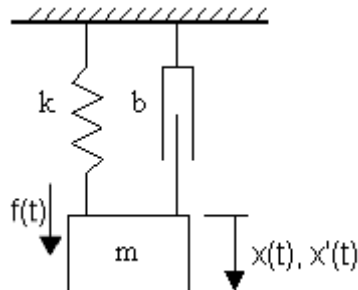
### 3 Použité metody

#### 3.1 Teoretický úvod do problematiky tlumení a jeho identifikace

Fenomén tlumení je velmi složitý problém. Tlumení obvykle zahrnuje materiálové tlumení, konstrukční tlumení, aerodynamické tlumení, tření a další fyzikální jevy. Aby byly odhaleny všechny aspekty skutečného tlumení lopatek, bude postupováno krok za krokem. V této kapitole bude představena jak metoda frekvenční, tak metoda časová, jakožto základní metody pro identifikaci tlumení. Následující podkapitoly kapitoly 6.1 budou zaměřeny na identifikaci tlumení materiálů lopatek při použití uvedených metod. Výsledky měření a identifikace budou uvedeny v kapitole 6.1 Identifikace unstalled flutteru oběžných lopatek.

Pro stanovení tlumení lze použít dva základní přístupy, v časové nebo frekvenční oblasti. Oba přístupy mají své výhody i nevýhody. Obecně lze říci, že metody identifikace jsou voleny s ohledem na budící signál a rychlost změny systémových parametrů. Časové metody by měly být použity, pokud je systém lineární a t-variantní. Na druhou stranu je vhodnější identifikovat tlumení z frekvenční charakteristiky u lineárních t-invariantních systémů.

V této práci bude použit pro popis tlumení lineární t-invariantní systém. Lopatka či nosník mohou být matematicky popsány jako jednoduchý mechanický systém (oscilátor) viz. obrázek 8 - hmotnost na pružině s tlumičem. Takovýto t-invariantní systém může být modelován systémem druhého řádu popsaným diferenciální rovnicí



Obrázek 8- Jedno hmotový oscilátor

$$\frac{d^2 x(t)}{dt^2} + 2\xi\Omega \frac{dx(t)}{dt} + \Omega^2 x(t) = \Omega^2 f(t), \xi \in (0,1), \quad (3.1)$$

kde  $x(t)$  je okamžitá výchylka nosníku oscilující na jeho přirozené frekvenci  $\Omega_\xi = \Omega\sqrt{1 - \xi^2}$ ,

$\Omega$  je netlumená vlastní frekvence a  $\xi$  je poměrný útlum.

Homogenní řešení diferenciální rovnice (3.1) má následující řešení

$$x(t) = e^{-\xi\Omega t} (A \cos \Omega_\xi t + B \sin \Omega_\xi t), \quad (3.2)$$

kde  $A$  a  $B$  jsou konstanty homogenního řešení.

Řešení (3.2) může být také zapsáno v následující formě

$$x(t) = Ce^{-\xi\Omega t} \cos(\Omega_\xi t - \varphi), \quad (3.3)$$

$$\text{kde } C = \sqrt{A^2 + B^2} \text{ a } \varphi = \operatorname{arctg} \frac{B}{A}.$$

### 3.1.1 Časová metoda určení poměrného útlumu

Tato metoda bude použita pro časový průběh impulzní funkce vybuzeného nosníku (viz. 6.1 Identifikace unstalled flutteru oběžných lopatek) protože přenosová funkce je generována Fourierovou nebo Laplaceovou transformací. Z přenosové funkce mohou být vyjádřeny mimo jiné vlastní frekvence a k nim příslušné tlumení. Z impulzní funkce bude pomocí Fourierovy transformace extrahována harmonická složka. Vlastní frekvence harmonické složky odpovídá vlastní frekvenci kmitání prvního vlastního tvaru nosníku.

Protože okamžitá výchylka bude měřena jako odezva na nenulovou počáteční podmínku:

$$x(0) = x_0 \neq 0, \quad \left. \frac{dx(t)}{dt} \right|_{t=0} = 0, \quad (3.4)$$

$$\text{platí } A = x_0, \quad B = \frac{x_0 \xi}{\sqrt{1 - \xi^2}} \text{ and } C = \frac{x_0}{\sqrt{1 - \xi^2}}, \quad \varphi = \operatorname{arctg} \frac{\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}.$$

Ovšem impulzní funkce oscilačního systému druhého řádu má následující podobu

$$h(t) = \frac{\Omega}{\sqrt{1 - \xi^2}} e^{-\xi\Omega t} \sin(\Omega_\xi t). \quad (3.5)$$

Z tohoto důvodu byly naměřené odezvy (3.3) upraveny tak, aby vyhovovaly reguli impulzní funkce (3.5) s výjimkou konstanty  $\frac{\Omega}{\sqrt{1 - \xi^2}}$  (konstanta  $C$  se nemění). Tyto změny jsou zřejmé z následujícího textu.

Uvažujme rovnici logaritmického dekrementu

$$\delta = \ln \frac{h(t)}{h(t + T_\xi)}, \quad (3.6)$$

kde  $T_\xi = \frac{2\pi}{\Omega_\xi}$  je perioda harmonické složky impulzní funkce

$$\delta = \xi\Omega T_\xi = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}. \quad (3.7)$$

Z rovnice (3.7) může být odvozeno



$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}}. \quad (3.8)$$

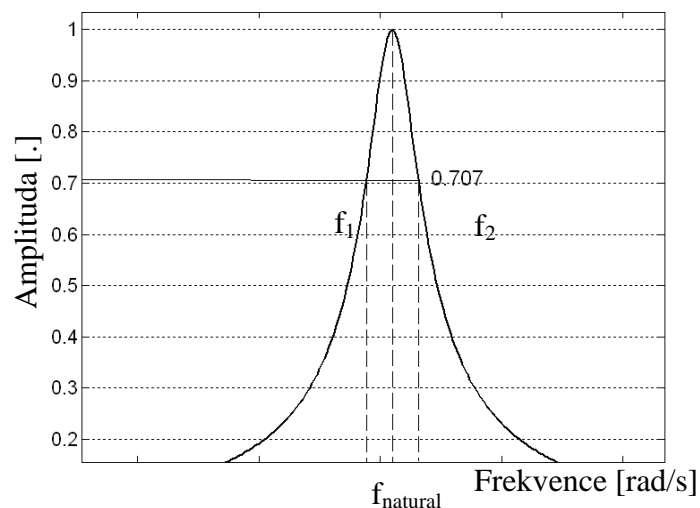
Rovnice (3.6) a (3.8) budou použity k určení poměrného útlumu u vybraných materiálů podle amplitudy kmitání nosníku a následně i napětí na patě nosníku. Logaritmický útlum a následně poměrné tlumení budou určeny pro všechny ( $t$ ) odpovídající všem lokálním maximům harmonických složek impulzní funkce (3.5).

### 3.1.2 Frekvenční metoda určení poměrného útlumu

Tlumení lze také vyhodnotit metodou „half-power band“ (HPB). V amplitudové charakteristice Fourierova obrazu přenosové funkce je pozorován pokles amplitudy o 3 dB (viz obrázek 9). Aby bylo možné odezvu kvalitně vyhodnotit s dostatečnou přesností, je důležité mít dostatečné rozlišení ve frekvenci. To bývá často problém, jelikož rozlišení ve frekvenci je dáno délkou časového signálu. Pro dobré rozlišení je zapotřebí alespoň deseti sekundové okno, ale signál odezní daleko dříve. Nabízené řešení je např. interpolace bodů amplitudově-frekvenční charakteristiky spline funkcí. Tato interpolace nezvyšuje přesnost měření, ale může pomoci při vyhodnocování poměrného útlumu, za podmínky je-li frekvenční odezva kolem rezonančního vrcholu významnou křivkou s nízkým šumem a nižší frekvenční rozlišovací schopností, než je potřeba. Pro stanovení poměrného útlumu lze využít rovnici využívající amplitudo-frekvenční charakteristiku

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{2 \cdot (f_{natural})}, \quad (3.9)$$

kde  $f_1$ , respektive  $f_2$  jsou frekvence na hodnotě 0,707 násobku amplitudy na vlastní frekvenci  $f_{natural}$ .



Obrázek 9 - Fourierův obraz přenosové funkce a identifikace poměrného útlumu

Amplitudo-frekvenční charakteristika může být získána z impulzní odezvy (3.5). Tato odezva je však obtížně měřitelná za rotace. Proto byl pro identifikaci tlumení použit postup s externím frekvenčním buzením, kde se získá amplitudo-frekvenční charakteristika pouze pro

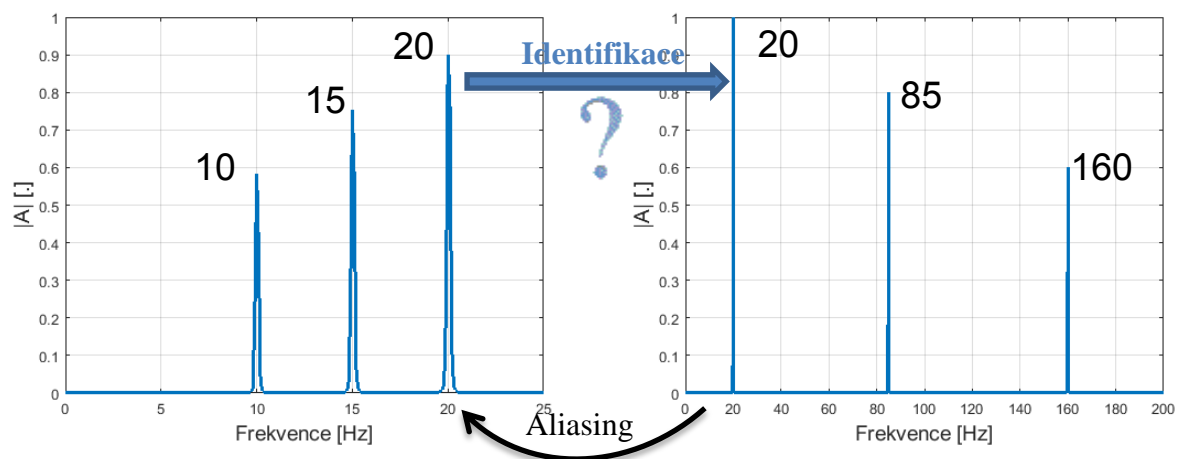
určitý kmitočtový rozsah. Jak bude uvedeno v dalších kapitolách, během testování za rotace byly vibrace lopatek snímány pomocí polovodičových tenzometrů a bylo prokázáno, že impulzní funkce, ani funkce spline neposkytují přesné výsledky. Hlavní příčinou je, že vibrace na lopatce či nosníku odezní během vteřiny, takže rozlišení frekvence je velmi nízké. Druhým faktorem je, že je vybudeno několik blízkých frekvencí najednou. Nejlepším způsobem je použít nějaký druh rozmítání (sweep, chirp). Pro získání dobrých výsledků bylo použito elektromagnetické buzení s rychlostí 1 Hz / 100 s. (viz. kapitola 6.1.3 Identifikace poměrného útlumu lopatek za rotace). Identifikace tlumení byla také prezentována v [2][3].

### 3.2 Použití metody nejmenších čtverců pro podvzorkované signály

Aby bylo možné zpracovávat podvzorkované signály viz. úvodní kapitola o základních principech BTT, bylo třeba vyvinout metodu, která bude schopna přesně určit amplitudy vibrací na daných frekvencích pro jednotlivé lopatky. K tomuto účelu byla zvolena metoda nejmenších čtverců (MŇČ), kterou jsem modifikoval tak, že vstupem je signál z několika nerovnoměrně rozmístěných senzorů. Stále tedy máme podvzorkovaný signál, ale také máme neekvidistantní vzorkování, takže metody typu FFT nelze použít. V následujících kapitolách bude přiblížen princip navržené metody, která bude následně aplikována na měření v reálných provozech a např. na identifikaci flutteru (viz. 6.2 Identifikace flutteru u lopatek L-1 s využitím informací o poměrném útlumu). Tato metoda byla prezentována v [4].

#### 3.2.1 Aliasing efekt a hledání správné frekvence

Jak již bylo zmíněno v kapitole 1 aliasing efekt je základní součástí tip timingu a je základním důvodem, proč je zpracování dat z BTT tak složité. Hlavním cílem je správně přiřadit frekvenční vrcholy z aliasing spektra na frekvence skutečné, kterými dané lopatky kmitají. Tento cíl je zobrazen na následujícím obrázku 10.

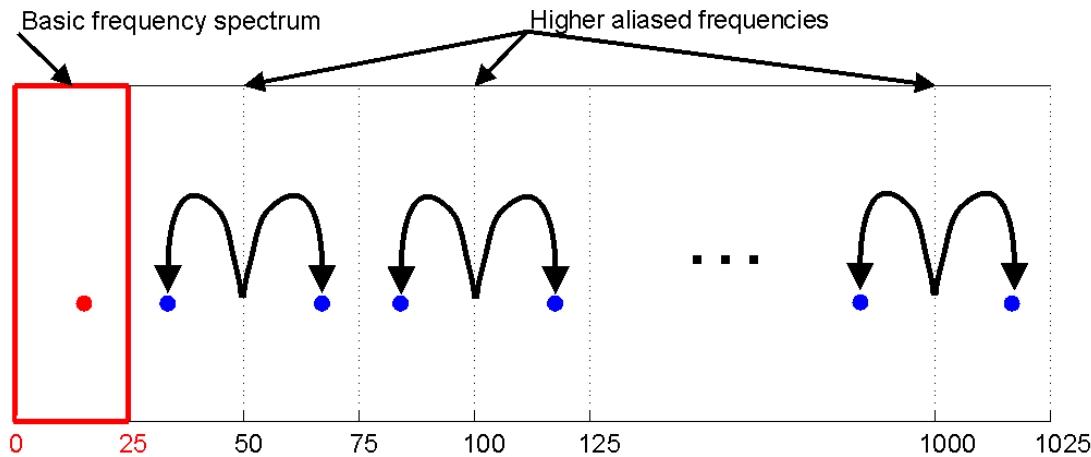


Obrázek 10 - Aliasing efekt v podání tip timingu – vlevo aliasované frekvence, vpravo skutečné frekvence kmitání

Tento aliasing efekt je popsán následující rovnicí, ve které vystupuje jak skutečná frekvence, tak frekvence rotace, která determinuje pásmo, kam se skutečná frekvence zrcadlí.

$$f_{alias} = |f_{true} - f_{rot} * round(f_{true}/f_{rot})|, \quad (3.10)$$

kde  $f_{true}$  je skutečná frekvence kmitání lopatek a  $f_{rot}$  je frekvence otáčení rotoru. Tuto rovnici můžeme graficky znázornit viz. obrázek 11. Je patrné, že se nejedná o prosté zobrazení, a tudíž k aliasované frekvenci existuje několik vzorů.



Obrázek 11 - Přechod od základní frekvence k vyšším frekvencím (hledání té nejpravděpodobnější skutečné frekvence) [4]

Abychom se s aliasing frekvencí vrátili zpět do skutečných frekvencí, může být použito několik metod. Rovnoměrné rozdělení velkého počtu snímačů, metodu nejmenších čtverců založenou na nerovnoměrném rozmístění snímačů, single blade spektrum společně s kvalitním MKP výpočtem, či all blade spektrum s korelační analýzou založenou na nerovnoměrném rozmístění snímačů. Další kapitola bude věnována pouze metodě nejmenších čtverců.

### 3.2.2 Předpoklady použití metody nejmenších čtverců

Hlavním předpokladem pro použití MNČ je počet snímačů a jejich nerovnoměrné rozložení po obvodu rozváděcího kola.

Pro asynchronní vibrace lopatek je klíčem určení uzlového průměru. Určení ND se provádí výpočtem fází mezi jednotlivými čidly. V tomto ohledu je každý uzlový průměr stejně pozorovatelný. Ale rozlišitelnost uzlových průměrů se může lišit pro různé konfigurace čidel. Následující podkapitoly popisují metodiku optimalizace rozlišitelnosti uzlových průměrů pro daný rotor.

Další důležité předpoklady použití MNČ:

1. všechny lopatky daného kola kmitají danou frekvencí a daným uzlovým průměrem,
2. jedná se o ustálený jev.

#### 3.2.2.1 Definice rozlišitelnosti jednotlivých uzlových průměrů

Asynchronní vibrace jsou v tomto případě chápány jako vibrace sdílené všemi lopatkami s deterministickým fázovým posunem od lopatky k lopatce. Složitější vibrační módy mohou být popsány jako lineární kombinace jedné nebo více těchto jednotlivých vibrací. Pozorované frekvenční kmitání z referenčního senzoru upevněného na statoru není stejná jako skutečná

kmitočtová frekvence (pozorovaná samotnou lopatkou, viz. rce. 3.10). Závisí na počtu uzlových průměrů (ND), skutečné frekvenci a rychlosti hřídele.

Počet uzlových průměrů lze mimo jiné vypočítat porovnáním fázového spektra mezi signály a úhlovou vzdáleností snímačů. Jinými slovy:

$$\Theta_{cross-spectrum} = ND * \Theta_{between\_sensors}, \quad (3.11)$$

kde  $\Theta_{cross-spectrum}$  je úhel získaný z krospekter a  $\Theta_{between\_sensors}$  je úhel mezi senzory.

Vzhledem k měření je fáze v rozsahu  $0 - 2\pi$ , pozorovaná fázová spektra mohou odpovídat několika uzlovým průměrům. Cílem je tedy navrhnout úhly mezi senzory tak, aby se snížila pravděpodobnost této záměny.

### 3.2.2.2 Ztrátová funkce

Aby bylo možné snadno vyhodnotit a rozlišit mezi uzlovými průměry, musí se stanovit vhodná metrika (ztrátová funkce - *Goodness*). Ztrátová funkce popisuje, jak dobře sada naměřených fází v kros-spektrech souhlasí s daným uzlovým průměrem. Ztrátová funkce by měla mít své maximum, když rozdíl mezi fází v kros-spektrech a ND násobku úhlu mezi senzory je roven nule. Tuto vlastnost má funkce kosinus. Ve funkci musí být zahrnuty případy, když se přidávají další senzory, i pak by ztrátová funkce měla poskytovat pouze jedno číslo. Za tím účelem se jednotlivé dílčí výsledky kosinové funkce pro každý pár senzorů vynásobí. Protože kosinus může nabývat negativních hodnot a pro násobením dvou negativních hodnot bychom mohli dostat kladné číslo, musíme tomu zabránit. Abychom tomu zabránili, přičteme 1 a vydělíme dvěma, takže výsledek je ohraničen hodnotami 0 a 1. Celá ztrátová funkce, je pak pro páry senzorů  $k$ , vyjádřena jako

$$Goodness(ND) = \prod_{i=1}^{i=k} (\cos(\Theta_{cross-spectrum_i} - ND \cdot \Theta_{betweensensors_i}) - 1) / 2, \quad (3.12)$$

### 3.2.2.3 Rozlišitelnost

Ztrátová funkce je vyčíslena pro různé uzlové průměry, obvykle pro interval  $\langle -n_{lopatek} / 2, n_{lopatek} / 2 \rangle$ . Rozlišitelnost je následně definována jako poměr maximální hodnoty ztrátové funkce ku druhé největší hodnotě nad různými uzlovými průměry. Je také možné normalizovat metriku rozlišitelnosti uvedeným vztahem

$$D_{norm} = 1 - \frac{1}{D}. \quad (3.13)$$

Tyto dvě metriky slouží vhodnému návrhu rozložení snímačů ve statoru ještě před tím, než bude zahájeno měření. Dále porovnávají kvalitu několika možných rozložení snímačů.

### 3.2.2.4 Typické rozložení snímačů a vliv počtu snímačů na přesnost identifikace

Nyní ukážeme, jak rozložení snímačů funguje v praxi a jaké jsou dopady jeho použití. V praxi často není možné dosáhnout ideálního rozložení snímačů. Překážkou bývají konstrukční aspekty daného rozváděcího kola, kam jsou snímače montovány. Proto se výše zmíněné

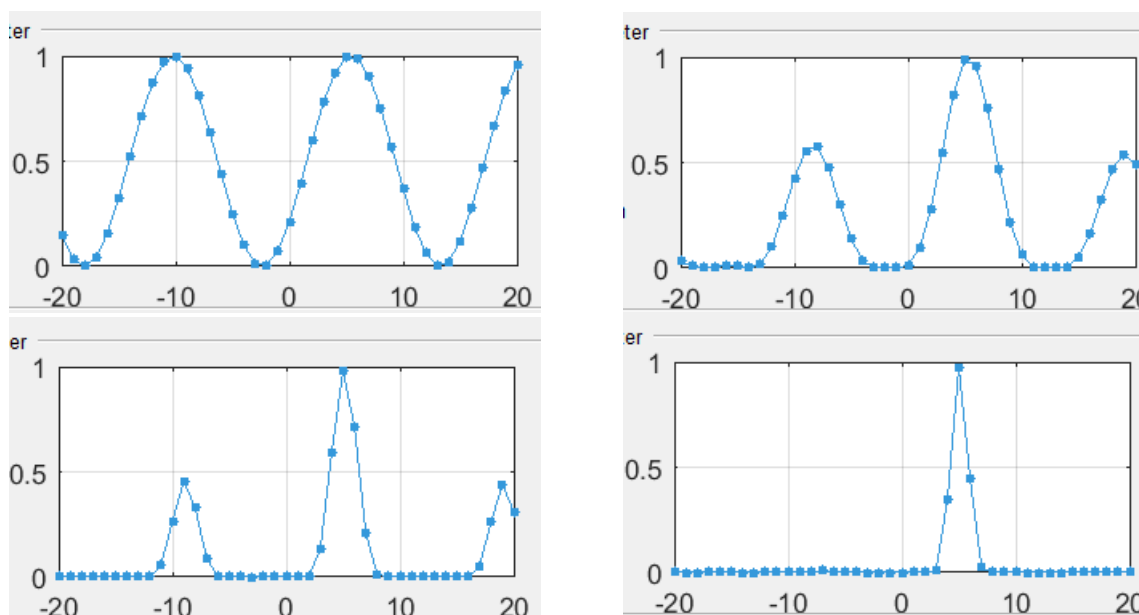
funkce modifikují o zakázané oblasti, kam není možné snímače umístit. Typické umístění do ¼ rozváděcího kola je v následující tabulce (

Tabulka 2 - Typické rozložení pěti snímačů do ¼ kola).

Tabulka 2 - Typické rozložení pěti snímačů do ¼ kola

	Snímač 1	Snímač 2	Snímač 3	Snímač 4	Snímač 5
Úhel	0°	23°	28°	51°	61°

Pro asynchronní vibrace pak identifikace probíhá následujícím způsobem. Pro jeden snímač je ztrátová funkce rovna jedné pro všechny uzlové průměry. Z následujícího obrázku 12 je patrné, jak se ztrátová funkce vyvíjí v čase, respektive s přidáváním jednotlivých senzorů. Je patrné, že v tomto případě, pro 3 senzory je uzlový průměr určen jednoznačně.



Obrázek 12 – Vývoj ztrátové funkce pro 2 až 5 snímačů (pro frekvenci odpovídající 5ND)

### 3.2.2.5 Minimální počet senzorů

Určení minimálního počtu senzorů je klíčovou otázkou všech výrobců BTT i koncových uživatelů. Jedná se především o komerční problém, kde na jedné straně stojí přesnost měření a na druhé, cena čidla a jeho instalace. Obrázek 12 ukazuje, že pro určení uzlového průměru a frekvence je zapotřebí alespoň 3 snímačů. Za určitých podmínek, je možné snímače redukovat na 2, případně na jeden. V následujících vztazích jsou odvozeny rovnice, které pomohou s identifikací a v závěru bude nastíněna metoda postupu s jedním snímačem.

Mějme tedy 2 snímače navzájem posunuté o úhel  $\Delta s_{1s_2}$

Pro snímač 1 platí

$$y_1(t) = A \cdot \sin(\omega_n \cdot t + \varphi_1), \quad (3.14)$$

$$y_2(t_2) = A \cdot \sin(\omega_n \cdot t_2 + \varphi_1 + \Delta\varphi), \quad (3.15)$$

$$y_n(t_n) = A \cdot \sin\left(\varpi_n \cdot t_2 + \varphi_1 + \frac{2\pi n}{L} \left(\frac{\varpi_n}{\varpi_o} + ND\right)\right). \quad (3.16)$$

Pro snímač 2 platí

$$y_1(t) = A \cdot \sin(\varpi_n \cdot (t + \Delta t) + \varphi_1), \quad (3.17)$$

$$y_2(t_2 + \Delta t) = A \cdot \sin(\varpi_n \cdot (t_2 + \Delta t) + \varphi_1 + \Delta\varphi), \quad (3.18)$$

$$y_n(t_n) = A \cdot \sin\left(\varpi_n \cdot t_2 + \frac{\varpi_n}{\varpi_o} \Delta_{s_1s_2} + \varphi_1 + \frac{2\pi n}{L} \left(\frac{\varpi_n}{\varpi_o} + ND\right)\right), \quad (3.19)$$

Z rovnic 3.17 a 3.19. lze jednoznačně odvodit následující vztah 3.20, který popisuje vývoj fáze mezi snímači, které jsou navzájem posunuté o úhel  $\Delta_{s_1s_2}$ . Z toho vztahu se dá určit vlastní frekvence kmitání  $\omega_n$ .

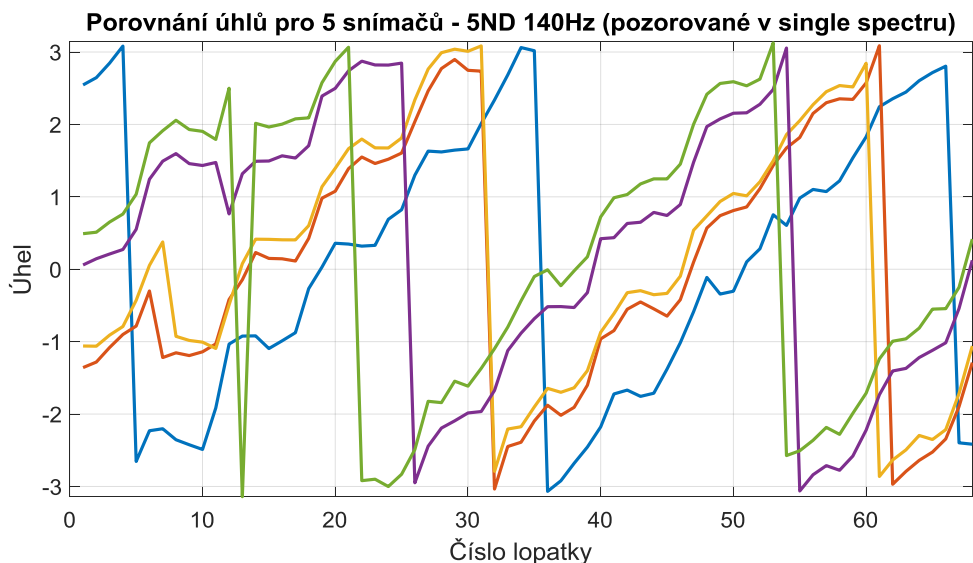
$$\frac{\omega_n \cdot \Delta_{s_1s_2}}{\omega_o} = \Delta\varphi_S, \quad (3.20)$$

Z rovnic 3.14 a 3.16 se dá následně odvodit vztah 3.21 pro vzájemnou fázi dvou lopatek kmitajících na stejné frekvenci stejným uzlovým průměrem, které jsou pozorované jedním snímačem.

$$\frac{2\pi n}{L} \cdot \left(\frac{\omega_n}{\omega_o} + ND\right) = \Delta\varphi_L. \quad (3.21)$$

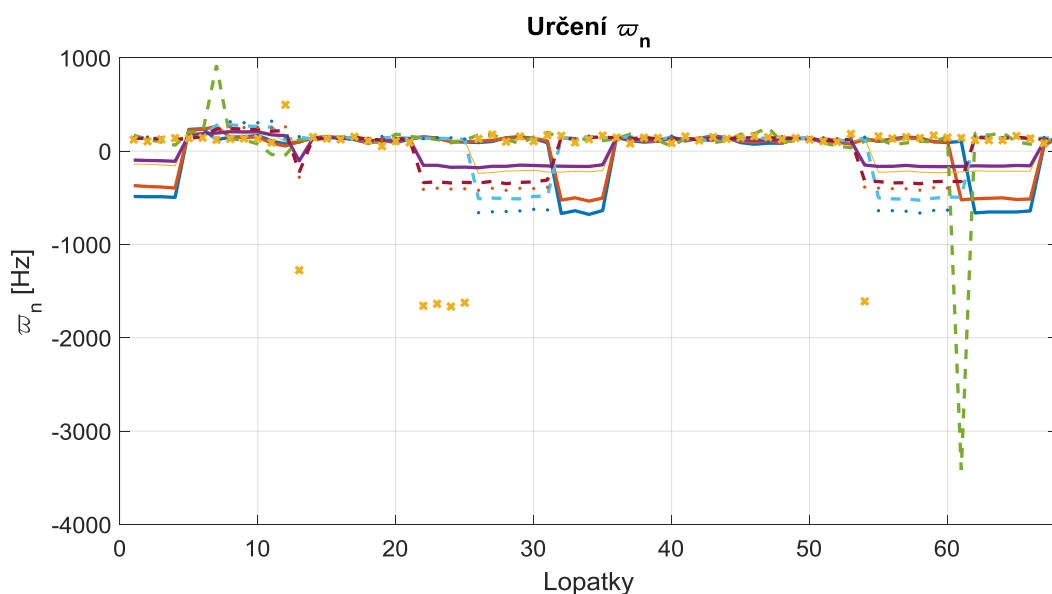
Na základě rovnic 3.20 a 3.21 by se dalo uvažovat o tom, že všechny informace lze určit na základě měření dvou snímačů. Rovnice 3.20 bude využita pro stanovení vlastní úhlové frekvence lopatek  $\omega_n$ , které bude následně použito v rovnici 3.21 a finálně bude určen uzlový průměr.

V praxi bohužel narážíme na dva zásadní problémy. Prvním je, že úhly  $\Delta\varphi_S$  a  $\Delta\varphi_L \in \langle 0|360 \rangle$ . Tudíž se opět nejedná o prosté zobrazení a řešení v mnohých případech není jednoznačné. Druhým problémem je odečtení samotné fáze z měření. Získaná fáze z měření je obecně více nepřesná, než získaná amplituda. Náchylnost Fourierovy transformace na chybu ve fázi je vyšší než v amplitudě. V praxi (Obrázek 13), na časově omezených datech, není dodržena podmínka periodicity a ortogonality, pro které je FFT resp. DFFT odvozena. Řešení tohoto problému (snížení chyby) nabízí právě metoda nejmenších čtverců popsaná v následující kapitole.



Obrázek 13 - Vyhodnocení úhlu z DFFT z reálného měření lopatek – 5 ND 137 Hz

Na obrázku 13 je vyobrazeno vyhodnocení fází pomocí DFFT (obrázek pro 5 ND, 137 Hz). Na základě numerických simulací byly očekávány lineární monotónně rostoucí křivky, kde mezi lopatkami je konstantní fázový posun a mezi snímači je také konstantní fázový posun odpovídající jejich poloze v rozváděcím kole. Na základě vzorce 3.20 lze určit  $\omega_n$  a dostaneme tento výsledek ve formě grafu



Obrázek 14 - Určení vlastní frekvence kmitání na základě fázového posunu v single spectru

Z obrázku 14 je zřejmé, že určení vlastní frekvence lopatek je silně ovlivněno šumem. Za předpokladu, že všechny lopatky kmitají na jedné frekvenci (počáteční určení ze single spektra), je možné přistoupit k výpočtu střední hodnoty frekvence, výsledkem je číslo 104 Hz, tedy hodnota výrazně odlišná od skutečné frekvence 137 Hz. Je tedy nezbytné, data dále filtrovat opakovanou aplikací jednoduchého statistického filtru. Určit střední hodnotu  $\mu$  a rozptyl  $\sigma$  a vyřadit všechna pozorování, která jsou mimo interval  $\langle \mu - \sigma | \mu + \sigma \rangle$ . Postup bude

opakován, dokud se dvě po sobě jdoucí  $\mu$  výrazně neliší. V tomto příkladu iterační algoritmus skončil v pátém kroku se střední hodnotou 136,7 Hz.

Pro úplnost dodejme, že BTT se dá za určitých podmínek provozovat pouze s jedním senzorem. Při dobré znalosti dynamiky olopatkovaného kola (předchozí měření a MKP model) se dá z all blade spectra, za použití vztahů 1.9 a 3.10, odhadnout vlastní frekvence a v single spektru amplituda dané lopatky. Pomocí vzorce 3.21 je následně možné ověřit, že  $\omega_n$  a ND jsou ve shodě.

### 3.2.3 Metoda nejmenších čtverců pro neekvidistantně rozmístěné senzory

Algoritmus metody nejmenších čtverců vychází z předpokladu, že vibrace lopatek, jsou harmonické signály, které se dají zapsat ve tvaru:

$$y(t) = \sum_{k=0}^{\infty} a_k \cos(k\omega t) + b_k \sin(k\omega t) \quad (3.22)$$

Pro výpočet metody nejmenších čtverců je použit následující vztah

$$X = (A^T A)^{-1} A^T Y, \quad E^T E \rightarrow \min, \quad E = Y - \hat{Y}$$

$$A = \begin{bmatrix} \cos(\omega_1 \cdot t_1) & \sin(\omega_1 \cdot t_1) & \dots \\ \vdots & \ddots & \ddots \\ \cos(\omega_M \cdot t_N) & \sin(\omega_M \cdot t_N) \end{bmatrix} \quad \downarrow t \quad (3.23)$$

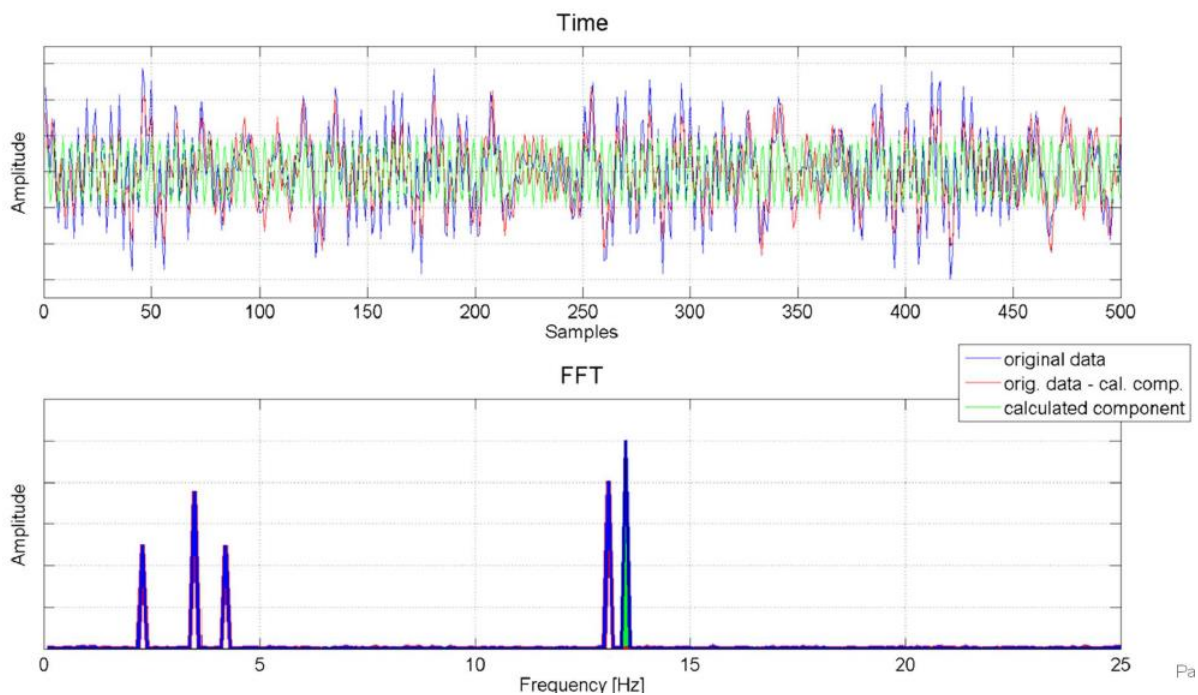
Metoda nejmenší čtverců je pouze jedním z numerických nástrojů celkové metody (postupu určení skutečné vybuzečné frekvence lopatky), která se sestává z následujících kroků.

1. Identifikace významné frekvence v single blade spektru
  - a. Výběr významného peaku (frekvence) vychází z výpočtu rozlišení v amplitudě BTT. Toto rozlišení se liší lopatka od lopatky a je dáno následujícím vztahem  $\Delta = \text{špičková obvodová rychlost lopatky} / \text{snímací vzorkovací frekvence}$ . Pokud je peak v single blade spektru menší než tato hodnota, nemá význam se s tímto peakem dále zabývat.
2. Výpočet alias frekvencí v pásmu 0 – 1000 Hz (viz. obrázek 11)
3. Použití metody nejmenších čtverců na všechny alias frekvence a identifikace amplitud a fází pro všechny lopatky na těchto frekvencích
4. Na základě reziduí z metody nejmenších čtverců provést výběr té nejlepší (viz. obrázek 16)
5. Na základě amplitud a fází všech lopatek určení uzlového průměru a identifikace bodu v SAFE diagramu

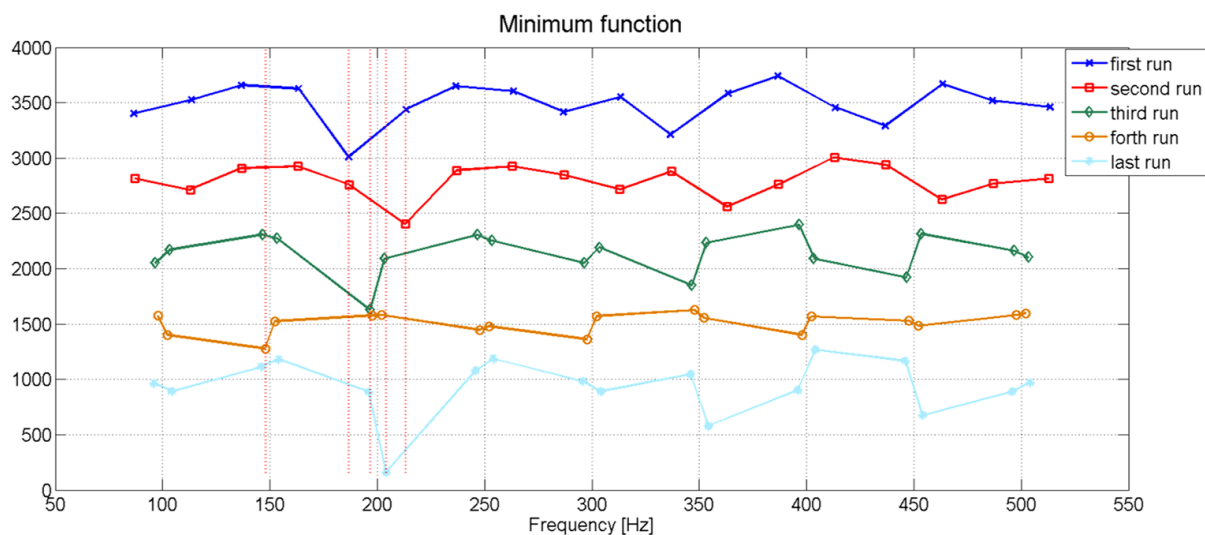
Navrženou metodu bylo třeba nejprve otestovat na simulovaných datech. Pro simulaci byl použit signál, který se skládal z pěti harmonických složek s frekvencemi: [147,8; 186,6; 196,6; 204,1; 213] a amplitudami [1; 2; 1,5; 1; 1,6], které byly dříve změřeny na reálném



lopatkovém kole v reálných podmínkách. K signálu byl také aditivně přidán bílý šum s nulovou střední hodnotou a směrodatnou odchylkou 0,1. Signál byl podvzorkován a následně vstoupil do výše zmiňovaného algoritmu. Průběh podvzorkovaného signálu délky 10 s a jeho Fourierův obraz je možné pozorovat na obrázku 15. Průběh jednotlivých reziduí vystupujících z metody je zobrazen na následujícím obrázku 16.



Obrázek 15 - Průběh signálu, amplitudové spektrum a porovnání identifikace s reálným signálem



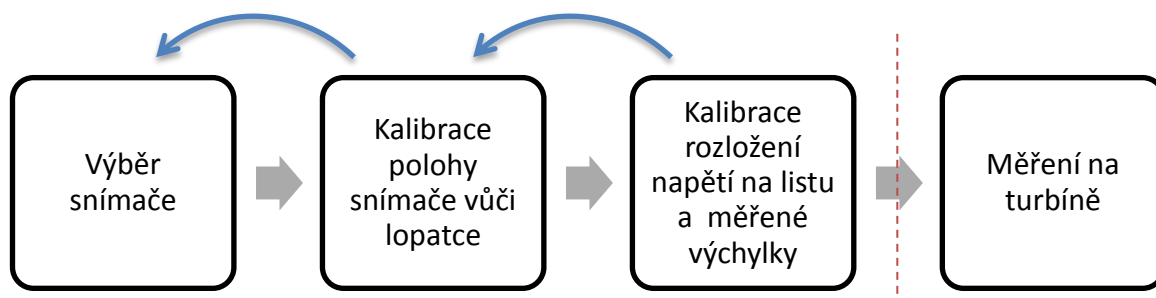
Obrázek 16 - Ukázka reziduí při hledání nejlepší skutečné frekvence

Výsledkem simulace bylo ověření metody využívající algoritmus metody nejmenších čtverců. Ukázalo se, že metoda dobře odhaduje skutečné frekvence, amplitudy i fáze již z 2 s okna.

Výstupy tohoto algoritmu byly upraveny tak, aby poskytovaly data pro odhad zbytkové životnosti lopatek.

Během testování algoritmu na simulovaných i reálných datech, byly ověřeny silné a slabé stránky této metody. Silnou stránkou je, že metoda může být použita pro synchronní i asynchronní vibrace, protože využívá nerovnoměrné rozdělení snímačů. Bohužel tato metoda kolabuje ve chvíli, kdy se více frekvencí zrcadlí do jedné frekvence v single blade spektru. Metoda nedokáže určit, zda se jedná o jednu nebo více frekvencí v jedné a rezidua nedokáží rozlišit tyto frekvence.

## 4 Porovnání optických, eddy-current snímačů a dalších snímačů používaných pro BTT



Obrázek 17 - Schéma procesu kalibrace BTT

Aby bylo možné měřit vibrace lopatek za provozu turbíny korektně za pomocí systému BTT, musí být celý řetězec kalibrován. Obrázek 17 ukazuje celý iterativní proces kalibrace BTT. Je patrné, že vše začíná u výběru snímače, který je volen s ohledem na měřenou lopatku, respektive její bandáž. Volba snímače bude řešena v této kapitole. V následující kapitole 5 bude diskutována kalibrace měřené výchylky na mechanické napětí v listu. Finálně v kapitole 6 budou uvedeny příklady z provozních měření.

Problém, jaký snímač použít pro měření BTT, je řešen od vzniku samotného způsobu měření BTT. Můžeme vybírat z několika druhů snímačů - optického (laser) snímače, magnetorezistivního snímače či pasivního eddy-current snímače (snímače s permanentním magnetem, dále jen eddy-current snímače). Základní principy těchto snímačů jsou uvedeny v předchozí kapitole 1.3, stejně tak i v tabulce 1, která ukazuje vlastnosti jednotlivých snímačů. Tato kapitola se bude věnovat zejména eddy-current snímačům, průběhu signálu přicházejícího ze samotného snímače a jeho porovnání s výsledky výpočtu v prostředí *Ansys Maxwell* provedeném Dr. Bachorcem z SVS FEM [16] a ve společné publikaci [12]. Dále bude ukázáno, jak odměřené signály korespondují s tvarem bandáže lopatky a také s výsledky výpočtu. Jako poslední bude uvedeno porovnání signálů z eddy-current snímačů se signály z optických snímačů.

Hlavní motivací tohoto měření bylo nalézt body na bandáži, které eddy-current snímače snímají, Tyto body dále vstupují do algoritmu určení namáhání v listu lopatky, viz. následující kapitoly 5.1 a 5.2. Tato kapitola byla taktéž prezentována v [20].

### 4.1 Numerická simulace eddy-current snímačů

V této kapitole budou prezentovány numerické simulace a jejich výsledky pro eddy-current snímače. V simulaci byly použity 3 bandážované lopatky rotující s frekvencí 50 Hz a snímač byl umístěn na statoru, radiálně nad lopatkou. Nejkratší vzdálenost bandáže a senzoru byla 5 mm. Byla provedena série výpočtů, s různou axiální polohou senzoru ( $dz$ ) vůči bandáži lopatky. Směr rotace a posunu  $dz$  je znázorněn na obrázku 18.



Obrázek 18 - Bandáž lopatky a souřadnicový systém

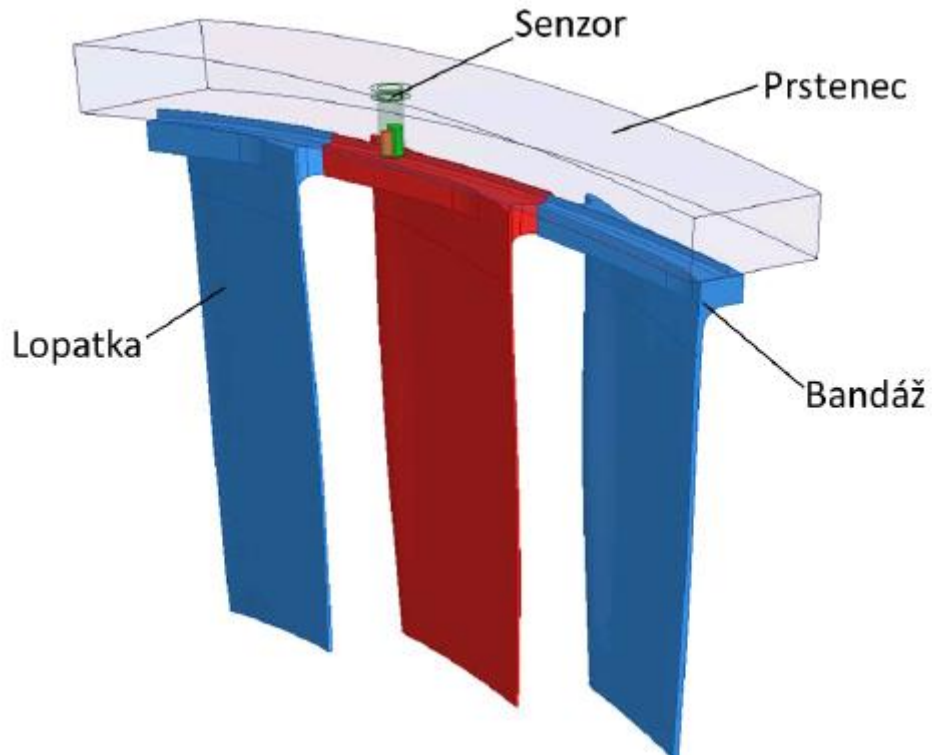
#### 4.1.1 Popis numerického modelu eddy-current snímače

Nejprve byl importován CAD model snímače, geometrie lopatek a části statoru a následně vytvořen výpočtový model v prostředí *Ansys Maxwell* (výpočtové prostředí na bázi MKP v elektromechanice). Tento model zahrnoval tři lopatky (s cyklickou symetrickou podmínkou), senzor a statorový prstenec (viz. obrázek 19). Magnetické pole kolem snímače je vyvoláno permanentním magnetem, který je součástí snímače. Siločáry magnetického toku se uzavírají přes kroužek statoru a bandáže lopatek. Změny v magnetickém toku, způsobené rotací lopatek, jsou detekovány senzorovou cívkou.

Tímto modelem jsme se pokusili pokrýt skutečné podmínky v parní turbíně, kde se lopatky otáčejí s frekvencí 50 Hz, což znamená obvodovou rychlost 640 m/s. Tato rychlost vyžaduje, aby simulační čas a simulační časový krok byly poměrně malé (v řádu  $\mu\text{s}$ ).

#### 4.1.2 Okrajové podmínky elektrického modelu

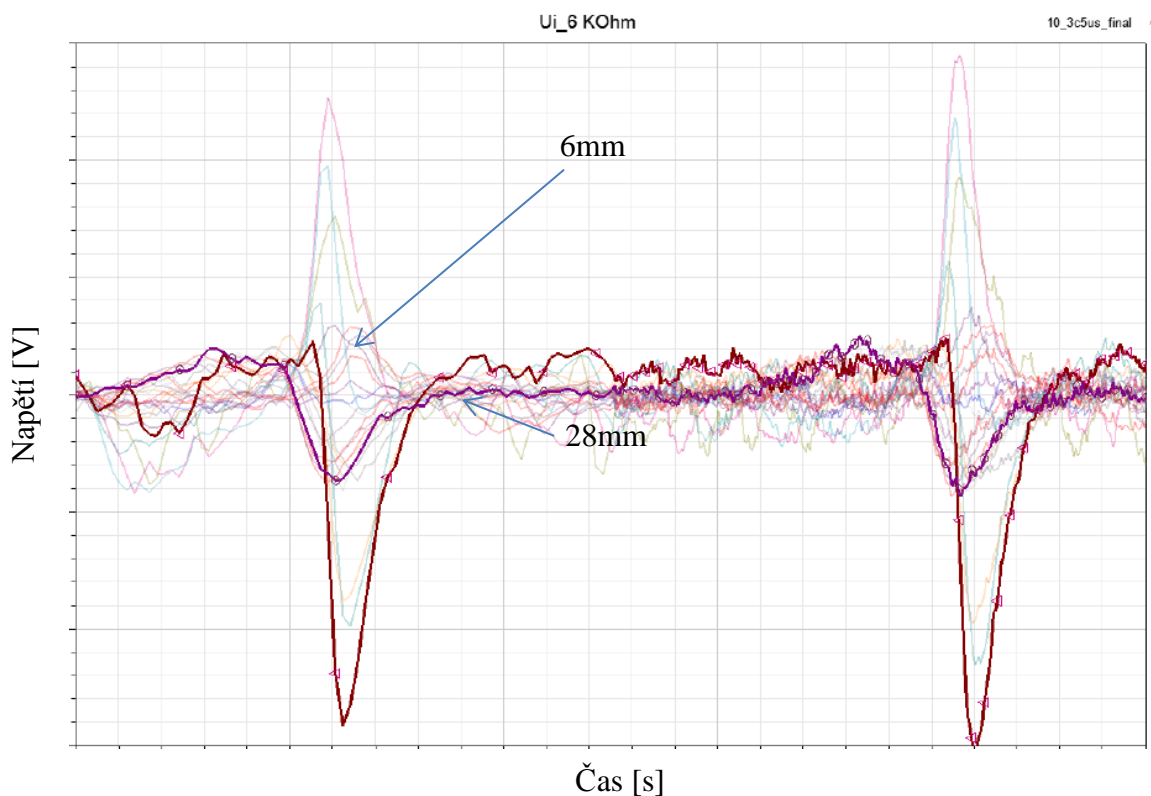
Vzhledem k tomu, že siločáry magnetického toku se uzavírají vzduchovou mezerou mezi bandáží a statorovým kroužkem, musí být toto okolí součástí simulované domény. Byl nastaven magnetický tok rovnoběžný s vnějšími hranicemi okolního vzduchu a byla aplikována cyklická hraniční podmínka po stranách segmentu. Výpočet účinků vířivých proudů byl aktivován v bandážích a v pouzdře snímače.



Obrázek 19 - CAD geometrie pro výpočet v *Ansys Maxwell*

#### 4.1.3 Vyhodnocení numerických simulací

Přehled vypočítaných průběhů napětí je znázorněn na obrázku 20. Zobrazuje jejich závislost na axiální poloze snímače. Tučné čáry zvýrazňují případ  $dz = 6$  mm (standardní poloha snímače v parní turbíně Doosan Škoda Power) a  $dz = 28$  mm, kde byla simulována maximální amplituda indukovaného napětí.

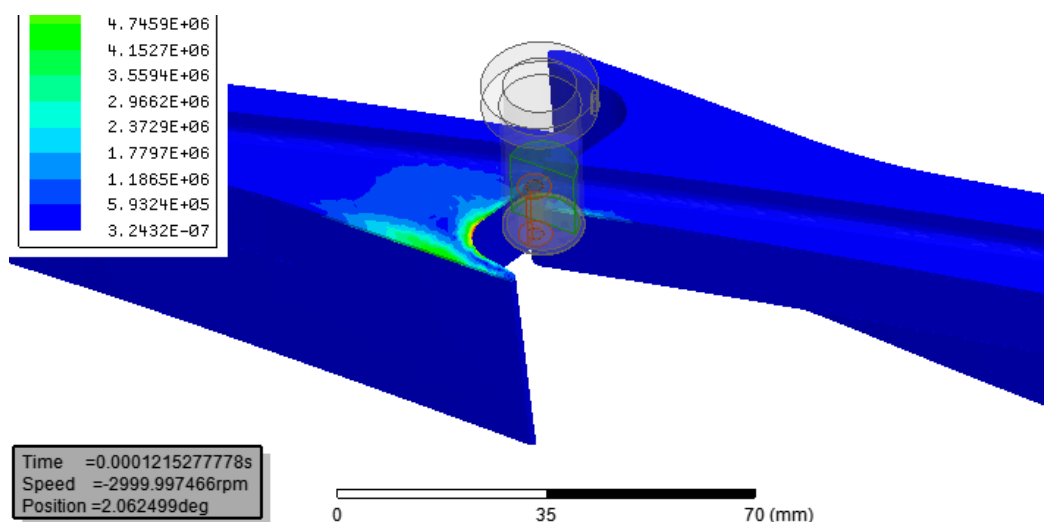


**Obrázek 20 - Průběh indukovaného napětí ve snímači pro různé axiální polohy snímače**

Doba simulace byla  $500 \mu\text{s}$  (dvě periody indukovaného napětí). Během tohoto intervalu byly použity dvě vzorkovací frekvence pro ukládání napočtených výsledků (v pořadí druhá vzorkovací frekvence byla vyšší). Důvodem simulace dvou vzorkovacích frekvencí byla eliminace přechodového stavu, ke kterému došlo na začátku výpočtu vlivem okrajových podmínek.

Na obrázku 20 je vidět poměrně vysoký šum. Tento numerický šum je pravděpodobně způsoben spojovacími rovnicemi použitými na rozhraní v rotujících zónách. Šum také nepřímo závisel na velikosti proudu protékajícího cívkou. Hodnota indukance (v reálu měřeného ohmického odporu) cívky měla významný dopad na velikost šumu doprovázejícího numerické simulace. Menší odpor cívky snímače vedl k nižšímu indukovanému napětí, stejně jako k významnému snížení šumu.

Účinky vířivých proudů zmírňují účinky elektromagnetické indukce a z toho důvodu byly zohledněny v simulacích. Pohled na hustotu vířivých proudů indukovaných na povrchu bandáže v časovém bodě  $121 \mu\text{s}$  je na obrázku 21.

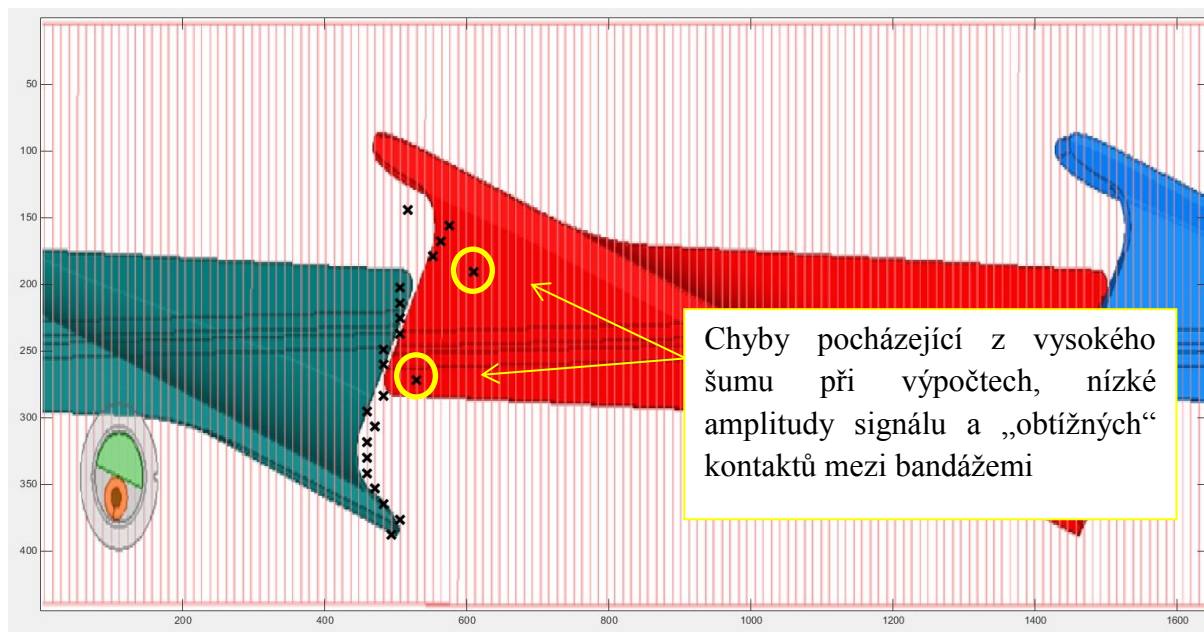


Obrázek 21 - Zobrazení intenzity vířivých proudů na bandáži lopatky v čase 121  $\mu$ s

Obrázek 20 zobrazuje přehled vypočítaných průběhů napětí pro polohu snímače  $dz = 0-42$  mm. Maximální indukované napětí  $\sim 15$  V bylo dosaženo pro pozici  $dz = 22$  a 28 mm, zatímco průběh napětí pro  $dz = 22$  mm má opačnou fázi ve srovnání s případem  $dz = 28$  mm. Opačná fáze je také charakteristická pro průběhy  $dz = 16-24$  a 36-42 mm. Nejmenší hodnota indukovaného napětí 1,0 V byla dosažena pro polohu  $dz = 36$  mm.

Numerické simulace poskytly signály, které byly dále zpracovány v prostředí *Matlab*. Pro závěrečné vyhodnocení byl použit triggerovací algoritmus. Stejný triggerovací algoritmus byl použit pro skutečná BTT data. Jedná se o velmi robustní algoritmus, který obsahuje high pass a low pass filtraci, tzv. armování, které aktivuje trigger. Aktivovaný trigger čeká na klesající nebo stoupající hranu procházející úrovní 0. (Algoritmus byl převzat z HoodTech BTT měřicího SW, protože autor s ním má velmi dobré zkušenosti).

Uvedený algoritmus finálně poskytuje čas příchodu jednotlivých lopatek, který odpovídá skutečné poloze lopatek. Na dalším obrázku 22 jsou křížky zobrazeny časy průchodu jednotlivých lopatek (jeden kříž v jedné axiální poloze). Je zřejmé, že tyto křížky odpovídají odchozímu okraji bandáže pod sensorovou cívkou.



Obrázek 22 - Identifikované body bandáže s využitím triggerovacího algoritmu BTT

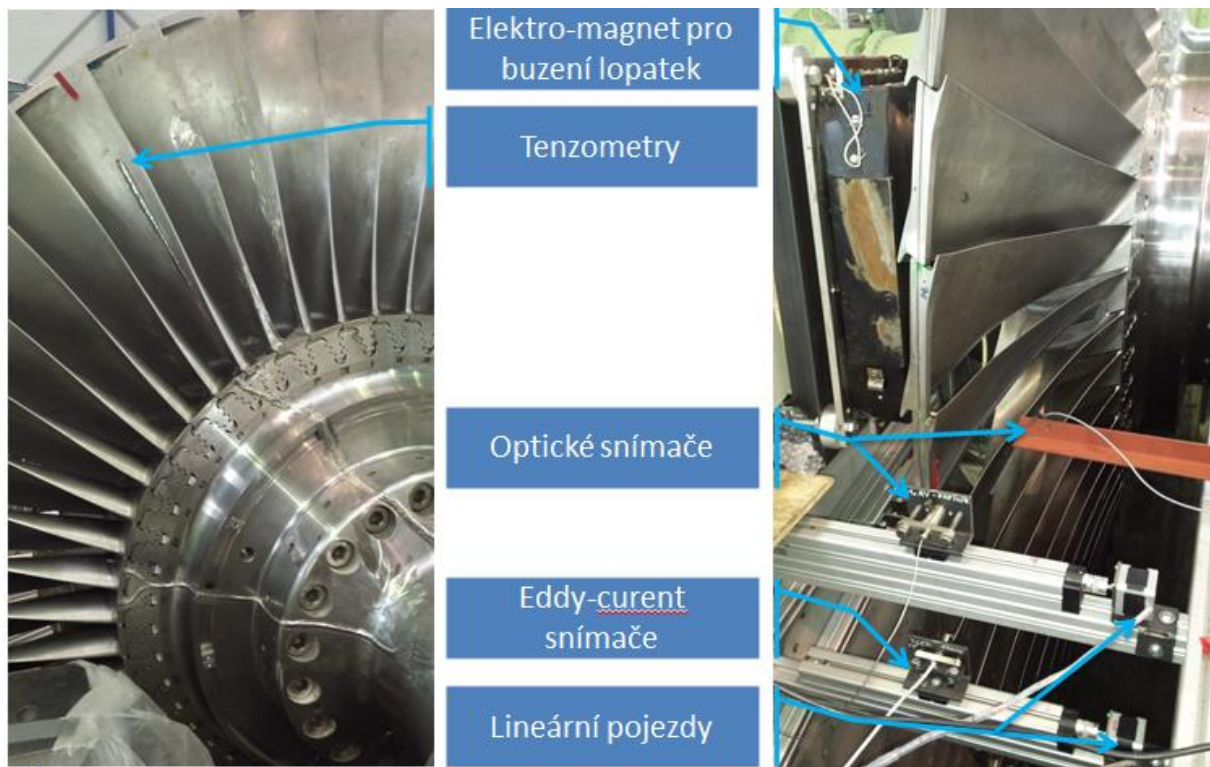
## 4.2 Měření za rotace a porovnání naměřených a vypočtených signálů

Experimentální měření bylo provedeno pomocí Campbellova stroje na dvou lopatkách, lopatce 40" LSB pro 60 Hz a na lopatce 29" LSB také pro 60 Hz. Testovací zařízení Campbell je zařízení pro měření dynamického a statického chování lopatek o průměru olopatkovaného disku až 5 m a rychlosti otáčení do 4000 RPM. Lopatky v tomto případě nejsou poháněny parou, ale zajištěny elektromotorem o výkonu 1,6 MW. Následkem toho musí být prováděny ve vakuovém stavu kvůli nadměrnému nárůstu teploty lopatek v důsledku tření lopatek se vzduchem. Očekávaná (nutná) hladina vakua je asi 2 až 5 mbar. Během kalibračního měření byly podmínky testovacího zařízení monitorovány a drženy na konstantních úrovních, aby neovlivňovaly celé měření.

Pro tento a následující kalibrační test (kapitola 5.2) bylo 8 lopatek osazeno polovodičovými tenzometry s vysokým zesílením  $k$  ( $k = 164$  a odpor  $R = 350 \Omega$ ). Čtyři místa na profilu listu lopatky byla vybrána pro nalepení tenzometru k ověření tvaru kmitu (detekce a rozlišení první a druhé vlastní rodiny kmitání). Další 6 BTT čidel bylo instalováno po obvodu za účelem monitorování vibrací bandáže. Celkem byly použity 3 typy snímačů vířivých proudů, stejně jako optická laserová sonda. Rozdíly mezi snímači vířivých proudů byly hlavně ve velikosti samotných snímačů a rozměru cívky. Snímače byly umístěny fixních polohách jako referenční, ale také na lineárních pojezdech, aby bylo možné docílit proměnné axiální vzdálenosti jako v případě numerického experimentu (viz. obrázek 23)

Pro zjednodušení a dobrou čitelnost budou dále prezentovány pouze signály z nejlepších senzorů (nejlepší poměr signál šum).





Obrázek 23 - Fotky instalace měřicího systému v Campbellově stroji

První zkušební test ukázal, že amplitudy během najíždění (0 – 3600 RPM) byly velmi malé (méně než 50  $\mu\text{m}$  v synchronní rezonanci). Pro následující měření bylo použito výkonného elektromagnetu, který budí vlastní frekvence rotujících lopatek. Byla použita typická formulace pro rotační buzení lopatek,

$$f_{\text{Buzení}} = f_{\text{vlastní}} + ND \cdot f_{\text{rotačot}} \quad (4.1)$$

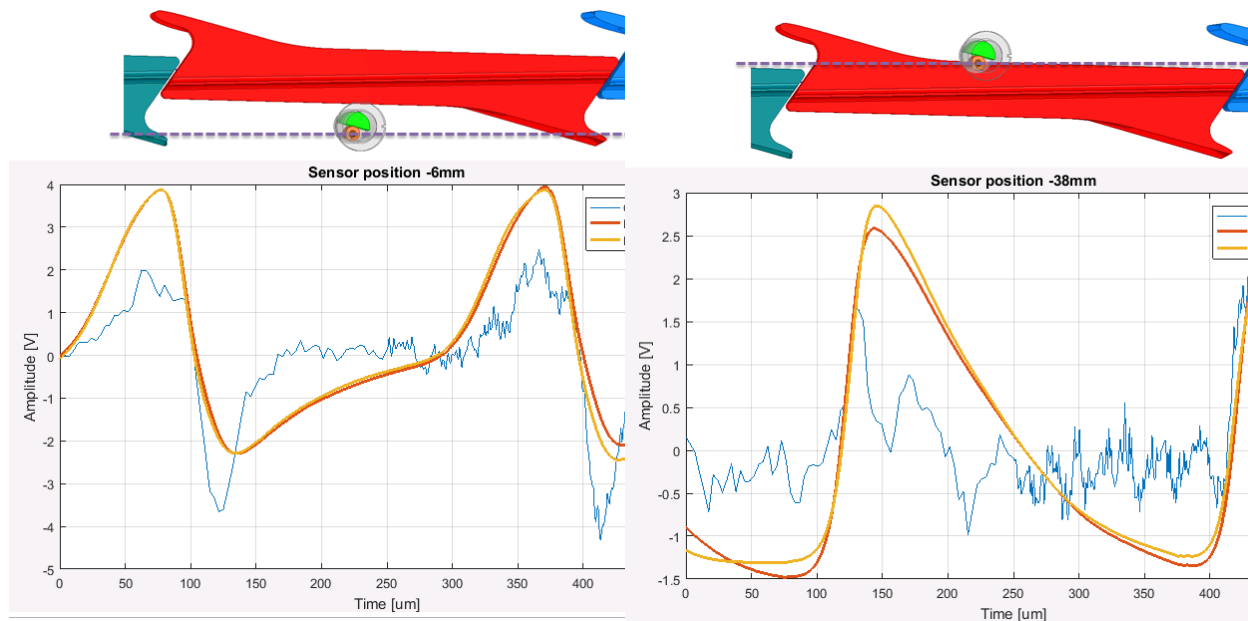
Byly vybrány 4 různé uzlové průměry (ND) – 0, 4, 7 a 10. 0 ND byl buzen elektromotorem – torzními vibracemi hřídele motoru, protože je to nejučinnější a nejsilnější buzení, které lze pro lopatky na 0ND v Campbellově stroji použít. Bylo několikrát prokázáno [17], že toto torzní buzení vyvolával desetkrát větší odezvu lopatek než elektromagnet. Bohužel kvůli fyzikální podstatě chování olopatkovaného kola může být tímto torzním buzením vybuzen pouze 0 ND.

V případě použití elektromagnetu amplitudy bandáží dosahovaly hodnot od 100  $\mu\text{m}$  do 200  $\mu\text{m}$ . Bohužel, pro elektromagnetické buzení a konfiguraci v Campbellově stroji není možné dosáhnout vyšších hodnot buzení. Hlavním důvodem je hloubka vniku magnetického pole. Od jisté hodnoty magnetického pole je materiál lopatek magneticky nasycený a vyšší magnetická síla nemá žádný vliv na buzení lopatek. Hloubka vniku magnetického pole silně závisí na materiálu lopatek a na frekvenci buzení i rotace (vyšší frekvence odpovídá nižší síle) [5].

Předtím, než byla porovnána deformace bandáže s měřeným napětím na listu (viz. následující kapitola), bylo provedeno grafické srovnání mezi vypočtenými signály a signály ze skutečných senzorů. Další 3 obrázky zobrazují 3 různé axiální polohy senzoru a vizuálně porovnávají měřené a simulované signály. Modré křivky reprezentují výsledky simulace,

červené a žluté měřené signály skutečných senzorů jsou z různých časů a odpovídají různým lopatkám. Jak je patrné na obrázku 25, signál vypadá jinak pro různé lopatky, když je snímač umístěn kolem kontaktních oblastí. To je způsobeno zbytkovým magnetismem v bandážích (zbytkové magnetické pole nejvíce vyzařuje z rohů bandáží) a také různými výrobními nepřesnostmi.

Je snadné nahlédnout, že vypočtené křivky jsou zašuměnější, než skutečné signály. Šum ve výpočtu je pravděpodobně způsoben pohyblivým rozhraním aplikovaným mezi různými sítěmi (statorový prstenec se senzorem oproti lopatkám s bandáží či vzduchové mezeře).



**Obrázek 24 - Standardní pozice senzoru 6 mm (vlevo) a 38 mm (vpravo), měřené a simulované signály. U 38mm signál změnil orientaci – zde byla triggerována stoupající hrana**

Na obrázku 24 je vidět, že triggerovací hrana se změnila při přechodu z lopatky na lopatku. Triggerovací algoritmus počítá s nejstrmější částí signálu. Existuje jednoduché vysvětlení, co se děje uvnitř snímače a proč má signál uvedený průběh. Vysvětluje to následující rovnice, která popisuje amplitudu napětí ze snímače, pod kterým se pohybuje lopatka. Rovnice říká, že amplituda závisí na změnách pod sensorovou cívkou a na rychlosti této změny. Vyšší rychlost a velká změna materiálu znamená vyšší amplitudu.

Pokud se podíváme na horní část obrázku 24, je zřejmé, že na levém obrázku budou oba gradienty (náběžná i sestupná hrana) značně vysoké a na pravé straně sestupná hrana bude pozvolnější, protože materiál bandáže pomalu zmizí (je tam více materiálu).

$$V = \frac{k \times RPM \times B(T) \times f(RPM, d_{\text{sensor}} \sqrt{[\mu\delta]_{\text{sensor}}(T)}) \times d_{\text{BLADE}} \sqrt{[\mu\delta]_{\text{BLADE}}(T)} \times T_{\text{sensor}}}{(\text{gap}+r)^6} + V_{\text{start}}(\text{gap}), \quad (4.2)$$

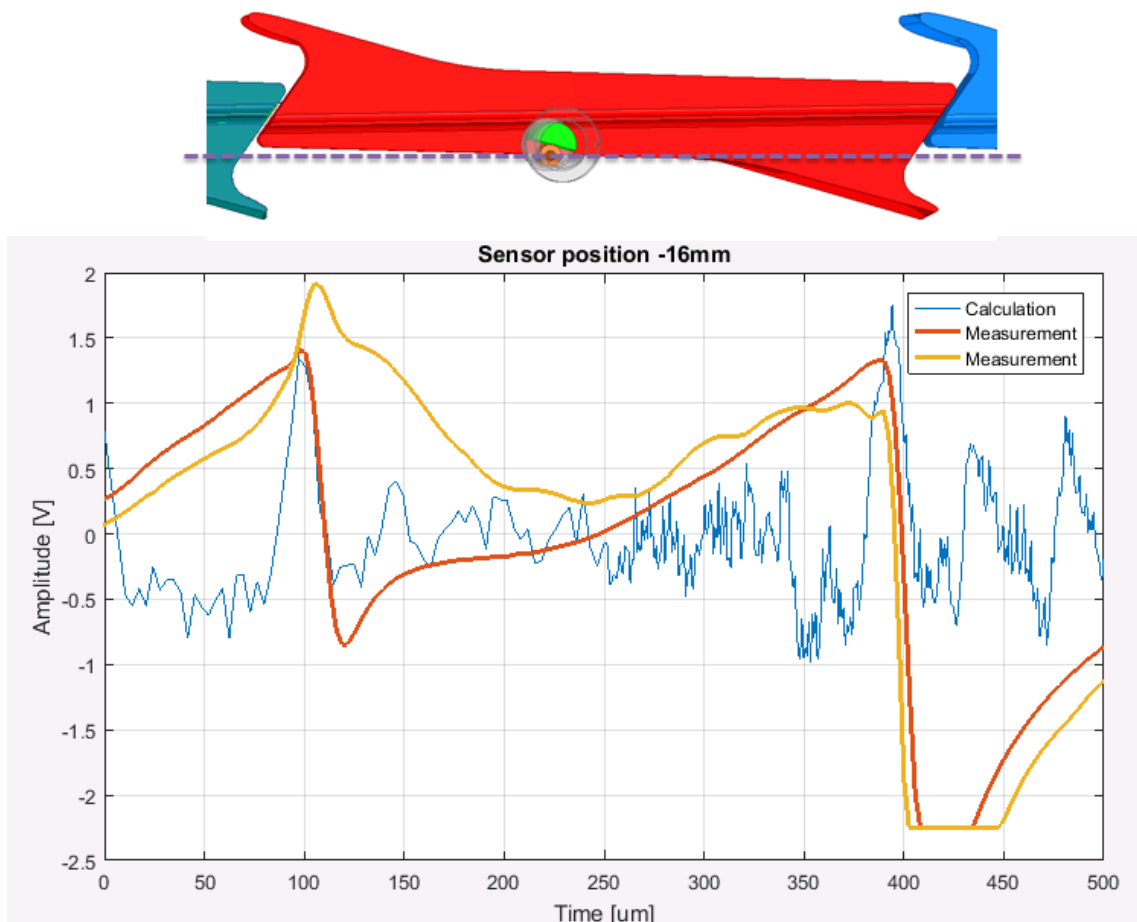
Toto je nezveřejněná rovnice, soukromá komunikace od pracovníků společnosti Hood Technology Corporation [6], kde  $V$  je amplituda indukovaného napětí,  $RPM$  je rychlost hřídele rotoru,  $k$  je kalibrační faktor,  $B$  (T) je permanentní magnetické pole, které závislé na teplotě (mění se lineárně až do Curieho teploty). Funkce  $f(\cdot)$  popisuje efekt low pass filtru

snímače způsobeného vířivými proudy v samotném senzoru, který odolává změně magnetického pole. Frekvence low pass filtru je určena konstantou  $\mu\sigma$  materiálu v senzoru, který se mění s teplotou. Vztah  $d_{BLADE} \sqrt{(\mu\delta)_{(BLADE)}(T)}$  popisuje, jak se amplituda pulsu zvyšuje s materiálovou konstantou  $\mu\sigma$  a tloušťkou lopatky (bandáže). Vztah  $(gap + r)^6$  popisuje, jak se amplituda pulsu mění s měnicí se vzduchovou mezerou ( $r$  je v tomto případě poloměr senzoru).  $T_{sensor}$  je teplota senzoru.

Množství magnetického toku generovaného vířivými proudy v lopatkách závisí převážně na obvodové rychlosti m/s. Jinými slovy, amplituda signálu se zvyšuje s elektrickou vodivostí ( $\mu$ ) a zvýšenou magnetickou permeabilitou ( $\delta$ ) lopatek.

Během kalibračního měření, byl tento vztah několikrát ověřen. Bylo zjištěno, že

- Amplituda klesá se vzdáleností senzoru od lopatky.
- Amplituda klesá se vzrůstající teplotou – prudký pokles nastává při průchodu Curieovou teplotou magnetu.
- Amplituda se mění pro různé materiály lopatek (během několika posledních let byly testovány lopatky z různých materiálů – titanové, AK2, T671, T505).
- Amplituda roste s otáčkami.
- Amplituda roste s počtem lopatek.



Obrázek 25 - Pozice senzoru 16mm uvnitř lopatky. Jde o velice špatnou pozici senzoru, kde signál je ovlivněn proměnnou kontaktní plochou mezi dvěma sousedními bandážemi

Dále bylo provedeno několik měření (z pohledu polohy snímačů), kdy signál ze snímačů nebyl pro triggerování použitelný. V případě algoritmu to znamená, že počet průchodů přes 0 V nesouhlasí s počtem lopatek. Obrázek 25 ukazuje takový případ. Tento efekt se objevil hlavně v oblastech, kde jsou bandáže v kontaktu. Výrobní tolerance způsobují, že kontaktní poloha je odlišná od lopatky k lopatce. Na jedné lopatce snímač vidí mezeru, ale na další lopatce vidí kontakt. Další komplikací bylo nedokonalé odmagnetování lopatek. Tento jev způsobuje, že zbytkový magnetismus mění orientaci magnetického pole v bandáži, na což jsou pasivní snímače vířivého proudu velmi citlivé.

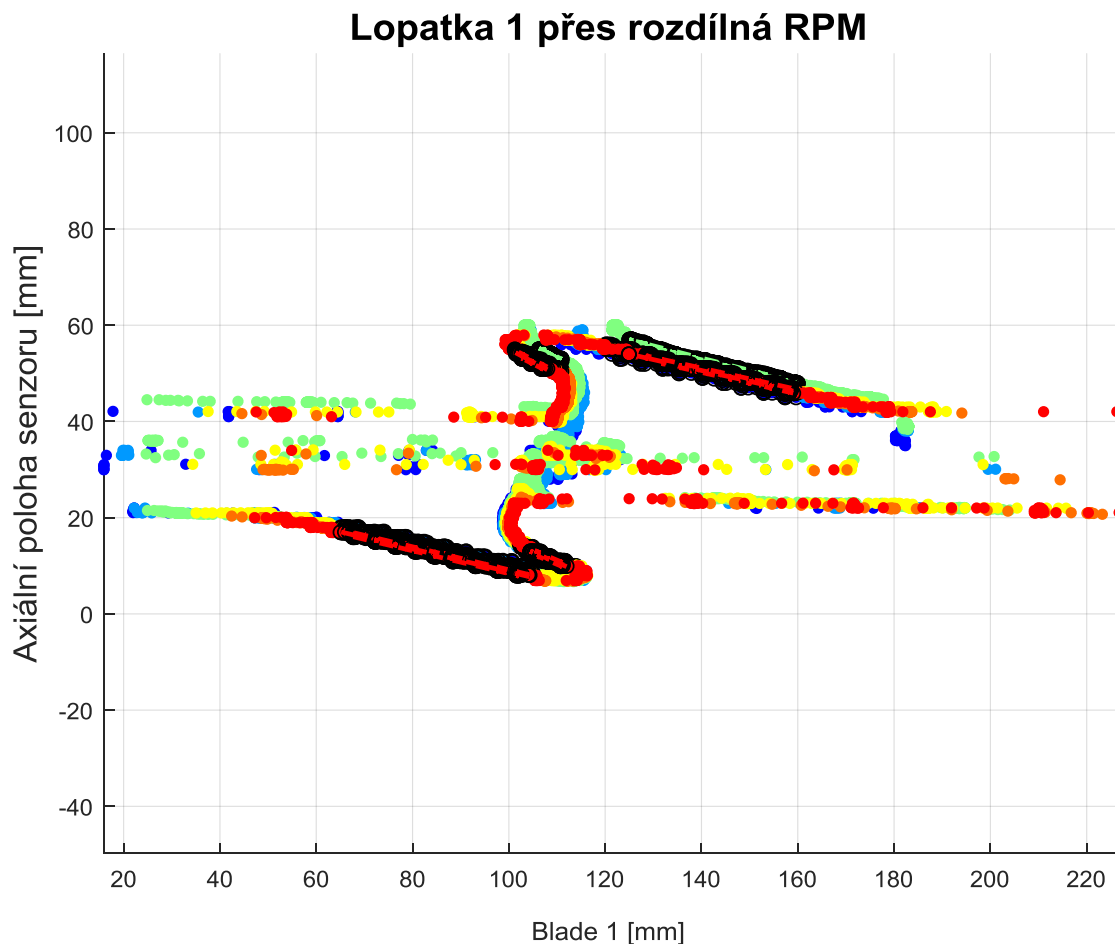
#### 4.2.1 Shrnutí měření bandážovaných lopatek a použitých senzorů

Celkově byly provedeny dvě sady měření za pomoci optických a eddy-current snímačů. Obrázky 24 a 25 ukazují jak se eddy-current snímače chovali pro 40“ lopatku. Je zde vidět „otočení“ signálu ve chvíli, když snímač začal měřit v pořadí druhou lopatku (její náběžnou hranu).

Obrázek 26 ukazuje, jak tvar bandáže 29“ lopatky zaznamenaly optické snímače a to na několika otáčkových hladinách (různé barvy v obrázku: modrá – 500 RPM, červená 3600 RPM). Měření je natolik přesné, že z bodů lze určit rozkroucení bandáže vlivem odstředivé

síly (černé oblasti v obrázku = vybrané body určující hlavní úhly na bandáži). V oblasti kontaktu se s optickými čidly nepodařilo změřit správnou hranu bandáže.

Změny úhlů a posunů nejsou na obrázku okem viditelné. Nicméně vyhodnocovací algoritmus ukazuje rozkroucení bandáže o cca  $1^\circ$ , což odpovídá numerickému výpočtu.



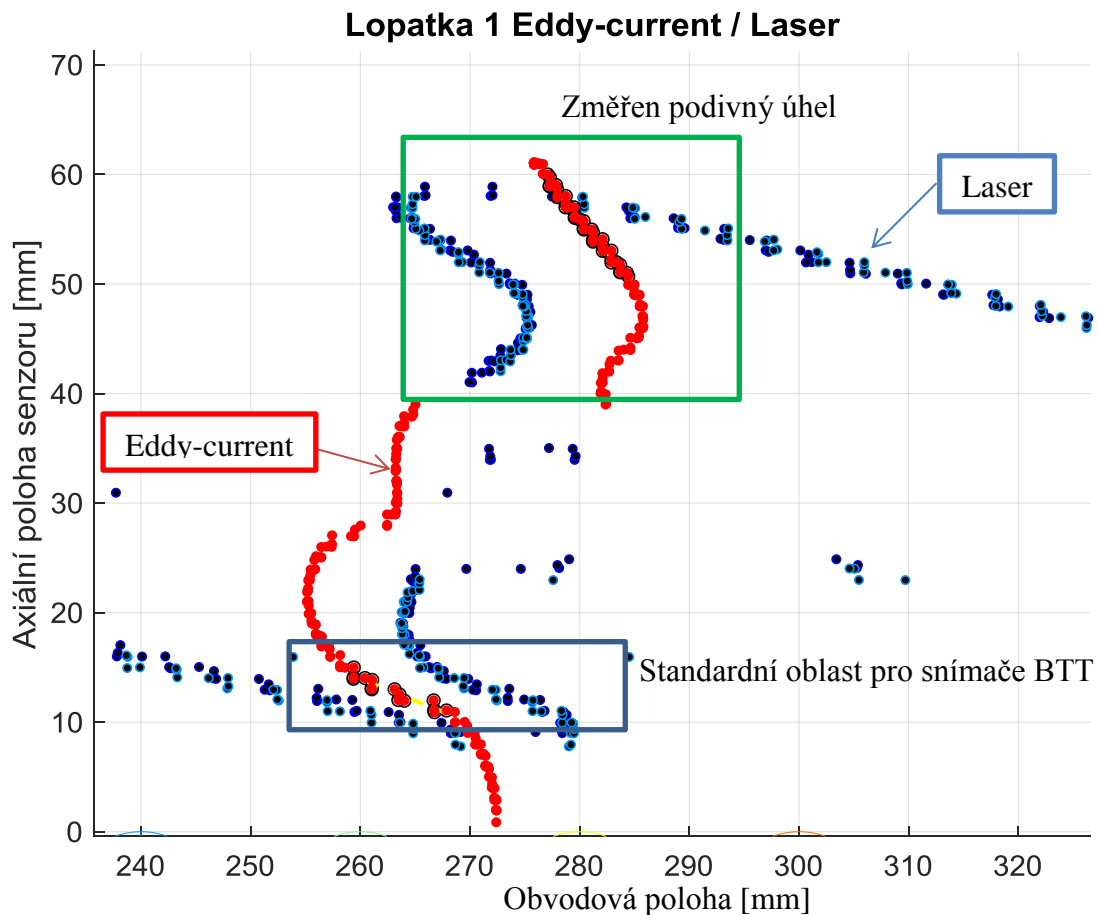
Obrázek 26 – Měření pomocí optických snímačů na různých otáčkových hladinách (různé barvy v obrázku – modrá barva – 500 RPM, červená 3600 RPM)

Dále bylo pro lopatku 29<sup>“</sup> provedeno měření pomocí eddy-current snímačů. Na signály byl aplikováno vyhodnocení pomocí triggerovacího algoritmu a výsledná křivka byla zanesena do obrázku 27 červenou barvou. Poznamenejme, že na obrázku jsou dva signály, které jsou od sebe posunuty obvodově. Obvodová synchronizace mezi optickým a eddy-current snímačem nebyla provedena.

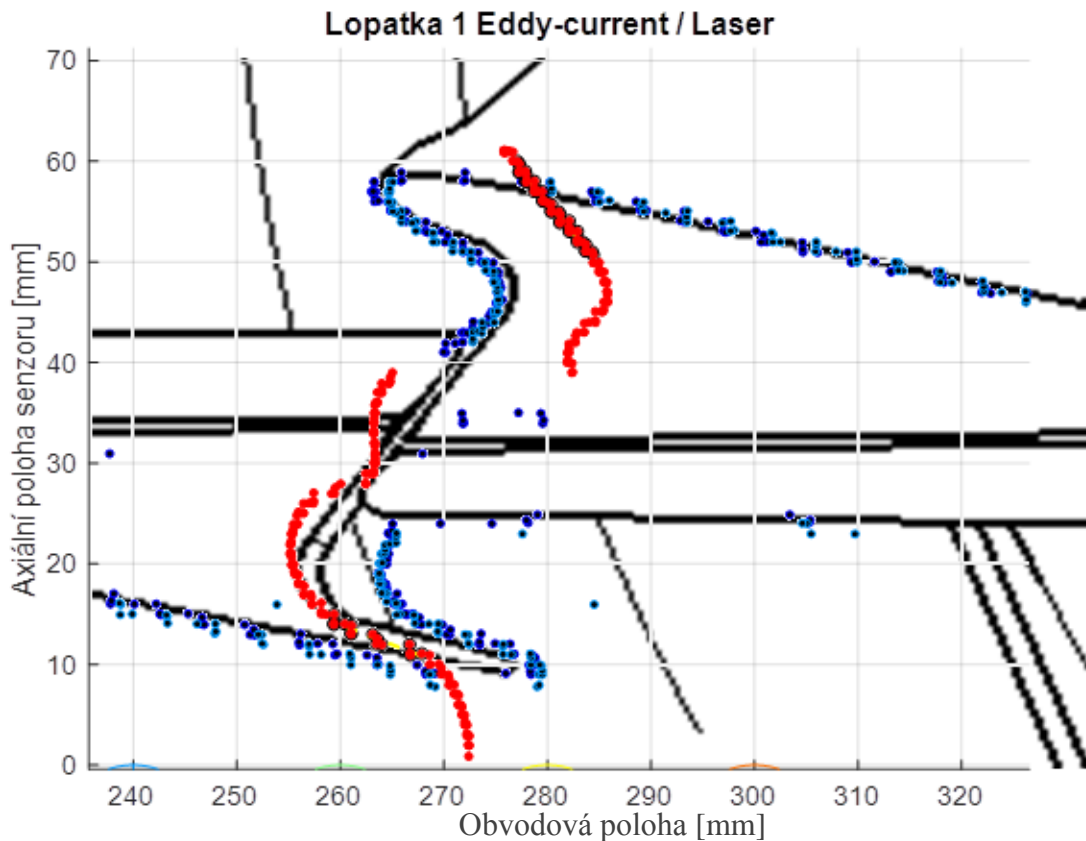
Měření odhalilo několik důležitých faktů, které jsou patrné z obrázku 27:

1. Eddy-current snímače měří i pokud jsou mimo lopatku. Takto změřený úhel se stáčí k  $90^\circ$ . Toto je velice nebezpečný jev z pohledu měření, kdy se vlivem relativního posuvu rotoru vůči statoru může snímač dostat mimo lopatku, avšak kvalitu měřeného signálu to neovlivní. Ovlivněn je pouze úhel, který je ale zásadní pro určení hodnoty vibrací (viz. následující kapitola)

- Úhel ve standardní zóně odpovídá úhlu z numerické simulace a z měření pomocí laserových snímačů.
- Eddy-current snímače měří i v kontaktní ploše, ale signál je amplitudově významně slabší (vlivem malé změny magnetického pole). Úhlově je tento signál zkreslen vlivem špatného poměru signál / šum.
- Úhel na náběžné hraně lopatky se chová značně nepředvídatelně. V současné době není možné úhel určit předem pomocí MKP modelu. Tento jev bude dále podroben zkoumání. Je nebyl pozorován pro lopatku 40“.



Obrázek 27 - Porovnání detekovaných hran eddy-current a optickým senzorem za rotace (3600 RPM)



Obrázek 28 - Model lopatky a naměřené body

Jak je patrné z obrázků 27 a 28, určené body z eddy-current snímače a optického snímače se v určitých oblastech liší. Zejména oblast okolo a nad  $dz = 40$  mm je diskutabilní. Jedná se o místo, kde končí kontakt mezi lopatkami a snímač začíná měřit následující lopatku. Obrázky 27 a 28 zobrazují lopatku 29°. V minulosti také proběhlo měření pro lopatku 42° (viz. simulace a obrázek 25), kde došlo k otočení tvaru signálu při přechodu na následující lopatku. Vyhodnocené body kopírovaly tvar bandáže. Zde u lopatky 29° tomu tak nebylo. Domníváme se, že rozdíl je způsoben rozdílnou permeabilitou materiálů a obvodovou rychlostí, která byla 680 m/s pro 40° lopatku, kdežto pro 29° lopatku činila pouze 540 m/s. Této oblasti kalibrace se budeme nadále věnovat dalším výzkumem a měřením dalších typů bandáží pro různé koncové lopatky. Finálním cílem je vytvořit databázi profilů bandáží, která bude obsahovat jednotlivé kalibrace. Následně bude možné vybrat nejlepší polohu snímače s ohledem na přesnost měření a necitlivost vůči relativnímu axiálnímu posunu lopatky, který bývá způsoben různou teplotní dilatací jednotlivých komponent parní turbíny, dilatací od odstředivých sil, změnou tlaku v kondenzátoru, změnou výkonu a dalšími již méně vyznanými parametry.

Jak úvodní schéma na obrázku 17 napovídá, dalším krokem, který následuje po kalibraci snímačů na danou bandáž je přepočítání měřené výchylky na napětí v listu lopatky viz. následující kapitola. Hlavním vstupem tohoto postupu budou data z této kapitoly, tedy poloha snímače a úhel měřené plochy pod ním.



## 5 Kalibrace měření Blade Tip-Timing ve smyslu měření namáhání na listu

Kalibrace BTT spočívá hlavně ve způsobu určení mechanického namáhání v kritických místech z pohledu vysoko-cyklové únavy ze změřené výchylky  $Y_C$ . Jak bude ukázáno v následujících pod-kapitolách, jedná se zejména o geometrickou úlohu, kde neznámou je uzavírání magnetického pole, které bylo předmětem předchozí kapitoly. Na obrázku 29 jsou vyobrazeny tři různé uzlové průměry pro první vlastní tvar kmitání lopatky 40“. Z obrázku je patrné, jak se mění kritické místo z pohledu namáhání v závislosti na uzlovém průměru. Horní obrázky náleží nultému uzlovému průměru, kde všechny lopatky kmitají ve fázi. Kritické místo z pohledu dynamického namáhání se nalézá v patě lopatky (ve stromečkovém závěsu). Uprostřed nalezneme 8 uzlový průměr. Na obrázku vlevo pak vidíme, že kritické místo se nalézá v blízkosti tiebossu. Na posledních dvou obrázcích ve spodní části vidíme vysoký uzlový průměr  $N/2$ , kde kritické místo je pod bandáží lopatek. Z těchto obrázků je patrné, že určení přesné frekvence kmitání, potažmo uzlového průměru je velice důležité, jelikož determinuje kritické místo z pohledu namáhání. Přesné určení uzlového průměru na dané frekvenci řeší kapitola o nejmenších čtvercích (3.2.3 Metoda nejmenších čtverců pro neekvidistantně rozmístěné senzory).

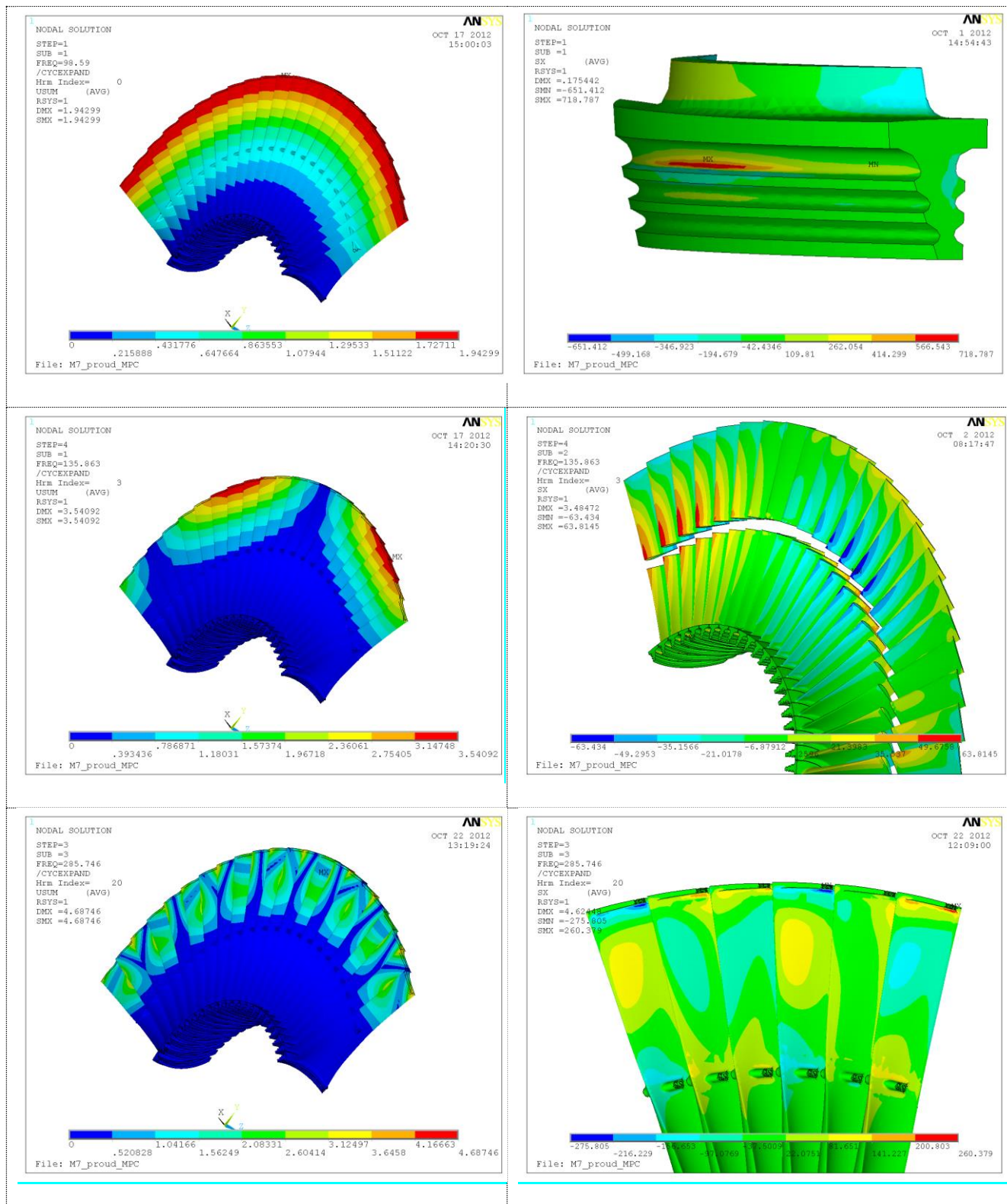
### 5.1 Geometrická úloha přepočtu výchylek změřených metodou BTT na skutečné kmity lopatky

Výchylka špičkového profilu v obvodovém směru ( $Y_C$ ) při metodě BTT je vypočtena z časové difference pomocí vztahu

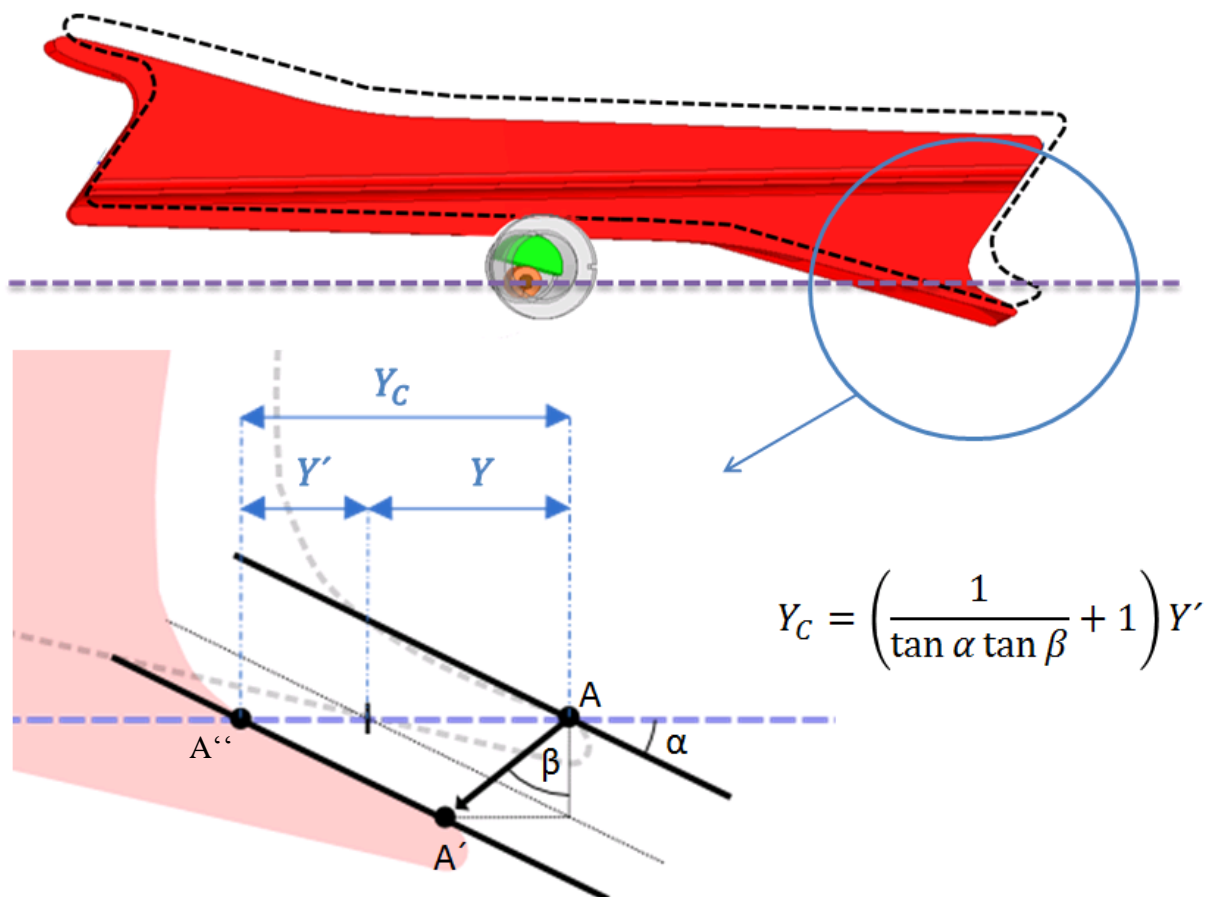
$$Y_C = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot R_s \cdot \Delta t, \quad (5.1)$$

kde  $f$  je frekvence otáčení rotoru a  $R_s$  poloměr oběžného kola na špičce lopatky. Lopatka kmitá ve směru  $A \rightarrow A'$  (viz. obrázek 30), který je vůči axiálnímu směru rotoru skloněn o úhel  $\beta$ . Lopatka je na obrázku 30 aproximována úsečkou a je vůči axiálnímu směru skloněna o úhel cca  $\alpha = 17^\circ$ . Z obrázku je patrné, že pohyb lopatky lze rozložit na pohyb ve směru  $x$  ( $X$ ) a  $y$  ( $Y'$ ). Při pohybu ve směru  $x$  ( $A \rightarrow A'$ ) se lopatka pohybuje relativně i vůči senzoru ( $Y$ ). Při pohybu ve směru  $y$  ( $A' \rightarrow A''$ ) se lopatka pohybuje také vůči senzoru ( $Y'$ ), takže celková výchylka naměřená senzorem při kmitu lopatky ( $A \rightarrow A''$ ) je  $Y_C$ .





Obrázek 29 – Příklady vlastních tvarů lopatky; barevně je znázorněna škála maximálních výchylek nebo maximálního namáhání – výpočet Ansys [19]



Obrázek 30 - Geometrické parametry při kmitání lopatky

Z geometrických vztahů vyplývá (pro zjištěné hodnoty)

$$Y_c = Y + Y', \quad (5.2)$$

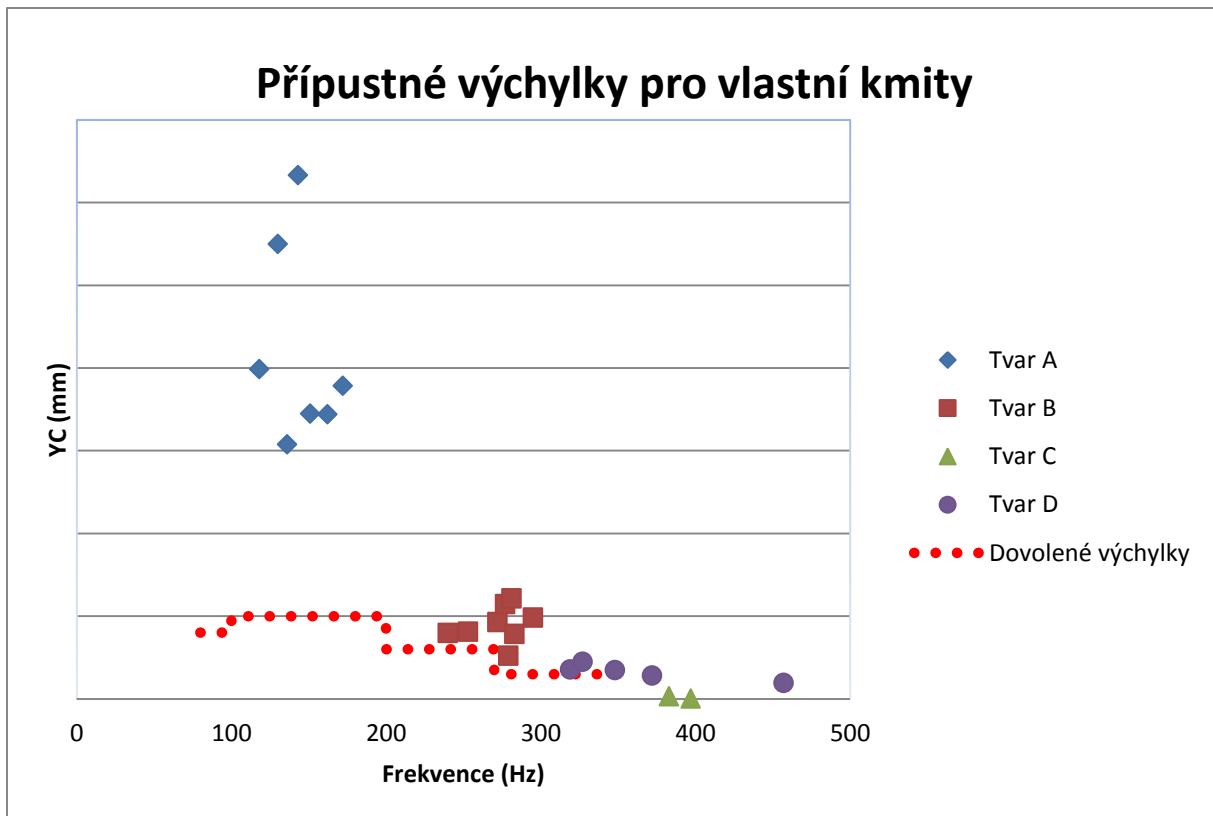
$$X = \frac{Y'}{\operatorname{tg}(\beta)} = 0,55 \cdot Y', \quad (5.3)$$

$$Y = \frac{X}{\operatorname{tg}(\alpha)} = 2,75 \cdot X, \quad (5.4)$$

$$Y_c = \left( \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha)\operatorname{tg}(\beta)} + 1 \right) \cdot Y'. \quad (5.5)$$

Hodnotu  $Y'$  dostaneme z výpočtu v *Ansysu*. Pro měření jako takové je extrémně důležité, aby nedocházelo ke změně úhlu  $\alpha$ . Ke změně úhlu by mohlo dojít, pokud by se bod  $A''$  dostal do rádiusu v bandáži. Úloha by se v takovém případě stala silně nelineární.

Na základě vztahu (5.2) byly spočteny limity vibrací výchylky  $Y_c$  pro lopatku  $40^\circ$  (viz. obrázek 31 – zpráva DŠPW [13]).



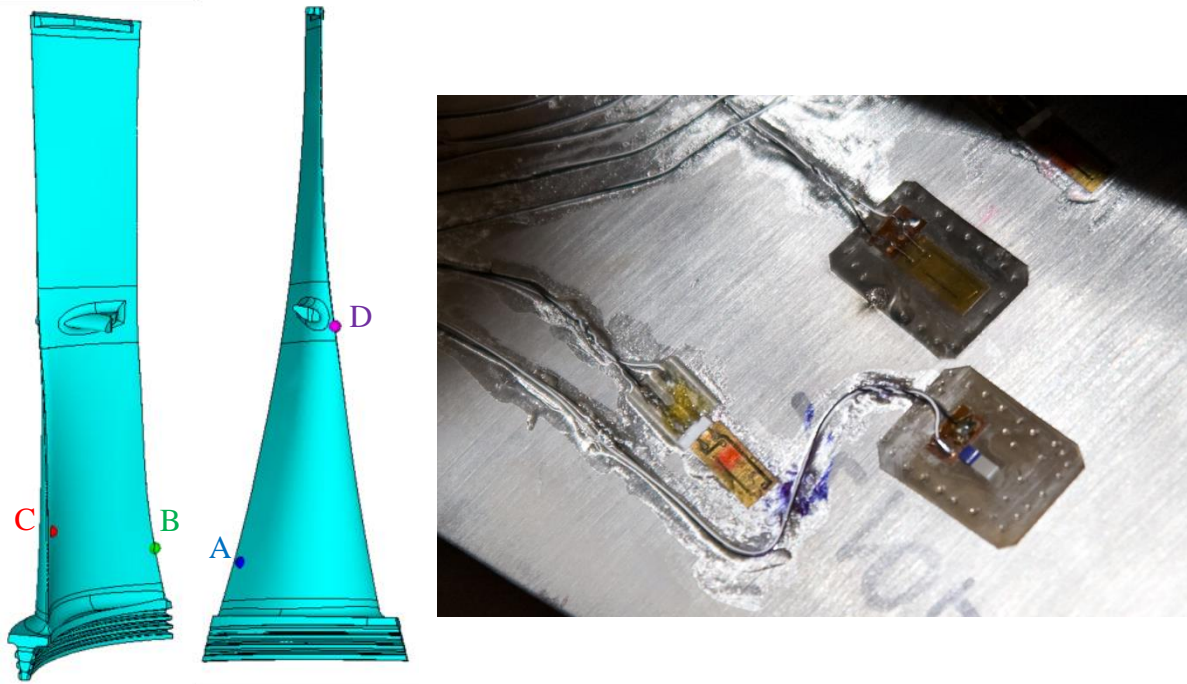
Obrázek 31 - Příklad spočtených dovolených hodnot  $Y_c$  pro lopatku 40“

## 5.2 Měření pomocí tenzometrů a BTT

Dynamické mechanické namáhání lze změřit pomocí tenzometrů nalepených na listu lopatky. Před začátkem měření bylo nutné určit optimální polohu tenzometrů, která se určuje na základě různých kritérií. Zvolené kritérium bylo kombinací těchto tří kritérií:

1. Rozlišitelnost mezi jednotlivými vlastními rodinami
2. Vysoká napětí pro dané tvary
3. Nízké gradienty napětí

Finální polohy tenzometrů byly určeny tak, že požadavek na nízký gradient byl potlačen na úkor množství deformace v daném místě. Bohužel tímto bylo závěrečné vyhodnocení velmi citlivé na pozici tenzometrů. Byla pozorována 20 % divergence v napětí mezi jednotlivými tenzometry na totožné pozici. Celkově bylo osazeno 6 lopatek a na každou lopatku byly nalepeny 4 tenzometry, viz. obrázek 32.



Obrázek 32 - Vlevo - polohy tenzometrů na lopatce označené tečkami (4 různé polohy); vpravo - instalace tenzometru v daných místech včetně měření teploty (Pt10000)

Měření dynamického namáhání na listu lopatky bylo provedeno pomocí polovodičových tenzometrů firmy Kyowa ( $k = 164$ ;  $R = 360 \Omega$ ). Signál z tenzometrů byl veden speciální kabeláží skrz vývrt v rotoru. Na konci vývrtu byly kabely připojeny do telemetrického systému Datatel (24 kanálů), který signály přenášel z rotujícího systému do stacionárního.

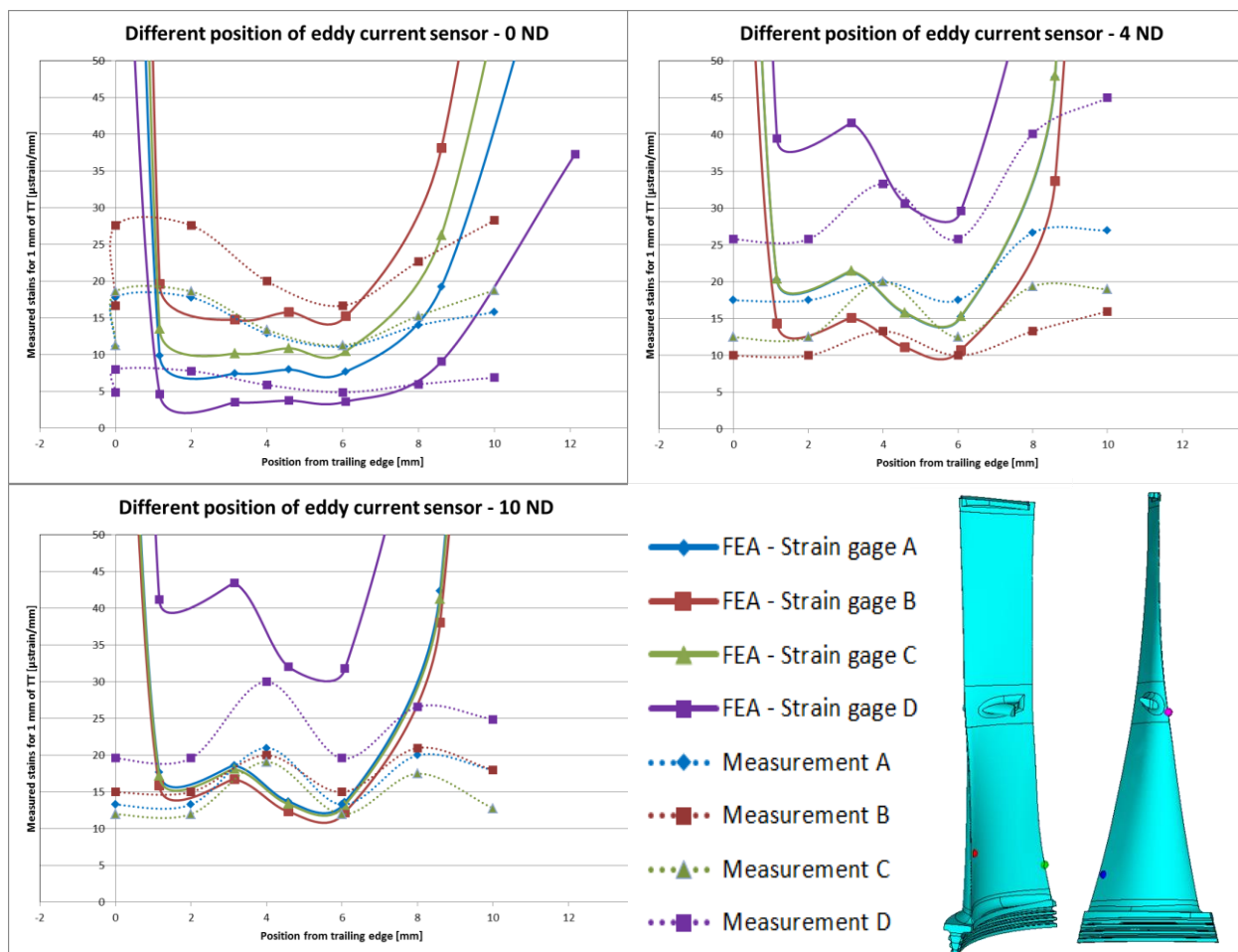
Amplitudy z měřících tenzometrů byly získány pomocí rychlé diskrétní Fourierovy transformace (DFFT) extrakcí špičky ze spektra v okamžiku, kdy elektromagnetické budící pole vybudilo přirozenou frekvenci lopatek. Ve stejném okamžiku byla uložena amplituda z BTT. V BTT byla použit metoda analýzy „single blade spektra“ pro zajištění amplitudy špičky každé jednotlivé lopatky. V tomto případě je možné použít „single blade spektrum“, protože byla známa buzená přirozená frekvence lopatek. Tato metoda byla v tomto případě velmi užitečná, protože lze vybírat jednotlivé lopatky osazené tenzometry.

Na následujícím obrázku 33 je srovnání mezi měřením a výpočtem. Tečkované křivky jsou získány z tenzometrů (přetvoření v  $\mu\text{m/m}$ ) děleného amplitudou z BTT (deformace bandáže). Tyto křivky představují přenosové funkce mezi přetvořením na listu a deformací bandáže pro několik poloh tenzometrů, několik axiálních poloh čidel a také pro 3 různé uzlové průměry.

Je zřejmé, že přenosové funkce se liší pro různé měřicí skupiny (jak pro tenzometry, tak i pro axiální polohu čidla), stejně jako pro jednotlivé uzlové průměry. Je to způsobeno rozložením napětí na profilu lopatek a tuhostí kontaktních ploch na bandáži a na tie-bossu, které ovlivňují rozmanitost frekvencí uzlových průměrů. Grafy (obrázek 33) ukazují dobrou korelaci mezi měřením a výpočtem. Je také vidět, že mezi měřením a výpočtem je malý posun v axiálním směru. Znamená to, že axiální pozice se nesmí měřit od středu snímače, nýbrž od středu

senzorové cívky, protože právě zde dochází k hlavním změnám magnetického toku (v cívice, jako detektoru).

Následující grafy byly zkonstruovány z dat, kdy se snímač posouval od 0 do 10 mm v axiálním směru. Je vidět, že vypočtené výsledky pro 0 a 10 mm vykazují určitou singularitu. Děje se to proto, že v této poloze (0 mm a 10 mm) je úhel špatně určen. Gradient úhlu mění znaménko ( $\alpha \rightarrow 0$ ) a poskytuje určitou singularitu ve výpočtu. Na druhou stranu, snímač vířivých proudů není tímto jevem ovlivněn, protože povrch a tím i úhel pod cívkou je integrován velikostí cívky, tedy změna není tak dramatická. Tato poloha a její blízké okolí by se neměly měřit v reálném provozu, protože limity vibrací nejsou přesně nastaveny a může docházet k nelinearitám, viz. závěr předchozí kapitoly.

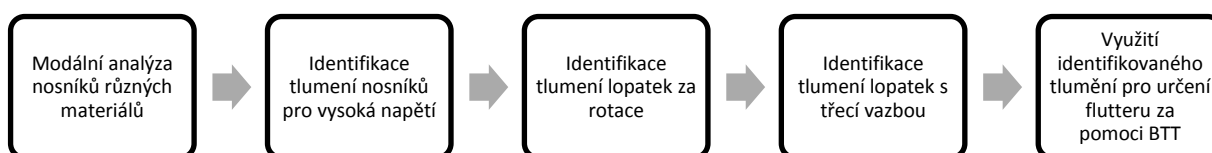


Obrázek 33 – Porovnání mezi MKP výpočtem a měřením BTT pro 0, 4 a 10 ND



## 6 Aplikace výše zmíněných metod a kalibrací na data z reálného provozu během měření vibrací lopatek parních turbín

V této kapitole bude čtenář seznámen s identifikací dynamických vlastností oběžných lopatek. Ukážeme celý proces měření a verifikace od modelu, přes měření nosníků za klidu, až po měření lopatek za rotace. Vyzvedneme zejména identifikaci tlumení materiálů a lopatek s třecím členem, díky němuž se lopatky chovají nelineárně. Celý postup je pak popsán v článku [3] a znázorněn na obrázku 34.



Obrázek 34 - Schéma měření tlumení s cílem identifikovat unstalled flutter

Motivace této kapitoly spočívá v identifikaci nepříznivých vibračních stavů lopatek, zejména identifikaci tzv. flutteru, který byl poprvé autorem identifikován pomocí měření BTT na elektrárně 1000 MW v roce 2009. Určení tlumení materiálů je pro identifikaci flutteru zásadní, jelikož flutter nastává je-li negativní aerodynamické tlumení vyšší než mechanické tlumení (jedná se o problém samobuzeného kmitání). Problém identifikace flutteru byl řešen v [7][8][9][10][11][14][15] a mnohých dalších.

Jako druhý příklad bude publikováno vyhodnocení kmitání lopatek za pomoci výše popsaných metod při měření lopatky 42” na elektrárně 135 MW. V této podkapitole ukážeme další možné nepříznivé provozní stavy a jak na základě měření BTT lze optimalizovat proces najíždění turbíny.

### 6.1 Identifikace unstalled flutteru oběžných lopatek na základě určení tlumení

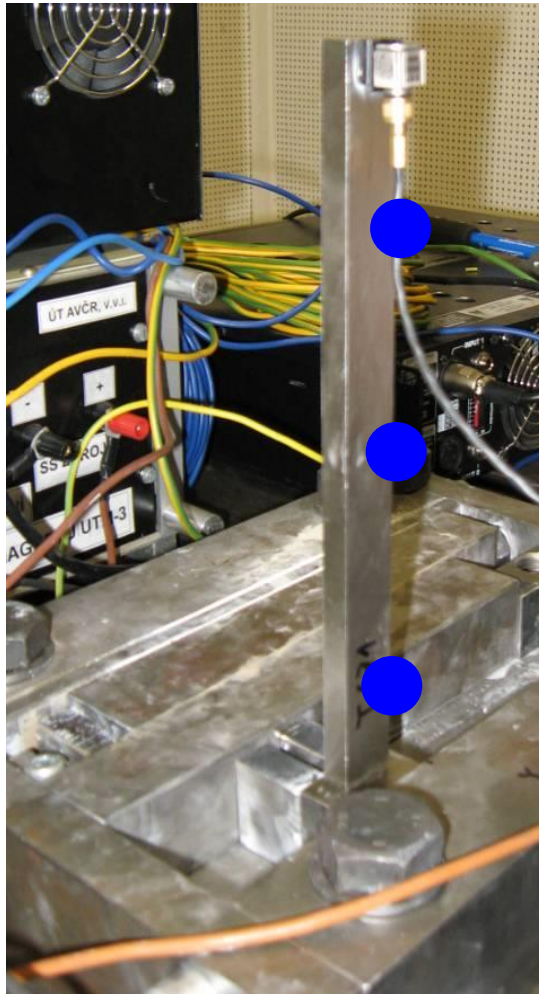
V této kapitole budou popsány dvě metodiky vyhodnocení signálu z pohledu určení tlumení. Využijeme pro to metodiku popsanou v kapitole 3.1 Teoretický úvod do problematiky tlumení a jeho identifikace. Následně bude určeno celkové tlumení pro nosníky vyrobené z různých materiálů v závislosti na amplitudě namáhání. Následně bude vyhodnoceno tlumení pro oběžné lopatky rotující ve vakuové komoře. Nejprve bude určeno tlumení pro volné lopatky a následně pak pro lopatky se třecím členem. Bude ukázáno, že díky tlumení se systém nechová lineárně. Nakonec bude ukázáno, jak třecí členy ovlivňují tlumení a jak se tlumení vyvíjí v závislosti na vybuzeném uzlovém průměru.

Poznamenejme jen, že tlumení lopatek s třecím členem mělo mimo jiné ověřit chování bandážovaných lopatek, kde kontakt mezi bandážemi se chová jako třecí element. Nicméně během měření na elektrárnách toto nelineární chování spojené s třením zatím nebylo pozorováno. Chování bylo patrné při testech viz. následující kapitoly a také při parním testu nově vyvíjených lopatek 48“ a 52“ (viz. [17]). Nelineární chování lopatek s vazbou bylo také publikováno v [21][22][23][24][25].

### 6.1.1 Poměrný útlum nosníků pro nízké amplitudy mechanického namáhání

První dílčí měření bylo provedeno analyzátozem hluku a vibrací se standardním modálním softwarem. Měření a vyhodnocení poskytuje hodnoty různých poměrných útlumů pro nízké amplitudy kmitání a tedy i nízké napětí v patě nosníku. Měření bylo provedeno následujícím způsobem:

Zpočátku byl nosník daného materiálu upnut na dvoutunové kostce silou přibližně 500 kN mezi klíny. To proto, aby byly zajištěny nulové počáteční podmínky. Pak byl na konec nosníku nalepen akcelerometr a na nosníku byly vyznačeny tři různá místa pro poklep impulzním kladivem (viz obrázek 35).



Obrázek 35 - Upevněný nosník s akcelerometrem

Ze všech naměřených odezev a příslušných impulsů (úderů kladivem) byla určena modální identifikační funkce jako součet přenosových funkcí všech úderů kladivem na jedno místo a směr měření. Následně byl určen poměrný útlum pro první dvě vlastní frekvence. Pro stanovení poměrného útlumu byla použita jedna z metod implementovaných v modálním softwaru. Výsledky tohoto měření jsou uvedeny v tabulce 3.

Tabulka 3 - Vlastní frekvence a útlumy pro různé typy materiálů

První vlastní tvar		
Materiál	Vlastní frekvence	Poměrný útlum
AK1 - rolled	156,3 Hz	0,15 %
AK2 - rolled	155,1 Hz	0,14 %
T552 - rolled	153,3 Hz	0,13 %
T552 - forged	157,0 Hz	0,09 %
AK1TD - forged	159,7 Hz	0,08 %
T671 - forged	154,8 Hz	0,06 %
VEW H400 - forged	156,5 Hz	0,05 %

V tabulce 3 je kromě poměrného útlumu vynesena i vlastní frekvence nosníku. Vzhledem k jednoduché geometrii a jasným okrajovým podmínkám, může tato hodnota sloužit i ke stanovení modulu pružnosti. Tato hodnota je zajímavá zejména pokud měření začneme provádět při jiných teplotách, než pokojových.

### 6.1.2 Poměrné útlumy pro vysoké hodnoty mechanického namáhání

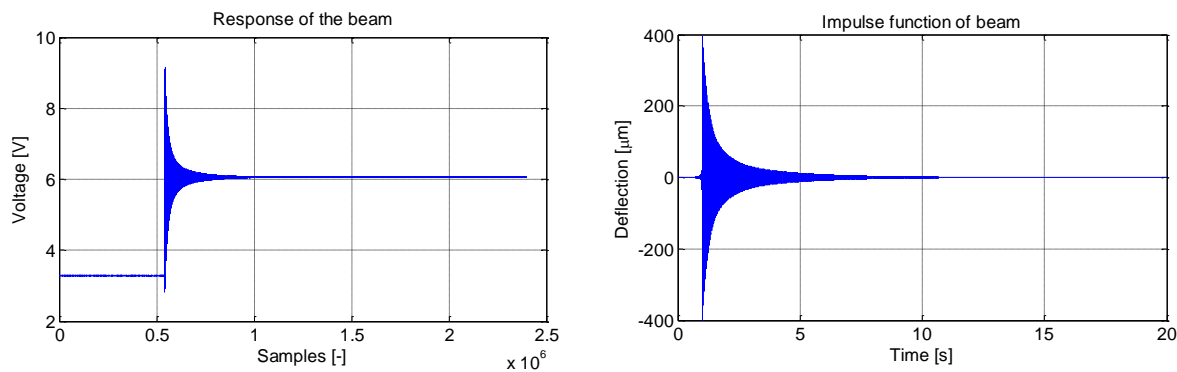
Druhé měření bylo provedeno také analyzátozem hluku a vibrací OROS OR36, nicméně vyhodnocení již probíhalo v prostředí *Matlab*. Výsledkem vyhodnocení jsou křivky znázorňující vývoj poměrného útlumu vybraných materiálů na napětí v patě nosníku. V následujících kapitolách budou nejprve diskutovány matematické aspekty experimentální identifikace poměrného útlumu v závislosti na amplitudě kmitání, respektive na amplitudě namáhání v patě nosníku, poté bude následovat experimentální část a prezentace výsledků.

#### 6.1.2.1 Popis měření a vyhodnocení

Jednotlivé nosníky byly postupně upnuty do měřicího přípravku a staženy klíny celkovou silou 500 kN. Na nosníky byly nalepeny tenzometry, přilepen akcelerometr a také byl použit bezkontaktní snímač dráhy na principu vířivých proudů. Následně byl nosník staticky vychýlen tak, aby namáhání v patě nosníku bylo větší než 100 MPa. Poté se statická vazba (zaručující statickou výchylku) přerušila a kmitání nosníku se odměřilo jako odezva na nenulový počáteční stav (odezva viz. obrázek 36).

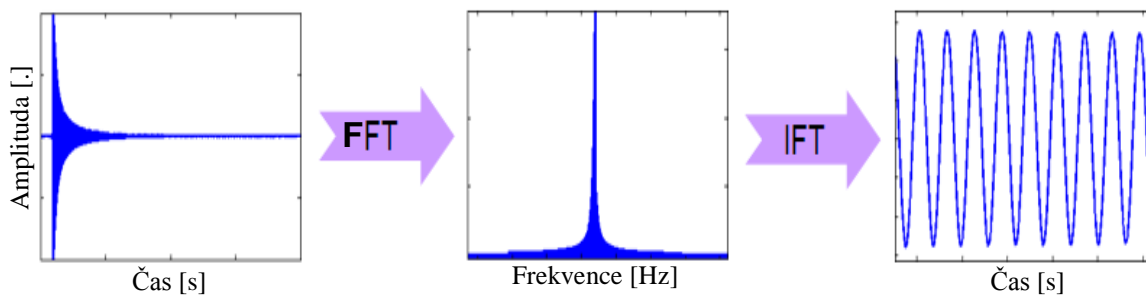
Později byly naměřené odezvy nosníků zpracovány a vyhodnoceny v softwaru *Matlab*. Na začátku byly odezvy upraveny tak, aby odpovídaly impulzní funkci (viz. obrázek 36). Tyto modifikace byly založeny na skutečnostech, že odezvy byly převedeny na mikrometry, nulové a nenulové počáteční stacionární podmínky v signálech, v části před přerušením vazby, byly nahrazeny nulovými počátečními podmínkami.





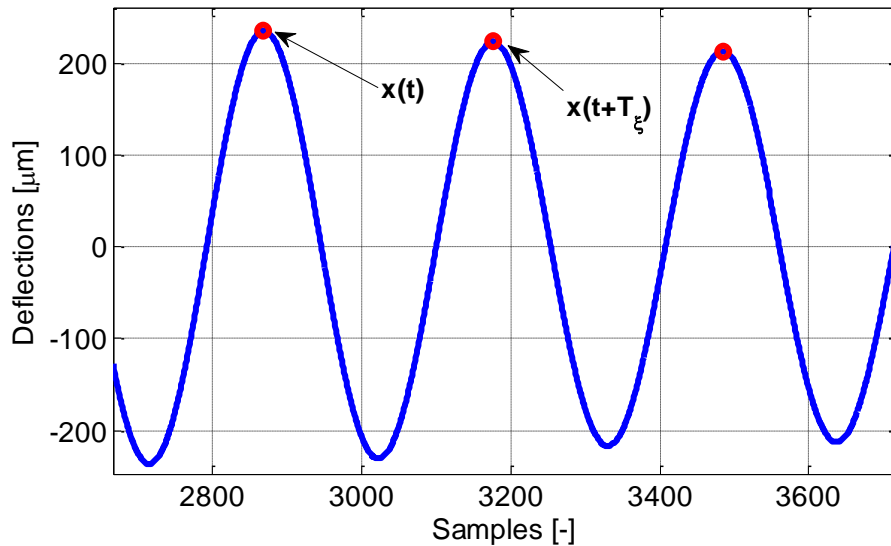
Obrázek 36 – Vlevo - zobrazena odezva nosníku na uvolnění ze statického vychýlení, vpravo - impulzní funkce nosníku (homogenní řešení)

Impulzní funkce nosníků byly transformovány do frekvenční oblasti pomocí diskretní rychlé Fourierovy transformace. V této oblasti byly extrahovány přirozené vlastní frekvence odpovídající prvnímu tvaru kmitání nosníku a jejího okolí ve frekvenčním pásmu  $\pm 50$  Hz  $\langle f_{natural} - 50Hz, f_{natural} + 50Hz \rangle$ . Následně byla použita inverzní Fourierova transformace k získání časového průběhu harmonických složek impulzní funkce na dané frekvenci (viz obrázek 37). Klasické filtrování v časové oblasti nebylo použito, protože by způsobilo zkreslení výsledků.



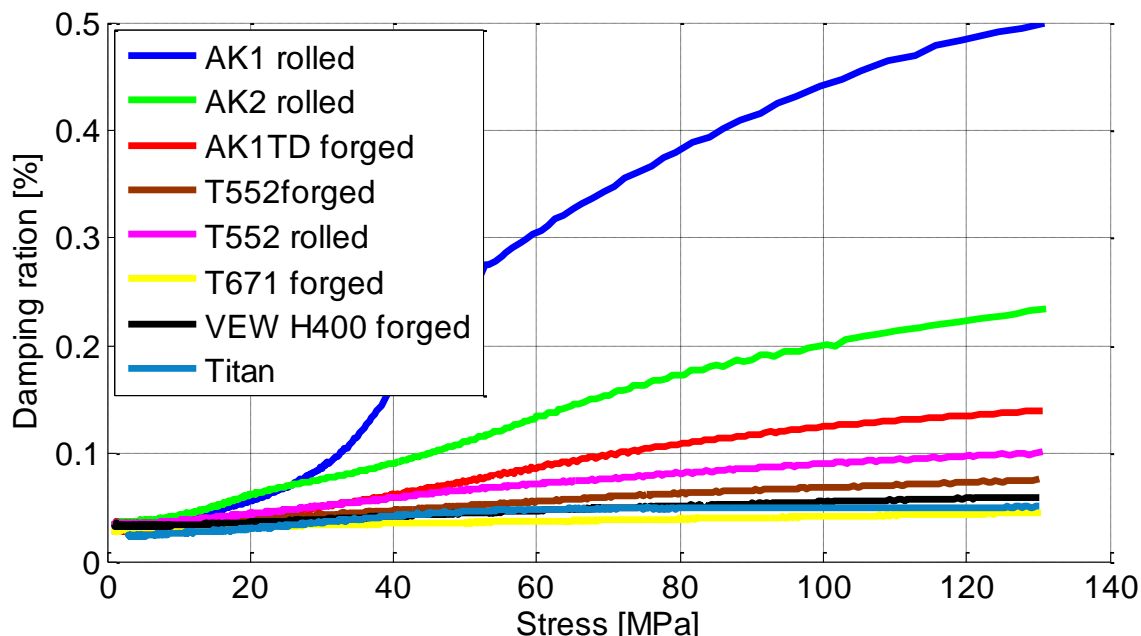
Obrázek 37 - Off-line filtrace a extrakce první harmonické komponenty

V časové oblasti filtrované impulzní funkce pro jednotlivé nosníky byly určeny hodnoty lokálních maxim (viz obrázek 38). Z těchto sekvenčních hodnot byly vypočítány logaritmické dekrementy a následně byly určeny poměry tlumení vždy pro dvě po sobě následující hodnoty lokálních maxim. Tímto způsobem byly získány poměry tlumení vybraných materiálů v závislosti na amplitudách kmitů nosníků (viz. rce. 3.6 a 3.8). Následně bylo vypočítáno napětí v patách nosníků.



Obrázek 38 - Časový průběh harmonické složky impulzní funkce nosníku a jeho lokálních maxim

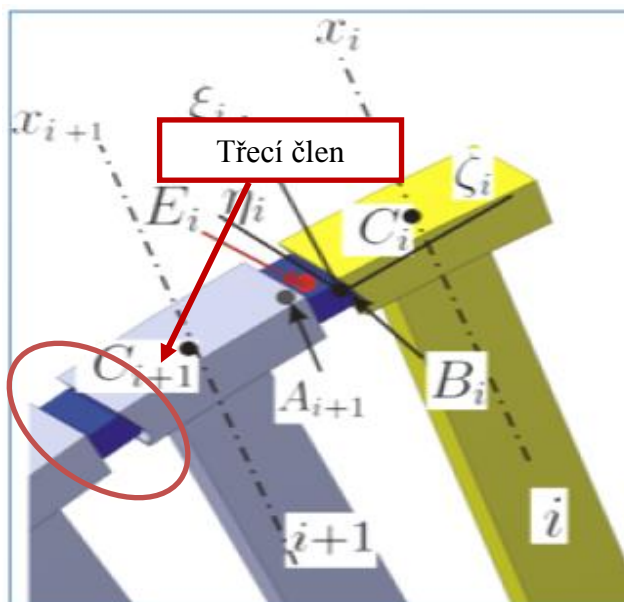
Křivky ukazující závislost poměrného tlumení vybraných materiálů na namáhání v patách nosníků jsou uvedeny na obrázku 39. Zde je patrné nelineární chování materiálu. Tlumení materiálu se mění v závislosti na amplitudě vibrací. Pro hodnocení tlumení byla použita lineární metoda (logaritmický pokles). Zdá se však být přijatelné použít tuto metodu, protože nelinearita není tak silná. To znamená, že systém může být popsán po částech lineární funkcí.



Obrázek 39 - Tlumení jednotlivých materiálů v závislosti na lokálním maximálním napětí

### 6.1.3 Identifikace poměrného útlumu lopatek za rotace

Dalším logickým krokem po zjištění poměrného tlumení nosníků bylo zjištění poměrného tlumení pro volné a následně i provázané lopatky za rotace. Rotace je pro toto měření velmi důležitým aspektem. V důsledku rotace jsou vytvářeny odstředivé síly, které mění frekvence lopatek (zvyšuje se tuhost) a také fixují nožky lopatek v drážkách na disku. Pokud jsou lopatky vázané, mění se s otáčkami kontaktní plocha. Tyto okolnosti určily hraniční podmínky měření.



Obrázek 40 - Lopatky se třecími členy

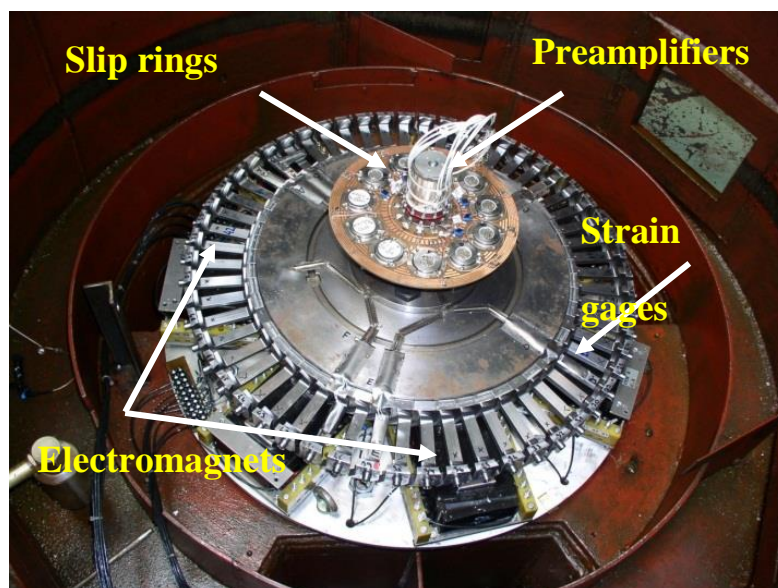
Je zřejmé, že tlumení těchto lopatek nelze předem vypočítat a výsledky získané bez vlivu rotace nemohou být aplikovány na lopatky při otáčení. Pro studium tlumícího poměru při

rotaci byly zvoleny 3 typy lopatkování. Prvním typem lopatek byly volné lopatky. Tato zkouška byla provedena pro porovnání poměrného tlumení s rotací a bez rotace a pro porovnání s měřením provedeným u nosníků. Ve druhém případě byly použity stejné lopatky, ale byly přidány třecí členy (viz obrázek 40). Třetím měřením bylo zjištění poměru tlumení pro nový typ lopatek s novým typem bandáže.

Pro dynamická měření za rotace byl ve společnosti Doosan Škoda Power vyroben vakuový vysokorychlostní stand s parametry:

- Maximální rychlost 12 000 RPM
- Vakuum do 10 mBar
- Maximální průměr disku 1.2 m
- Budicí systémy - permanentní magnety, elektromagnety, vzduchový proud, vodní trysky
- Prostředí - vzduch, mokrá pára

Dále byla vyrobena hřídel a disk, do žlábků typu "T" bylo vloženo 56 lopatek o délce 80 mm. Průměr kola byl 680 mm + kolíky (10 mm). Konvenční lopatky VO80 byly později upraveny na nosníky (16 mm x 8 mm x 80 mm), aby se snížila tuhost a zvýšila se amplituda vibrací lopatek. Aby bylo možné realizovat dynamické buzení lopatek, stojan byl vybaven sadou střídavých elektromagnetů umístěných na duralových deskách. Desky se sedmi elektromagnety byly umístěny nad a pod lopatkami v axiální vzdálenosti 7 mm. Tato vzdálenost byla zvolena tak, aby poskytovala nejvyšší možný výkon elektromagnetů s ohledem na bezpečnost. Na obrázku 41 je znázorněno umístění olopatkovaného disku nad jednou řadou magnetů. Na obrázku jsou zobrazeny předzesilovače a kroužky pro přenos signálu.



Obrázek 41 – Pohled do vysokorychlostního standu, kde jsou umístěny lopatky, elektromagnety a tenzometry

#### 6.1.4 Elektromagnetické rozmítané buzení

Aby bylo možné určit poměrné tlumení lopatek, musely být lopatky vybuzeny elektromagnetickým rozmítáním. Pro každý uzlový průměr musí být určeno pásmo buzení. Pro jeden magnet byla požadována minimální budící síla 5 N. Na rozdíl od článku [26], kde byly použity permanentní magnety, společnost Doosan Škoda Power se v tomto případě přiklonila k použití sady střídavých elektromagnetů. Existuje zde více než 10 let zkušeností s vývojem elektromagnetů střídavého proudu a jejich využití pro parní turbínové lopatky [5][25]. Ve srovnání s permanentními magnety mají střídavé elektromagnety nižší amplitudu síly, ale frekvence buzení může být řízena s vyšší přesností. Hlavní nevýhodou permanentního magnetu je indukce vířivých proudů, které velmi rychle zahřívají rotační strukturu, tím se mění vlastnosti materiálu. Největší výhodou střídavého elektromagnetu je to, že všechny měřicí body včetně mnoha frekvencí a průměrů uzlů lze měřit při jmenovitých otáčkách jednou sadou elektromagnetů. To je velmi přínosné, protože okrajové podmínky jsou stabilizovány (tuhost, rozkruh lopatek, normálová síla působící na třecí člen).

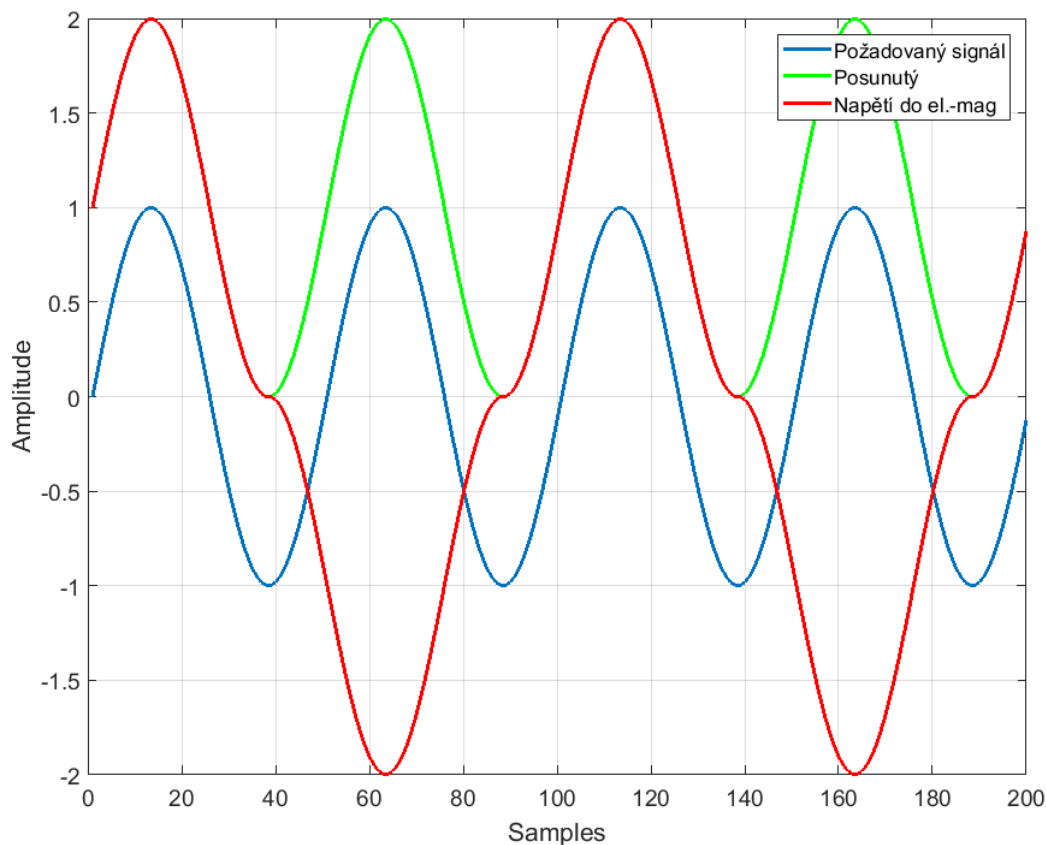
Na druhou stranu je velmi obtížné řídit frekvenci a fázový posun mezi elektromagnety. Obě složky musí respektovat následující vztah (6.1). Samozřejmostí je nutnost uvažování úhlové polohy elektromagnetů vůči sobě.

$$f_{excitation} = f_{natural} \pm ND \cdot f_{rotation} \quad (6.1)$$

Rovnice 5.10 popisuje vztah mezi buzením a přirozenou frekvencí. Při  $ND > 0$  se budící síla liší od vlastní frekvence lopatek. To má pozitivní vliv na poměr signál, šum.

Dlouholetá praxe ukazuje, že pro buzení za rotace je vhodné použít tzv. předmagnetizaci, tedy stejnosměrný proud, který v magnetu vytvoří stejnosměrnou magnetickou složku, na tu se dále namoduluje složka střídavá. Díky tomuto triku lze ocel magnetem jak přitahovat tak odpuzovat. Bohužel u menších lopatek vzniká problém s velikostí magnetu. Je velice obtížné vytvořit magnet malých rozměrů, který by obsahoval jak stejnosměrný tak střídavý obvod. Proto v tomto případě byl vytvořen nový multiharmonický signál, který je chopen vybudit lopatky na dané frekvenci s dostatečnou amplitudou.

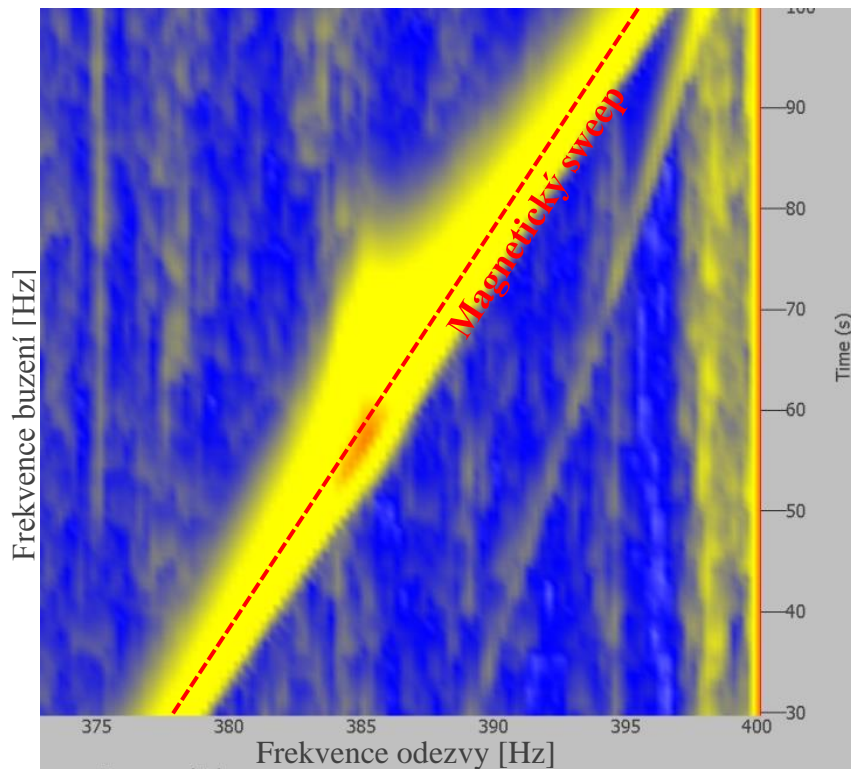
Postup vytvoření budícího signálu (napětového signálu, který vstupuje přímo do el.-magnetu) je znázorněn na obrázku 42 jako červený signál. Jak je patrné z oblastí průchodu nulou, nejedná se o čistý sinus, ale o multiharmonický signál.



Obrázek 42 - Vytváření budícího signálu pro harmonické buzení lopatek za rotace

Pro zjištění tlumení metodou „half-power band“ se frekvence buzení musela zvolna měnit v oblasti rezonanční frekvence. Jak plyne z rovnice 6.1, pro hladké monotónní rozmítání je potřeba udržet konstantní otáčky. Každé zakolísání v otáčkách způsobí změnu ND krát vyšší, což je fatální pro buzení vysokých uzlových průměrů. Frekvence rotace musí být zahrnuta jako vstupní (měřený) parametr do algoritmu buzení.

Fourierovo amplitudové spektrum v blízkosti rezonance je výsledkem tohoto typu rozmítání a výsledek je znázorněn na obrázku 43. Rezananční křivka může být extrahována z tohoto diagramu jako řez na vlastní frekvenci a následně můžeme stanovit poměrné tlumení podle postupu popsaného v kapitole 3.1.2 Frekvenční metoda určení poměrného útlumu.



Obrázek 43 - Spektrogram ukazující průchod přes rezonanci

Závislost poměrného tlumení na amplitudě vibrací lopatek je znázorněna na obrázku 44. Hodnoty poměrného tlumení byly identifikovány pro 4 vlastní frekvence. Tyto frekvence náležejí prvnímu vlastnímu tvaru kmitání olopatkovaného kola a druhému až pátému uzlovému průměru (rychlost otáčení byla 3000 RPM). Pro tato měření bylo použito 6 měřicích tenzometrů. Jednotlivé hodnoty poměrného tlumení jsou aproximovány regresní křivkou, která ukazuje zvýšení poměrného tlumení s rostoucí amplitudou kmitání lopatek.

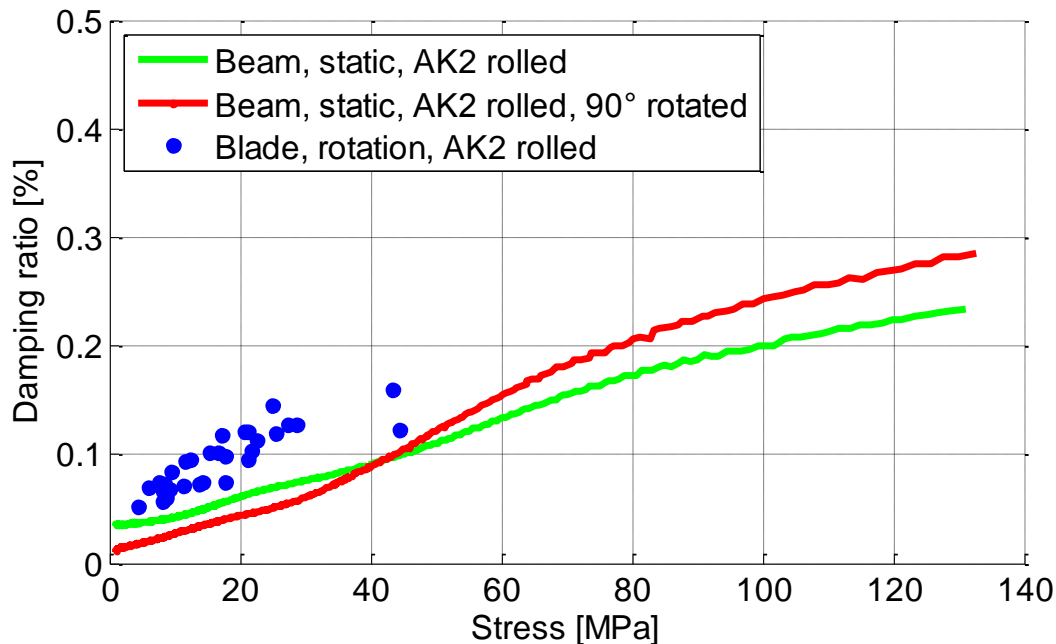
Významný rozdíl (rozptyl) poměrného tlumení mezi statickým nosníkem a lopatkou stejného materiálu za rotace je patrný z obrázku 44. Tento rozdíl je způsoben dvěma faktory. Prvním faktorem je, že bylo měřeno několik navzájem odlišných lopatek (vlivem výrobních tolerancí), což znamená rozdílné okrajové podmínky. Zadruhé, vlivem tzv. mistuning efektu v kmitočtovém spektru vzniknou dva úzce „spolupracující“ vrcholy a určení amplitudy i tlumení je tedy netriviální.

Srovnání poměrného tlumení nosníků a lopatek za rotace je znázorněno na obrázku 44 (materiál lopatek - AK2). Z tohoto obrázku je zřejmé, že poměrné tlumení volných lopatek za rotace je o něco málo vyšší než poměrné tlumení nosníků. To je způsobeno konstrukčním tlumením daných lopatek, převážně přídavným tlumením v závěsu lopatek, nikoli aerodynamickým tlumením, protože testy byly prováděny ve vakuu.

Z provedené identifikace vyplývá, že finálně bychom rovnicí kmitání lopatek mohli psát ve tvaru

$$M \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + D \left( \frac{dx(t)}{dt}, t \right) \frac{dx(t)}{dt} + S \left( \frac{dx(t)}{dt}, x(t), t \right) x(t) = f(t). \quad (6.2)$$





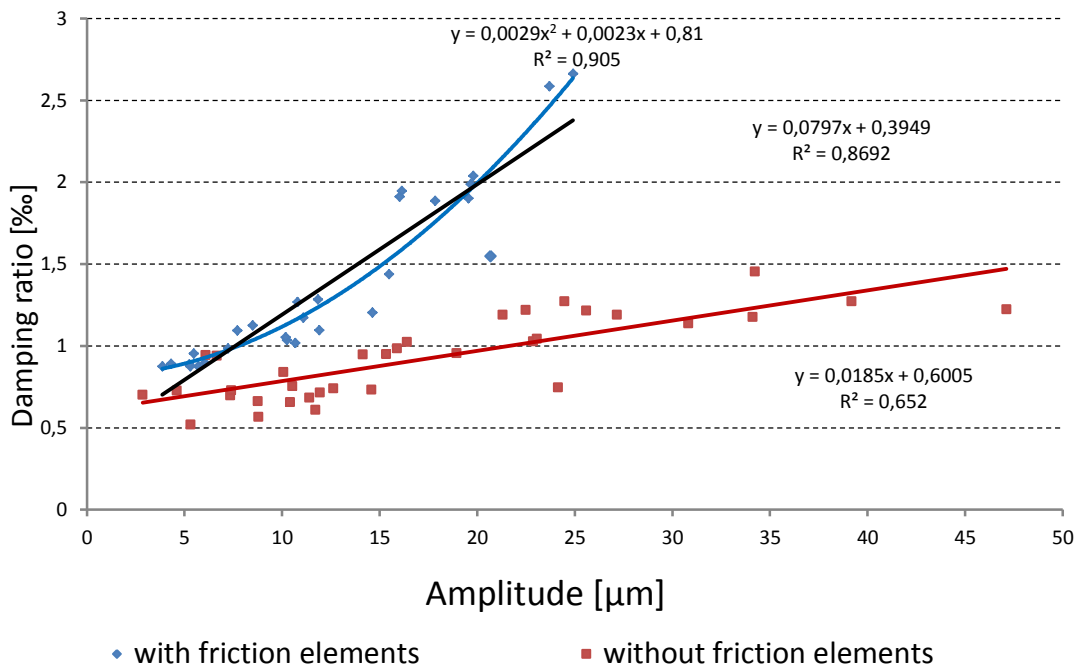
Obrázek 44 - Poměrný útlum volných loptek za rotace v závislosti na amplitudě kmitání

### 6.1.5 Identifikace poměrného útlumu pro vázané lopatky s frikčními členy

Další měření proběhlo za rotace (otáčky 3000 RPM) na lopatkách, které byly spojeny třecími členy (obrázek 40). Sedm elektromagnetů umístěných rovnoměrně pod olopatkovaným diskem bylo použito pro buzení prvního vlastního tvaru. Ve srovnání s volně stojícími lopatkami, kde byly vybudeny uzlové průměry 2 až 5, bylo pro bandážované lopatky úspěšné pouze buzení 2. a 3. uzlového průměru. Vyšší uzlové průměry byly pozorovány pouze v Campbellově diagramu při doběhu (malé úrovně vibrací). Při použití elektromagnetického rozmítaného buzení jsme však nezískali signifikantní (lineární) odezvu nutnou k určení poměrného tlumení v závislosti na velikosti amplitudy oscilace. Důvodem bylo nelineární chování těchto vlastních tvarů. Při určité hodnotě budící síly rezonanční vrchol migroval ve spektru a nemohl být detekován lineárním rozmítáním. Tento vrchol neustále měnil svoji polohu podle počátečních podmínek buzení (počáteční frekvence, amplituda buzení, rychlost rozmítání). Toto nelineární chování bylo funkcí velikosti třecího členu (odstředivá síla, kontaktní plocha), úrovně vibrací a uzlového průměru (fázový posun mezi jednotlivými lopatkami). Problémem je, že u takto nelineárního systému nemůžeme mluvit o vlastních frekvencích nebo poměrném tlumení ve smyslu vlastní hodnoty charakteristické rovnice. Pro identifikaci nelineárních systémů neexistují jednotné metody identifikace. Bylo by nutné znát přesně druh nelinearity, provádět simulace buzení systému s nelinearitou a stanovit další kritéria pro hodnocení vlastní frekvence a poměrného tlumení (pokud existují). Výše zmíněný nelineární systém  $F$  lze jednoduše popsat pomocí parametrů hmotnost, tlumení, tuhost, amplituda vibrací a čas.

Problém je, že  $D\left(\frac{dx(t)}{dt}, t\right)$  a  $S\left(\frac{dx(t)}{dt}, x(t), t\right)$  je neznámá funkce, která souvisí s třecím spojením. Pro zjištění přibližného lineárního chování, byl vytvořen další graf (viz obrázek 45).



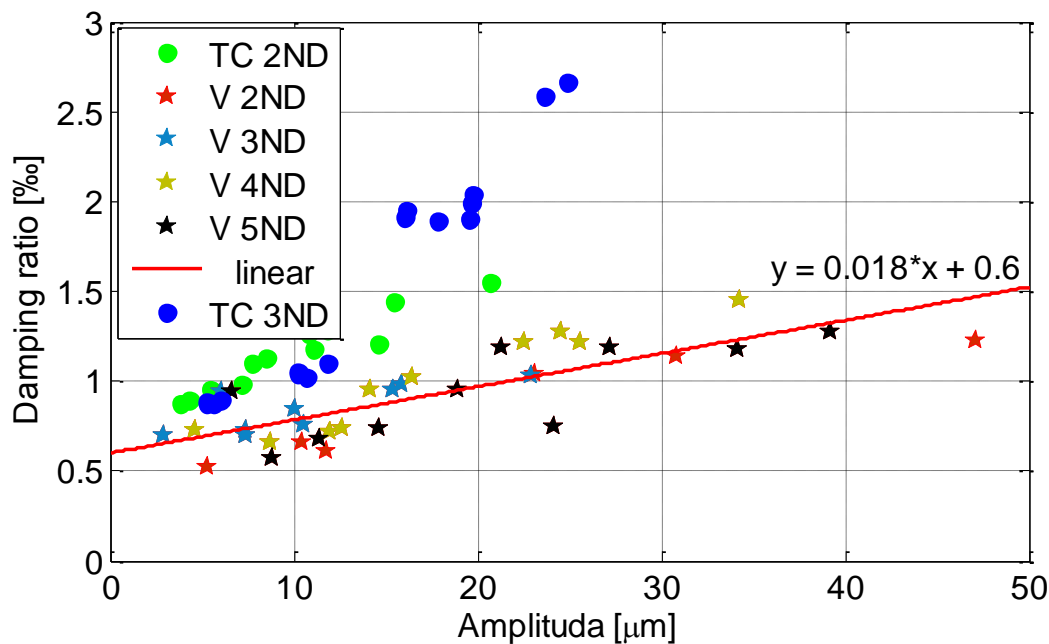


Obrázek 45 – Porovnání poměrného útlumu pro volné lopatky a pro lopatky s třecím členem

Z obrázku 45 je patrné, že vázané lopatky s třecími členy mají vyšší tlumicí vlastnosti než volně stojící lopatky. Tento diagram však neukazuje, zda uzlové průměry ovlivňují velikost poměrného tlumení nebo ne.

Vliv různých uzlových průměrů je znázorněn na obrázku 46. Z obrázku je zřejmé, že tlumicí poměr volných lopatek je nezávislý na uzlovém průměru rotujícího kola. Na druhou stranu vidíme, že poměrné tlumení je silně ovlivněno uzlovými průměry pro vázané lopatky. Tento jev lze vysvětlit pomocí disipace energie vlivem tření. Když fázový posun dvou sousedních lopatek stoupá (s rostoucím uzlovým průměrem), je vyšší i relativní pohyb mezi třecím členem a lopatkou a tím i tření a disipace energie.

Pro určení tlumení druhého a třetího ND byla použita metoda HPB. Ta mohla být použita, protože nelinearita nebyla tak silná (pro 2, 3 ND) a systém mohl být aproximován po částech lineárním systémem. Metoda lineárního přiblížení a HPB způsobí chybu, která je v tomto případě závislá na poklesu tlumení, když amplituda klesá na 3 dB amplitudy rezonance. Z dřívějších experimentů a vyhodnocení (měření na nosnících) je známo, že získané výsledky nejsou dokonalé, ale slouží jako relativně dobrý odhad tlumení.



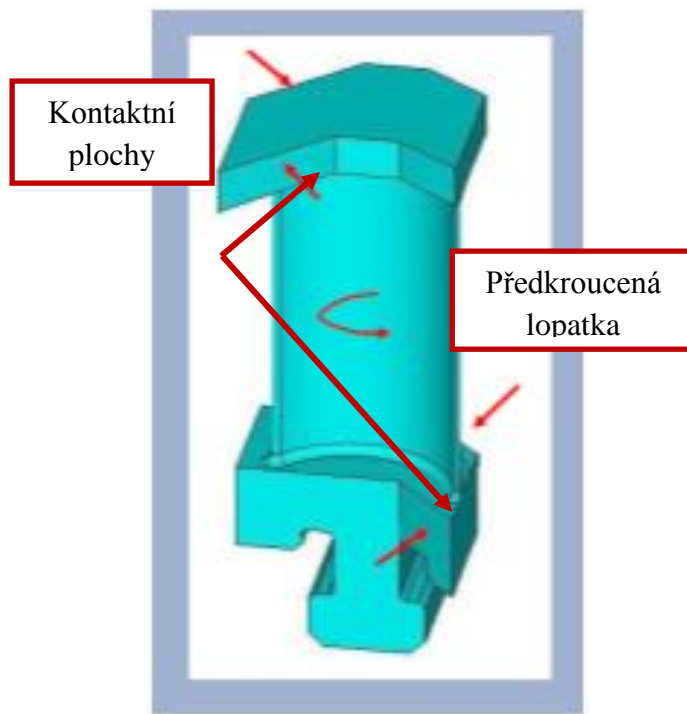
Obrázek 46 – Poměrné tlumení v závislosti na amplitudě kmitání a uzlovém průměru; TC - lopatky s třecími členy; V - volné lopatky

### 6.1.6 Vliv uzlových průměrů na tlumení pro lopatky s V bandáží

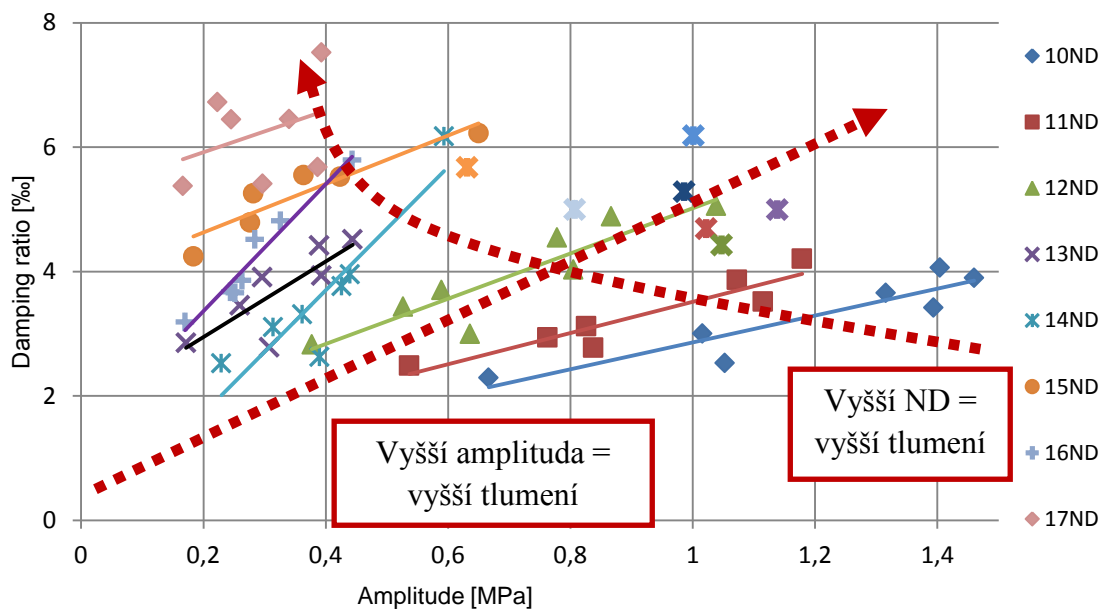
Na základě významných výsledků z experimentálního určení tlumení pro lopatky s třecími členy byl zahájen podobný experiment pro nový design lopatek s "V" bandáží. Testy byly provedeny ve vakuu v Campbellově stroji za rotace (rychlost otáčení 3000 RPM). Parametry Campbellova stroje:

- Maximální rychlost 4 000 RPM (2 MW elektromotor)
- Vakuum až 1 mBar
- Maximální průměr olopatkovaného kola 5 m
- Budicí systémy - permanentní magnety, elektromagnety, vzduchový proud, olejové trysky, torzní moment

Podobné výsledky závislosti tlumení byly získány jako v předchozích případech. Poměrné tlumení závisí na amplitudě vibrací a na uzlových průměrech. Tyto výsledky jsou znázorněny na obrázku 48, kde šipky ukazují vliv amplitudy respektive uzlových průměrů.



Obrázek 47 -Lopatka s V bandáží



Obrázek 48 - Vliv amplitudy a uzlových průměrů na tlumení

Je zřejmé, že každý uzlový průměr musí být vyhodnocen zvlášť. Pro jeden uzlový průměr je tlumení vyšší u vyšších amplitud, jak jsme očekávali z předchozího měření. Pokud jde o uzlové průměry, je zřejmé, že vyšší uzlový průměr má vyšší tlumení.

### 6.1.7 Souhrn pro identifikaci tlumení

Ve společnosti Doosan Škoda Power byla vyvinuta nová lopatka s novým typem bandáže. Pro identifikaci tlumících vlastností této lopatky byl vyvinut celý postup měření tlumení od

základu. Tento postup zahrnuje měření tlumení standardních materiálů, vzorků za rotace, ale také samotných lopatek za rotace. Bylo testováno několik metod pro vyhodnocení tlumení. U upnutých nosníků byla jako nejlepší metoda zvolena metoda logaritmického dekrementu, zatímco pro rotaci metoda „half-power band“.

Identifikace poměrného tlumení byla úspěšně provedena pro nosníky, pro volné lopatky, pro vázané lopatky s třecími členy a pro lopatky s "V" bandáží. Tlumení materiálu pro vybrané lopátkové materiály je znázorněno na obrázku 39. Závislost poměrného tlumení na vibraci volných lopatek je znázorněna na obrázku 44. Rovněž byl ilustrován lineární charakter této závislosti. Poměr tlumení byl o něco vyšší u volných lopatek ve srovnání s nosníky. Pro výpočty MKP a volné lopatky lze uvažovat poměrné tlumení 1 ‰.

Vázané lopatky měly vyšší tlumení než volné. Z grafů (obrázky 46 a 48) lze odvodit, že poměrný útlum silně závisí na amplitudě a na uzlovém průměru. Při vyšších uzlových průměrech nebylo možné vyhodnotit tlumení, když byly lopatky spojeny třecími členy v důsledku silné nelinearity. Každopádně pro nové lopatky s V bandáží lze uvažovat poměrné tlumení 3 ‰ (viz obrázek 48).

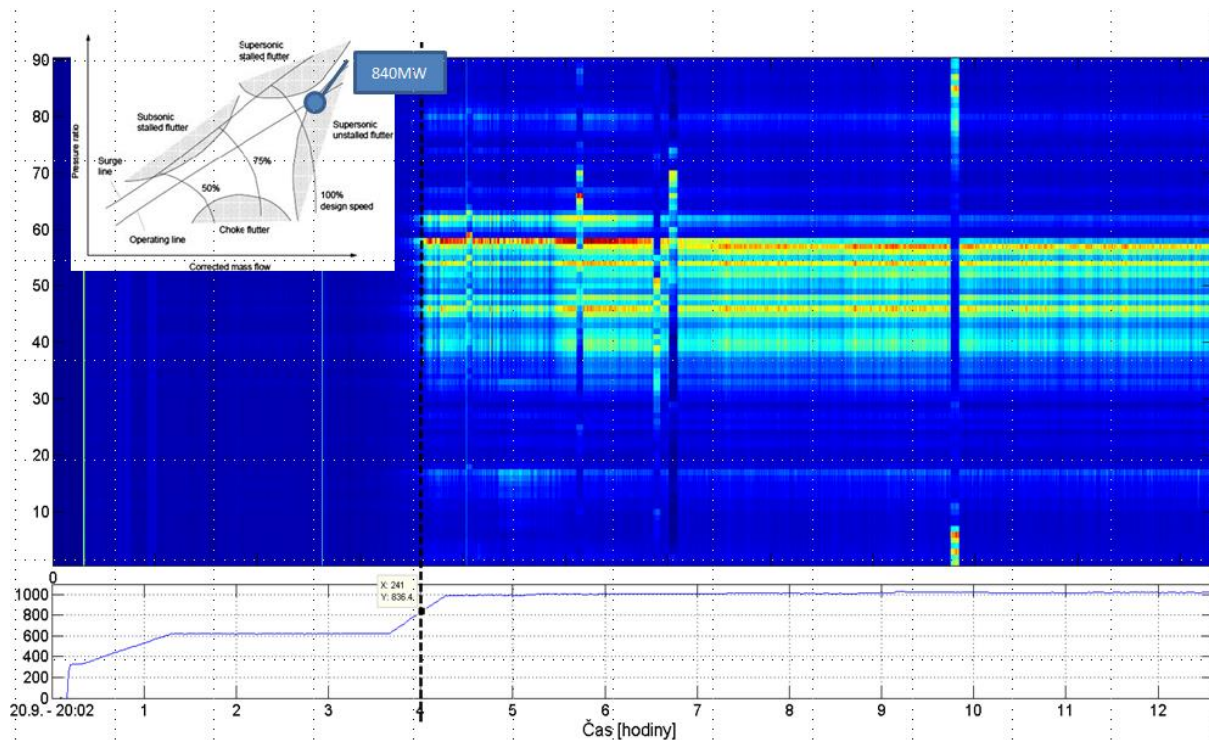
## 6.2 Identifikace flutteru u lopatek L-1 s využitím informací o poměrném útlumu

V této části práce bude představeno měření na jaderné elektrárně, kde bylo v závěru využito informací o poměrném útlumu materiálů získaných na základě vyhodnocení v předchozí kapitole. Právě hodnota poměrného tlumení a znalost jeho chování s rostoucími uzlovými průměry přispěla k řešení problému s identifikací příčiny tvorby trhlin oběžných lopatek.

První měření probíhalo v letech 2009 až 2011 na jaderné elektrárně s výkonem 1000 MW. Tato elektrárna měla v minulosti problémy s trhlinami na lopátkách, a proto bylo instalováno měření BTT monitorující poslední a předposlední oběžné stupně nízkotlakého rotoru. Protože se jednalo o jadernou elektrárnu, nebylo možno provádět speciální testování při různých zatíženích stroje a najíždění probíhalo zcela v závislosti na parogenerátoru, který je primárně řízen stavem jaderného reaktoru. Stručně lze celé najíždění rozdělit do následujících hladin

1. Prohřev TG na 500 RPM
2. Najetí na 3000 RPM
3. Skokové nafázování na 250 MW
4. První zvyšování výkonu a výdrž na 600 MW
5. Druhé zvyšování výkonu
6. Trvalý provoz 1000 MW

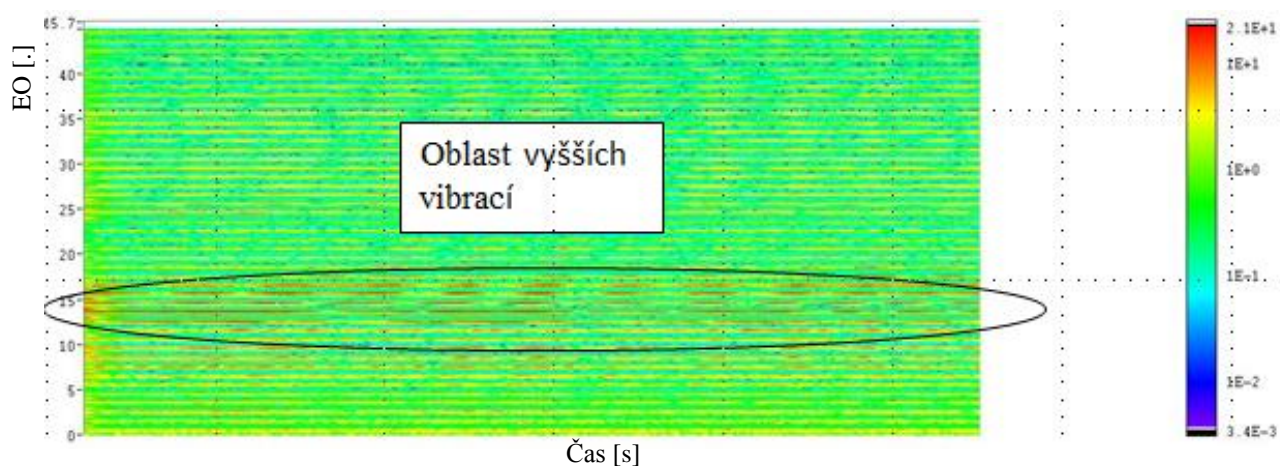
Lopatky nevykazovaly až do bodu 5 zvýšené vibrace. V bodě 5, při druhém navyšování výkonu došlo k náhlému nárůstu vibrací, a to až na pětinasobek dovoleného namáhání. Tento jev trval cca 8 až 12 hodin v závislosti na způsobu najíždění (do roku 2014 probíhalo cca 6 najetí, která byla monitorována pomocí BTT). Najíždění a vibrace lopatek ukazuje následující obrázek 49, kde je taktéž znázorněna nejpravděpodobnější příčina vibrací lopatek v tomto případě a to je tzv. „unstalled flutter“. Identifikace tohoto jevu bude vysvětlena.



Obrázek 49 - vibrace lopatek v závislosti na čase výkonu TG 1000 MW

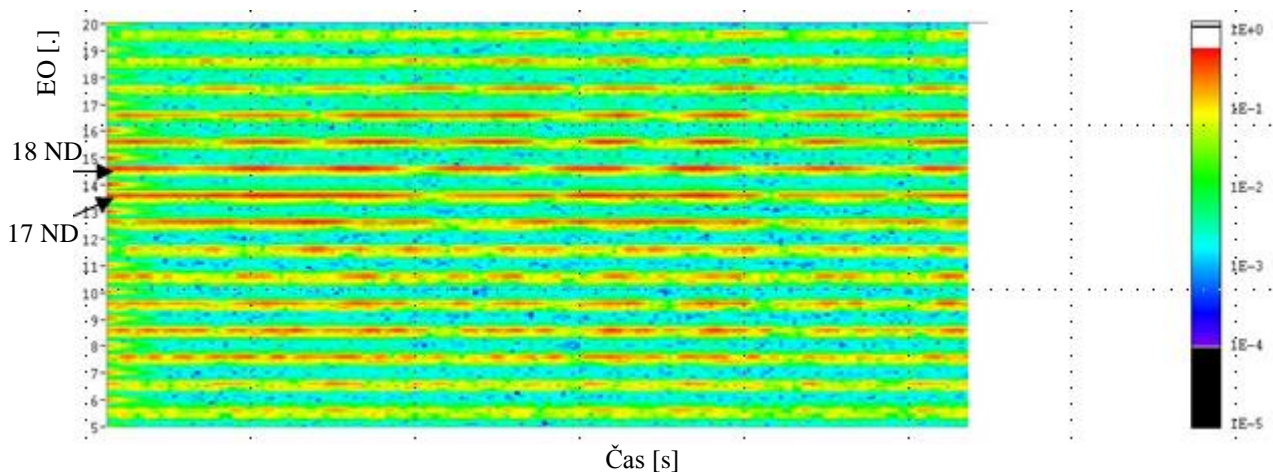
Korelace vibrací lopatek s různými parametry turbogenerátoru byly v popředí zájmu jako první. Pro korelaci bylo použito více než 300 různých signálů, z nichž 10 se ukázalo být lehce korelovaných. Následné analýzy, veličin lehce korelovaných signálů, vzápětí vyloučily tyto veličiny jakožto možnou příčinu vzniku trhlin.

Následně byl proveden podrobný rozbor signálů, které byly naměřeny pomocí BTT. Pro rychlou analýzu problému byl zvolen přístup využívající all blade spektrum viz. obrázky 50 a 51.



Obrázek 50 - All blade spektrum, identifikace jednotlivých uzlových průměrů



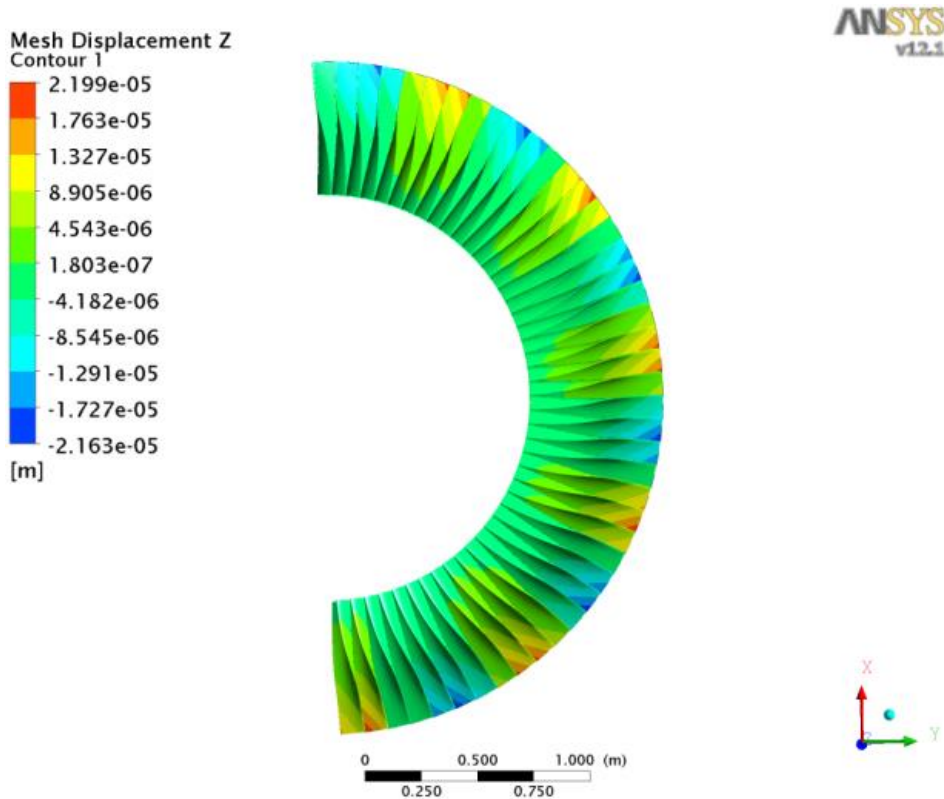


Obrázek 51 - Výřez z all blade spektrogramu, na detailu jsou patrné asynchronní frekvence vybuzené v čase

Amplitudy z těchto all blade spekter na jednotlivých uzlových průměrech byly vneseny společně s výsledky měření tlumení a výpočtu CFD do jednoho grafu (Obrázek 54). Než byl vysloven závěr na základě měření, paralelně k této identifikaci probíhaly CFD výpočty možné aero nestability, aby případné závěry podpořily.

### 6.2.1 CFD analýza možných nestabilit (citace z článku [11])

Nízkotlaké lopatky L-1 parní turbíny byly podrobeny zkoumání kvůli citlivosti na flutter pomocí trojrozměrné, přechodné numerické analýzy RANS na základě konečných objemů. Výpočet byl proveden v komerčně dostupném kódu *Ansys CFX 12.1* metodou popsanou v práci [9]. Výpočtová doména představovala polovinu sestavy olopatkovaného kola (180 stupňů, 45 lopatkových kanálů). Toto nastavení umožnilo výpočet všech případů, u nichž byl uzlový průměr ND roven sudým číslům. Bylo použito hrubé síť - přibližně 20 000 uzlů. Síť kolem každého listu se periodicky deformovala stejně jako první ohybový tvar, který byl spočten v MKP softwaru *Ansys* modální analýzou lopatek. Deformace byla předepsána pro všechny lopatky s mezilehlým fázovým úhlem a definovaný uzlovým průměrem. Uzlový průměr a tedy i fázový úhel mezi lopatkami se pro jednotlivé výpočty měnily. Bylo provedeno 14 výpočtů s uzlovým průměrem nastaveným na hodnotu 44, 32, 30, 28, 24, 20, 16, 12, 8, 0, +10, +16, +30 a +44. Příklad posunutí lopatek v jednom okamžiku je znázorněn na obrázku 52.



Obrázek 52 - CFD model zobrazující výchylku v ose Z pro ND = -12

Okrajové podmínky celkového tlaku na vstupu, celkové teploty, úhlu rychlosti a výstupního statického tlaku představovaly lopatky pracující při plném zatížení. Při tlakovém poměru přibližně 0,35 byl hmotnostní průtok 165 kg/s.

Na základě časově závislých hodnot tlaku a posuvu, získaných z výpočtu pro každý uzel na povrchu lopatky, byla práce  $W$  přenášena z průtoku na lopatku v jednom cyklu a určena jako

$$W = \sum_{steps} \sum_{faces} p \vec{A} \cdot \vec{x}, \quad (6.3)$$

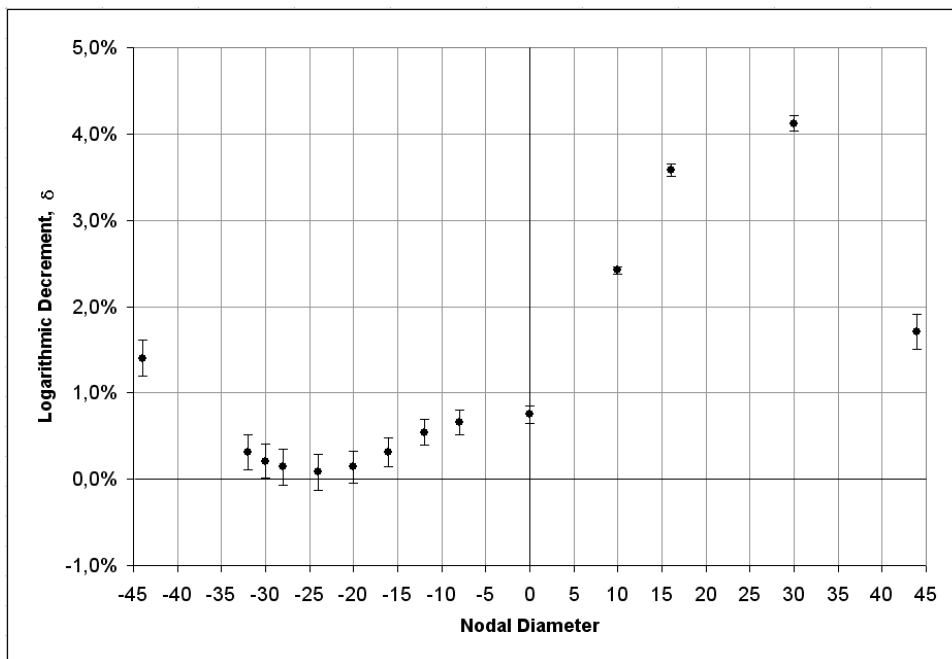
kde  $p$  je tlak na povrchu lopatky,  $A$  je oblast normálního vektoru lopatky,  $x$  je relativní posun v jednom časovém kroku a součet probíhá přes všechny plošné elementy lopatky a přes všech čtyřiaadvacet časových kroků. Tato práce  $W$  byla hodnocena pro každou z 45 lopatek a přes všech 6 vlastních tvarů. Výsledky byly zpracovány tak, že se získala průměrná hodnota všech lopatek a tvarů a příslušná směrodatná odchylka. Logaritmický pokles, který představuje stabilitu systému pára-lopátka v nepřítomnosti mechanického tlumení, byl vypočten jako

$$\delta = -\frac{W}{2E}, \quad (6.4)$$

kde  $E$  je maximální kinetická energie tvaru kmitu.

Výsledky analýzy jsou shrnuty na obrázku 53 a 54. Závislost logaritmického tlumení na uzlovém průměru indikuje, že systém v blízkosti meze stability v rozmezí záporných uzlových průměrů přibližně od  $n = 30$  do  $n = 20$ . Avšak průměrné aerodynamické tlumení

zůstává pozitivní pro všechny zkoumané uzlové průměry. Pro potvrzení nestability je nutná podrobnější analýza CFD včetně výpočtu s dostatečně jemnou výpočetní sítí.



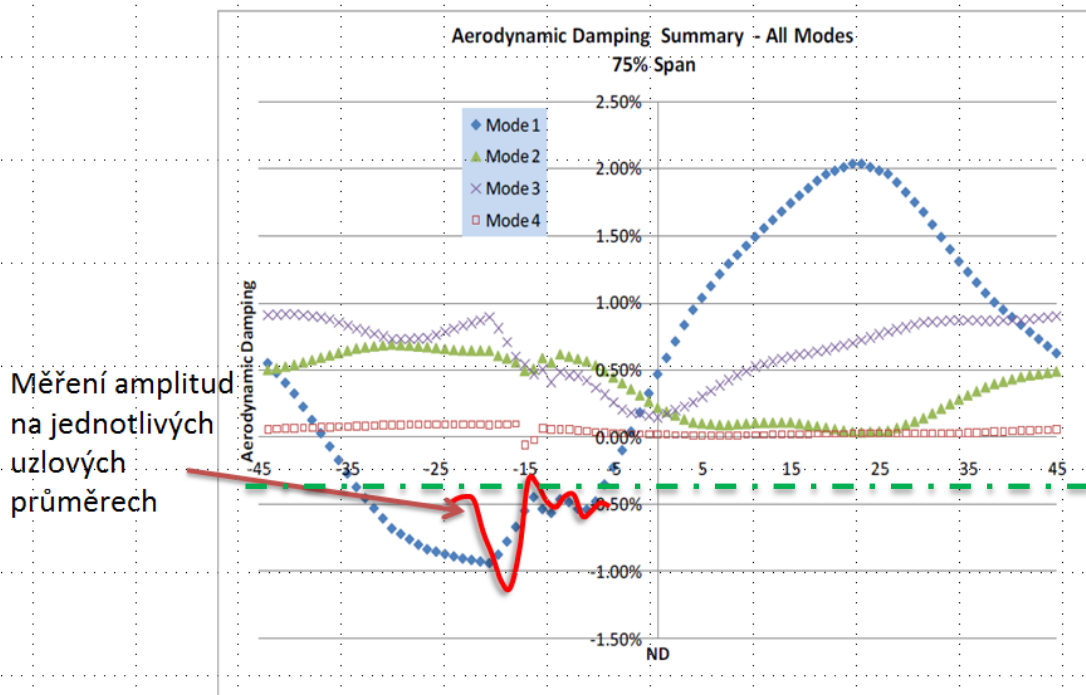
Obrázek 53 – Závislost logaritmického dekrementu na uzlovém průměru

Na základě výpočtů viz. obrázek 53 byl problém samobuzeného kmitání lopatek dále rozvíjen. Byly použity metody speciálně vyvinuté Dr. Kielbem [15] a v Doosan Škoda Power byl spočítán aerodynamický útlum pro první čtyři rodiny k dané lopatce. Jak je vidět z obrázku 54 aerodynamické tlumení závisí jak na tvaru kmitání, tak i na počtu uzlových průměrů. Taktéž vidíme, že pro první vlastní tvar dostáváme záporné tlumení, což značí možný problém samobuzeného kmitání v případě lopatek tzv. flutteru.

Záporné aerodynamické tlumení nemusí nutně znamenat problém s flutrem. K flutru dojde jen tehdy, je-li aerodynamické tlumení nižší než tlumení mechanické. Mechanické tlumení (materiálové a konstrukční) materiálů bylo detailně zkoumáno v předchozí kapitole a bylo zjištěno, že pro daný materiál a dané výchylky se materiálové a konstrukční tlumení pohybuje okolo 0,3 % a pro vyšší uzlové průměry roste (v obrázku zelená čerchovaná čára).

Z obrázku 54 a modré tečkované křivky je tedy patrné, že k flutteru by mohlo docházet v rozmezí uzlových průměrů -5 ND až -35 ND. Následné měření BTT prokázalo, že lopatky dominantně kmitají -5 až -25 ND a to s celkovou amplitudou, která je nad mezí únavy použitého materiálu.

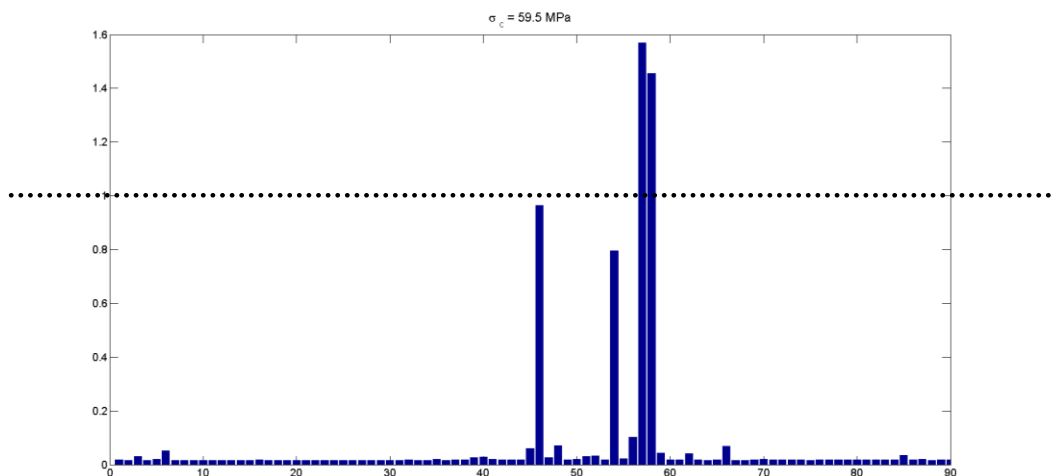




Obrázek 54 - Porovnání měřených amplitud vibrací a výpočtu aerodynamického tlumení

Do grafu aerodynamického tlumení byla vynesena červená křivka, která reprezentuje změřené amplitudy pomocí BTT (viz. obrázky 50 a 51). V grafu jsou vyneseny amplitudy vynásobené -1, aby je bylo možné porovnat s vypočteným aerodynamickým tlumením. Z obrázku je patrné, že amplitudy kopírují aerodynamické (ne)tlumení. Na základě tohoto porovnání, můžeme vyslovit hypotézu, že se s největší pravděpodobností jedná o samobuzené kmitání – unstalled flutter.

Přesný monitoring amplitud a frekvencí v podzvokovaných signálech umožnil stanovení zbytkové životnosti a odhad počtu poškozených lopatek na konci ročního provozu viz. obrázek 54. Pro tento případ bylo predikováno, že na 4 lopatkách budou nalezeny trhliny. Tato predikce se po otevření stroje potvrdila.



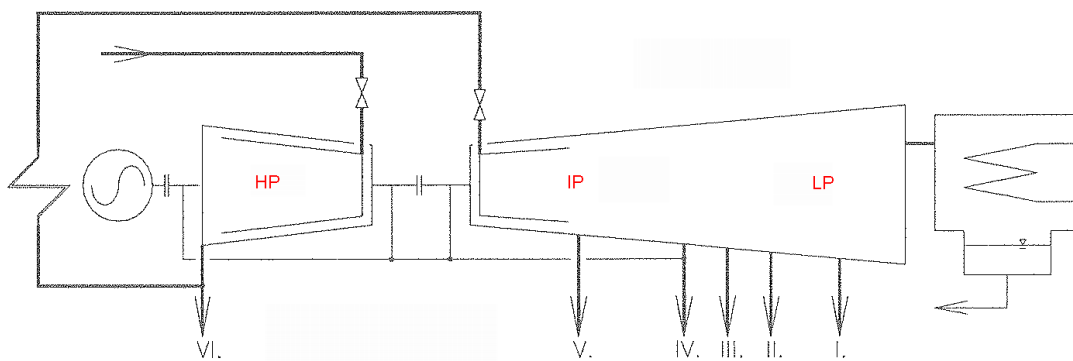
Obrázek 55 - Vyhodnocení zbytkové životnosti pro mezi únavy 59,5 MPa

### 6.3 Měření 42" lopatky ve ventilačním provozu

Tento poslední příklad bude ilustrovat všechny výše zmíněné aspekty měření lopatek pomocí BTT. Bude prezentováno spojení BTT a MKP při verifikaci lopatek napříč provozním spektrem. Bude demonstrováno, jak měření BTT přispívá k celkové optimalizaci procesu najíždění a fázování.

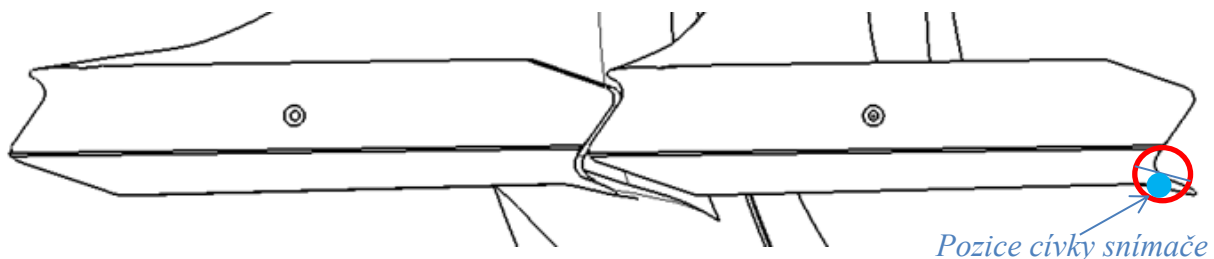
#### 6.3.1 Úvod

V uhelné elektrárně Bolu Goynuk 135 MW (Turecko) na bloku 2 bylo provedeno měření vibrací lopatek 42" posledního oběžného stupně (LSB). Elektrárna Bolu Goynuk využívá dvě jednotky modulové řady parních turbíny MTD 50 s axiálním výstupem. Jsou zde instalovány dva bypassy STNT s hmotnostním průtokem 50 % (každý) jmenovitého průtoku. Turbína využívá vázanou LSB 42", která je vybavena rozkrucující se bandáží.



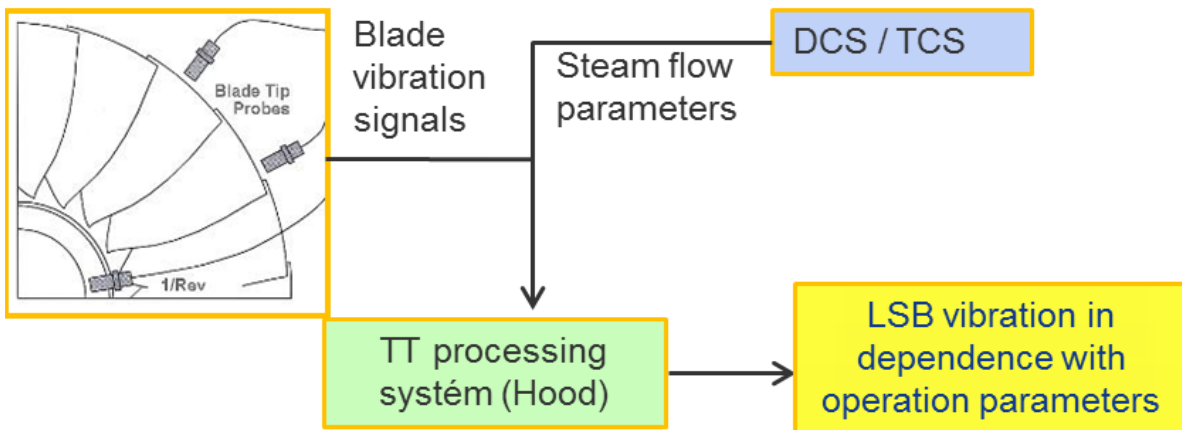
Obrázek 56 - Schéma turbíny Bolu Goynuk 135 MW

Za účelem monitorování lopatek byl nainstalován BTT systém od společnosti Hood Technology Corporation. 5 eddy-current snímačů bylo nainstalováno do rozváděcího kola nad lopatky L-0 do místa špiček lopatek (obrázky 57 a 59). Hlavním cílem monitorování vibrací lopatek L-0 bylo zjistit vztah mezi vibracemi lopatek a provozními parametry turbíny (protitlak, objemový průtok, průtok bypasssem, ...).



Obrázek 57 - Poloha senzoru vůči bandáži lopatek

Schéma toku dat při sledování bandážovaných lopatek a jejich následné zpracování je uvedeno na obrázku 58.



Obrázek 58 - Základní tok dat měřicího řetězce



Obrázek 59 - Instalace senzorů do deflektoru a celkový pohled na smontovanou turbínu (nízkotlaký díl)

Aby bylo možné lopatky kvalitně monitorovat a optimalizovat proces najíždění, musely být nejprve stanoveny limity vibrací. Následně byly definovány provozy, při kterých byla lopatka podrobena podrobným testům viz. následující kapitoly.

### 6.3.2 Stanovení limitů vibrací

Klíčovým úkolem pro sledování lopatek bylo stanovení limitů vibrací lopatek, které jsou v podstatě závislé na tvarech kmitání tzv. rodinách - viz. kapitola 5.1 Geometrická úloha přepočtu výchylek změřených metodou BTT na skutečné kmity lopatky. U integrálně spojených lopatek má uzlový průměr také značný vliv na limity vibrací.

Limity vibrací lopatek byly vyhodnocovány na základě limitu únavy daných materiálů lopatek (Goodmanův diagram) a bezpečnostních faktorů. Pokud jsou použity bezpečnostní faktory, liší se pro dvě kritická umístění na lopatce, buď v listu, nebo v nožce.

Maximální povolené cyklické napětí v případě listu je definováno/ jako

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_F}{S_b S_e}$$

a v případě nožky jako

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_F}{S_b S_e S_f'}$$

kde

- $\sigma_F$  je mez únavy odrážející střední předpětí zatížení (Goodman diagram),
- $S_b$  je základní bezpečnostní faktor,
- $S_e$  je bezpečnostní faktor pro prostředí
- $S_f$  je bezpečnostní faktor pro tření.

Na základě modální analýzy vypočtené pomocí MKP je poměr  $R$  mezi dynamickým cyklickým napětím v kritickém místě a amplitudou vibrací na špičce lopatek určen pro každý tvar a uzlový průměr.

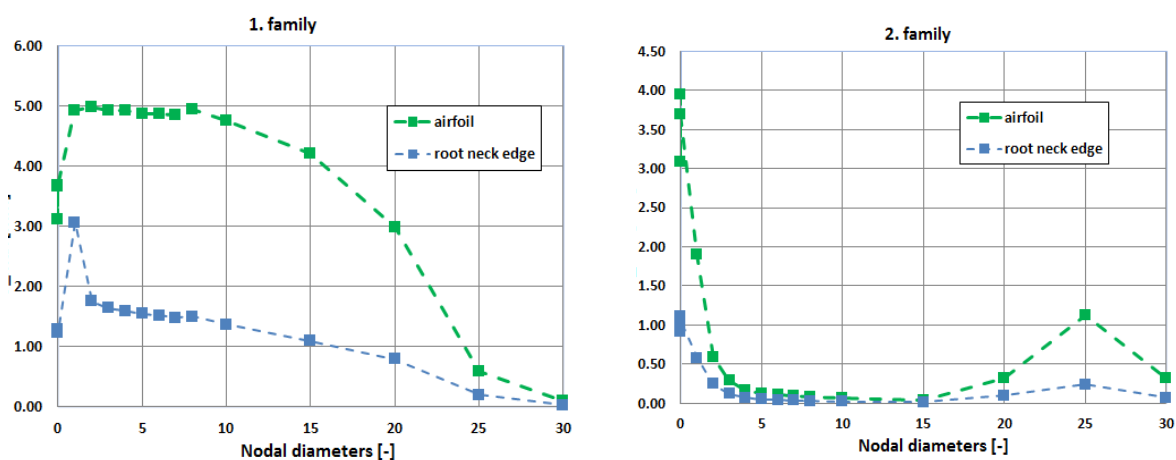
Maximální přípustná amplituda vibrací špiček lopatek je určena jako

$$U_{max} = \frac{\sigma_{max}}{R}.$$

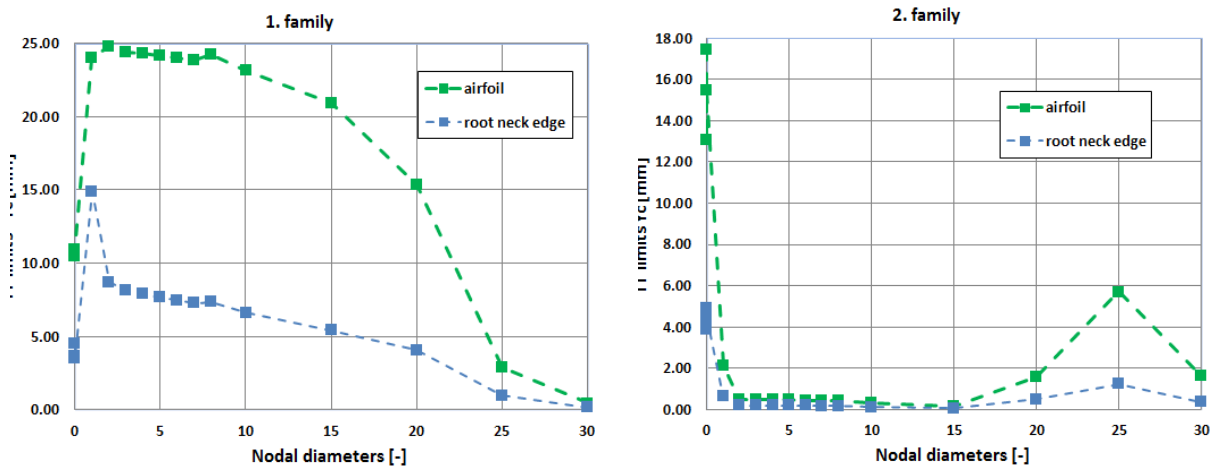
Senzory BTT monitorují vibrace pouze v obvodovém směru, proto musí být  $U_{max}$  přepočítáváno do správného směru, aby mohlo být použito pro limity BTT.

Obrázky 60 a 61 představují limity  $U_{max}$  a limity BTT -  $Y_C$  pro lopatku 42" LSB. Mez únavy  $\sigma_F$  byla stanovena na základě naměřené Wöhlerovy křivky a Goodmanova diagramu.

Obrázky 60 a 61 ukazují, že nejkritičtějším místem z únavového pohledu je nožka lopatky (krček závěsu). Tento závěr je také podpořen skutečností, že většina trhlin se vyskytuje v tomto místě lopatky.



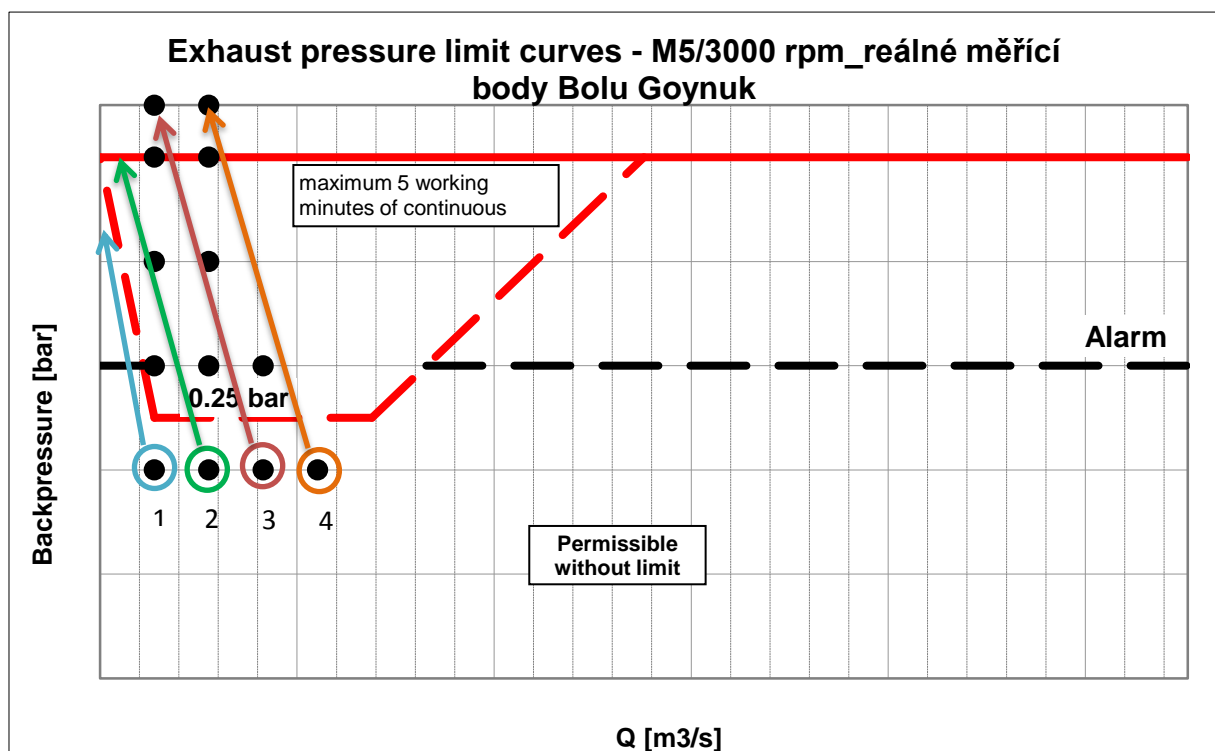
Obrázek 60 - Maximální dovolené amplitudy vibrací na špičce lopatky pro první a druhou rodinu kmitání. Vyobrazeny jsou dvě kritická místa



brázek 61 - Limitní hodnoty vibrací pro BTT se senzorem umístěným na náběžné hraně bandáže. Vyobrazeno pro dvě kritická místa

### 6.3.3 Měření vibrací na elektrárně

Během měřicí kampaně v Bolu Goynuk se uskutečnilo sedm různých měření (viz tabulka 4), které měly pokrýt předem definovaný operační program (viz obrázek 62). Během každé jízdy se postupně zvyšoval tlak v kondenzátoru z 10 kPa na 42 kPa. Obě vakuová čerpadla byla vypnuta jedno po druhém, protože bylo zapotřebí omezit regulaci vakua. Tendence poklesu vakua (až 2 kPa/min) byla z pohledu měření a buzení lopatek přijatelná. Trend poklesu vakua a dalších provozních parametrů turbíny během doby měření lze vidět na obrázku 64.



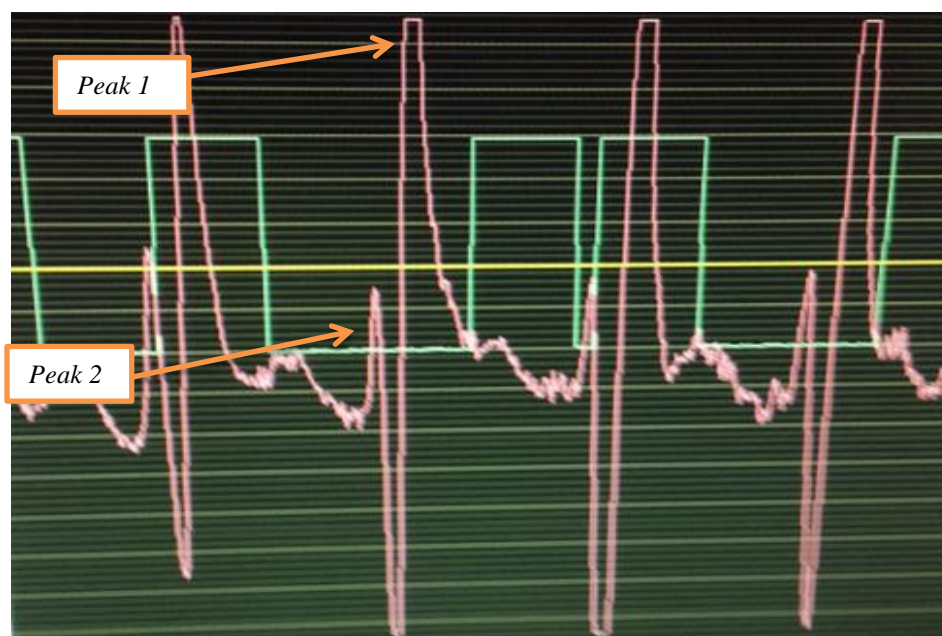
Obrázek 62 - Operační diagram pro měření BTT - hlavním cílem bylo proměřit kmitání lopatek v místech označených černým bodem

Tabulka 4 - Harmonogram měření na elektrárně

1	20 MW	El. v režimu řízení výkonu, určitá část páry byla bypassována
2	1800 rpm	Provoz na natácedle
3	3000 rpm, 0 MW	Velká část páry byla bypassována
4	40 MW	El. v režimu řízení výkonu, určitá část páry byla bypassována; provoz s částečnou regenerací
5	65 MW	El. v režimu řízení výkonu, plná regenerace
6	90 MW	El. v režimu řízení tlaku, málo páry pro udržení konstantního výkonu
7	135 MW	El. v režimu řízení tlaku, málo páry pro udržení konstantního výkonu

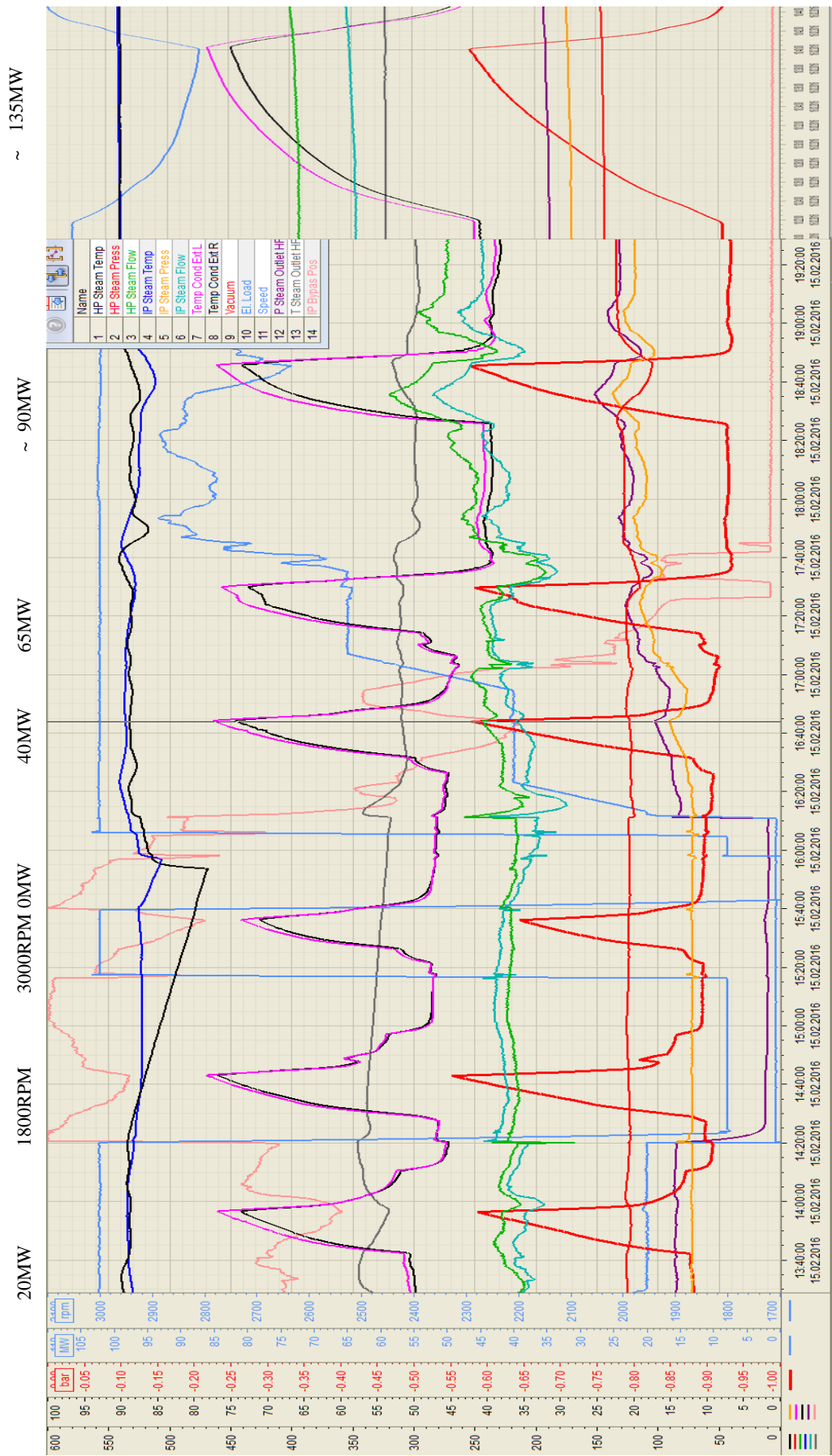
Původně bylo zamýšleno zvýšit vakuum až na 50 kPa, ale senzory BTT přestaly poskytovat spolehlivý signál při hladině protitlaku tlaku 42 kPa. Bylo to pravděpodobně kvůli vysoké teplotě blízké 200 °C na špičce lopatky, ačkoli teplota na výstupu z pláště NT měřená v TCS vykazovala hodnoty ne vyšší než 80 °C.

Vzhledem k tomu, že mezi sousedními bandážemi je jen malá mezera v místě odtokové hrany (viz obrázek 57), byly v signálu přicházejícího ze snímačů pozorovány dva vrcholy viz obrázek 63. To vedlo k pozorování dvojnásobku lopatek, než byla realita. Funkce speciálního okna a speciální filtrace byla použita pro filtrování signálu a získání pouze jedné špičky pro každou lopatku. Peak 2, který představuje vybití indukovaného proudu v důsledku odtokové hrany, byla zvolena pro sledování lopatek.



Obrázek 63 - Signál ze snímače BTT





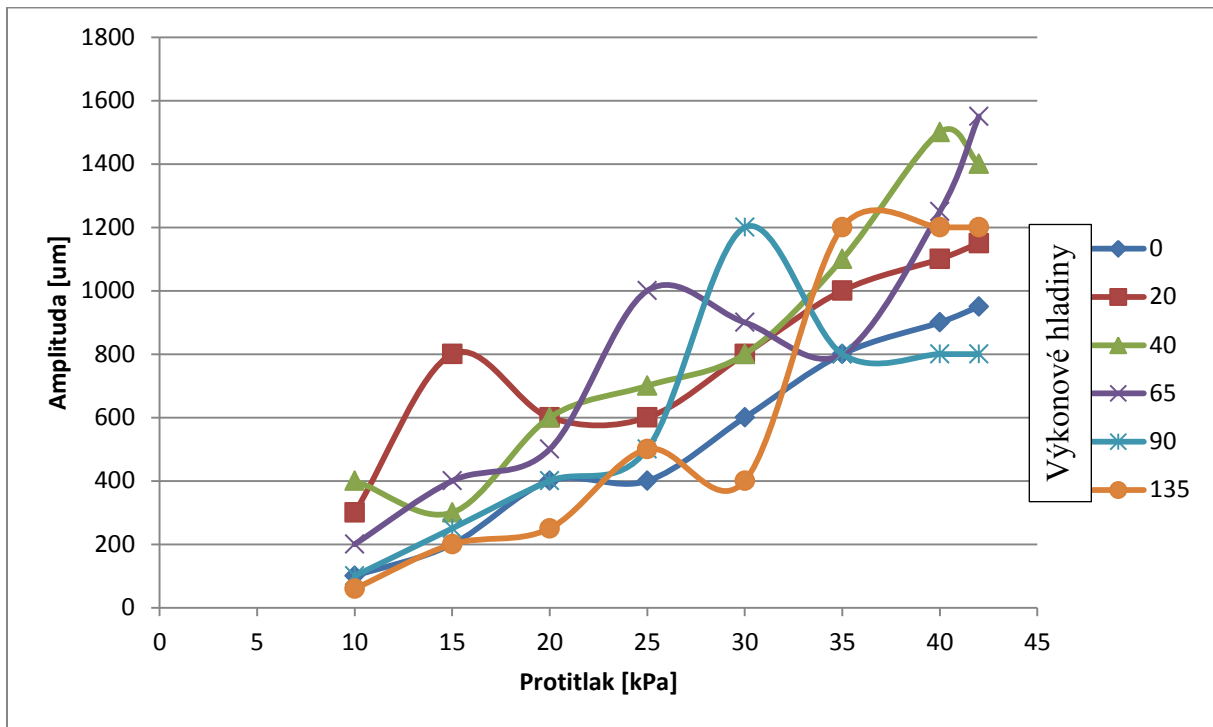
Obrázek 64 – Parametry turbíny během měření



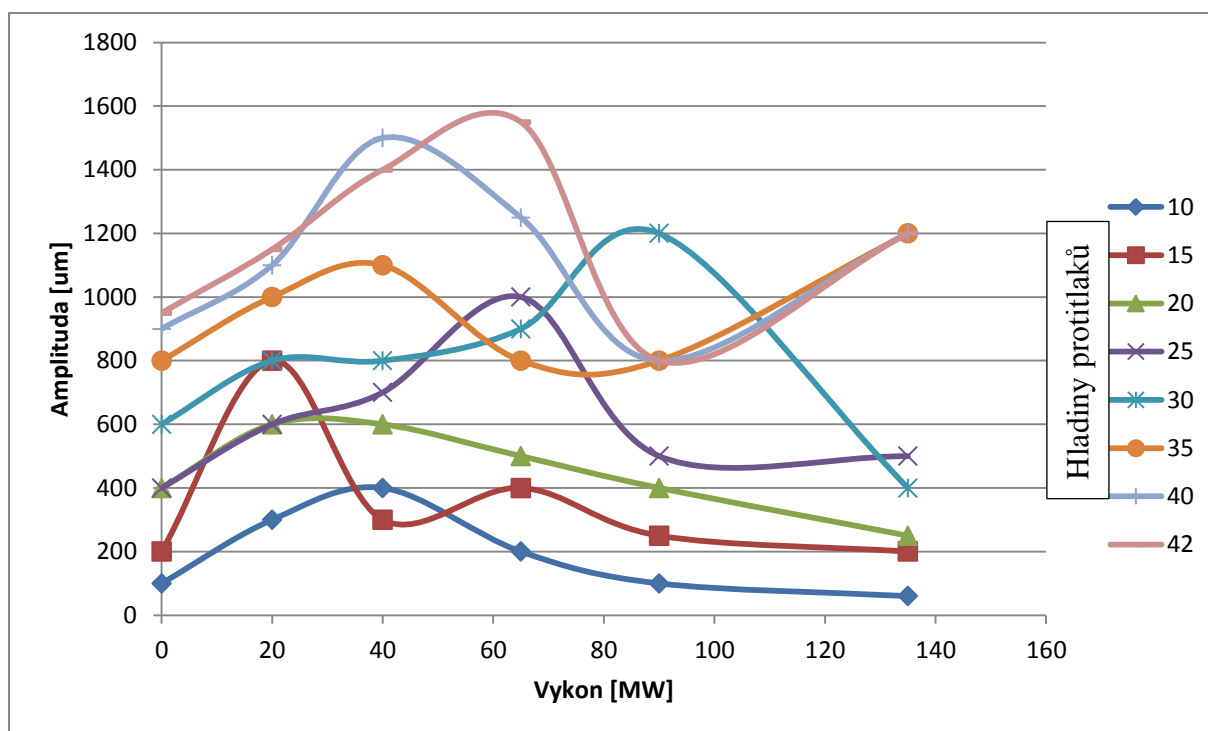
### 6.3.4 Výstupy měření

Všechna naměřená data byla vyhodnocena pomocí SW využívajícího metodiku popsanou v kapitolách 3 a 4, který byl pro tento účel vytvořen v SW prostředí *Matlab*. Bylo zjištěno, že lopatky kmitaly ve všech provozních režimech, které byly monitorovány:

- Dominantní vibrace: 1. rodina, ND 4 až 7, ND5 – nejvyšší amplitudy
- Druhá rodina frekvencí nebyla pozorována



Obrázek 65 - Vývoj amplitud vibrací na 5 ND identifikovaných pomocí MNČ vzhledem k protitlaku



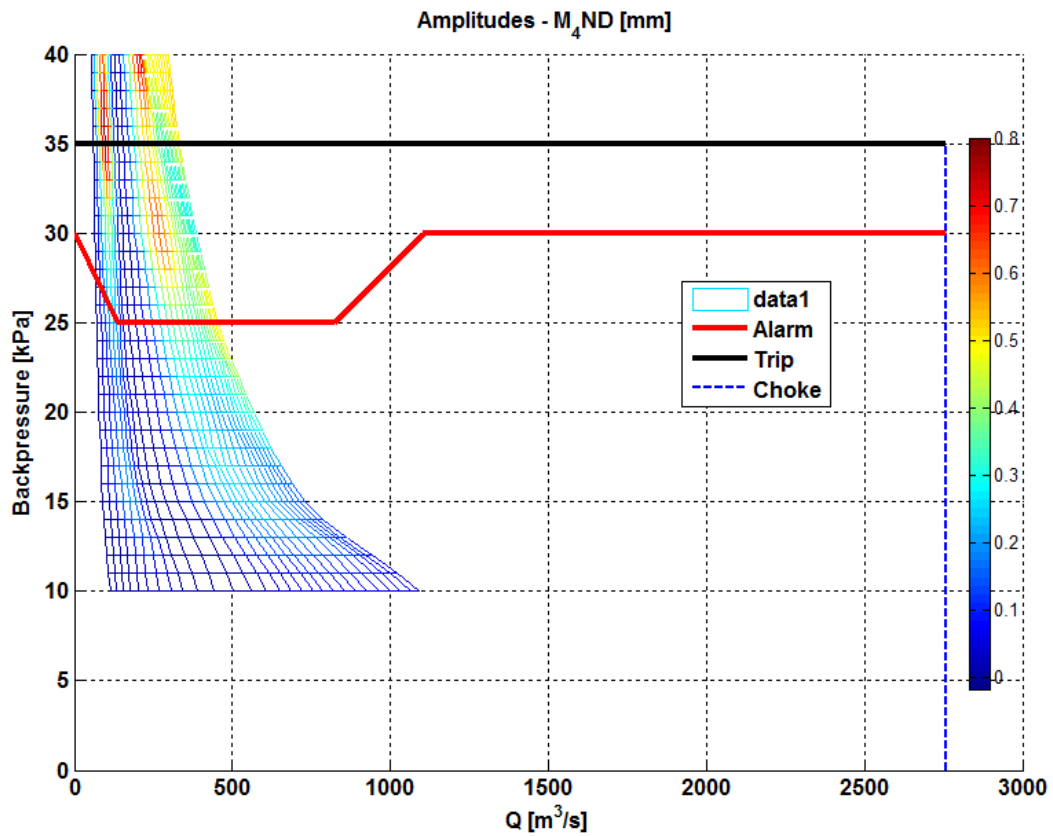
Obrázek 66 - Vývoj amplitud vibrací na 5 ND identifikovaných pomocí MNČ vzhledem k výkonu

Amplitudy vibrací z BTT byly vyneseny do grafů. Obrázky 65 a 66 ukazují vývoj amplitud na 5 ND monitorovaných pomocí MNČ. Z těchto jednoduchých grafů je na první pohled patrné, že vibrace 5 ND se zvyšují s protitlakem na všech výkonových hladinách a dále z grafu 66 je zřejmé, že vibrace se snižují s rostoucím výkonem.

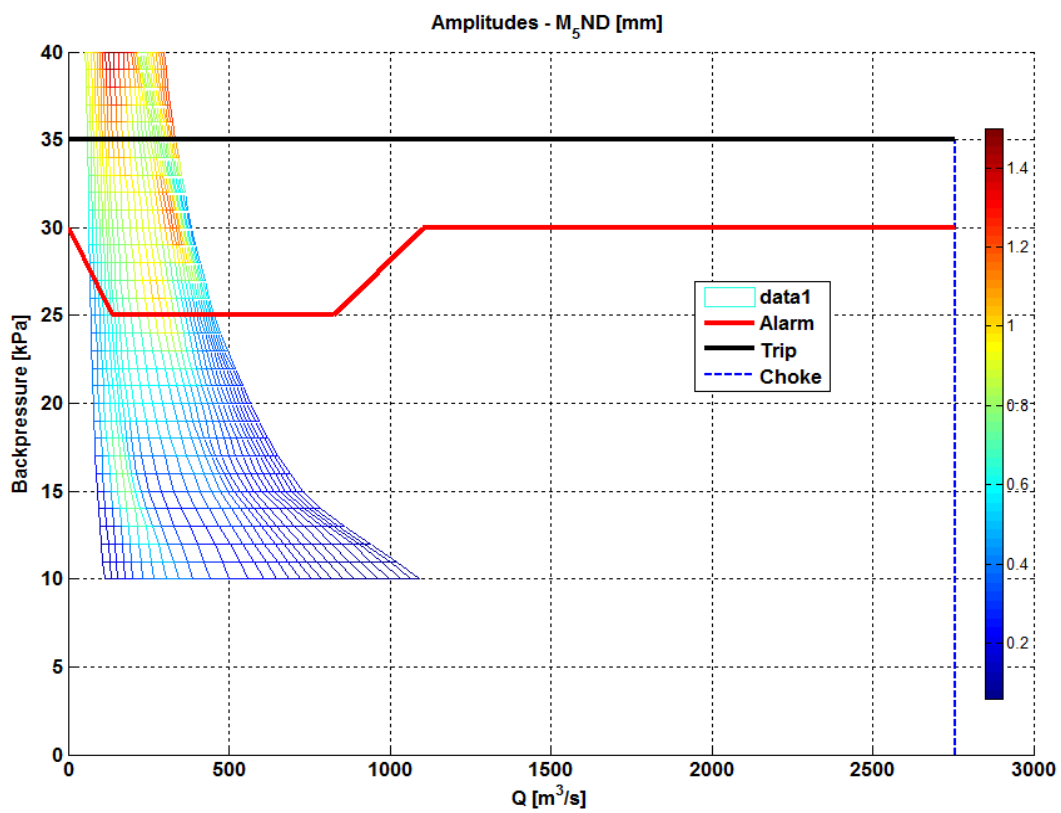
Hlavní výstupy ze sledování 42" LSB jsou uvedeny na obrázcích 67 až 72. Obrázky ukazují amplitudy BTT na jednotlivých uzlových průměrech v závislosti na protitlaku a objemovém průtoku. Červené a černé křivky zobrazují alarmy a limity odstavení. Plocha barevné mapy ve výše uvedených obrázcích je omezena kapacitou kotle (hmotnostní průtok). Jinými slovy, vyšší výkonové režimy pro vyšší protitlak než 42 kPa nejsou dosažitelné z pohledu kotle v elektrárně Bolu Goynuk.

Maximální vibrace na obrázku 71 zobrazují pravděpodobně nejdůležitější amplitudy, na které bychom se měli zaměřit, protože představují součet všech amplitud, ale převážně těch dominantních souvisejících s ND 4 až ND 7. Dokonce i když maximální amplitudy vibrací nejsou přítomny nepřetržitě, ale pouze kolem 30 % celkového času je řada cyklů souvisejících s těmito amplitudami dostatečně vysoká, pokud jde o vysokou únavu cyklu (HCF). Počtu cyklů  $10^7$  lze dosáhnout za méně než 100 provozních hodin.

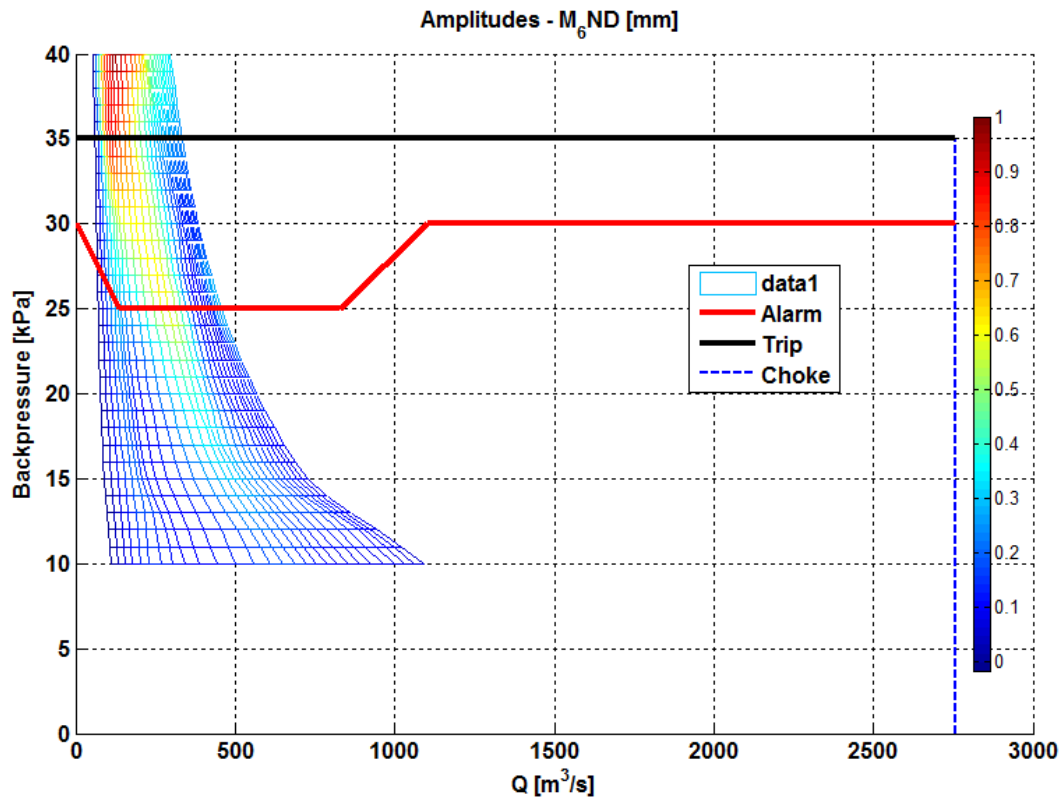
Byly dosaženy maximální amplitudy 28 % a 45 % z dovolených limitů pro protitlak. 28% pro alarm (25 kPa) a 45% pro odstavení (35 kPa). Tyto údaje poskytly další optimismus pro zvýšení alarmu a hodnoty odstavení na 30 kPa a 40 kPa, jak znázorňuje obrázek 73. Další zvýšení protitlaku však musí být podpořeno dalším měřením BTT u jiné turbíny, např. Tula, Dunbar.



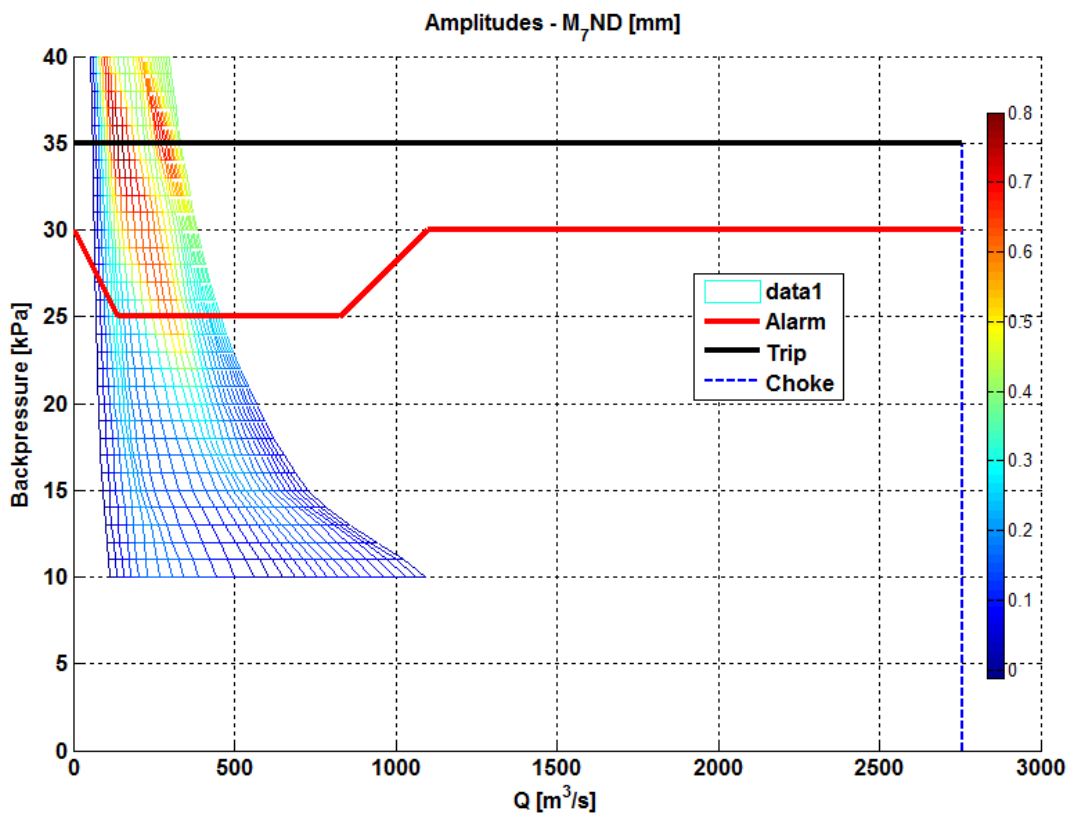
Obrázek 67 – Měření vibrace pomocí BTT (0-Pk) pro 4 ND v závislosti na hmotnostním průtoku a protitlaku



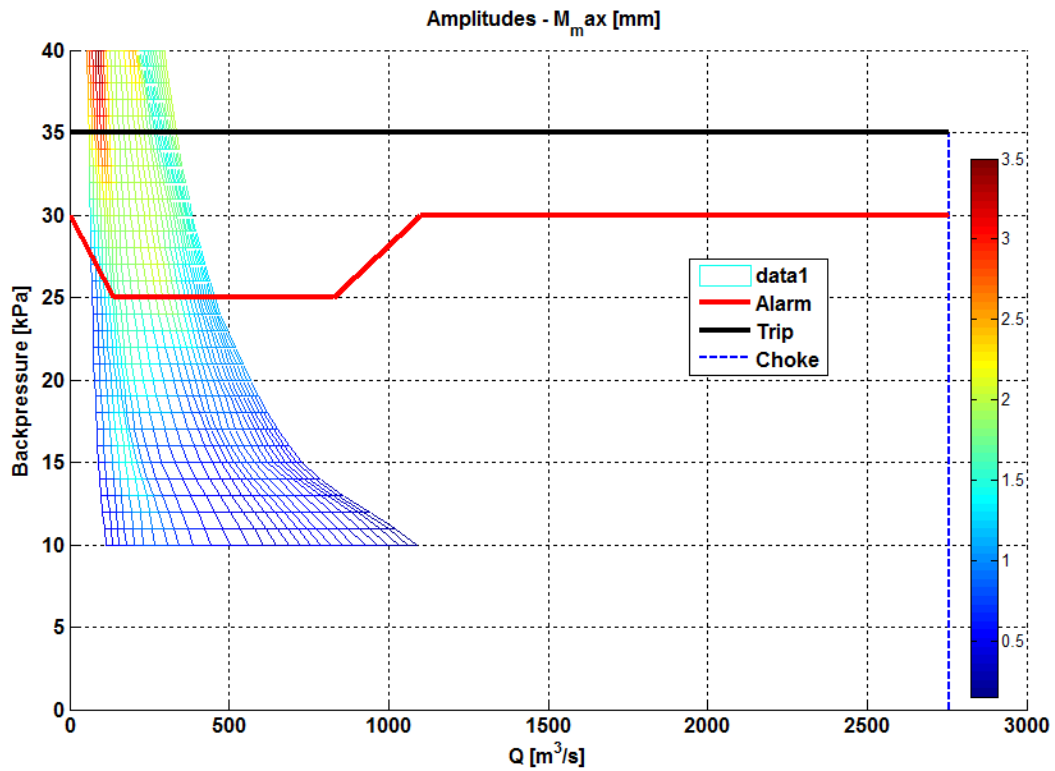
Obrázek 68 - Měření vibrace pomocí BTT (0-Pk) pro 5 ND v závislosti na hmotnostním průtoku a protitlaku



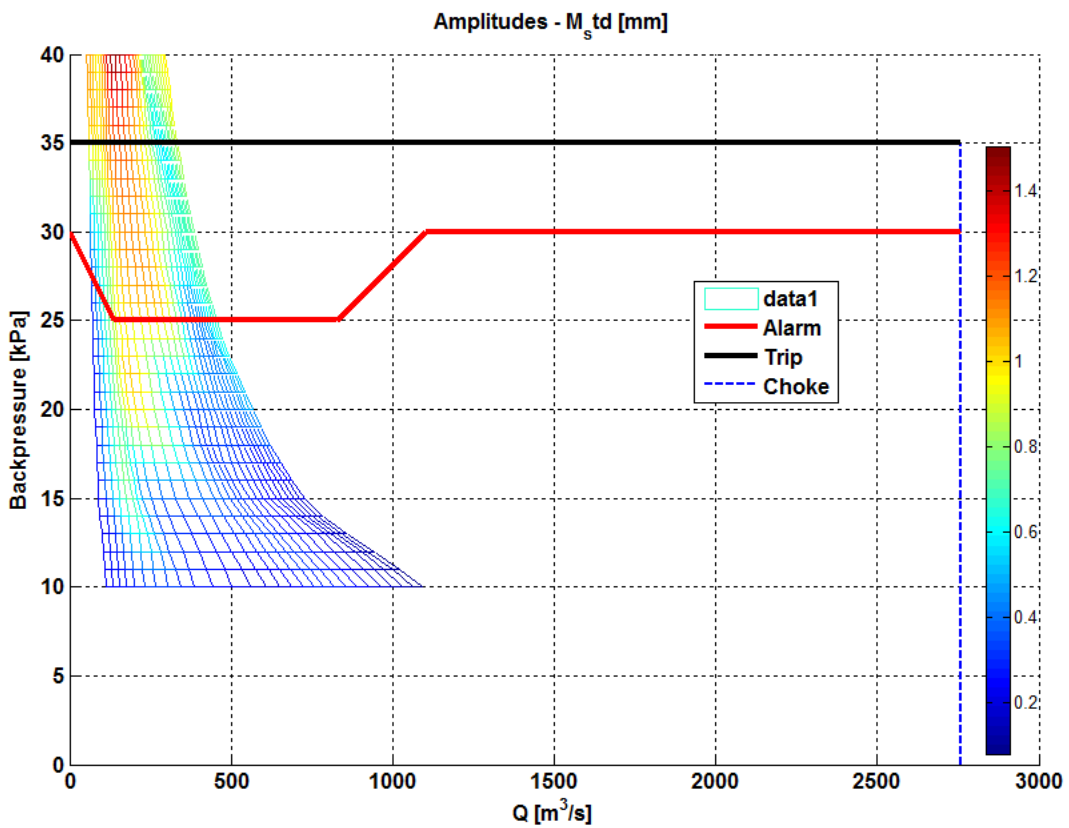
Obrazek 69 - Měření vibrace pomocí BTT (0-Pk) pro 6 ND v závislosti na hmotnostním průtoku a protitlaku



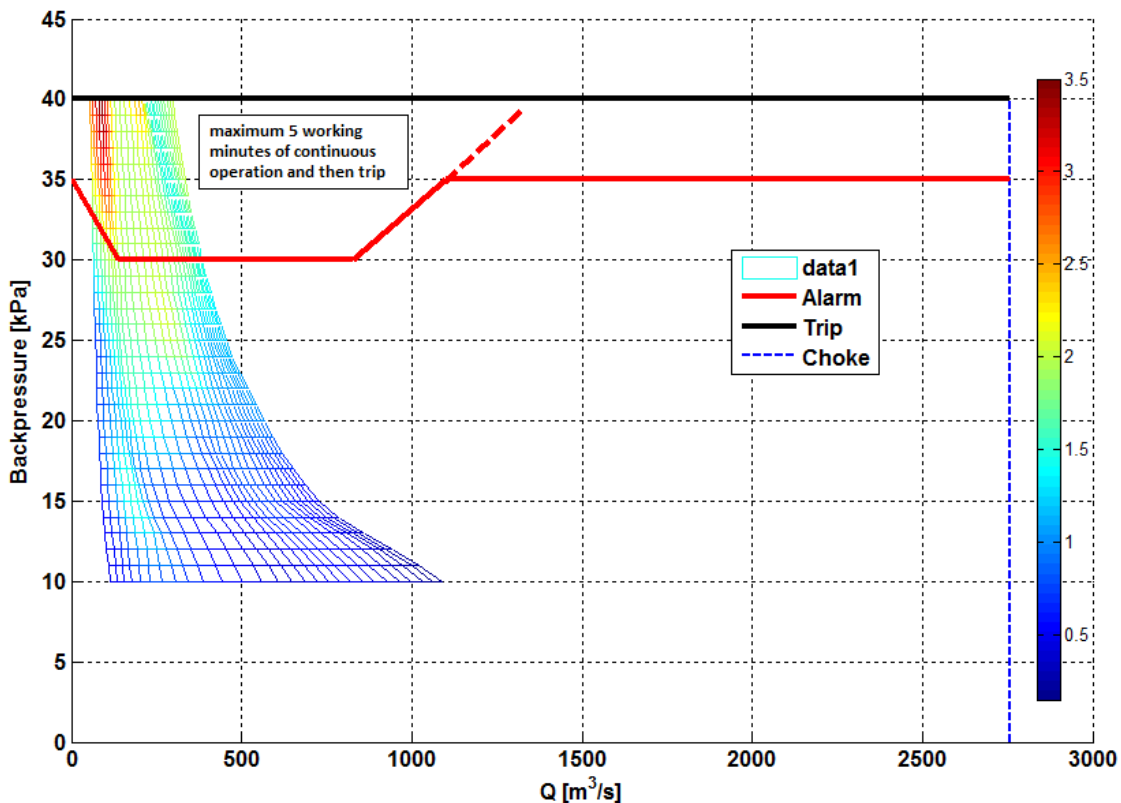
Obrazek 70 - Měření vibrace pomocí BTT (0-Pk) pro 7 ND v závislosti na hmotnostním průtoku a protitlaku



Obrázek 71 - Měření vibrace pomocí BTT (maxima z časové obálky signálu) pro 4 ND v závislosti na hmotnostním průtoku a protitlaku



Obrázek 72 - Měření vibrace pomocí BTT (minima z časové obálky signálu) pro 4 ND v závislosti na hmotnostním průtoku a protitlaku



Obrázek 73 - Upravené limity pro provoz parní turbíny na základě předchozích vyhodnocení

## 7 Závěr

V rámci této práce byla vyvinuta metodika komplexní kalibrace celého měřicího řetězce BTT, a to včetně hardwarových prostředků. Podařilo se provést kvalitativní porovnání optických a eddy-current snímačů ve smyslu měřené výchylky  $Y_C$  pro bandážované lopatky parních turbín. Před zahájením této práce nebylo zřejmé, jak se bandážované lopatky chovají ve smyslu měřené hrany a zda pro bandážované lopatky platí to samé, co pro volné lopatky. V kapitole 4 bylo ukázáno, že na bandáži existují místa, kde je chování bandážovaných lopatek obdobné chování volných lopatek, ale že také existují místa, která se značně liší. Toto měření bylo také konfrontováno s numerickým výpočtem v prostředí *Ansys Maxwell* a bylo dosaženo dobré shody. Na základě výsledků měření lze stanovit optimální polohu snímače v parní turbíně tak, aby bylo dosaženo maximální spolehlivosti a věrohodnosti měření BTT z pohledu získaných dat.

Jako druhý krok, byla provedena kalibrace BTT ve smyslu mechanického namáhání v listu a závěsu lopatky a to na základě měření výchylek špiček (bandáží) lopatek a tenzometrických měření pro jednotlivé uzlové průměry. Zahrnutím MKP modelu do kalibrace BTT bylo dosaženo porovnání očekávaných a měřených dynamických napětí. Byla prokázána dobrá shoda mezi MKP modelem a měřením BTT.

Na základě kalibrace snímačů a porovnání BTT s MKP, byly zakázány některé oblasti pro polohu snímače vůči lopatce (typicky poloha nad rádiusem bandáže, nebo nad náběžnou hranou). Testy dále prokázaly, že je nutné kalibraci provádět pro složitější tvary bandáží (více uzavřené tvary).

Týmu Kubín, Polreich, Černý, Babková a Prchlík se podařilo vyvinout metodiku určení poměrného útlumu pro lopatkové materiály. Tato metodika byla během řešení práce rozvíjena až do určení poměrného tlumení lopatek za rotace. Takto získané tlumení finálně posloužilo k identifikaci samobuzeného kmitání s využitím již dříve zmíněné kalibrace a modifikované metody nejmenších čtverců.

Bylo testováno několik metod pro vyhodnocení tlumení. U upnutých nosníků byla jako nejlepší metoda zvolena metoda logaritmického dekrementu, zatímco pro rotaci metoda „half-power band“.

Identifikace poměrného tlumení byla úspěšně provedena jak pro nosníky, tak pro volné lopatky, také ale pro vázané lopatky s třecími členy a pro lopatky s "V" bandáží. Tlumení materiálu pro vybrané lopatkové materiály je součástí kapitoly 6, stejně tak závislost poměrného tlumení na vibracích volných lopatek. Rovněž byl ilustrován lineární charakter této závislosti. Poměrné tlumení bylo o něco vyšší u volných lopatek ve srovnání s nosníky. Hlavním přínosem celého měření poměrného tlumení lopatkových materiálů je, že pro výpočty MKP a volné lopatky lze uvažovat poměrné tlumení 1 ‰.

Vázané lopatky měly vyšší tlumení, než ty volné. Z grafů poměrného tlumení v závislosti na amplitudě kmitání a uzlovém průměru bylo odvozeno, že poměrné tlumení silně závisí na amplitudě a na uzlovém průměru. Výsledkem měření vázaných lopatek s bandáží je, že pro výpočty lze uvažovat poměrné tlumení 3 ‰.

Využitím znalosti poměrného tlumení lopatek za rotace a měření BTT, mohla být potvrzena hypotéza ustalled flutteru – důvodu, proč lopatky na turbíně 1000 MW zvýšeně kmitaly. Přesný monitoring amplitud a frekvencí v podvzokovaných signálech umožnil stanovení zbytkové životnosti a odhad počtu poškozených lopatek na konci ročního provozu.

V neposlední řadě, byla provedena optimalizace procesu najíždění elektrárny o výkonu 135 MW a to z pohledu vibrací lopatek na základě měření BTT. Tyto údaje z měření poskytly další optimismus pro zvýšení alarmu a hodnoty odstavení na 30 kPa a 40 kPa. V kapitole 6 byla znázorněna mapa, která souží pro optimální provozování posledního stupně NT. Nezávisle na zvýšení odstavovacích mezí, by se operátor měl snažit držet provoz turbíny v modře zbarvených oblastech.

Měření na elektrárně o výkonu 135 MW také potvrdilo fakt, že kalibrace snímačů je nezbytnou součástí procedury BTT. Na této elektrárně byla z pohledu BTT velice komplikovaná bandáž, která do značné míry společně se špatnou demagnetizací lopatek komplikovala celý proces měření.

Na základě této práce byl ve společnosti Doosan Škoda Power nastaven proces kalibrace BTT pro všechny nově vyvíjené poslední oběžné lopatky nízkotlakých dílů parních turbín. Všechny tyto lopatky jsou nadále při první aplikaci měřeny na elektrárnách pomocí BTT při uvádění do provozu a je pro ně optimalizován proces najíždění a provozu.

Tato práce otevírá mnoho témat, jak dále pokračovat a jak zpřesňovat měření BTT do budoucna. Jedním z témat je využití informace o relativní změně axiální polohy měřené oběžné lopatky. Na základě provedených kalibrací, měření BTT a měření relativního axiálního posuvu rotoru by se dala určit přesná poloha snímače vůči bandáži. Takto získaná



poloha je poté klíčem k ještě vyšší přesnosti měření a lze na ni vybudovat i algoritmy pro detekci trhlin, vycházející se změny axiální polohy bandáže.

Výzkum nadále probíhá v oblasti náběžné hrany bandáže. Jak bylo ukázáno na konci kapitoly 4, signál přicházející ze snímačů zde nesleduje žádnou hranu bandáže a proto úhel, který slouží pro výpočet mezí kmitání, je těžko predikovatelný. Avšak pro některé typy bandáží, je tato poloha čidla velice žádoucí, proto v současné době probíhají výpočty elektromagnetické interakce bandáž / snímač, které jsou ověřovány za rotace v Campellově stroji.

V neposlední řadě se vývoj v oblasti BTT ubírá cestou propojení s externími měřicími systémy. Snahou je, pomocí BTT kalibrovat méně přesná měření (například určení lopatkových vibrací z měřených rotorových vibrací) a v budoucnu využít tyto informace pro parní turbíny bez BTT (viz. např. [37]), ale také využít tato externí měření k zpřesnění samotného BTT. V současné době se otevírá cesta k postupnému zapojení tzv. „Machine Learningu“ do samotných výpočtů MKP, ale zejména do propojení výsledků MKP a měření.

## 8 Literatura

- [1] MÍŠEK Tomáš, *Dynamická analýza olopatkovaných disků axiálních turbosoustrojí*, Plzeň, 2011, Disertační práce, Západočeská univerzita v Plzni.
- [2] KUBÍN Zdeněk, Václav POLREICH a Václav ČERNÝ, „*Identifikace tlumení jednotlivých vazeb oběžných lopatek a jejich porovnání*“, A.S.I. TURBOSTROJE 2012.
- [3] KUBIN Z., POLREICH V., CERNY V., BABKOVA P., PRCHLIK L., „*Damping identification and its comparison for various types of blade couplings*“, GT2013-95438, Proceedings of ASME Turboexpo 2013, San Antonio, Texas, USA, July 3-7 2013 ISBN: 978-0-7918-5526-3, doi:10.1115/GT2013-95438
- [4] KUBIN Zdenek, MENER Martin, LISKA Jindrich “*Determination of Natural Frequencies from Blade Tip-Timing Measurement Based on LMS Method*”, ZHAW, 16th Blade Mechanics Seminar, 2011
- [5] Ing. František VANĚK, CSc., Ing. Luděk PEŠEK, CSc., Ing. Pavel PROCHÁZKA, CSc., Jan CIBULKA, Ing. Petr VANĚK, „*Buzení rezonančního kmitání lopatek oběžných kol magnetickým polem*“ – Ústav termomechaniky AV ČR, v.v.i., PARNÍ TURBÍNY A JINÉ TURBOSTROJE 2008
- [6] von FLOTOW Andreas, „*High Temperature, Through the Case, Eddy Current sensor for Blade vibration Measurement*“, July 2004, NASA SBIR final report
- [7] Robert E. KIELB, “*Aeromechanical Design of Turbomachinery Blades*”, presentation for Doosan Skoda Power, October 2013, Plzen, Czech Republic
- [8] Robert E. KIELB, “*Structural design of Aircraft engines: Key objective and techniques – Bladed disks: Flutter*”, von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 2008-05
- [9] MATHIAS, S., WOODS, I., and ELDER, R., “*Integrated fluid structure interaction methodology for blade flutter analysis*“, Proceedings of the 12th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines, London, UK, 2009.
- [10] Josef KELLNER, Zdenek KUBIN, Jan HLOUS, and Lubos PRCHLIK, “*Determination of Crack Initiation on L-1 LP Steam Turbine Blades: Part 2—Computational Analyses*“, GT2011-46206, ASME TurboExpo 2011, Vancouver, Canada, ISBN: 978-0-7918-5466-2, doi: 10.1115/GT2011-46206
- [11] Zdenek KUBIN, Pavel PANEK, Vaclav CERNY, Tomas MISEK, Jan HLOUS, Lubos PRCHLIK, „*Determination of Crack Initiation on L-1 LP Steam Turbine Blades: Part 1 -Measurements on Rotor Train, Material Specimens and Blades*“, GT2011-46203, ASME TurboExpo 2011, Vancouver, Canada, ISBN: 978-0-7918-5466-2, doi: 10.1115/GT2011-46203
- [12] Z. KUBÍN, T. MÍSEK, J. HLOUS, T. DADAKOVÁ, J. KELLNER, T. BACHOREC, „*Calibration of blade tip-timing sensor for shrouded 40" last stage blade*“, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 108, 2018, Pages 88-98, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.02.001>.
- [13] HLOUS. J, KUBÍN Z., „*Výpočet dovolené amplitudy kmitů lopatky NT3*“, interní zpráva DŠPW 21.10.2010
- [14] PANOVSKEY, J. and KIELB, R. E., “*A Design Method to Prevent Low Pressure Turbine Blade Flutter*,” ASME Paper 98-GT-575, 1998

- [15] KIELB, R., BARTER, J., Chernysheva, O., Fransson, T., „Flutter of Low-Pressure Turbine Blades with Cyclic Symmetric Modes – A Preliminary Design Method” ASME Paper GT2003-38694
- [16] Tibor BACHOREC, „Výpočet průběhu indukovaného napětí v cívice čidla“, SVS FEM s.r.o. , 8. ledna 2016
- [17] KUBIN Z., MISEK T., PRCHLIK L., „Tests of Static and Dynamic Stresses on Blade 1220 mm“, interní zpráva DŠPW VTZP 1035 , 26.11.2008
- [18] Josef KELLNER, „Stanovení tip-timing limitů pro lopatku posledního stupně mudul 4-2 3000RPM“, 6.6.2017, interní zpráva DŠPW - int.2017
- [19] Josef KELLNER, Jan HLOUS, „Modernizace Temelín – Koncové NT lopatky - Dovolené výchylky při kmitání lopatek stanovené metodou tip-timing“, interní zpráva DŠPW - 23.10.2014
- [20] KUBÍN, Z., LIŠKA, J., MÍŠEK, T., PROCHÁZKA, P., „Application of non-contact vibration measurements on a 48“ blade under low load condition“. DYMAMESI 2017. Prague: Institute of Thermomechanics AS CR, v. v. i., 2017 - (Kozieň, M.; Pešek, L.; Zolotarev, I.), s. 45-54. ISBN 978-80-87012-62-8. [DYMAMESI 2017. Cracow (PL), 28.02.2017-01.03.2017]
- [21] KUBIN, Zdenek, TURINSKY, Miloslav. „Experimental measurement of static and dynamic characteristics of the 48“ blade in Campbell vacuum chamber“. In ASI - Parní turbíny a jiné turbostroje 2008. 2008. vyd. [s.l.] : [s.n.], 2008. s. 12
- [22] KUBIN, Zdenek. „Dynamic measurement on the turbine bladed disk“, In ASME Turbo Expo 2008 - Forum. [s.l.] : [s.n.], 2008. s. 0, Presentation according to Skoda Power technical report VZTP 1035
- [23] MISEK, Tomas, KUBIN, Zdenek. „Static and Dynamic Analysis of 1220mm Steel Last Stage Blade for Steam Turbine“, in Computational mechanics 2008. [s.l.] : [s.n.], 2008. s. 2.
- [24] MISEK, T., KUBIN, Z., DUCHEK, K., „Static and Dynamic Analysis of 48" Steel Last Stage Blade for Steam Turbine“, in ASME Turboexpo: Power for Land Sea and Air, Orlando, USA, ISBN: 978-0-7918-4887-6 | eISBN: 978-0-7918-3849-5, doi: 10.1115/GT2009-59085
- [25] PRCHLIK, L., KUBIN, Z., DUCHEK, K., „The Measurement of dynamic vibration modes and frequencies of a large LP bladed disc“, in ASME Turboexpo 2009: Power for Land, Sea and Air, Orlando, USA, , ISBN: 978-0-7918-4887-6 | eISBN: 978-0-7918-3849-5, doi: 10.1115/GT2009-60002
- [26] T. BERRUTI, V. MASCHIO, P. CALZA, „Experimental Investigation on the Forced Response of a Dummy Counter-Rotating Turbine Stage With Friction Damping”, J. Eng. Gas Turbines Power -- December 2012 -- Volume 134, Issue 12, 122502 (8 pages)
- [27] JAMIA Nidhal, FRISWELLN Michael, EL-BORGI Sami, FERNANDES Ralston „Simulating eddy current sensor outputs for blade tip timing“, Advances in Mechanical engineering, 2018, Vol. 10(1) 1–12, DOI: 10.1177/1687814017748020
- [28] SHNEE Y., „Features of operation of a turbine stage with low Dm/l ratio under of low loads”, Teloenergetika, vol. 18, pp. 39-42, 1971
- [29] SHNEE Y., „Investigation of Unsteady Flows in Turbin Stages with Small Hub-Tip Ratios”, Teploenergetika, vol. 18, pp. 33-38, 1971

- [30] PIGOTT R. and ABEL J., “*Vibration and Stability of Turbine Blades at Stall*”, Transaction of ASME journal of Engineering for Power, pp. 201-208, 1974
- [31] Benjamin MEGERLE, „*Aerodynamic excitation of a model of low pressure steam turbine stage under low volume flow*“, 17th Blade Mechanics Seminar, Winterthur, 12 September 2012
- [32] Manuál - *Analyze Blade Vibration 7.0 User Manual*, January 2011, Hood Technology Corporation, 1750 Country Club Road, Hood River, OR 97031
- [33] Wikipedia Commons, the free Encyklopedia - *Non-Intrusive Stress Measurement System* - [https://en.wikipedia.org/wiki/Non-Intrusive\\_Stress\\_Measurement\\_System](https://en.wikipedia.org/wiki/Non-Intrusive_Stress_Measurement_System)
- [34] KUBÍN, Z., LIŠKA, „*Monitoring kmitání lopatek za provozu*“, prezentace seminář Profess 2012
- [35] SURKEN, N. „*Lifting Challenges of Steam Turbine BLades under Operation Conditions due to Renewable Energy Power Fluctuation*“, 22<sup>nd</sup> Blade Mechanics Seminar & Exhibition, 2017-09-12, Winterthur - Unrestricted © Siemens AG 2017
- [36] Pickard, A., Strobelt, F., Development trends in cogeneration and combined heat and power plants, EN Europe, Milano, Italy, June 21- 23, 2016
- [37] T. MÍŠEK, Z. KUBÍN, T. DADÁKOVÁ, „*Měření vibrací lopatky M5 /5500 na turbíně Templeborough pomocí RAMS*“, interní zpráva DŠPW

## 9 Seznam vlastních publikací

- [38] KUBÍN, Zdeněk. „*Vyhledávání anomálií v obrazových lékařských datech*“, Plzeň, 2007. 52 s. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni
- [39] KUBIN, Zdenek, TURINSKY, Miloslav. „*Experimental measurement of static and dynamic characteristics of the 48“ blade in Campbell vacuum chamber*“. In ASI - Parní turbíny a jiné turbostroje 2008. 2008. vyd. [s.l.] : [s.n.], 2008. s. 12.
- [40] KUBIN, Zdenek, „*Dynamic measurement on the turbine bladed disk. In ASME Turbo Expo 2008*“ - Forum. [s.l.] : [s.n.], 2008. s. 0, Presentation according to Skoda Power technical report VZTP 1035
- [41] MISEK, Tomas, KUBIN, Zdenek, „*Static and Dynamic Analysis of 1220mm Steel Last Stage Blade for Steam Turbine*“, In Computational mechanics 2008. [s.l.] : [s.n.], 2008. s. 2.
- [42] VOSEJPKA, Jan, CERNY, Vaclav, KUBIN, Zdenek., „*Measurement and evaluation of rotor eccentricity*“, In Zvyšování životnosti komponent energetických zařízení v elektrárnách. [s.l.] : [s.n.], 2008. s. 4.
- [43] MISEK, T., KUBIN, Z., DUCHEK, K., 2009, “*Static and Dynamic Analysis of 48" Steel Last Stage Blade for Steam Turbine*“, in ASME Turboexpo: Power for Land Sea and Air, Orlando, USA, ISBN: 978-0-7918-4887-6 | eISBN: 978-0-7918-3849-5
- [44] PRCHLIK, L., KUBIN, Z., DUCHEK, K., 2009, “*The Measurement of dynamic vibration modes and frequencies of a large LP bladed disc*“, in ASME Turboexpo 2009: Power for Land, Sea and Air, Orlando, USA, ISBN: 978-0-7918-4887-6 | eISBN: 978-0-7918-3849-5
- [45] MĚŠTÁNEK, Petr; KUBÍN, Zdeněk, “*Fatigue testing of the fir tree root of a turbine blade*“, In 48th International Scientific Conference : Experimental Stress Analysis

2010. Velké Losiny : Czech Society for Mechanics, 2010. s. 8., ISBN: 978-80-244-2533-7 (paper was selected as the best publications of scientists up to 35 years age)
- [46] Josef KELLNER, Zdenek KUBIN, Jan HLOUS, and Lubos PRCHLIK, “*Determination of Crack Initiation on L-1 LP Steam Turbine Blades: Part 2—Computational Analyses*“, GT2011-46206, ASME TurboExpo 2011, Vancouver, Canada, ISBN: 978-0-7918-5466-2
- [47] Zdenek KUBIN, Pavel PANEK, Vaclav CERNY, Tomas MISEK, Jan HLOUS, and Lubos PRCHLIK, „*Determination of Crack Initiation on L-1 LP Steam Turbine Blades: Part 1—Measurements on Rotor Train, Material Specimens and Blades*“, GT2011-46203, ASME TurboExpo 2011, Vancouver, Canada, ISBN: 978-0-7918-5466-2
- [48] V. GEORGIEV, M. HOLÍK, V. KRAUS, A. KRUTINA, Z. KUBÍN, J. LIŠKA, M. POUPA, „*The blade flutter measurement based on the blade tip timing method*“, 15th WSEAS international conference on Systems, Wisconsin, USA ©2011, ISBN: 978-1-61804-023-7
- [49] KUBIN Zdenek, MENER Martin, LISKA Jindrich “*Determination of Natural Frequencies from Blade Tip-Timing Measurement Based on LMS Method*“, ZHAW, 16th Blade Mechanics Seminar, 2011
- [50] Jan HLOUS, Josef KELLNER, Zdeněk KUBÍN, Tomáš MÍŠEK, Luboš PRCHLÍK “*Effects of Shrouded Blade Rings Assembly Procedure on Blade Coupling Conditions*“, ZHAW, 16th Blade Mechanics Seminar, 2011
- [51] KELLNER J., KUBÍN Z., MÍŠEK T., “*Determination of crack initiation on L-1 LP steam turbine blades*“, ZHAW, 16th Blade Mechanics Seminar, 2011
- [52] KUBÍN Z., POLREICH V., ČERNÝ V., “*Identifikace tlumení jednotlivých vazeb oběžných lopatek a jejich porovnání*“, ASI, Parní turbíny a jiné turbostroje, 2012
- [53] KELLNER J., ZEMAN V., ŠAŠEK J., KUBÍN Z., „*Identification of damping parameters of bladed disk*“, Engineering mechanics 2013 19th international conference, May 13-16, 2013, Svratka, Czech Republic, ISBN 978-80-87012-46-8, ISSN 1805-8248
- [54] KUBIN Z., POLREICH V., CERNY V., BABKOVA P., PRCHLIK L., „*Damping identification and its comparison for variol type sof blade couplings*“, GT2013-95438, Proceedings of ASME Turboexpo 2013, San Antonio, Texas, USA, July 3-7 2013, ISBN: 978-0-7918-5526-3
- [55] Jan HLOUS, Zdenek KUBIN, Josef KELLNER, Tomas MISEK and Lubos PRCHLIK, „*Development of a Continuous Coupling of Steam Turbine Blades by Contact of Shrouds*“, GT2013-95434, pp. V07AT32A003; 9 pages, Proceedings of ASME Turboexpo 2013, San Antonio, Texas, USA, July 3-7 2013, ISBN: 978-0-7918-5526-3
- [56] KUBÍN Z., HLOUS J., “*Damping identification for various materials and types of turbine blading*“, ZHAW, 18th Blade Mechanics Seminar, 2013
- [57] MÍŠEK T., KUBÍN Z., SYNÁČ J., ŠIMKA Z., PRCHLÍK L., „*Development of New 54“ Titanium LSB*“, Power Gen Europe, 3rd – 5th June 2014, Cologne, Germany, The paper was award as a best paper in conference

- [58] MÍŠEK T., KUBÍN Z., SYNÁČ J., ŠIMKA Z., PRCHLÍK L., “*Development of New 54“ Titanium LSB“*”, Proceedings of Power Gen Europe, 3rd – 5th June 2014, Cologne, Germany, The paper was award as a best paper in conference
- [59] KUBÍN Z., HLOUS J., KELLNER J., MISEK T., “*Advanced Methodology for Last Stage Blades – Blades Development, Dynamic Testing and Monitoring Under Operation*”, Doosan Tech Forum 2014, Seoul, Korea. August 29, 2014, Excellent paper award
- [60] HLOUS, J., KUBIN, Z. et al., 2015. „*Development of a New Titanium 54“ LSB – Static and Dynamic Assessment“*“, Proceeding of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2015-42396, Montréal, Canada. ISBN: 978-0-7918-5677-2
- [61] Jan JAKL, Jindrich LISKA, Jaromir STRNAD and Zdenek KUBIN, „*Relative shaft vibration calibration technique for blade monitoring“*“, Journal: CM 2016 and MFPT 2016
- [62] KUBÍN, Z. - LIŠKA, J. - MÍŠEK, T. - PROCHÁZKA, P., „*Application of non-contact vibration measurements on a 48“ blade under low load condition“* . DYMAMESI 2017. Prague: Institute of Thermomechanics AS CR, v. v. i., 2017 - (Kozieň, M.; Pešek, L.; Zolotarev, I.), s. 45-54. ISBN 978-80-87012-62-8. [DYMAMESI 2017. Cracow (PL), 28.02.2017-01.03.2017]
- [63] Z. KUBÍN, T. MÍŠEK, J. HLOUS, T. DADAKOVÁ, J. KELLNER, T. BACHOREC, “*Calibration of blade tip-timing sensor for shrouded 40" last stage blade*” , Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 108, 2018, Pages 88-98, ISSN 0888-3270, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.02.001>.