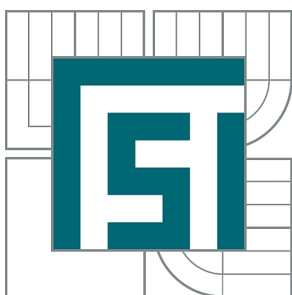


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÁ ANALÝZA AXIÁLNÍHO TURBÍNOVÉHO KOLA TURBOVRTULOVÉHO MOTORU

STRESS-STRAIN ANALYSIS OF THE AXIAL TURBINE OF TURBOPROP ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MATEJ KOLÁRIK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR SKALKA, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Matej Kolárik

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

obor: **Inženýrská mechanika a biomechanika (3901T041)**

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

Deformačně-napěťová analýza axiálního turbínového kola turbovrtulového motoru

v anglickém jazyce:

Stress-strain analysis of the axial turbine of turboprop engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Problematika bude řešena na prostorovém výpočtovém modelu turbínového kola, navrženého v První brněnské strojírně Velká Bíteš, a.s. a používaného pro malé turbovrtulové motory v leteckém průmyslu. Numerické analýzy budou prováděny ve výpočtovém prostředí programu ANSYS.

V rámci práce bude kladen důraz na pochopení teoretické podstaty prováděných numerických analýz, včetně osvojení si teorie a algoritmů při řešení praktických úloh mechaniky těles pomocí metody konečných prvků.

Cíle diplomové práce:

- 1) Vytvoření výpočtového modelu axiálního turbínového kola pro:
 - statické zatížení (od rotace),
 - modální analýzu,
 - harmonické zatížení (od aerodynamických sil).
- 2) Realizace uvedených analýz
- 3) Analýza výsledků výpočtového modelování a učinění závěrů.

Seznam odborné literatury:


- [1] VLK, M.: Mezní stavy a spolehlivost, Vysoké učení technické v Brně, skriptum FSI, červenec 1991, 185 s.
- [2] VLK, M.: Dynamická pevnost a životnost, druhé vydání, Vysoké učení technické v Brně, skriptum FSI, červen 1992, 223 s., ISBN 80-214-0427-2
- [3] STATEČNÝ, J., SEDLÁŘ, F., DOLEŽAL, Z.: Pevnost a životnost leteckých turbínových motorů, část I, kap. 9 Nízkocyklové porušování částí leteckých turbínových motorů, ČVUT Praha, říjen 1990, s. 233-269
- [4] PÍŠTĚK, A., KAHÁNEK, V.: Pevnost a životnost letadel, skriptum VUT, 1987
- [5] RŮŽIČKA, M., FIDRANSKÝ, J.: Pevnost a životnost letadel, skriptum ČVUT, 2000.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Petr Skalka, Ph.D.

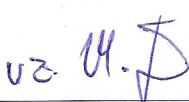
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 22.11.2013





prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan

ABSTRAKT

Predkladaná diplomová práca sa zaoberá tvorbou a následnou analýzou výpočtového modelu turbínového kola turbovrtuľového motoru *TP 100* novonavrhnutého Prvou Brněnskou Strojárnou Velká Bíteš. Úloha je riešená v konečnoprvkovom systéme ANSYS využitím cyklickej symetrie.

Do úvahy sú brané predpätia získané statickými analýzami zahŕňajúce vplyv otáčok, zvýšenej prevádzkovej teploty a budenia od statorových lopatiek. Následne sú spočítané modálne analýzy využívajúce získané predpätie, a taktiež harmonické analýzy predstavujúce prevádzkový a rezonančný stav.

Z výsledkov vyplýva, že vlastnosti riešenej turbíny najvac ovplyvňuje zvýšená teplota. Pri prevádzke nedochádza k prechodu ani k priblíženiu sa k žiadnej vlastnej frekvencii.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with a creation and subsequent analysis of the computational model of the turboprop engine's turbine designed by Prvá Brněnská Strojárna Velká Bíteš. The computational model is created and solved in the finite element model system ANSYS. A cyclic symmetry is taken into account during the solution.

The static analysis of the turbine was carried out in objective to quantify prestress effects which are caused by a rotation, higher temperature and an excitation from stator blades. These prestress effects were used in the modal analysis of the turbine. Harmonic analysis were calculated to simulate an operation conditions and a resonance state.

The results of these analysis indicate that the higher temperature has the biggest impact on the properties of the turbine. It is also shown, that during the operation of the engine the turbine runs in the mode which is not even close to the resonance state.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

turbínové koleso, TP 100, cyklická symetria, modálna analýza, predpätie, MKP, ANSYS

KEYWORDS

turbine wheel, TP 100, cyclic symmetry, modal analysis, prestress, FEM, ANSYS

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

KOLÁRIK, M. *Deformačne-napěťová analýza axiálního turbínového kola turbovrtulového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Skalka, Ph.D..

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som túto diplomovú prácu vypracoval samostatne a v zozname literatúry som uviedol všetky informačné zdroje, ktoré som použil.

Brno 29. máj 2014

.....

POĎAKOVANIE

Ďakujem môjmu vedúcemu pánovi Ing. Petrovi Skalkovi Ph.D. za jeho rady a prístup, vďaka ktorému bola táto práca viac ako len obyčajnou povinnosťou. Takisto ďakujem všetkým, ktorí mi akýmkoľvek spôsobom s touto prácou pomohli, je vás mnoho.

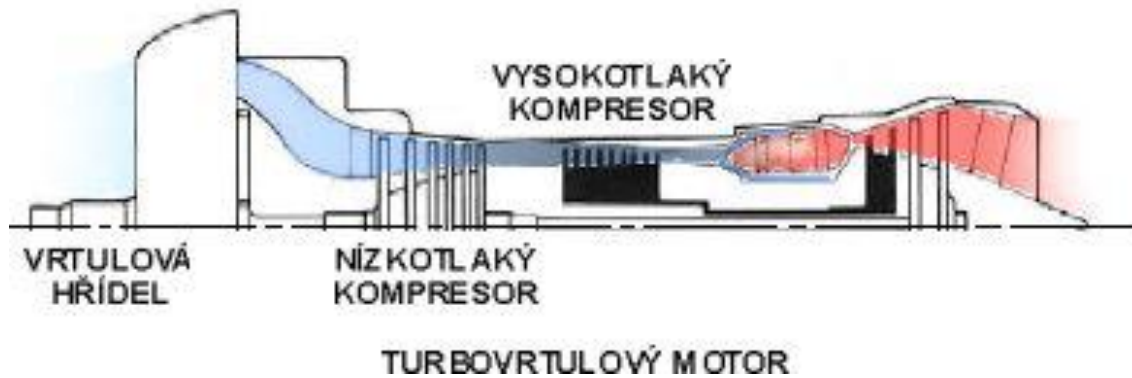
OBSAH

1	Úvod	13
2	Problémová situácia	14
3	Formulácia problém	14
4	Ciele riešenia	14
5	Rešeršná štúdia	15
5.1	Lopatkové stroje	15
5.1.1	Turbíny.....	16
5.2	Turbovrtuľový motor TP 100	19
6	Teória	20
6.1	Modálna analýza.....	20
6.1.1	Vlastné frekvencie netlmenej sústavy.....	20
6.1.2	Vlastné frekvencie tlmenej sústavy	22
6.1.3	Vlastné tvary	23
6.2	Campbellov diagram	24
6.3	Symetria.....	26
6.3.1	Cyklická symetria	27
6.4	Metódy hodnotenia sústavy	29
7	Výpočtové modelovanie	30
7.1	Model geometrie.....	30
7.1.1	Diskretizácia modelu geometrie	32
7.2	Model okrajových podmienok.....	34
7.3	Model zaťaženia	36
7.3.1	Objemové sily	38
7.3.2	Teplotné pole	38
7.3.3	Budenie od statorových lopatiek.....	39
7.4	Model materiálu.....	39
7.5	Nastavenie riešiča.....	39

8	Analýza výsledkov výpočtového modelovania	40
8.1	Viazané kmitanie (lopatka-disk)	41
8.2	Statická analýza	43
8.2.1	Odstredivé sily	43
8.2.2	Teplotné pole	44
8.2.3	Kombinácia	46
8.2.4	Statorové lopatky	47
8.2.5	Zhrnutie	48
8.3	Modálna analýza	49
8.3.1	Bez predpätia	49
8.3.2	S predpäťm od odstredivých síl	50
8.3.3	S predpäťm od teplotného poľa	51
8.3.4	S kombinovaným predpäťm	52
8.3.5	Model plnej geometria	53
8.3.6	Zhrnutie	54
8.4	Harmonická analýza	55
8.4.1	Prevádzkový stav	55
8.4.2	Rezonančný stav	57
8.4.3	Zhrnutie	58
9	Záver	59
	Zoznam použitej literatúry	60
	Zoznam použitých skratiek a symbolov	62
	Zoznam obrázkov	62
	Zoznam tabuliek	63
	Zoznam grafov	64
	Zoznam príloh	64

1 ÚVOD

Princíp funkcie turbovrtuľového motoru sa dá zjednodušene opísať nasledovne. Na vstupe (Obr. 1-1 v ľavo) je nasávaný vzduch z okolia, ktorý je stlačovaný kompresorom. V spaľovacej komore dôjde k vstreknutiu paliva do stlačeného vzduchu. Spaliny ďalej roztáčajú turbínu, ktorá cez hriadeľ poháňa vrtuľu. Ťah nevytvára prúd spalín, ale vrtuľou urýchlený vzduch.



Obr. 1-1 Schéma turbovrtuľového motora [1]

Porucha motora lietadla má takmer vždy za následok haváriu, pri ktorej môže dôjsť k značným finančným stratám, v najhoršom prípade až k stratám na životoch. Preto je nutné motor pred zavedením do reálnej prevádzky preskúšať.

Každý návrh by sa mal vyrobiť a vyskúšať. Výsledky by sa mali vyhodnotiť a na ich základe by mala byť prevedená konštrukčná úprava, ktorá by mala vykompenzovať zistené nedostatky. Tento nový návrh by mal byť opäť vyrobený a celý kolobeh by sa mal opakovať. Proces návrhu je na konci, keď návrh vyhovuje požiadavkám bezpečnosti, životnosti, normy, zadávateľa, ...

Takýto proces by bol časovo značne zdĺhavý a finančne veľmi náročný. Spomenuté komplikácie sa dajú efektívne vyriešiť použitím počítačových softwareov. Geometria vytvorená v CAD systéme je ľahko modifikovateľná a konštruktér ju môže pohodlne optimalizovať na základe výsledkov výpočtov z MKP softwareu. Jediný model môže byť podrobený rôznym záťažovým stavom. Výpočet teda nahradí fázu výroby viacerých skúšobných telies a testovanie rôznych záťažových stavov.

Nie je nutné podrobiť analýze vždy celú zostavu, v tomto prípade zostavu motora *TP 100*. Táto úloha by bola značne obsiahla. Je výhodné otestovať jednotlivé pár kľúčových prvkov. Už to poskytne značný pohľad na vhodnosť návrhu, daných dielov a nepriamo na celú zostavu.

Medzi takéto prvky *TP 100* patrí napríklad kompresorové koleso. Tomu sa vo svojej diplomovej práci venoval Ing. Lukáš Chromek [2]. Táto diplomová práca v podobnom duchu upriamuje pozornosť na analýzu turbínového kolesa.

2 PROBLÉMOVÁ SITUÁCIA

TP 100 je novonavrhnutý turbovrtuľový motor vyvinutý Prvou Brněnskou Strojírnu Velká Bíteš (ďalej len PBS VB). Momentálne prebieha štádium experimentov na niekoľkých vyrobených kusoch a zároveň sa pracuje na výpočtových analýzach. Ich spoločnou úlohou je posúdiť životnosť konštrukcie, správnosť návrhu a v prípade pochybností odporučiť úpravy.

3 FORMULÁCIA PROBLÉMU

TP 100 sa skladá z veľkého počtu dielov, ktoré podľa teórie najslabšieho článku ovplyvňujú životnosť a spoľahlivosť celého motora. Táto práca sa z celej množiny zameriava na axiálne turbínové koleso - konkrétne na vytvorenie jeho výpočtového modelu, na ktorom budú následne prevedené deformačne-napät'ové analýzy.

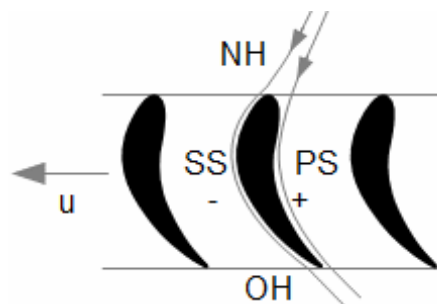
4 CIELE RIEŠENIA

- 1) Vytvorenie výpočtového modelu axiálneho turbínového kolesa pre:
 - statické zaťaženie (od rotácie),
 - modálnu analýzu,
 - harmonické zaťažovanie (od aerodynamických síl).
- 2) Realizácia uvedených analýz
- 3) Analýza výsledkov výpočtového modelovania a urobienie záverov.

5 REŠERŠNÁ ŠTÚDIA

5.1 Lopatkové stroje

Lopatkové stroje sú rotačné stroje, ktoré sú špecifické olopatkovaným rotorom, prípadne aj satorom. Rotorové lopatky tvoria lopatkové kanály (Obr. 5-1), ktorými prúdi médium (tekutina). Pri päte lopatky je kanál ohraničený rotorom, pri špici lopatky satorom. Hrana, na ktorú naráža médium je označovaná ako nábehová (NH), médium opúšťa lopatkový kanál pri odtokovej hrane (OH). Podľa priebehov tlakov sú strany lopatky označované ako pretlaková (PS) a sacia (SS).



Obr. 5-1 Lopatkový kanál [3]

Pri jednostupňových strojoch sa satorové lopatky používajú podľa potreby, pri viacstupňových strojoch je ich použitie pravidlom. Ich úlohou je usmernenie prúdenia tak, aby bolo silové pôsobenie na lopatku optimálne, t.j. dôjde k najefektívnejšej premene energie. To má za následok zvýšenej účinnosti stroja.



Obr. 5-2 Satorové a rotorové lopatky [3]

Podstata lopatkových strojov je transformácia energie z alebo do pracovného média. Tým sa dosiahne požadovaného efektu – zmena tlaku, objemu alebo rýchlosti média alebo otáčok rotora.

Pri lopatkových strojoch ako hydrodynamické čerpadlo (obehové, kondenzačné, napájacie), turbokompresor alebo ventilátor sa mechanická energia predávaná médiu. Sila akcie od lopatky vyvoláva silu reakcie v médiu.

Ak naopak médium predáva energiu stroju, ide o turbínu. [3]

5.1.1 Turbíny

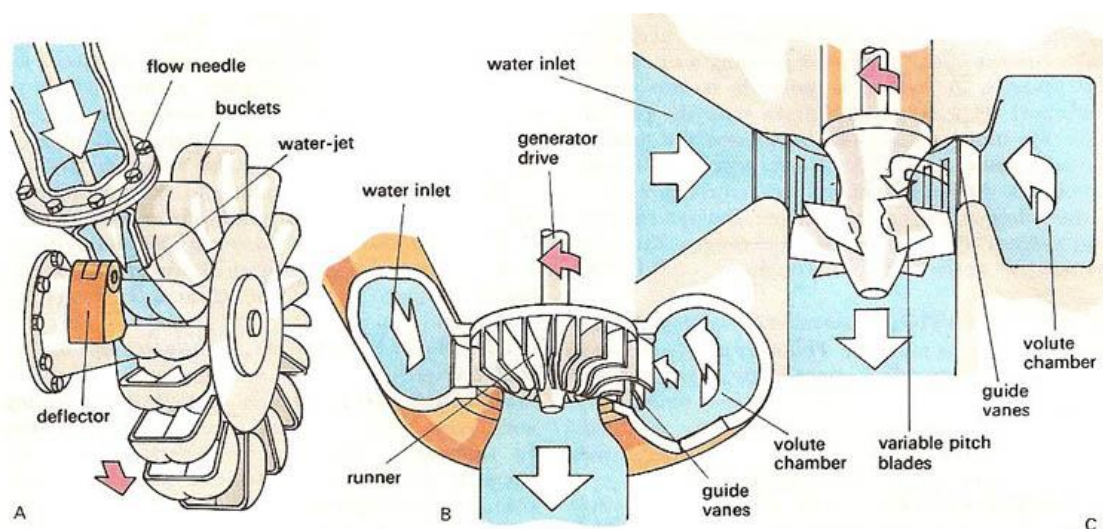
Princíp činnosti turbíny je založený na pôsobení sily od prúdu média na lopatky rotora, čo spôsobí roztočenie rotora.

Podľa média sa turbíny delia na vodné a tepelné.

Vodné turbíny

Do tejto kategórie sa radí aj vodné koleso, ktoré sa môže považovať za najstarší typ turbíny. Oproti modernejším konštrukciám však nedokáže dosiahnuť porovnateľný výkon.

Vodné turbíny potrebujú pre svoju činnosť určitý minimálny vodný spád a prietok. Pre vysoký spád a nízky prietok je vhodná Peltonova turbína, pre stredný spád a stabilný prietok Francisova a pre nízke spády a vysoké prietoky Kaplanova turbína (Obr. 5-3). Tieto boli vyvinuté na prelome 19. a 20. storočia. Existuje viac typov vodných turbín, pričom tieto patria medzi najznámejšie a najpoužívanejšie druhy. Niektoré vodné turbíny sú navrhnuté tak, aby pri spätnom chode mohli fungovať ako čerpadlá (napr. Francisova turbína). Takéto turbíny sú používané hlavne v prečerpávacích elektrárnach. [3] [4] [5] [6]



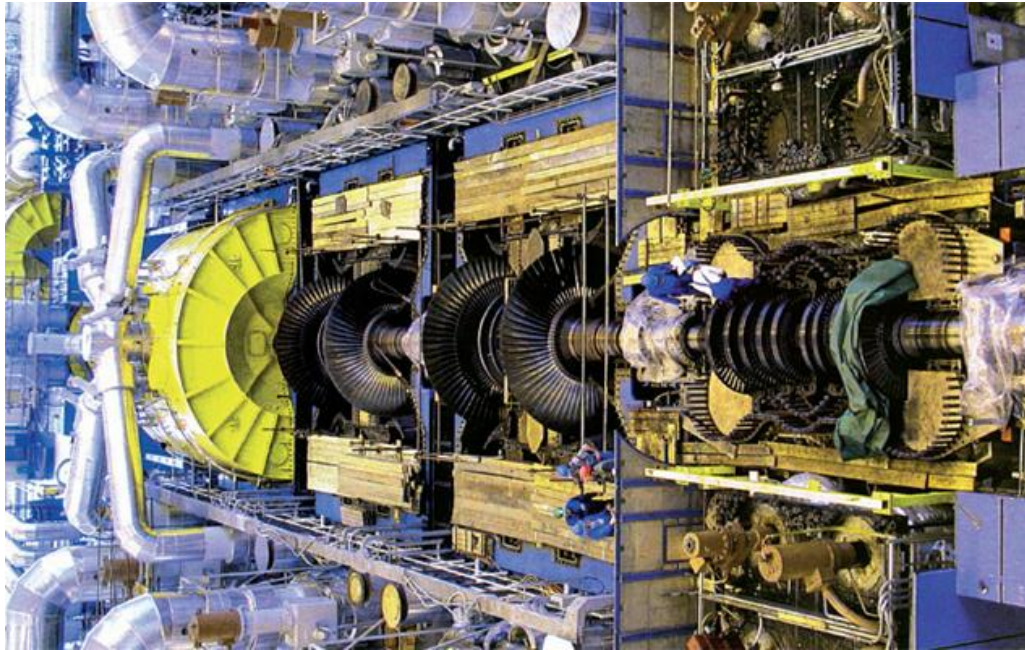
Obr. 5-3 A - Peltonova, B - Francisova, C - Kaplanova turbína [7]

Tepelné turbíny

Spoločným znakom všetkých tepelných turbín je spojené zníženie tlaku a teploty a súčasná expanzia objemu média. Podľa média sa tieto turbíny delia na parné a plynové.

Parné turbíny

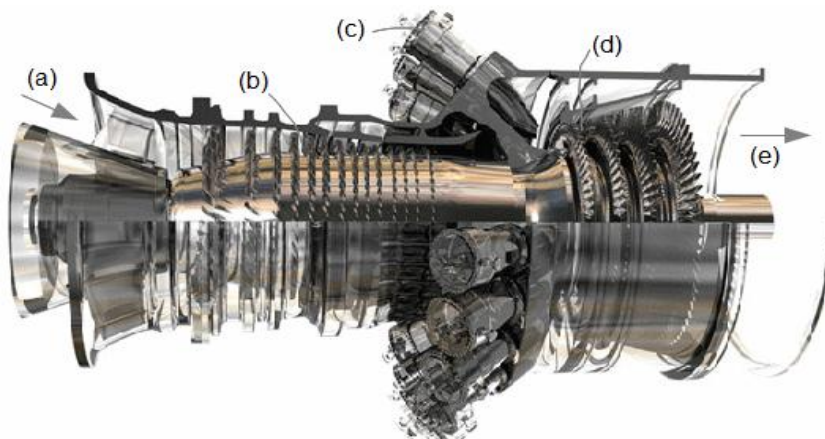
Prvá parná turbína bola skonštruovaná na konci 19. storočia. Jej hlavným použitím je pohon elektrického generátora. Médium parných turbín je para, najčastejšie vodná. Nakoľko pre svoju činnosť potrebujú často komplikovaný a technicky zložitý zdroj pary, používajú sa najmä pre veľké výkony. Na Obr. 5-4 je zobrazená parná turbína s jedným vysokotlakým stupňom (v pravo) a tromi nízkotlakými stupňami. Posledný stupeň je zakrytovaný (v ľavo). [8] [9]



Obr. 5-4 Parná turbína[3]

Plynové turbíny

Pracovným médiom plynových turbín je plyn alebo spaliny. Najčastejšie sa používajú turbíny so spaľovacou komorou. Turbíny bývajú spojené s turbokompresorom, ktorý stláča atmosférický vzduch a konštrukcia teda plní funkciu turbodúchadla. V spaľovacej komore horí komprimovaný vzduch s palivom a následné spaliny roztáčajú samotnú turbínu. Palivo musí byť „ušľachtilé“, čo je nevýhoda voči turbínam parným, kde na vznik pary môže byť použité aj nekvalitné tuhé palivo. Nakoľko spaľovanie prebieha kontinuálne, sú spaľovacie turbíny ekologickejšie ako spaľovacie motory. Ich výkony sa môžu pohybovať od stoviek kilowattov až do stoviek megawattov. Vďaka priaznivému pomeru *výkon:hmotnosť*, schopnosti rýchleho nábehu či odstavenia a možnosti plynulej regulácie výkonu našli spaľovacie turbíny použitie v doprave (letecký priemysel), alebo v elektrárňach na pokrytie špičiek denného diagramu zaťaženia. Pre tento účel je tento typ turbíny ideálny, avšak práve kvôli cene paliva sa v elektrárňach nevyskytuje často



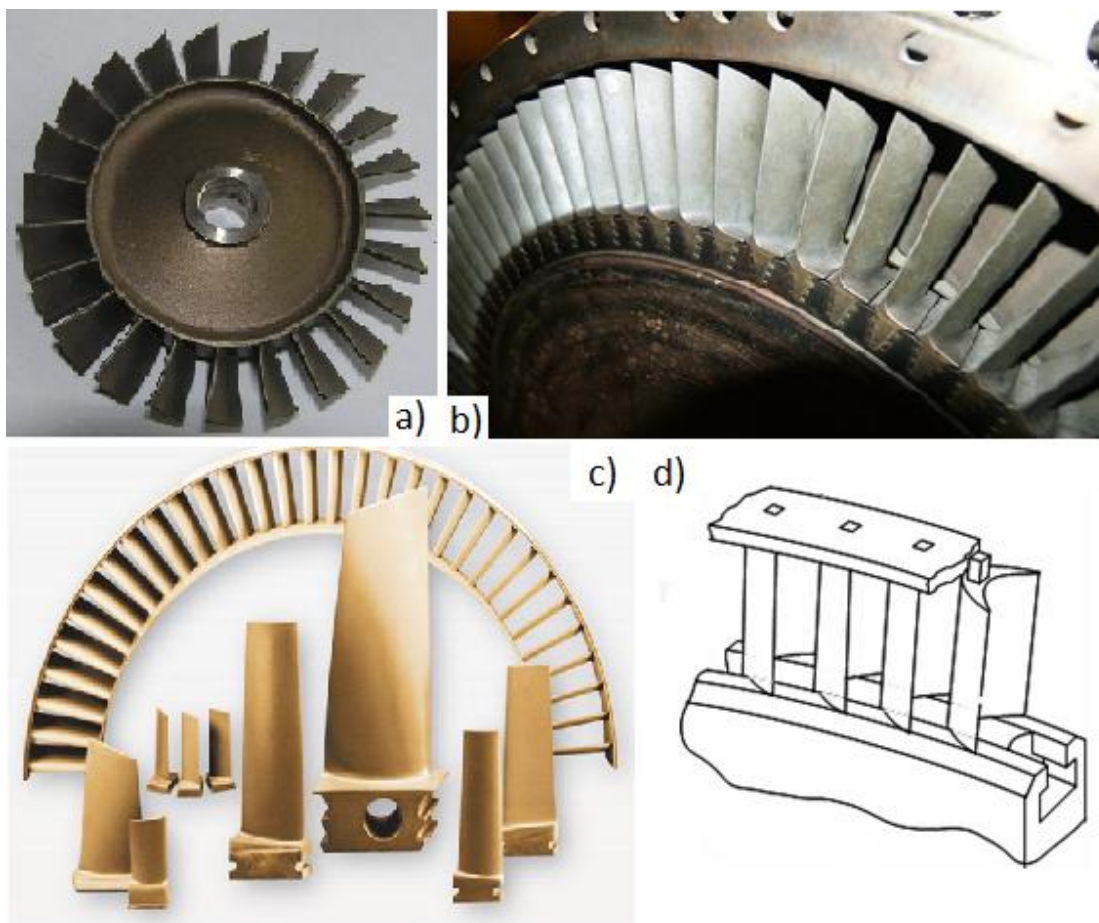
Obr. 5-5 Spaľovacia turbína [3]

Medzi nevýhody spaľovacích turbín patria vysoké otáčky v rádoch 10^4 min^{-1} , a vysoké pracovné teploty v rádoch stoviek stupňov celzia. Z toho vyplývajú zvýšené technické nároky napr. na materiál alebo ložiská. Pri týchto značných otáčkach už býva nezanedbateľný vplyv odstredivých síl, čo musí byť zohľadnené pri výpočtoch. Pri pracovných teplotách dôjde obecné k predĺženiu a zmäkčeniu lopatiek, čo musí byť obdobne zohľadnené pri výpočtoch.

Ďalšou nevýhodou spaľovacích turbín je ich cena. Oproti spaľovacím motorom majú dlhší štart a pri porovnateľných rýchlostiach dosahujú nižších účinností.

Na druhej strane majú oproti spaľovacím motorom menej pohyblivých častí, vyšší pomer *výkon: hmotnosť*, pracujú len v jednom smere, pri porovnateľných výkonoch sú kompaktnějšíe. Takisto nemajú vysoké nároky na mazanie, dokážu pracovať s rôznymi palivami, pri vysokých rýchlostiach a nízkych tlakoch.

Konštrukčne môže byť celé turbínové koleso vyrobené z jedného kusu (Obr. 5-6 a), t.j. lopatky aj disk tvoria jedinú súčiastku. Táto varianta je vhodná pre menšie turbíny. Pri väčších rozmeroch je zvykom konštruovať lopatky so závesom (b). Závesy môžu mať rôznu tvarovú zložitosť (c). Na rotor môžu byť lopatky nasúvané obecné v „obvodovom“ smere (d) alebo v „axiálnom“ (b). [3] [5] [8] [10]



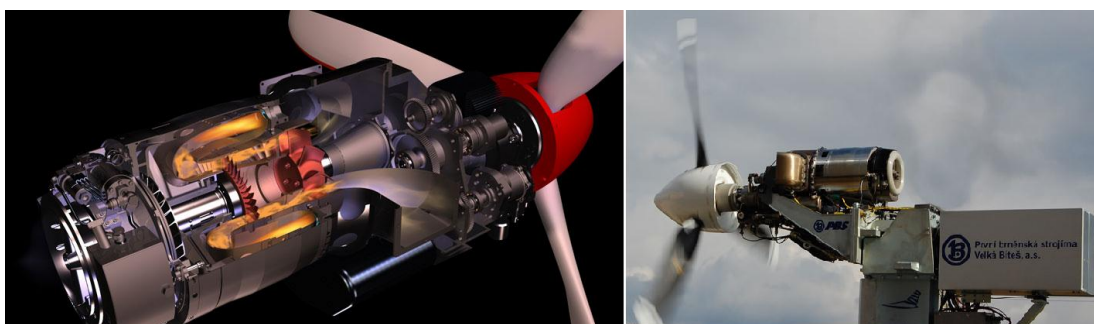
Obr. 5-6 Turbína z jedného kusu, axiálne lopatky, príklad zámkov, radiálne lopatky

5.2 Turbovrtuľový motor TP 100

Turbovrtuľový motor *TP 100* je novovyvinutý motor, ktorý sa nachádza vo fáze prototypových skúšok. Jeho základom je osvedčený prúdový motor *TJ 100*. Ten generuje plyny, ktoré roztáčajú voľnú turbínu. Tá cez reduktor poháňa konštantnými otáčkami trojlistú vrtuľu (Obr. 5-7). Motor môže byť použitý podľa požiadavky zákazníka ako tlačný alebo ťažný.

Rozmery motora sú $330 \times 390 \times 870 \text{ mm}$, jeho váha je 59 kg a výkon dosahuje 185 kW . Vďaka nízkej hmotnosti a danému výkonu je motor určený pre ultraľahké pilotované i nepilotované prostriedky (Obr. 5-8).

Pozmenená varianta turbovrtuľového motora *TP 100* je turbohriadeľový motor *TS 100*, ktorý je vhodný pre pohon ultraľahkých vrtuľníkov. [14]



Obr. 5-7 Turbovrtuľový motor *TJ 100* [14]



Obr. 5-8 Stroje používajúce motor *TP 100* [14]

6 TEÓRIA

Táto diplomová práca sa zaoberá výpočtovým modelovaním turbínového kolesa. Dôraz je kladený na dynamiku, presnejšie na riešenie vlastných frekvencií a vlastných tvarov. Preto je kapitola teórie smerovaná prioritne týmto smerom, hoci je v práci riešená aj statická a teplotná analýza.

6.1 Modálna analýza

Keď je sústava v prevádzke buďená na rovnakých frekvenciách, ako sú jej vlastné frekvencie, dochádza k javu zvanému rezonancia. Vtedy dosahuje sústava najväčšie amplitúdy posuvov, ktoré by v netlmenej sústave rástli nado všetky medze. Rezonančný stav má spravidla negatívny vplyv na životnosť súčastí, prečo je žiadané tento stav dopredu predikovať a v reálnej prevádzke sa mu vyhnúť. Ak sú pracovné otáčky vyššie ako niektorá vlastná frekvencia, je snaha pri rozbehu alebo dojazdu prekonať odpovedajúce otáčky čo najrýchlejšie, aby k rezonancii dochádzalo čo najkratší časový úsek.

Vlastné frekvencie sú zistiteľné modálnou analýzou. Tá vychádza z úlohy voľného netlmeného kmitania, pričom jej riešenie sa dá efektívne previesť na problém vlastných čísel. Jej výstupom sú vlastné frekvencie a vlastné tvary. Je to taktiež východzí bod pre ďalšie dynamické analýzy, napr. pre harmonickú alebo tranzientnú.

6.1.1 Vlastné frekvencie netlmenej sústavy

Reálna sústava má obecnne nekonečne veľa vlastných frekvencií. V praxi je zaujímavých len pár najnižších (ich počet závisí na konkrétnej sústave a ďalších podmienkach), nakoľko frekvencie budenia obyčajne nedosahujú vysokých hodnôt. Rozsah vyšetrovaných frekvencií je pre každú sústavu individuálny. Pri budení rázom sa vybudia teoreticky všetky vlastné frekvencie, ale v praxi je táto situácia neštandardná (napr. pri dotyku lopatky rotoru so statorom). Vyššie vlastné frekvencie sú navyše energeticky náročnejšie ako nižšie [15]. Z toho vyplýva, že inžinierske obmedzenie sa na niekoľko zvolených vlastných frekvencií nemá zásadný vplyv na relevantnosť výsledkov.

Vlastné frekvencie sú vlastnosťou sústavy, nezávisia na budení. Z toho dôvodu má pohybová rovnica (1) na pravej strane predstavujúcej budenie nulu – je homogénna.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (1)$$

\mathbf{M} a \mathbf{K} sú matice hmotnosti a tuhosti o rozmeroch $n \times n$, a \mathbf{q} je stĺpcový vektor $n \times 1$ amplitúd zobecnenej súradnice (posunutí alebo natočení) ako funkcií času. Číslo n predstavuje stupeň voľnosti danej sústavy.

Za predpokladu harmonickej odozvy uvažujeme riešenie v tvare

$$\mathbf{q} = \hat{\mathbf{q}} \cdot e^{i\Omega t} \quad (2)$$

kde Ω je uhlová frekvencia kmitania a $\hat{\mathbf{q}}$ je vektor časovo nezávislých amplitúd. Po dvojitej derivácii, dosadení do (1) a úprave dostaneme rovnicu v tvare

$$(\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M}) \hat{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (3)$$

Z matematického hľadiska ide o problém vlastných hodnôt. Z mechanického hľadiska je triviálne riešenie $\hat{\mathbf{q}} = \mathbf{0}$ nezaujímavé, lebo fyzikálne predstavuje nulové amplitúdy, čiže nepohybujúcu sa sústavu. Aby sa toto triviálne riešenie vylúčilo, musí platiť $\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M} = \mathbf{0}$. To predstavuje homogénny systém lineárnych rovníc. Nutná a postačujúca podmienka na platnosť danej rovnice je:

$$\det|\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M}| = 0 \quad (4)$$

Výraz (4) sa nazýva frekvenčný determinant, ktorý je polynómom s druhými mocninami vlastných frekvencií ako koreňmi. Po dosadení každej vlastnej frekvencie späť do (3) obdržíme pravostranný stĺpcový vektor \mathbf{V}_i . Hodnoty týchto vlastných vektorov neudávajú absolútne hodnoty amplitúd. Amplitúdy sú len v istej relácii a ďalej sa normujú. Po usporiadaní vlastných vektorov vznikne modálna matica pravostranných vektorov \mathbf{V} (Obr. 6-1).

Obr. 6-1 Zostavenie modálnej matice vlastných pravostranných vektorov

Pri uvažovaní gyroskopických momentov sú matice \mathbf{M} a \mathbf{K} obecné nesymetrické, a preto sa zavádzajú aj ľavostranné vektory \mathbf{W} . Tie obdržíme obdobne ako pravostranné vektory z rovnice

$$(\mathbf{K} - \Omega^2 \mathbf{M})^T \hat{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (5)$$

Existuje viacero možností, ako vlastné vektory normovať [16]. V dynamike je užívané normovanie k matici hmotnosti:

$$\mathbf{W}^T \mathbf{M} \mathbf{V} = \mathbf{E} \quad (6)$$

Potom platí aj rovnosť

$$\mathbf{W}^T \mathbf{K} \mathbf{V} = \mathbf{A} \quad (7)$$

kde \mathbf{A} je spektrálna matica (na diagonále má vlastné čísla, mimo diagonály nuly). Pri symetrických maticiach \mathbf{M} a \mathbf{K} platí rovnosť

$$\mathbf{W} = \mathbf{V} \quad (8)$$

a teda platí aj rovnosť

$$\mathbf{V}^T \mathbf{M} \mathbf{V} = \mathbf{E} \quad (9)$$

6.1.2 Vlastné frekvencie tlmenej sústavy

Ak sa pohybová rovnica (1) rozšíri o tlmenie, nadobudne tvar

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (10)$$

Tlmenie je možno vyjadriť pomocou rôznych modelov [17]. Napr. v systémoch MKP sa často používa model viskózneho proporcionálneho tlmenia, ktorý zachová symetrické a hlavne reálne matice. Matica tlmenia \mathbf{B} sa tu určí pomocou matíc hmotnosti a tuhosti

$$\mathbf{B} = \alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K} \quad (11)$$

Koeficient α predstavuje konštrukčné tlmenie a koeficientom β sa modeluje materiálové tlmenie. Oba majú rozmer a ich veľkosti sa pohybujú v rozmedzí $\alpha = 0 \div 10$ a $\beta = 0 \div 10^{-8}$ [15].

Rovnica (10) sa za účelom zníženia rádu diferenciálnej rovnice transformuje do tzv. „stavového priestoru“ [15]. Ten je definovaný stavovým vektorom

$$\bar{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \mathbf{q} \end{bmatrix} \quad (12)$$

Po transformácii má pohybová rovnica tvar

$$\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{B} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\bar{\mathbf{q}}} \\ \bar{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{q}} \\ \bar{\mathbf{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (13)$$

Skrátene

$$\bar{\mathbf{M}}\dot{\bar{\mathbf{q}}} + \bar{\mathbf{K}}\bar{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (14)$$

kde $\bar{\mathbf{M}}$ a $\bar{\mathbf{K}}$ predstavujú rozšírené matice hmotnosti a tuhosti. Ich rozmery sú oproti maticiam hmotnosti a tuhosti dvojnásobné.

Riešenie je predpokladané v tvare

$$\bar{\mathbf{q}} = \bar{\mathbf{q}}_0 \cdot e^{\lambda t} \quad (15)$$

kde

$$\lambda = \lambda_{Re} + i\lambda_{Im} \quad (16)$$

kde λ_{Re} je reálna časť vlastného čísla, ktorá predstavuje tlmenie, a λ_{Im} je imaginárna časť vlastného čísla predstavujúca vlastnú tlmenú frekvenciu. Po dosadení predpokladaného riešenia do (14) dostaneme

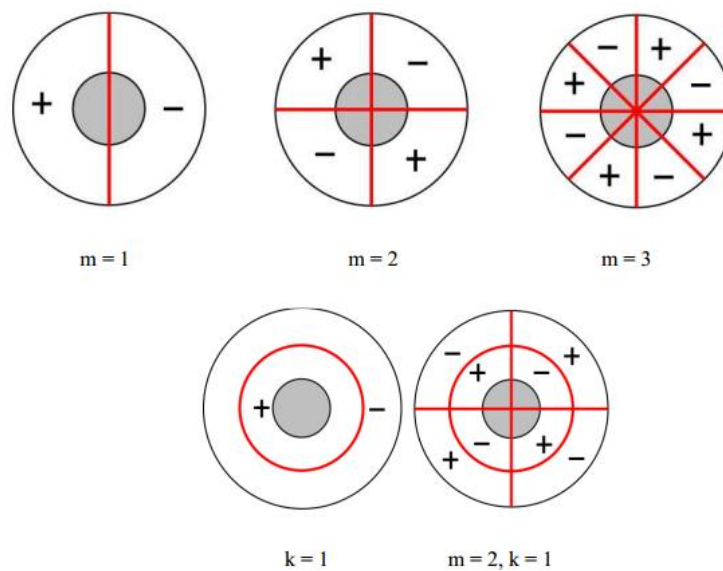
$$(\bar{\mathbf{K}} - \Omega^2 \bar{\mathbf{M}}) \bar{\mathbf{q}}_0 = \mathbf{0} \quad (17)$$

Na riešenie danej rovnice sa použije zhodný postup, ako pri riešení rovnice (3).

6.1.3 Vlastné tvary

Každý vlastnej frekvencii prislúcha vlastný tvar. Ten je jedným z výstupov modálnej analýzy. Vlastné tvary tlmenej a netlmenej sústavy sú pri použití modelu viskózneho tlmenia totožné [17]. Prvky vlastných vektorov nereprezentujú skutočné hodnoty posuvov, ale kvôli algoritmu modálnej analýzy len pomerné hodnoty. Pre kvalitatívne posúdenie sústavy je však tento výsledok postačujúci. Na získanie absolútnych posuvov treba spracovať zložitejšiu analýzu, pri ktorej sa môže zohľadniť aj budenie.

Pre jednoduché geometrické útvary (obdĺžniková doska, kruhová a medzikruhová doska, ...) s určitými okrajovými podmienkami sú vlastné tvary známe. Turbína ako rotačne symetrická štruktúra má blízko ku kruhovej doske, preto bude venovaná pozornosť práve tej.



Obr. 6-2 Uzlové priemery a kružnice disku [15]

Tvary kmitania kruhovej a medzikruhovej doske sú charakterizované uzlovými priermi a uzlovými kružnicami (Obr. 6-2) [15]. Sú to miesta, ktoré sú počas kmitania na vlastnej frekvencii trvale v klude. V prípade rotačne symetrických okrajových podmienok sa vyskytujú na telese buď uzlové priemery, kružnice, ich násobky alebo vzájomné kombinácie. Zvláštnym prípadom vlastného tvaru je tzv. „umbrella shape“ alebo „dáždnikový tvar“. Ten sa vyskytuje pri kruhovej a medzikruhovej doske, ktorá je uchytená na vonkajšom alebo vnútornom okraji. Na takejto doske sa pri danom tvare kmitu nevyskytuje ani jeden uzlový priemer či kružnica, celý disk kmitá a to na rovnakú stranu.

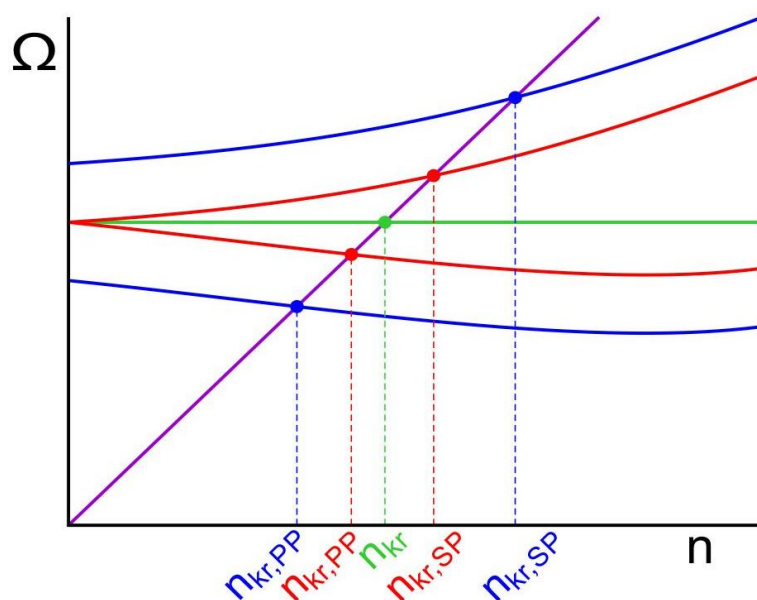
6.2 Campbellov diagram

Pri rotácií sa po disku šíria dve vlny. Tá, ktorá sa šíri v smere rotácie, je označovaná ako dopredná vlna. Vlna šíriaca sa vzad je označovaná ako spätná.

Vplyvom otáčok sa turbínové kolo vystužuje, a teda jeho vlastné frekvencie sa zvyšujú. Naopak zvyšujúcou sa teplotou obecné klesá modul pružnosti a vlastné frekvencie klesajú. Pri turbínach sa uplatňuje kombinácia oboch faktorov. Relácia medzi nárastom otáčok alebo teploty a zmenou vlastných frekvencií je obecná a závisí na konkrétnej sústave. Campbellov diagram zobrazuje práve túto závislosť.

Ak by bol ideálne symetrický rotor uložený ideálne symetricky, gyroskopické momenty by pri zmene otáčok nemali vplyv na vlastné frekvencie (zelená krivka na Obr. 6-3). Nesymetrické uloženie symetrického rotora spôsobuje rozdzvenie krivky predstavujúce súbežnú a protibežnú precesiu (červené krivky). Pri nesymetrickom rotore sa taktiež uplatňuje precesia. Navyše nesymetria rotora spôsobuje rôznu tuhosť v kolmých smeroch aj pri nulových otáčkach, čo spôsobí rozdzvenie kriviek vlastných frekvencií už od pokojového stavu (modré krivky) [18].

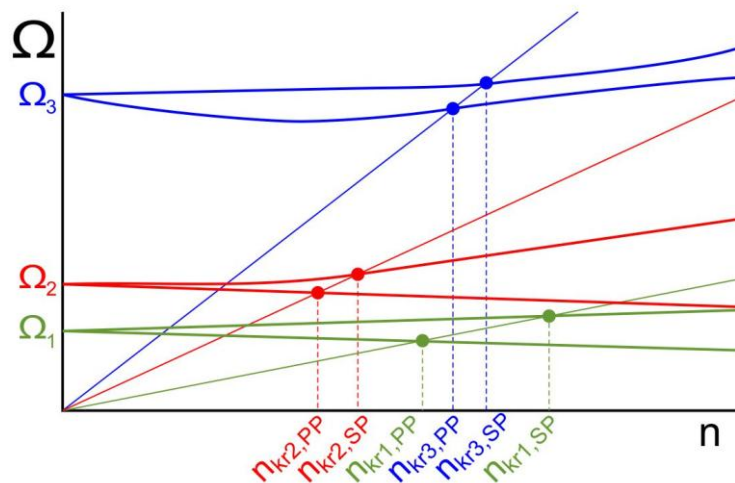
Do Campbellovho diagramu sa vynáša „nábehová priamka“ predstavujúca určitý násobok prevádzkových otáčok (fialová priamka). Na konzultácii pán prof. Ing. Eduard Malenovským, DrSc uviedol, že pri turbínach je to obyčajne násobok 1 a násobok počtu statorových lopatiek (predstavujúce budenie). Môžu sa vynášať ľubovoľné násobky, no tieto dva by mali byť dostatočné. Napríklad pri analýze izolovaných lopatiek sa obecné zvyknú vynášať nábehové priamky do násobku šesť. Vybudenie vyšších násobkov je podľa skúseností z reálnej prevádzky nepravdepodobné.



Obr. 6-3 Campbellov diagram – vplyv nesymetrií

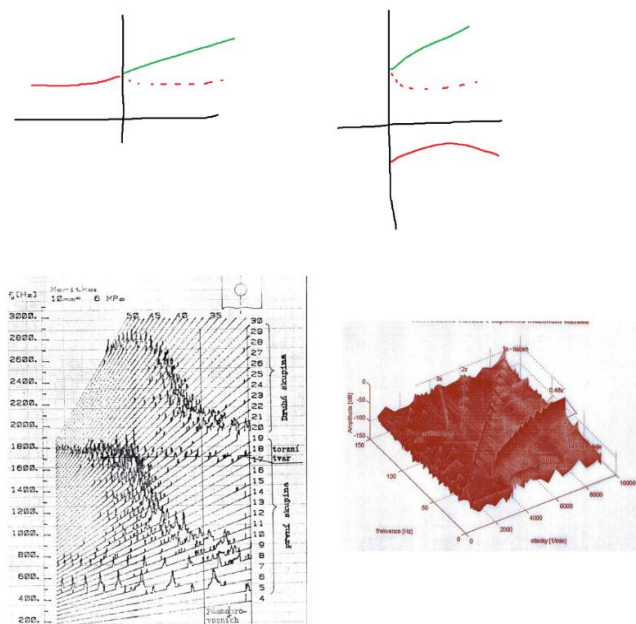
Miesto, kde nábehová priamka pretne krivku precesie, predstavuje na ose x kritické otáčky. Ak bude sústava prevádzkovaná na daných otáčkach, dôjde k rezonancii. Je zjavné, že čím väčšia je nesymetria sústavy, tým viac sa vzdialenosť kritických otáčok medzi súbežnou a protibežnou precesiou zväčšuje. Tým vzniká širšie pásmo kritických otáčok, ktorým je v praxi snaha sa vyhnúť.

Na Obr. 6-4 je znázornený príklad Campbellovho diagramu s priebehmi troch vlastných frekvencií s nábehovými priamkami o násobkoch 1, 2 a 3. Je zrejmé, že v istých prípadoch je možné, aby sa nižšími otáčkami vybudil tvar s vyššou vlastnou frekvenciou. Je snaha, aby sa prevádzkové otáčky nachádzali v bezpečnej vzdialenosti od všetkých kritických otáčok. Konkrétna kvantifikácia „kritického pásma“ závisí na viacerých faktoroch, ktoré súvisia s použitím analyzovanej sústavy, mierou presnosti vstupných údajov, požiadavkách zákazníka, ...



Obr. 6-4 Campbellov diagram – tri vlastné frekvencie

Graficky sa Campbellov diagram môže znázorniť viacerými spôsobmi. Na Obr. 6-5 je protibežná precesia zobrazená na „záporných“ otáčkach a), alebo „záporných“ vlastných frekvenciách b). Ďalej môžu nábehové priamky demonštrovať aj amplitúdy kmitov c). Ak sú amplitúdy zobrazené v treťom rozmere, diagram sa nazýva kaskádový d) [18].



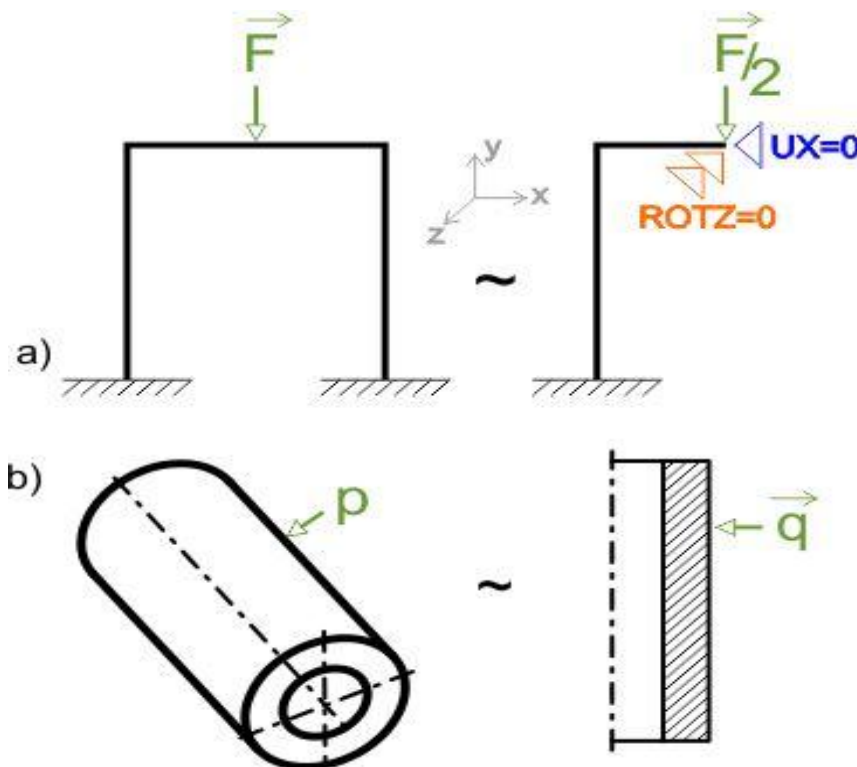
Obr. 6-5 Príklady zobrazenia Campbellovho diagramu [18]

6.3 Symetria

Metóda konečných prvkov nahradzuje reálne teleso diskretnými elementmi. Čím je elementov viac, tým presnejšie môže byť aproximovaný geometrický tvar a zároveň presnejšie popísané stavy v telese. Obecne má presnosť výsledkov a hustota siete medzi sebou priamy vzťah. Ovšem čím viac prvkov úloha obsahuje, tým má viac stupňov voľnosti a teda riešenie zaberá dlhší čas. Preto je nutný kompromis pri vytváraní siete s ohľadom na presnosť a výpočtový čas. Použitím symetrie sa oproti riešeniu plnej geometrie dosiahnu približne rovnaké výsledky za podstatne kratší čas. Na druhej strane sa pri rovnakom výpočtovom čase môže použiť jemnejšia sieť, čo obecne vedie k spresneniu výsledkov.

Zo spomínaných dôvodov je výhodné používať symetriu. Jednou možnosťou je využiť geometrickú symetriu Obr. 6-6 a), napr. vymodelovať polovicu modelu a na rovine symetrie (poprípade antimetrie) predpísať príslušné okrajové podmienky (posuvy a natočenia) Obr. 6-6 a).

Ďalšou možnosťou je tzv. axisymetria Obr. 6-6 b). Pri nej sa hriadeľ, trúbka, alebo iné rotačne symetrické telesá prevedú na rovinnú úlohu, čo znamená rapidné zníženie stupňov voľnosti. Avšak napr. software ANSYS nedokáže vstavanými algoritmi nahradit' úplne stopercentne plný model (napr. nevie postihnúť priečne kmitanie).

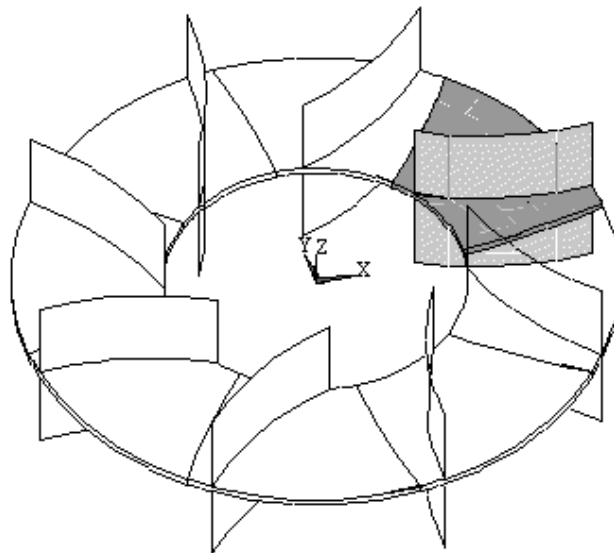


Obr. 6-6 Príklady symetrie

6.3.1 Cyklická symetria

Nakoľko je diplomová práca spracovaná v konečnoprvkovom systéme ANSYS, je táto kapitola zameraná na cyklickú symetriu obecné, a zároveň na jej používanie v použítom softvare.

Rotačne periodické štruktúry sú také, ktorých geometria je tvorená opakujúcimi sa segmentmi, ktoré sú usporiadané periodicky okolo osi. Medzi tieto štruktúry patria napríklad turbíny, čerpadlá, ventilátory, a pod. V ANSYS-e je naprogramovaná možnosť ich riešenia pomocou cyklickej symetrie, konkrétne ich statické, modálne, harmonické, magnetické a „buckling“ analýzy. Ak je geometria rotačne symetrická, stačí riešiť jeden jej opakujúci sa segment a program automaticky predpíše na roviny rezu (high & low edge) také okrajové podmienky, ktoré zaručia spojitosť a hladkosť posuvov. Je to zaistené pomocou funkcie „coupling“ (párovanie) a/alebo pomocou väzobných podmienok (constraint equations) [19].



Obr. 6-7 Príklad rotačne periodickej geometrie

Pri modelovaní a tvorbe siete je nutné postupovať tak, aby program vedel rozpoznať roviny rezu a vytvoril na nich identickú sieť. Tá je nutná na správne riešenie. Rezy je vhodné voliť tak, aby nevedli cez potenciálne kritické miesta telesa. Tým sa môže predísť prípadnej neistote, či práve rozdelenie telesa v danom mieste nepôsobí vo výsledkoch určité koncentrácie. V ANSYS-e je odporúčané isté príkazy pri tvorbe siete nepoužívať [19], lebo nezaručujú identické umiestnenie uzlov na oboch rezoch.

Pri riešení je nutné dbať na prípadné necyklické zaťaženie. Predvolene totiž ANSYS všetky zadané silové či deformačné väzby automaticky predpíše na všetky rotačne periodické štruktúry. Dovoľuje však aj predpis necyklického zaťaženia na konkrétny užívateľom zvolený segment.

Až v „postprocessingu“ sa môže prejavíť fakt, že nutné podmienky pre použitie cyklickej symetrie (identický umiestnené uzly na rezoch) neboli úplne splnené. Výsledky môžu byť s vysokou pravdepodobnosťou zavádzajúce. ANSYS dokáže expandovať výsledky do plnej geometrie, čo slúži pre lepšiu vizualizáciu a prezentovanie výsledkov. V tomto tvare sa dá ľahko skontrolovať spojitosť

a hladkosť posuvov a napätí v okolí rezov. To potvrdí správnosť vytvárania rezov aj vhodnosť použitého algoritmu vytvárania siete. Expandovaný tvar je taktiež nutnosť pri vykreslení vlastných tvarov alebo pri užití necyklického zaťaženia.

Riešenie cyklickou symetriou využíva vlastnosť rotačne periodických štruktúr, že posuvy jednotlivých segmentov sa dajú vyjadriť rovnicou [18]

$$q_2 = q_1 \cdot e^{i\varphi} \quad (18)$$

Fázové posunutie uzlov je dané vzťahom

$$\varphi = \frac{2\pi}{r} p \quad (19)$$

kde r vyjadruje počet rotačne periodických štruktúr a p je počet priemerov, na ktorých teleso kmitá. V prípade statickej analýzy $p = 1$. V ANSYSe si užívateľ pri modálnej analýze volí počet vlastných frekvencií, ktoré majú byť spočítané. Pri užití cyklickej symetrie má navyše možnosť zvoliť počet uvažovaných uzlových priemerov, tzv. „harmonický index“. Uzlová kružnica je vedená pod číslom nula. Predpokladá sa, že maximálny počet vybuditeľných uzlových priemerov pri párnom počte periodických štruktúr je $k_{harm} = \frac{p}{2}$, pri nepárnom počte je to $k_{harm} = \frac{p-1}{2}$ [18]. Tento predpoklad je zahrnutý aj v algoritmoch ANSYSu. Pri manuálnom zadaní vyššieho čísla, ako je hodnota maximálneho harmonického indexu, program automaticky predefinuje túto hodnotu na príslušnú k_{harm} .

6.4 Metódy hodnotenia sústavy

Výsledky deformačne-napät'ových analýz nie sú samoúčelné. Výsledky v podobe posuvov a napätí však slúžia ako vstupy do vyhodnocovania medzných stavov a spoľahlivosti sústavy. Problematika medzných stavov pri turbínach je pomerne obsiahla. V tejto kapitole budú stručne načrtnuté len tie najčastejšie vyhodnocované.

MS deformácie

Je taký stav telesa, pri ktorom sa deformácie funkčne prípustné menia na deformácie funkčne neprípustné [20].

V prípade turbín sa tento MS kontroluje, ak hrozí, že dôjde k vymedzeniu axiálnych a/alebo radiálnych vôlí. Ak by sa pri istých otáčkach deformovala lopatka tak, že by došlo k styku so statorom, vyvolalo by to rázové zaťaženie. Takýto stav je nežiadúci, neštandardný a súčiastky na neho nebývajú dimenzované. Opakovaný kontakt rotoru a statoru môže rapídne znížiť životnosť sústavy a viesť k havárii.

MS pružnosti

Je taký stav telesa, pri ktorého prekročení vzniknú v telese prvé makroplastické deformácie [20].

Pri turbínach je tento medzný stav skôr teoretický, nakoľko v praxi sa počíta s istou mierou ich plastizácie. Každá turbína sa pri testoch jedenkrát odstredí na $\pm 121\%$ prevádzkových otáčok, čím sa testuje správnosť návrhu a schopnosť prevádzky pri krátkom preťažení. Zároveň často dôjde k určitej plastizácii, ktorá však nie je chybou, lebo sa tým turbína v kritických miestach vystuží. Dôležitá je veľkosť splastizovanej oblasti, ktorá sa určite musí pohybovať v istých medziach. Ich hodnoty závisia na konkrétnych okolnostiach, požiadavkách zákazníka, ...

Únavová životnosť

Otáčky turbín sa pohybujú v rádoch $10^3 \div 10^4 \text{ min}^{-1}$ a teda v rádoch stoviek prevádzkových hodín turbín nabehá 10^8 otáčok. Pri uvažovaní budenia od statorových lopatiek sa počet cyklov vykonaný rotorovými lopatkami ešte zvýši. Taký počet cyklov sa už radí k vysokocyklovej únave [21]. Tu sa vyhodnocujú hlavne rezonančné stavy.

Dôraz je kladený aj na nízkokycklovú únavu $10^3 \div 10^5$ cyklov, kde sa počíta počet cyklov do lomu a zbytková životnosť.

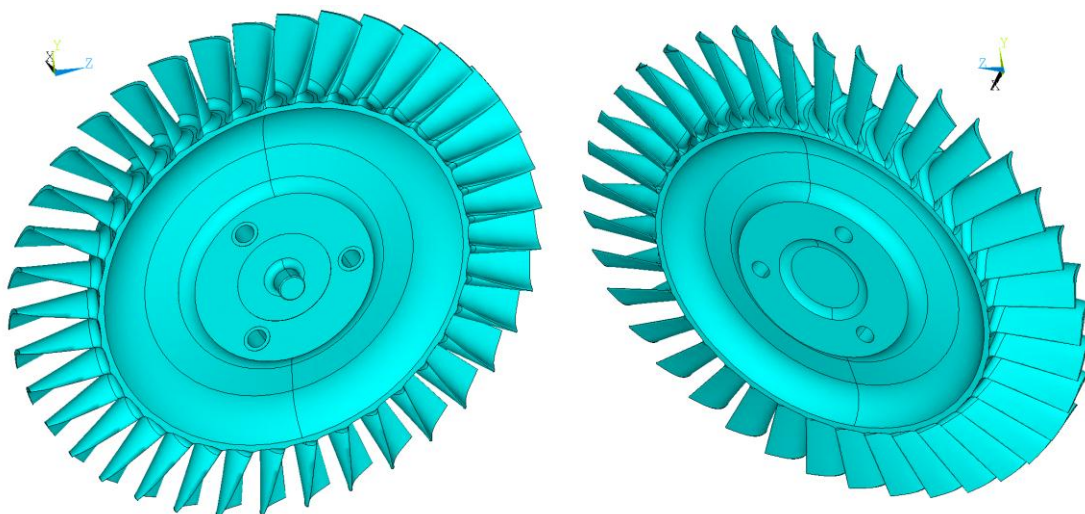
Turbíny sú prevádzkované za značne zvýšených teplôt a otáčky spôsobujú nezanedbateľné účinky odstredivej sily. Tieto aspekty spôsobujú teplotný creep, cyklický creep a trojosú napätosť. Základné vzorce počítajú len so symetrickým harmonickým zaťažovacím cyklom v podmienkach jednoosej napätosti a materiálými vlastnosťami nezávislými na čase. Tento fakt treba mať na zreteli pri vyhodnocovaní výsledkov.

7 VÝPOČTOVÉ MODELOVANIE

Pri vytváraní výpočtového modelu bolo postupované v zmysle systémového prístupu. V nasledujúcich podkapitolách sú zhrnuté tie podmnožiny $S0 \div S8$, ktoré boli vyhodnotené pre danú úlohu ako podstatné [22].

7.1 Model geometrie

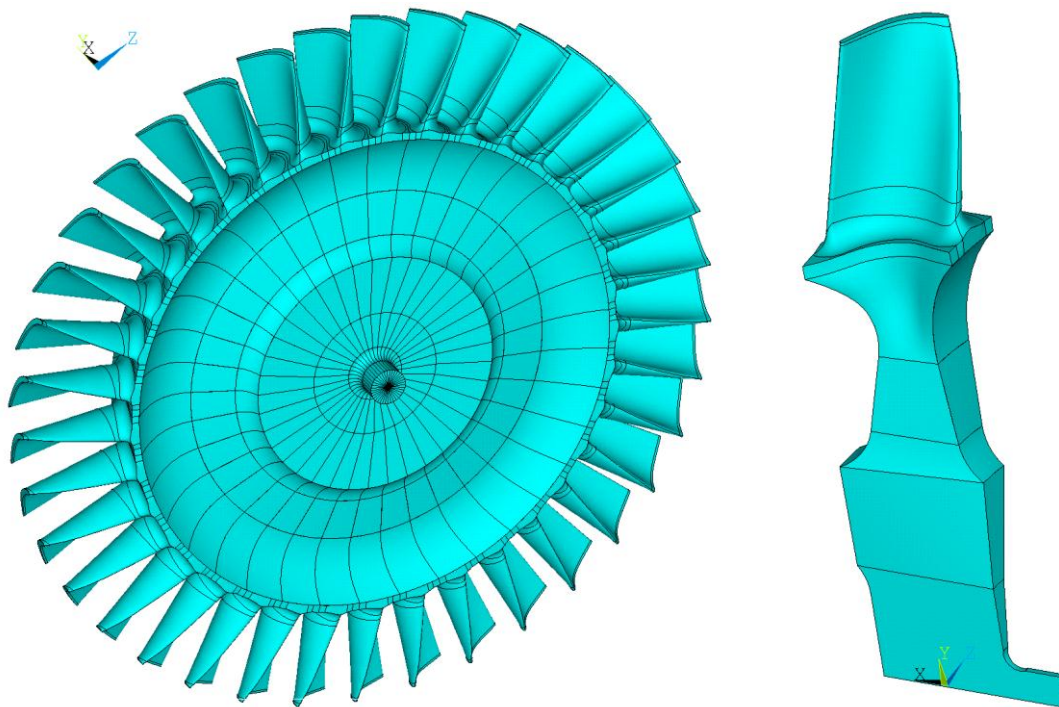
PBS VB poskytla 3D model pravotočivého turbínového kola, ktoré sa používa v turbovrtuľovom motore *TP 100* (Obr. 7-1). Obdržaný súbor typu parasolid bol ďalej spracovaný v konečnoprvkovom systéme ANSYS.



Obr. 7-1 Importovaná geometria

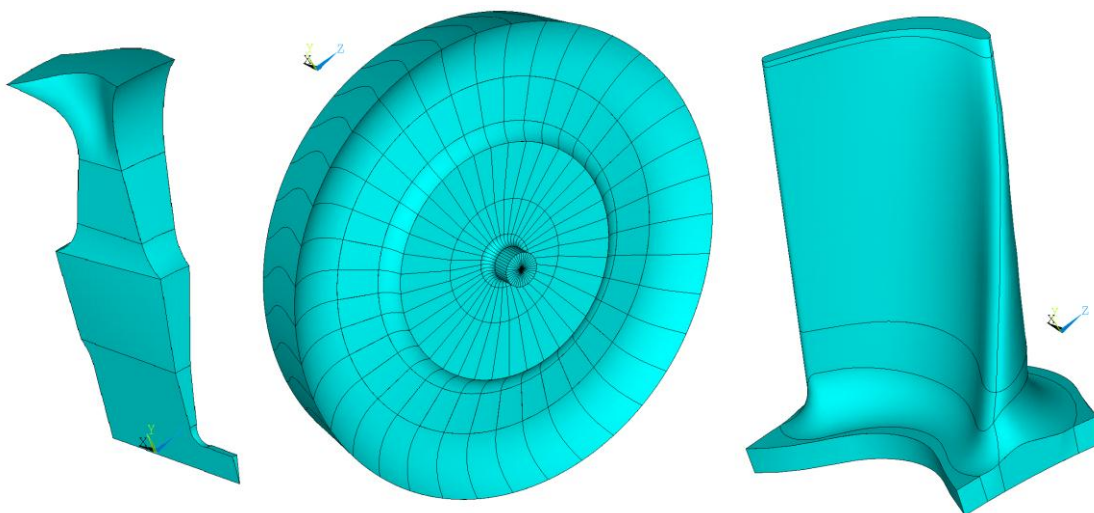
Koleso pozostáva z disku, 37 lopatiek, troch závitových dier pre skrutky a strediaceho čapu. Najväčší priemer (cez lopatky) je približne 140 mm , šírka disku bez strediaceho čapu je približne 15 mm , výška samotnej lopatky je približne 25 mm .

Keďže dané koleso spĺňa geometrické podmienky periodickej štruktúry, bol vytvorený jeden reprezentatívny sektor pre následný výpočet pomocou cyklickej symetrie (Obr. 7-2). Bol zvolený taký výsek, ktorý neobsahoval závitovú dieru. Tým pádom pri riešení s využitím cyklickej symetrie sú tieto diery zanedbané. Pri danej geometrii a okrajových podmienkach (viď 7.2) tento fakt má len nepatrný vplyv na riešenie (viď 8.3.5). Rezy neboli rovinné po celej výške segmentu. V prechode medzi lopatkou a diskom kopírovali tvar rádiusu medzi lopatkou a diskom, kvôli dôvodom spomenutým v kapitole 6.3.1. Bol kladený dôraz, aby rezy na oboch stranách boli úplne identické, posunuté tangenciálne o presný uhol.



Obr. 7-2 Upravená geometria – expandovaný tvar a analyzovaný sektor

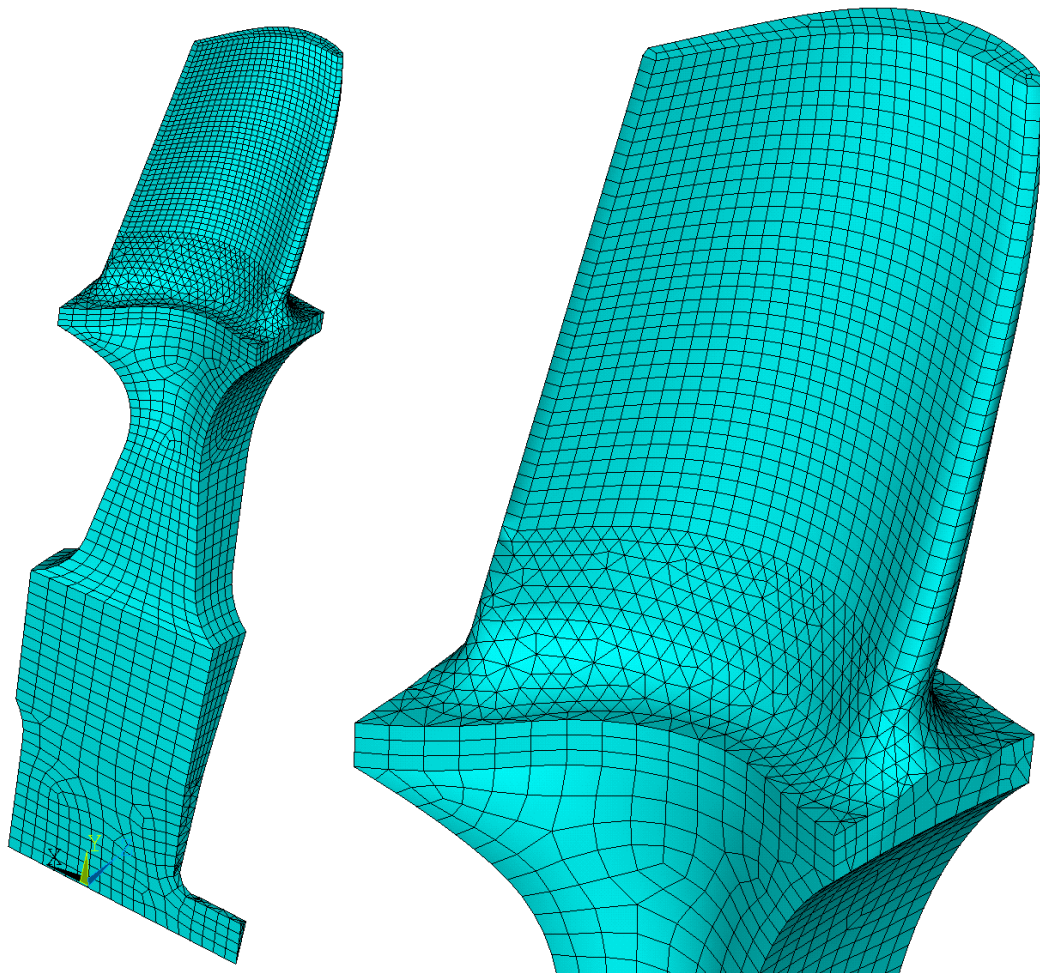
Niektoré analýzy boli počítané na neolopatkovanom disku a na izolovanej lopatke (viď 8.1) . Prakticky išlo o výber určitých objemov celého segmentu Obr. 7-3.



Obr. 7-3 Neolopatkový disk a lopatka

7.1.1 Diskretizácia modelu geometrie

Na Obr. 7-4 je znázornená finálna sieť, na ktorej boli počítané takmer všetky analýzy (statické, teplotné, modálne, harmonické). Je to výsledok optimalizovania rôznych variant. Variované boli veľkosti prvkov, od hrubej siete (pre predstavu: jeden prvok po hrúbke lopatky) až po jemnú sieť (5 prvkov po hrúbke lopatky). Taktiež boli spočítané tieto kombinácie s lineárnymi a kvadratickými prvkami, s rôznou kombináciou štvorstenov a šesťstenov. Ako porovnávacie kritériá boli brané hodnoty napätí pri statickej analýze a hodnoty vlastných frekvencií pri modálnej analýze. Bola zvolená tá alternatíva, ktorá pri najkratšom čase dosahovala rozdiely voči výsledkom s najjemnejšou sieťou menšie ako 5%.

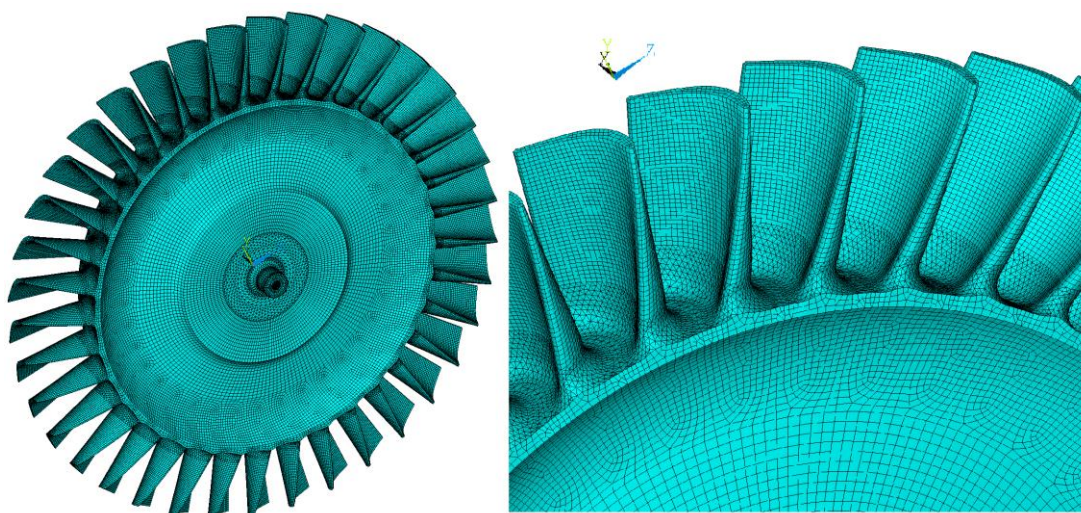


Obr. 7-4 Výsledná sieť

S postupným zjemňovaním siete napätie pri statickej analýze stúpalo a rozdiely v hodnotách voči predchádzajúcemu kroku sa zmenšovali. Tento trend sa presne zhoduje predpokladom zjemňovania siete a približovaniu sa určitej hodnote [23]. Aj vlastné frekvencie sa so zjemňujúcou sieťou zvyšovali, ale nárast bol nepatrný. To odzrkadľuje skutočnosť, že už pri hrubej sieti bola geometria popísaná s ohľadom na hmotnosť dostatočne presne. Pridávanie prvkov môže tuto znamenať spresňovanie výsledkov, ale aj prípadné navýšovanie tuhosti spôsobené značným počtom prvkov.

Nakoľko boli rozdiely všetkých variant na úrovni do 1%, boli všetky alternatívy vzhľadom k vlastným frekvenciám rovnako vyhovujúce.

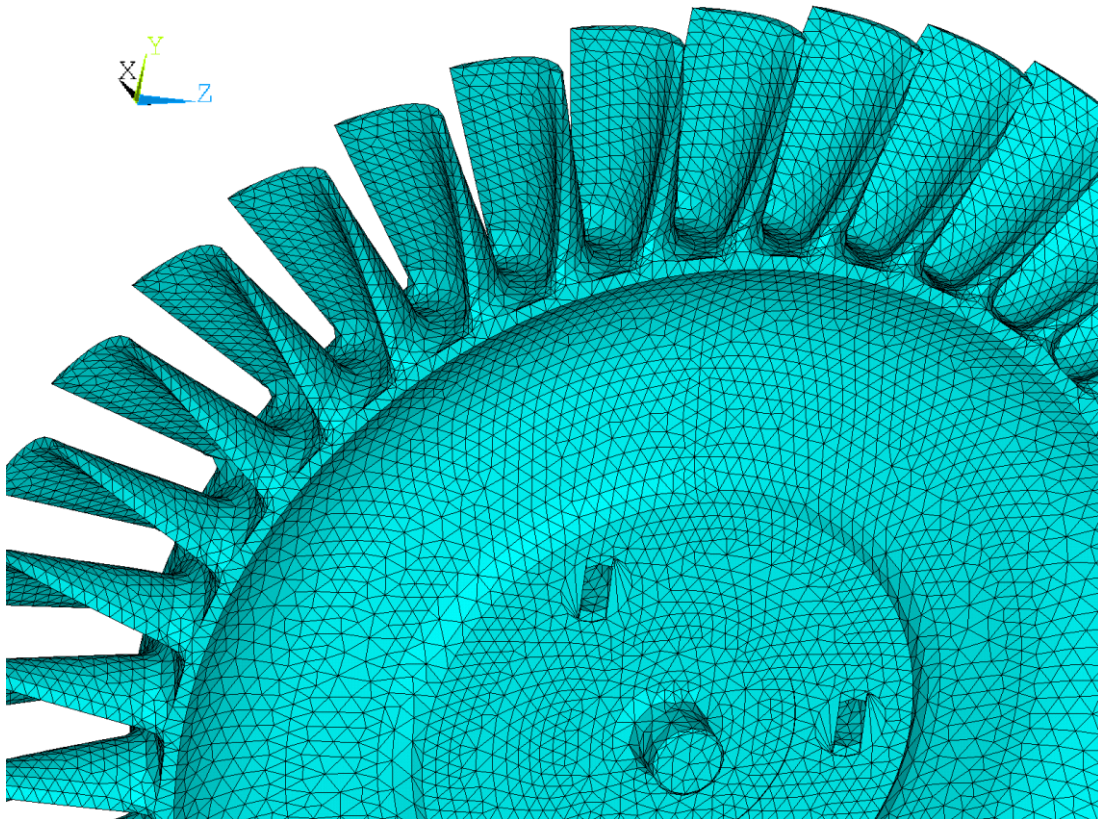
Na jednoduchšom modeli bolo overené, že ak sú rezy definujúce čelá rotačne periodickej štruktúry rovinné, je možno použiť algoritmus mapovaného sieťovania. Riešená geometria je však zložitejšia. Algoritmus vytvárania mapovanej siete sa ukázal ako nestabilný. Na pohľad vyzerali byť uzly na rezoch umiestnené identicky, avšak výsledky neboli na hranici medzi segmentmi spojité. Chyba nastala pri vytváraní siete – uzly neboli umiestnené identicky na oboch rezoch. ANSYS túto nezrovnalosť nijako zreteľne neuvádza, dá sa len dohľadať varovanie v chybovom súbore. Paradoxne funkcia „sweep“ ukázala v spodnej časti segmentu vzhľadom na umiestnenie uzlov na rezoch stabilné vlastnosti.



Obr. 7-5 Expandované zobrazenie siete do plnej geometrie

Finálna sieť pozostáva z kvadratických prvkov SOLID186, v prípade teplotnej analýzy bol prvok prevedený na SOLID90. Po hrúbke listu sú $2 \div 3$ prvky. Pre riadenejšiu tvorbu prvkov boli niektoré plochy predsietované prvkom MESH200, ktorému boli priradené vlastnosti rovinného osemuzlového prvku. Celkovo úloha obsahovala 21 256 prvkov a 48 983 uzlov. Ak by mala byť analyzovaná geometria celej turbíny s približne rovnako hustotou sieťou (Obr. 7-5), výpočtový čas by bol mnohonásobne dlhší, nároky na hardware vyššie a súbory s výsledkami väčšie.

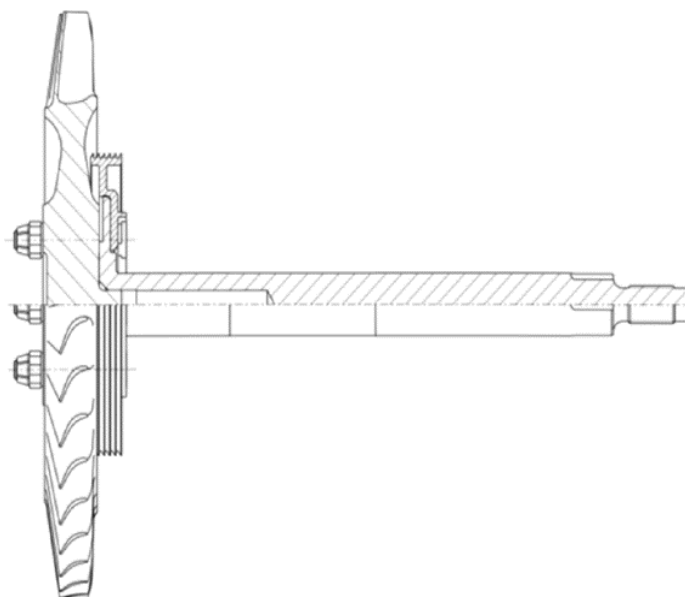
Jedna modálna analýza bola počítaná aj na plnom disku. Ten bol diskretizovaný práve kvôli spomenutým faktom oveľa hrubšie (Obr. 7-6). Bol použitý lineárny prvok SOLID185. Pri kvadratickej variante alebo jemnejšie sieti totiž dosahoval výpočtový čas desiatky hodín a súbory vytvárané pri riešení mali viacero desiatok gigabajtov. Na plnej geometrii bola riešená len modálna úloha. Nakoľko pri diskretizácii modelu pre cyklickú symetriu bolo ukázané, že aj hrubá sieť dokáže popísať riešenú turbínu vzhľadom na vlastné frekvencie dostatočne presne, bola prehlásená zobrazená sieť za konečnú.



Obr. 7-6 Sieť pri riešení plnej geometrie

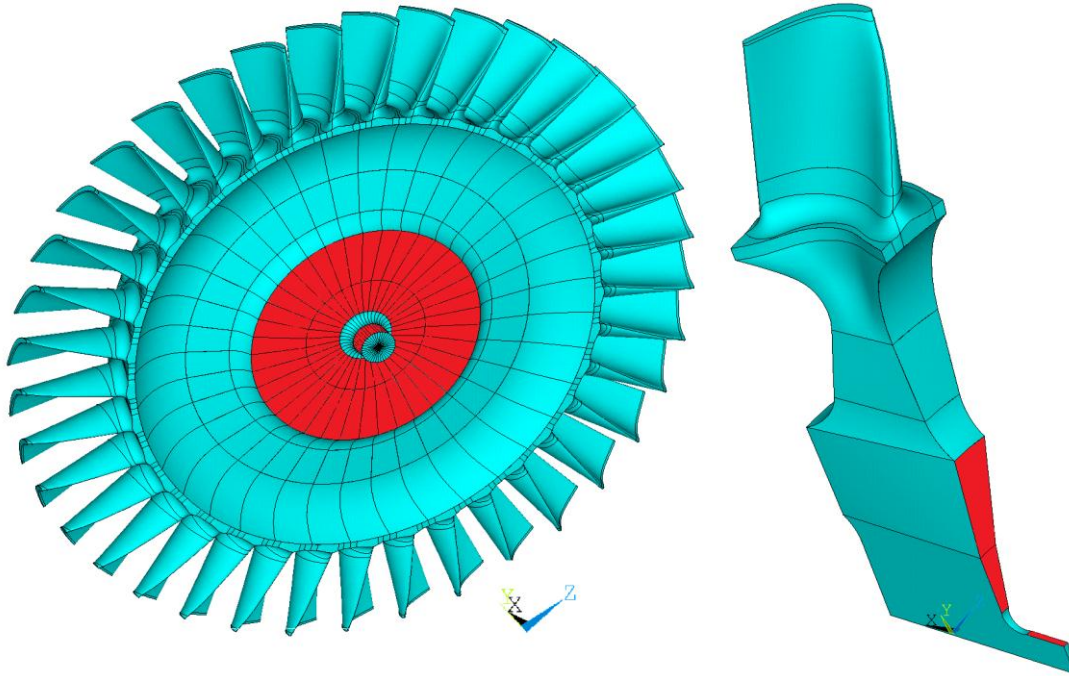
7.2 Model okrajových podmienok

Na Obr. 7-7 je zobrazené uloženie turbínového kolesa v zostave. Strediaci čap je vsunutý do vodiacej diery v hriadeli. Troma skrutkami je prenášaný krútiaci moment z kolesa na hriadeľ.



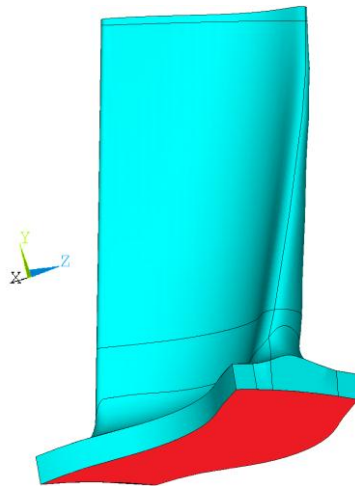
Obr. 7-7 Uloženie turbínového kolesa v zostave [24]

Na základe týchto skutočností boli červene zvýrazneným plochám na Obr. 7-8 zabránené posuvy vo všetkých troch smeroch, čo má modelovať vsunutie strediacého čapu a pripojenie k prírubke.



Obr. 7-8 Model okrajových podmienok

Pri výpočte samotnej lopatky bol zabránený uzlom na zvýraznenej ploche na Obr. 7-9 posuv vo všetkých smeroch.

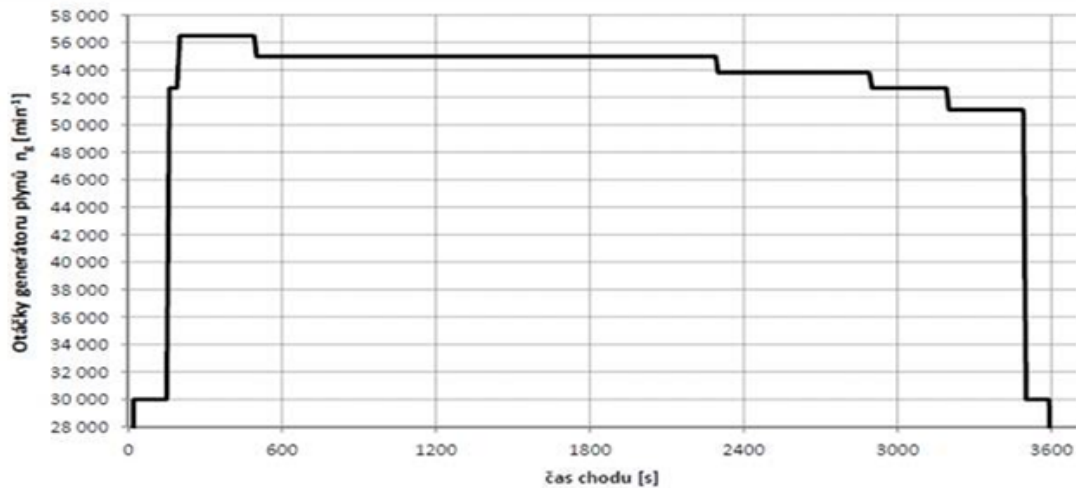


Obr. 7-9 Okrajová podmienky samostatnej lopatky

Pri tepelnej analýze nebolo nutné predpisovať žiadne okrajové podmienky (ďalej len OP).

7.3 Model zaťaženia

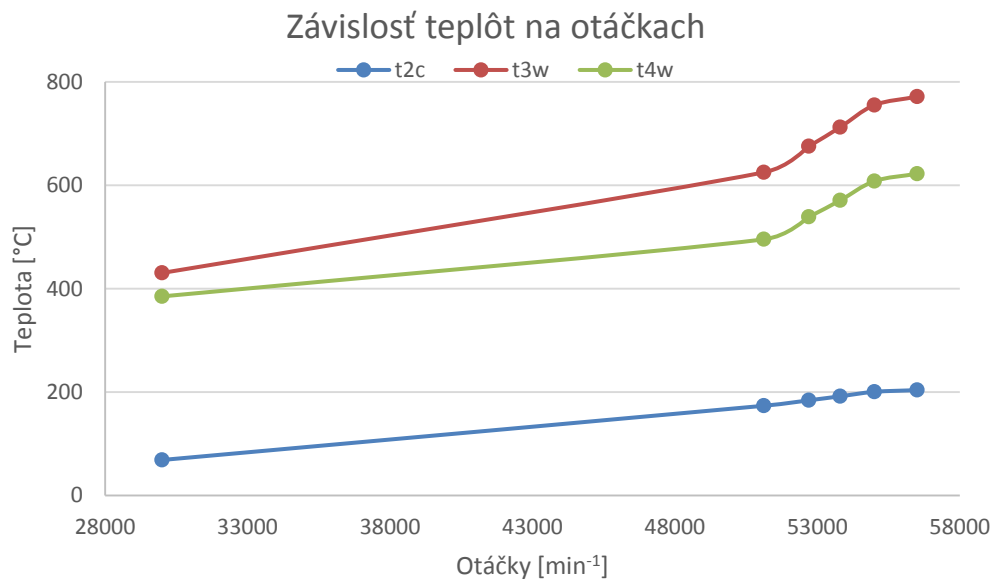
PBS VB poskytla modelový letový diagram (Obr. 7-10) a tabuľku s konkrétnymi hodnotami pre motor *TP 100* (Tab. 7-1). Dáta predstavujú otáčky turbíny a teploty na vybraných povrchoch turbíny (Obr. 7-11). Teplota t_{2c} bola predpísaná na nábežnú, t_{4w} na odtokovú stranu turbíny a teplota t_{3w} na lopatku. Z tabuľky je zrejmé, že je uvažovaných 6 rôznych zaťažovacích cyklov. Taktiež vidno jednoznačný vzťah, že so zvyšujúcimi sa otáčkami stúpajú aj teploty a naopak. Tento vzťah je zobrazený v Grafe 7-1.



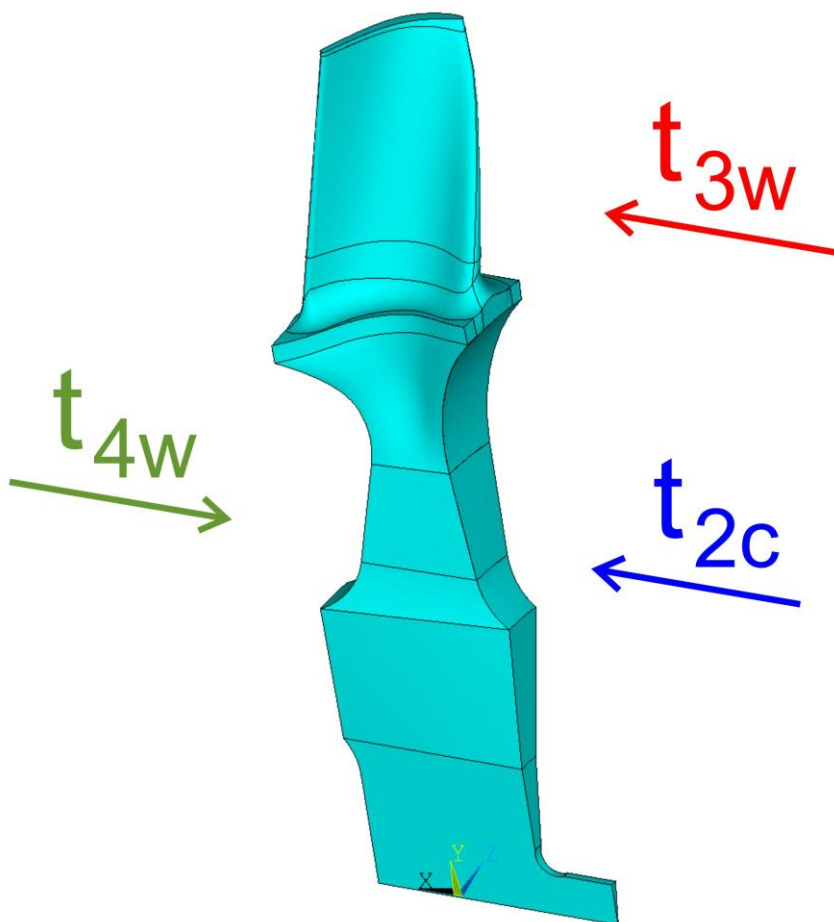
Obr. 7-10 Letový diagram

	n [min ⁻¹]	t _{2c} [°C]	t _{3w} [°C]	t _{4w} [°C]
Start motoru:	0	0	0	0
Dosažení volnoběhu:	30 000	68.63	430.37	385.03
Prohřev motoru při volnoběhu:				
Předletová příprava:	52 700	184.09	675.23	538.70
Prohřev na 131kW:				
Kontrola funkce:	56 500	203.76	771.31	622.19
Vzlet + stoupání:	55 000	200.42	754.89	607.87
Maximální trvalý výkon:	53 800	191.8	712.26	570.73
Cestovní výkon:	52 700	184.09	675.23	538.70
Klesání:	51 120	173.51	624.88	495.32
Přiblížení:	30 000	68.63	430.37	385.03
Přistání:				
Dochlazování:	0	0	0	0

Tab. 7-1 Prevádzkové otáčky a teploty



Graf 7-1 Závislosť teplôt na otáčkach



Obr. 7-11 Zaťaženie teplotou

7.3.1 Objemové sily

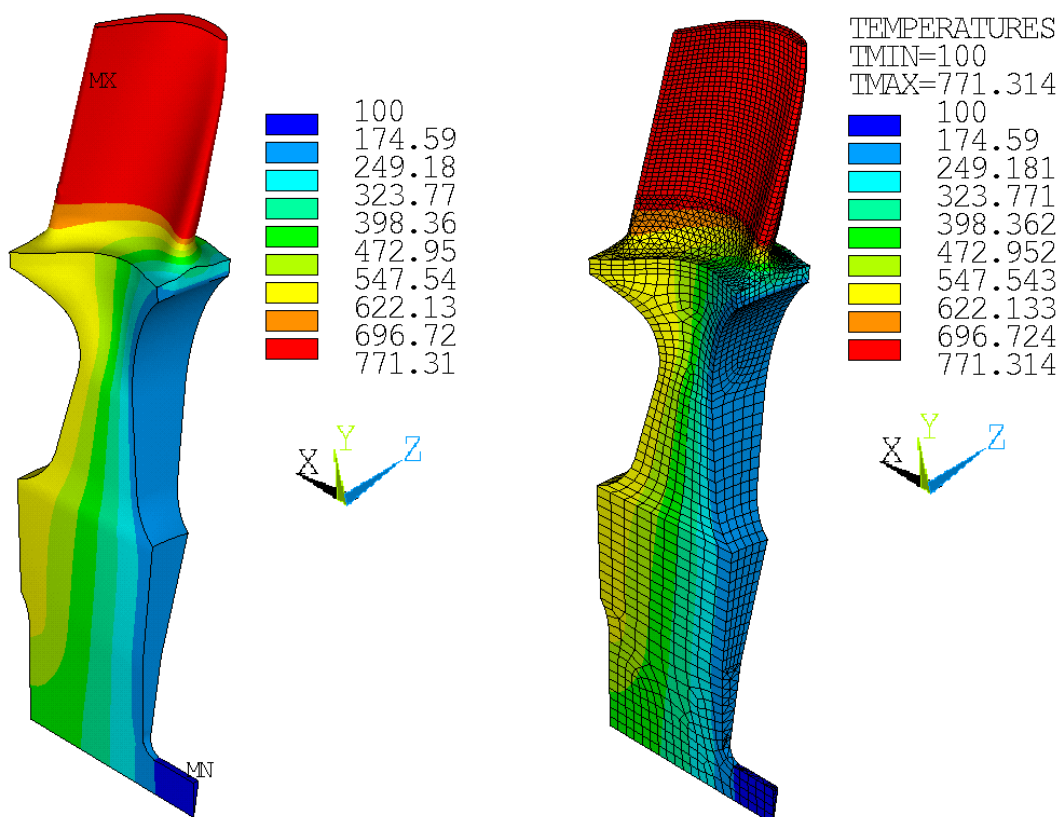
Podľa Tab. 7-1 bolo analyzovaných 6 rôznych otáčok turbíny. Bolo simulované aj testovacie odstredenie na 121% najvyšších prevádzkových otáčok, t.j. $68\,000\text{ min}^{-1}$.

Pri výpočtoch nebola uvažovaná žiadna nevyváha, ktorá by spôsobovala geometricky necyklické zaťaženie.

7.3.2 Teplotné pole

Pre zakomponovanie teplotného poľa do ďalších nadväzujúcich analýz je potrebné spočítať tepelnú analýzu, v tomto prípade opäť 6 variant podľa Tab. 7-1. Tu bolo zaťaženie zadané priamo ako teplota na dané plochy podľa materiálov poskytnutých PBS VB. Následne boli pomocou algoritmu zapísané do externého súboru hodnoty teploty v každom uzle. Pri statickej analýze boli tieto hodnoty spätne priradené prislúchajúcemu uzlu pomocou „body force“. Takto bolo predpísané rozloženie teploty v rámci celého objemu. Nakoľko teplotné pole nie je rovnomerné, posuvy spôsobené teplotnou rozťažnosťou v jednotlivých bodoch sú nerovnomerné a v telese sa generuje napätosť.

Vo všetkých tabuľkách a grafoch bude zaťažovací stav charakterizovaný najvyššou teplotou v danom stave, t.j. teplotou na lopatke t_{3w} .



Obr. 7-12 Teplota ako výsledok tepelnej analýzy a BF v statickej štruktúrálnej analýze

7.3.3 Budenie od statorových lopatiek

Pred turbínovým kolesom je stator s devätnástimi lopatkami. Rotor má lopatiek 37. Preto je budenie od úpravov za statorovými lopatkami geometricky necyklické. Táto OP bola uplatnená len pri harmonickej analýze. Budenie bolo rozpočítané a naprogramované tak, aby počas jednej otáčky turbíny o 360° bola každá rotorová lopatka vybudená $19 \times$. Bolo zohľadnené i fázové posunutie, ku ktorému v rámci necyklickosti dochádza.

Po dohode so zadávateľom problému bola predpísaná sila do ťažiska lopatky o veľkosti $65,6 \text{ N}$. Kvôli zníženiu koncentrácie napätia pod osamelou silou bola táto hodnota rozpočítaná a aplikovaná na 49 prvkov.

Budenie bolo modelované harmonicky. Tým došlo k istému odklonu od reálneho budenia, ktoré nie je v čase harmonické, ale len periodické. Toto zjednodušenie len aproximatívne modeluje realitu. Pre skutočné hodnoty by bola potrebná analýza prúdenia. Pre potreby tejto diplomovej práce je takýto model zaťaženia postačujúci a schválený PBS VB.

7.4 Model materiálu

Turbína je vyrobená z materiálu Inconel 713 LC. Medza klzu aj pri zvýšenej teplote na 800°C dosahuje hodnotu okolo $R_e \cong 780 \text{ MPa}$ [25]. PBS VB dodala podrobnejšie materiálové dáta obsahujúce hustotu a závislosti merného tepla, tepelnej vodivosti, tepelnej rozťažnosti a modul pružnosti na teplote v rozmedzí $21 \div 1093^\circ\text{C}$. Nakoľko tieto informácie nie sú voľne prístupné, nebudú tu spomenuté žiadne konkrétne hodnoty.

Analyzované budú bežné prevádzkové stavy, kde by nemalo dochádzať k veľkým plastickým deformáciám. Preto bude uvažovaný model lineárneho materiálu.

7.5 Nastavenie riešiča

Pri riešení modálnej analýzy bola využitá predvolená metóda „Block Lanczos“. Aby mohlo byť pri tejto analýze uvažované predpätie, musí byť statická analýza spočítaná bez uvažovania veľkých deformácií. Bolo overené, že pri zahrnutí veľkých deformácií sa výsledky statickej analýzy líšili od varianty bez ich uvažovania v rádoch desiatín percenta.

Pri riešení plného disku boli uvažované gyroskopické momenty (príkaz CORIOLIS), ktoré spôsobujú nesymetriu matíc. Z toho dôvodu bol pri tejto analýze použitý riešič QRDAMP, ktorý túto nesymetriu zohľadňuje.

8 ANALÝZA VÝSLEDKOV VÝPOČTOVÉHO MODELOVANIA

Ako už bolo spomenuté vyššie, je potrebné zistiť, do akej miery predpätie ovplyvňuje správanie turbíny. Preto boli prevedené statické analýzy s rôznymi kombináciami zaťažovania. Ich výsledky boli postupne zahrnuté do modálnych analýz.

Výsledky harmonickej analýzy, na rozdiel od modálnej, udávajú reálne hodnoty posuvov a navyše aj hodnoty napätí. Taktiež sa ňou dá modelovať prejazd cez vlastnú frekvenciu. Z toho dôvodu bol prevedený aj tento typ analýzy.

Jednou z prevedených bola aj teplotná analýza. Aby nebolo nutné prepočítavať materiálové konštanty zadané od PBS VB v základných jednotkách, boli všetky vstupné hodnoty zadávané v jednotkách SI. Z toho dôvodu sú všetky hodnoty v obrázkoch výsledkov v jednotkách meter a pascal. V tabuľkách a grafoch sú hodnoty prepočítané na inžiniersky používané jednotky a to na milimetre a megapaskaly.

Všetky obrázky výsledkov v nasledujúcej kapitole sú vytvorené MKP softwareom ANSYS. Zobrazujú buď maximálny posuv (USUM) alebo redukované napätie podľa teórie HMH (SEQV). V niektorých prípadoch je rozsah kontúr ručne obmedzený na určitú hodnotu, aby bol názornejší demonštrovaný zamýšľaný efekt.

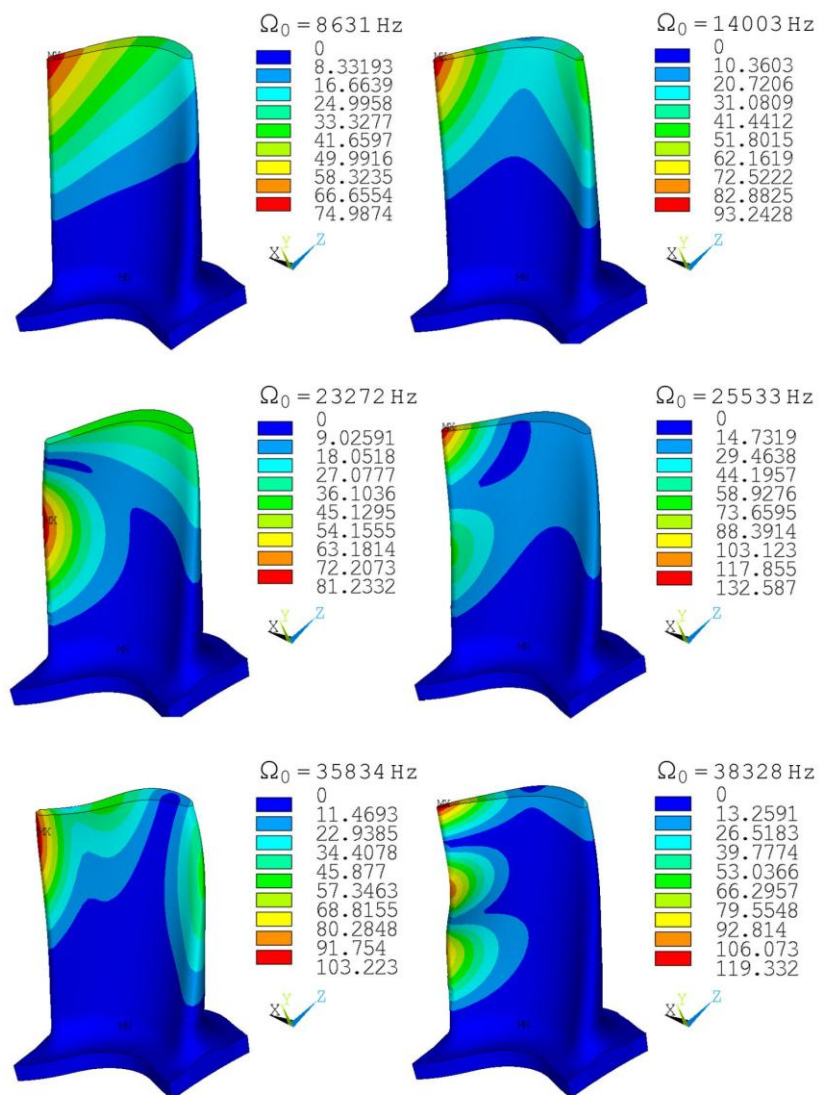
8.1 Viazané kmitanie (lopatka-disk)

Z osobnej konzultácie s prof. Ing. Eduardom Malenovským, DrSc. vyplynulo, že pri riešení olopatkovaného disku je potrebné overiť, či medzi lopatkou a neolopatkoványm diskom dochádza k viazanému kmitaniu. Ak sú vlastné frekvencie osamostatnenej lopatky značne nižšie ako vlastné frekvencie neolopatkovaného disku, nedochádza k viazanému kmitaniu medzi lopatkou a neolopatkoványm diskom. V takom prípade stačí analyzovať len lopatku. Ak sú si však vlastné frekvencie blízke, môže dochádzať k viazanému kmitaniu a je nutné analyzovať celý olopatkovaný disk.

Lopatka

Prvých šesť vlastných tvarov lopatky je znázornených na Obr. 8-1. Všetky zobrazené tvary dosahujú najväčšie posuvy na odtokovej hrane.

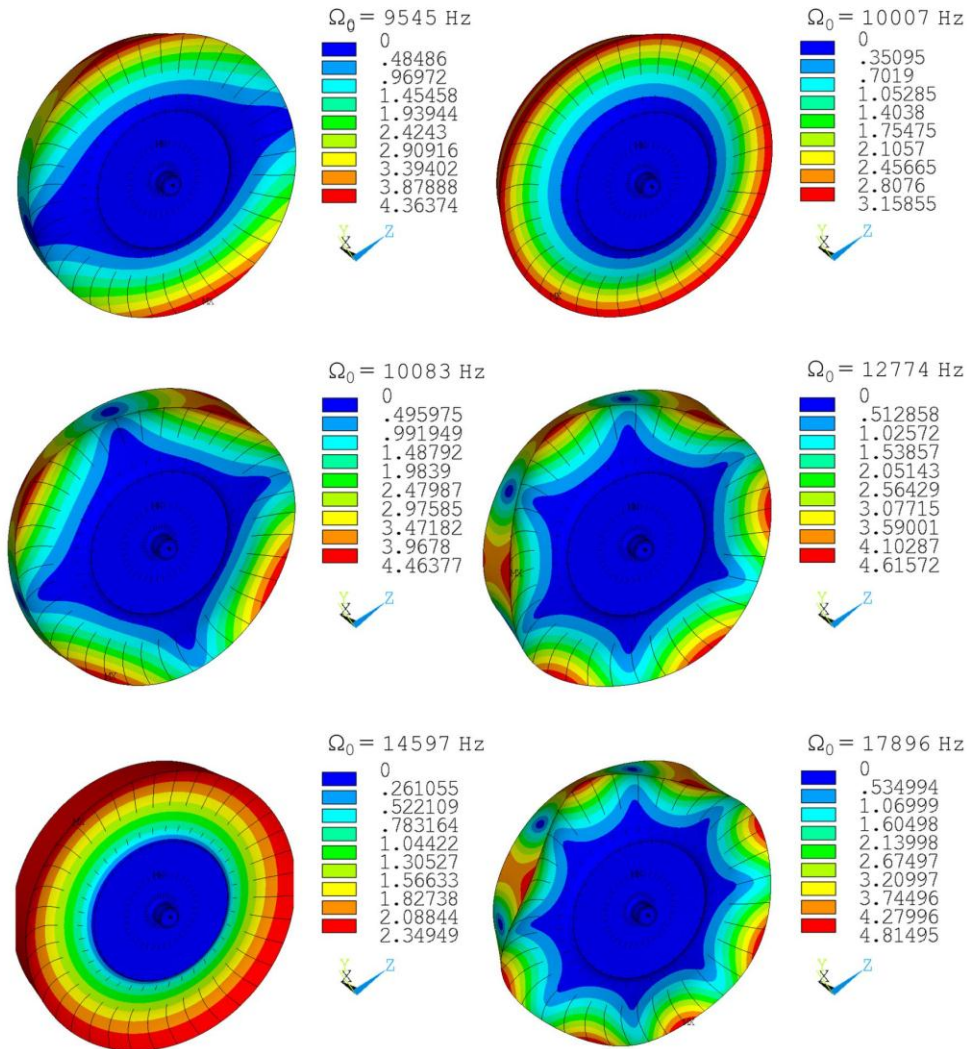
Vlastné frekvencie sú vypísané v Tab. 8-1.



Obr. 8-1 Vlastné tvary lopatky

Neolopatkový disk

Prvých šesť vlastných tvarov disku je znázornených na Obr. 8-2. Vlastné tvary neolopatkováného disku. Vlastné frekvencie sú vypísané v Tab. 8-1.



Obr. 8-2 Vlastné tvary neolopatkováného disku

VI. frekvencia	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Lopatka [Hz]	8 631	14 003	23 272	25 533	35 834	38 328
Disk [Hz]	9 545	10 007	10 083	12 774	14 597	17 896

Tab. 8-1 Vlastné frekvencie lopatky a neolopatkováného disku

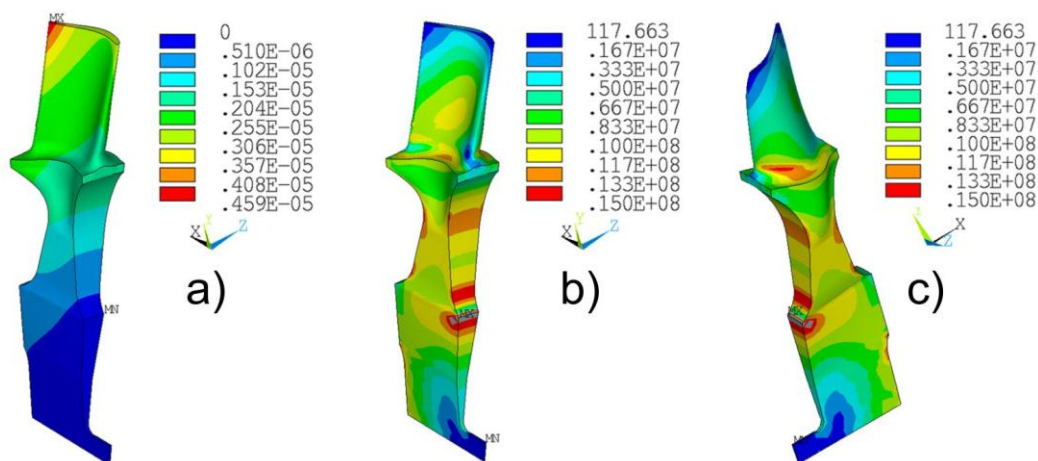
Nakoľko sa prvé vlastné frekvencie líšia len o 10%, nedá sa vylúčiť, že pri danej turbíne nedôjde k viazanému kmitaniu medzi lopatkou a neolopatkoványm diskom. Na základe tejto skutočnosti boli všetky ďalšie analýzy počítané na modeli reprezentujúcom olopatkový disk.

8.2 Statická analýza

Ako už bolo spomenuté, turbíny pracujú pri nezanedbateľných otáčkach a teplotách. Vplyv predpätia vyvolaný odstredivými silami a teplotným poľom môže v určitej miere ovplyvniť vlastnosti turbíny. Je nutné overiť nutnosť zahrnutia daných aspektov do riešenia.

8.2.1 Odstredivé sily

Všetkých 6 zaťažovacích stavov malo maximálny posuv na vrcholku lopatky (Obr. 8-3). Podobne všetky zaťažovacie stavy spôsobovali maximálne napätie na rovnakom mieste. Hodnoty sú ovplyvnené okrajovými podmienkami (OP). Príruba sa pôsobením odstredivých síl taktiež v určitej miere radiálne rozťahne. Nakoľko nie je známa geometria a materiál príruby, je príruha uvažovaná ako dokonale tuhá. To výsledky posunie k vyšším hodnotám napätí, nakoľko dochádza k skokovej zmene tuhosti zapríčinennej OP. Pri vyhodnocovaní sa nachádzame na „bezpečnejšej strane“. Ako je vidno na Obr. 8-3, po obmedzení takto vzniknutých špičiek napätí je nebezpečné miesto prechodový rádius medzi lopatkou a diskom na sacej strane, bližšie k odtokovej strane. Na Obr. 8-3 sú zobrazené výsledky pri zaťažení najvyššími uvažovanými otáčkami ($68\,000\text{ min}^{-1}$).



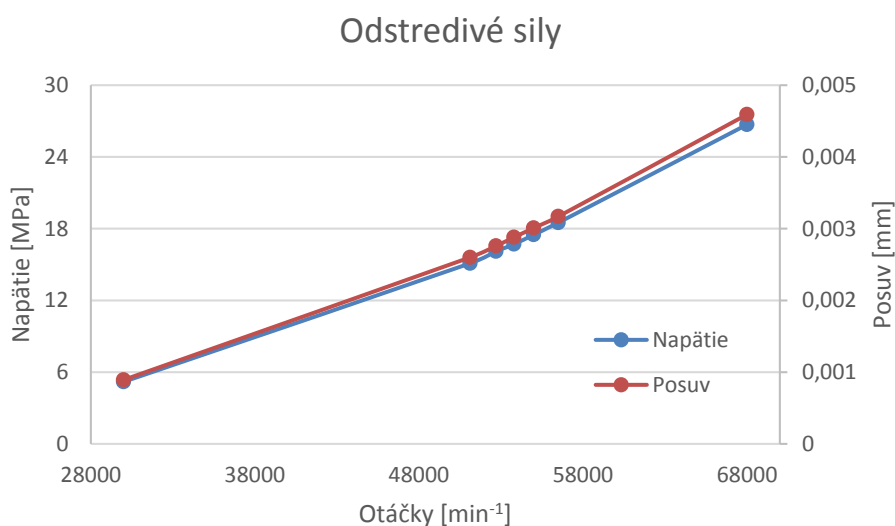
Obr. 8-3 a) Posuv USUM [m], b)+c) napätie SEQV [Pa] pri zaťažení odstredivými silami

V Tab. 8-2 sú uvedené neupravené hodnoty vrátane špičiek napätí na hranici OP. Je zjavné, že aj pri uvažovaní týchto špičiek a odstredení na 121% predpokladaných prevádzkových otáčok vznikne v dokonale vyváženej turbíne len zanedbateľné napätie v rádoch desiatok megapaskalov. Posuvy dosahujú obdobne nízkych hodnôt iba v rádoch mikrometrov. V skutočnosti je príspevok od odstredivých síl značnejší, nakoľko v reálnej prevádzke nie je možné turbínu dokonale vyvážiť. Pre konkrétnejšie výsledky je nutné špecifikovať nevyváhu. Tá by sa dala zistiť meraním. Ovšem výsledky výpočtu by mohli byť aplikované len pre danú testovanú turbínu. Nevyváha navyše spôsobuje harmonické budenie, z čoho vyplýva nutnosť spočítania harmonickej analýzy.

Otáčky [min^{-1}]	30 000	51 120	52 700	53 800	55 000	56 500	68 000
Napätie [MPa]	5.2	15.1	16.1	16.7	17.5	18.5	26.7
Posuv [mm]	0.000 9	0.002 6	0.002 8	0.002 9	0.003 0	0.003 2	0.004 6

Tab. 8-2 Maximálne redukované napätia a celkové posuvy pri daných otáčkach

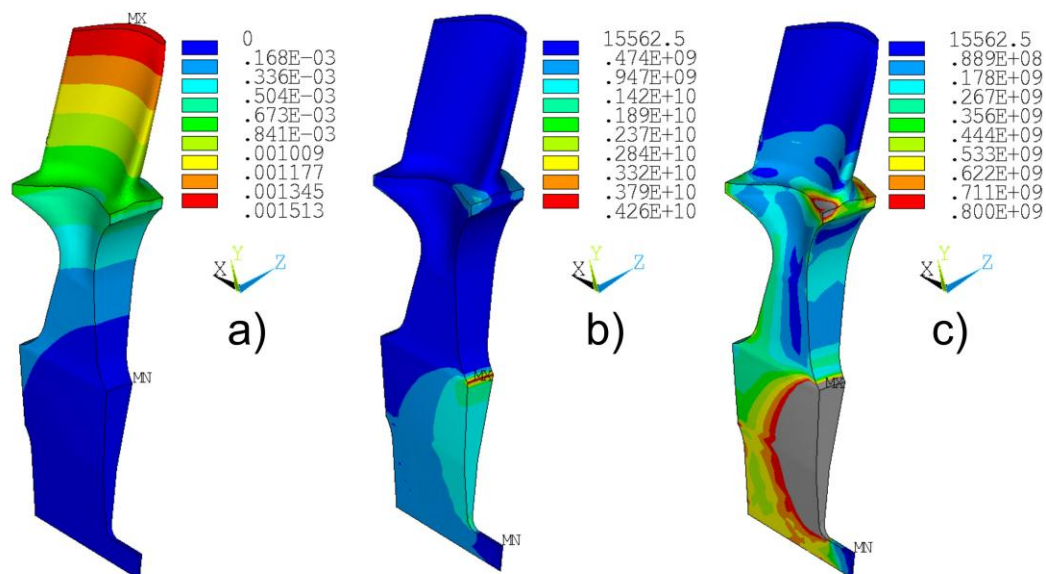
Graf 8-1 ukazuje stúpajúcu závislosť medzi otáčkami a napätím či posuvom. Obe veličiny majú veľmi podobný trend závislosti.



Graf 8-1 Vplyv odstredivej sily na redukované napätie a celkový posuv

8.2.2 Teplotné pole

Obdobne ako pri zaťažení objemovými silami, aj pri zaťažení teplotným poľom sú dosiahnuté maximálne posuvy na koncoch lopatiek (Obr. 8-4). Tentokrát sa hodnoty pohybujú o tri rády vyššie, konkrétne v milimetroch. Aj hodnoty napätia sa podstatne zvýšili. Miesto najväčšej koncentrácie je opäť na hranici OP. Príčina vzniku koncentrácií je obdobná ako v predchádzajúcom modeli zaťažovania. Kvôli nedostatku informácií o geometrii a materiáli je príruha uvažovaná ako dokonale tuhá. V skutočnosti sa vplyvom teploty bude deformovať aj ona, čím sa ovplyvnená oblasť určite zmenší. Ak sa upriami pozornosť na oblasť lopatky, nebezpečné miesto je na nábehovej hrane, na pretlakovej strane.



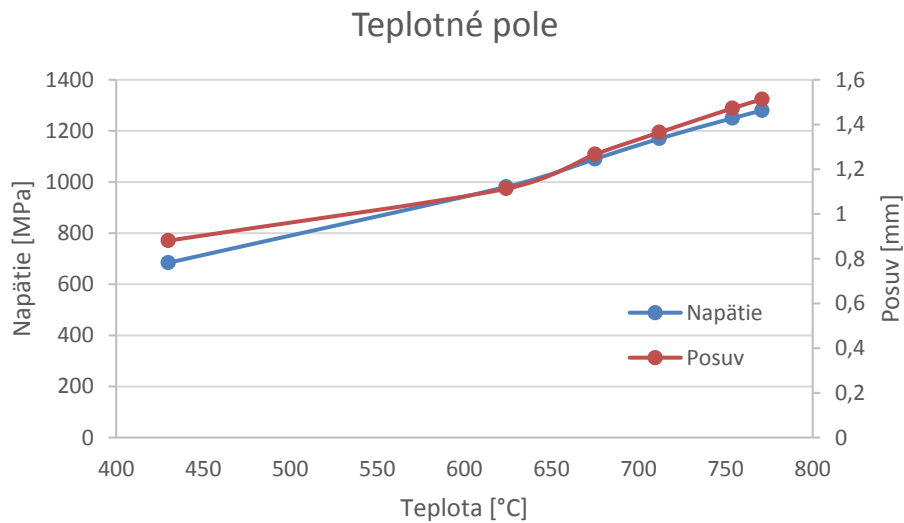
Obr. 8-4 a) Posuv USUM [m], b)+c) napätie SEQV [Pa] pri zaťažení teplotným poľom

Na Obr. 8-4 je zobrazený celkový posuv a napätie pri zaťažení najvyššími teplotami. Na treťom obrázku je sivou plochou zobrazená oblasť, ktorá leží nad medzou klzu. Z vyššie uvedených dôvodov sa dá predpokladať, že v skutočnosti je splastizovaná oblasť v miestach príruby menšia. Teploty ako OP boli aplikované v súlade s poskytnutými podkladmi od PBS VB na celé plochy. Na ich rozhraní môže dôjsť k nereálnemu zvýšeniu napätia, ktoré vznikne na základe veľkého gradientu teploty. Aj tento fakt možno prispieva k nebezpečnému miestu pri nábehovej hrane. Táto oblasť je však aj pri zaťažení najvyššou kombináciou teplôt relatívne malá. Hodnoty napätí sú tu však vysoko nad medzou klzu. Pre presnejšie posúdenie by bolo potrebné poznať detailnejší popis teplotného poľa a počítať s plastickým modelom materiálu.

Konkrétne hodnoty maximálnych posuvov a napätí v kritickom mieste pri nábehovej hrane sú zobrazené v Tab. 8-3.

Teplota [°C]	430	624	675	712	754	771
Napätie [MPa]	684	981	1090	1170	1250	1280
Posuv [mm]	0.881	1.1131	1.267	1.365	1.473	1.513

Tab. 8-3 Maximálne redukované napätia a celkové posuvy pri daných teplotách



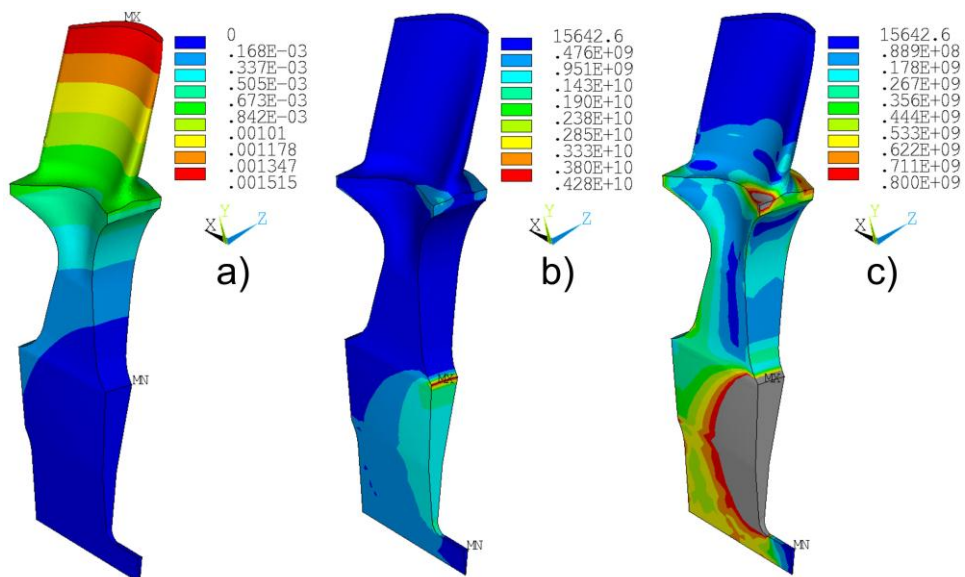
Graf 8-2 Vplyv teploty na redukované napätie a celkový posuv

Z Grafu 8-2 je zrejماً stúpajúca závislosť aj medzi teplotou a napätím či posuvom. Krivky nemajú až taký priamy trend, ako pri zaťažení objemovými silami. Prispievať k tomu môže zmena modulu pružnosti s teplotou a fakt, že pri prechode z jedného zaťažovacieho stavu do ďalšieho je relatívny nárast teploty na určitých plochách iný. To bude mať vplyv na rozloženie napätosti a deformácie.

8.2.3 Kombinácia

Výsledky kombinovaného zaťaženia sa v značnej miere podobajú na tie dosiahnuté pri zaťažení len teplotou. Tento fakt nie je prekvapivý, nakoľko rozdiely v deformácii aj v napätí medzi zaťažením od odstredivej sily a teplotného poľa sú rádové.

Na Obr. 8-5 je zobrazený celkový posuv, napätie a obdobne ako v 8.2.2 napätie so zvýraznenou oblasťou nad medzou klzu pri najvyššom uvažovanom zaťažení.

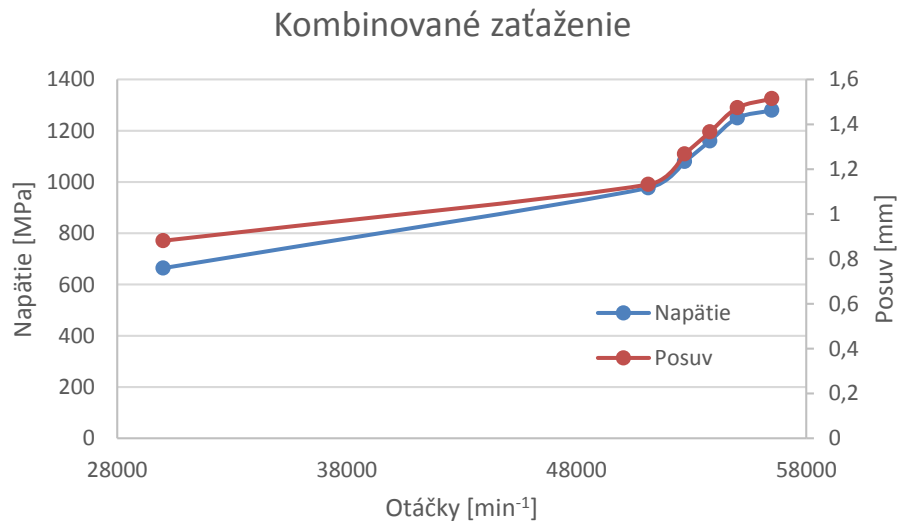


Obr. 8-5 a) Posuv USUM [m], b)+c) napätie SEQV [Pa] pri kombinovanom zaťažení

Konkrétne hodnoty maximálnych posuvov a napätí v kritickom mieste pri nábehovej hrane sú zobrazené v Tab. 8-4.

Otáčky [min^{-1}]	30 000	51 120	52 700	53 800	55 000	56 500
Teplota [$^{\circ}\text{C}$]	430	624	675	712	754	771
Napätie [MPa]	664	977	1 080	1 160	1 250	1 280
Posuv [mm]	0.881	1.132	1.268	1.366	1.474	1.515

Tab. 8-4 Maximálne redukované napätia a celkové posuvy pri danom zaťažení



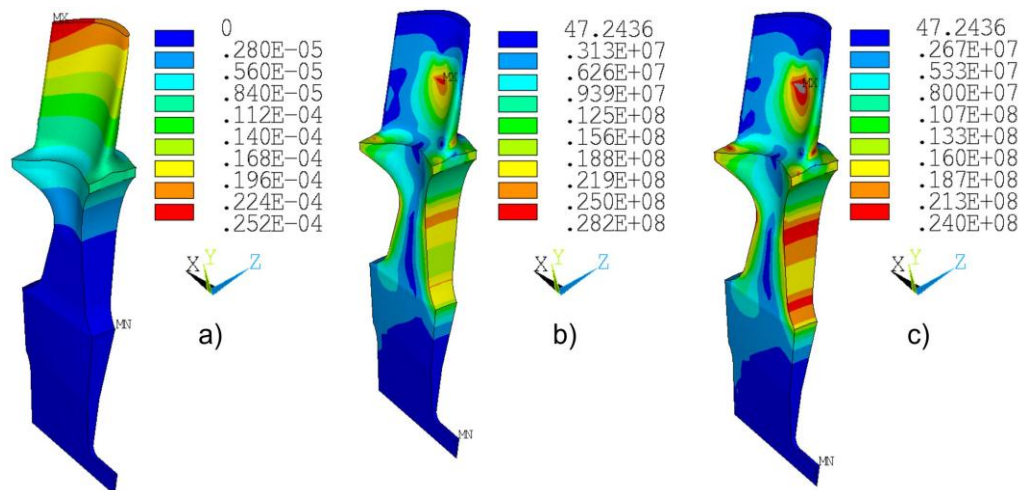
Graf 8-3 Vplyv kombinovaného zaťaženia na redukované napätie a posuv

V Grafe 8-3 sú zobrazené závislosti napätí a otáčok pri kombinovanom zaťažení. Tieto závislosti už nie sú také priame, ako pri zaťažení len odstredivými silami alebo len teplotným poľom. Majú však podobný trend, ako závislosť teplôt na otáčkach (Graf 7-1) čím sa opäť potvrdil výraznejší vplyv teploty.

8.2.4 Statorové lopatky

Pri statickej analýze zaťaženia od síl modelujúcich statorové budenie je maximálny posuv opäť na špičke lopatky. Najväčšie napätie je generované v oblasti pôsobiska týchto síl (Obr. 8-6). Kvôli spôsobu modelovania tohto zaťaženia (7.3.3), je nie je toto maximum vyhodnocované ako kritické miesto. Po miernom upravení kontúr sa ukázu iné nebezpečné miesta, konkrétne na nábehovej hrane na sacej strane a pri odtokovej hrane na pretlakovej strane. Tieto maximá dosahujúce hodnôt desiatok megapaskalov už svoje opodstatnenie majú, nakoľko ležia mimo najväčšej koncentrácie tlaku od statorom usmerných spalín.

Maximálne hodnoty napätí sa pohybujú v desiatkach megapaskalov, maximá posuvov v stotínach milimetrov. Vplyv budenia daného turbínového kolesa má teda na deformáciu a napätosť väčší vplyv ako zaťaženie od otáčok, avšak stále podstatne menší vplyv ako zvýšená teplota.



Obr. 8-6 a) Posuv USUM [m], b)+c) napätie SEQV [MPa] pri zaťažení od satorových lopatiek

8.2.5 Zhrnutie

Pri všetkých zaťažovacích stavoch boli maximálne posuvy lokalizované na konci lopatiek. Tento fakt je logický, keďže práve tieto miesta sú najvzdialenejšie od osi rotácie. Maximálne hodnoty sa pohybujú okolo $1,5\text{ mm}$, pričom vplyv teploty je rádovo vyšší ako vplyv otáčok.

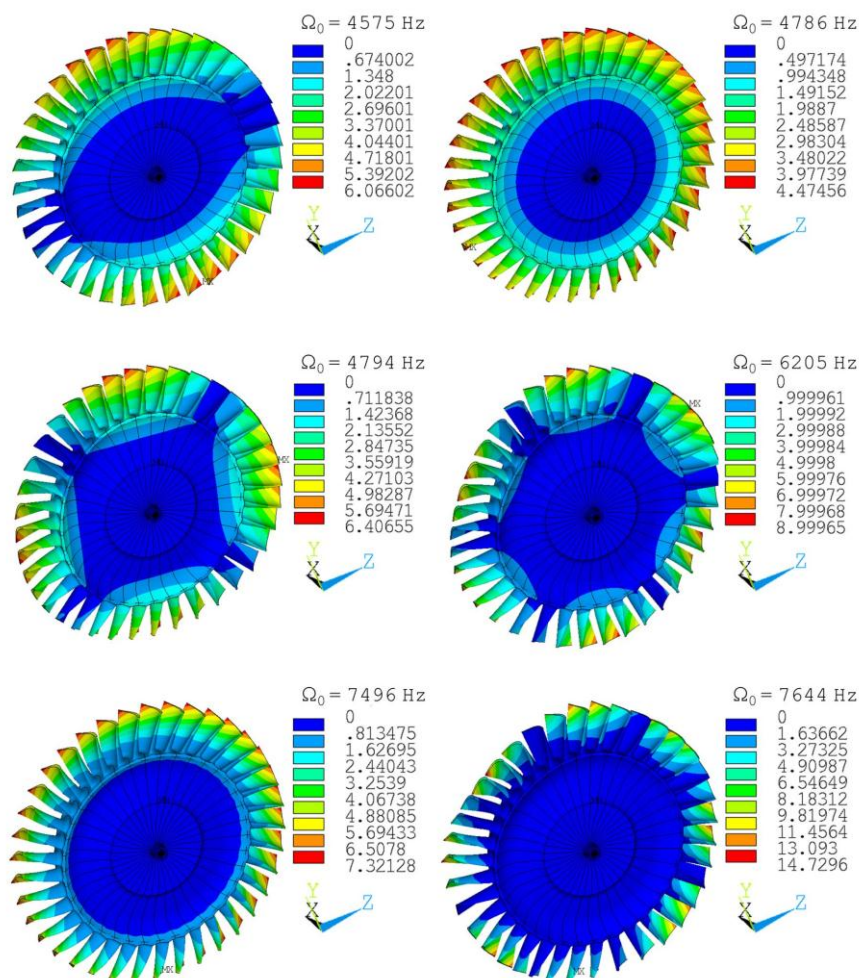
Poloha miesta s najvyšším napätím (pri odôvodnenom zanedbaní špičiek od OP) sa s typom zaťaženia menila. Pri aplikácii odstredivej sily to bolo na sacej strane pri nábehovej hrane lopatky, pri teplote na čele nábehovej strany a pri uvažovaní satorových lopatiek na sacej strane na nábehovej hrane a zároveň na pretlakovej strane pri odtokovej hrane. Všetky miesta sú lokalizované v oblasti prechodu lopatky do disku.

Hodnoty posuvov aj napätí dosahujú relatívne vysokých hodnôt, čo je spôsobené z dominantnej časti teplotným poľom. Vzhľadom k tomuto výsledku a faktu, že OP boli dodané v značne zjednodušenej podobe, bolo by vhodné získať presnejšie informácie o rozložení teplôt. Tým by sa eliminovala neurčitosť - do akej miery sú výsledky ovplyvnené náhlymi zmenami OP spôsobujúce výrazné gradienty teplôt a do akej miery zodpovedajú realite. V tomto momente je odporúčaná analýza na vyššej rozlišovacej úrovni.

8.3 Modálna analýza

8.3.1 Bez predpätia

Na Obr. 8-7 je vykreslených prvých šesť vlastných tvarov turbínového kolesa. Hoci sa vlastné frekvencie pri rôznych počítaných variantách menili, vlastné tvary ostávali na pohľad totožné. Preto nebudú v nasledujúcich podkapitolách uvádzané. Vlastné frekvencie sú vypísané v Tab. 8-5.



Obr. 8-7 Prvých 6 vlastných tvarov spočítaných cyklickou symetriou

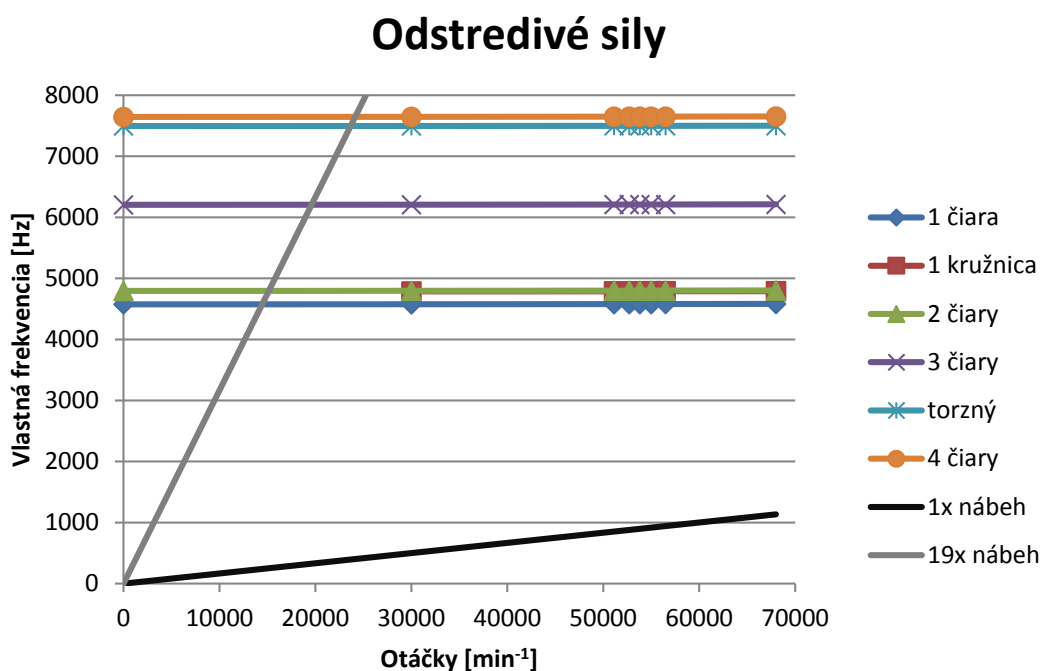
Číslo frekvencie	1	2	3	4	5	6
Frekvencia [Hz]	4575	4786	4794	6205	7496	7644
Číslo frekvencie	7	8	9	10	11	12
Frekvencia [Hz]	8048	8154	8196	8218	8231	8241
Číslo frekvencie	13	14	15	16	17	18
Frekvencia [Hz]	8248	8255	8260	8265	8269	8272

Tab. 8-5 Prvých 18 vlastných frekvencií spočítaných cyklickou symetriou

8.3.2 S predpäťm od odstredivých síl

Campbellov diagram (Graf 8-4) ukazuje závislosť vlastných frekvencií na otáčkach. Hoci sa krivky na pohľad javia ako priamky rovnobežné s osou x, z Tab. 8-6 vyplýva, že frekvencie s otáčkami mierne stúpajú. Tento trend presne kopíruje teoretické znalosti [18]. Kvantitatívne sa rozdiely frekvencií pri klúde a odstredení pohybujú v jednotkách hertzov.

Na základe poznatkov uvedených kapitole 6.2 sú v diagrame zobrazené nábehové priamky násobku 1 a 19.



Graf 8-4 Campbellov diagram pri uvažovaní odstredivých síl

Otáčky [min ⁻¹]	0	30 000	51 120	52 700	53 800	55 000	56 500	68 000
1 čara [Hz]	4575.5	4576.8	4579.1	4579.4	4579.5	4579.7	4579.9	4581.9
1 kružnica [Hz]	4786.1	4787.2	4789.4	4789.6	4789.8	4789.9	4790.1	4792
2 čiary [Hz]	4794.3	4795.7	4798.3	4798.6	4798.8	4799	4799.3	4801.5
3 čiary [Hz]	6205	6206.4	6209	6209.2	6209.4	6209.6	6209.9	6212.2
torzný [Hz]	7496.4	7497.1	7498.5	7498.6	7498.7	7498.8	7498.9	7500.1
4 čiary [Hz]	7644.3	7645.8	7648.7	7649	7649.2	7649.4	7649.7	7652.1

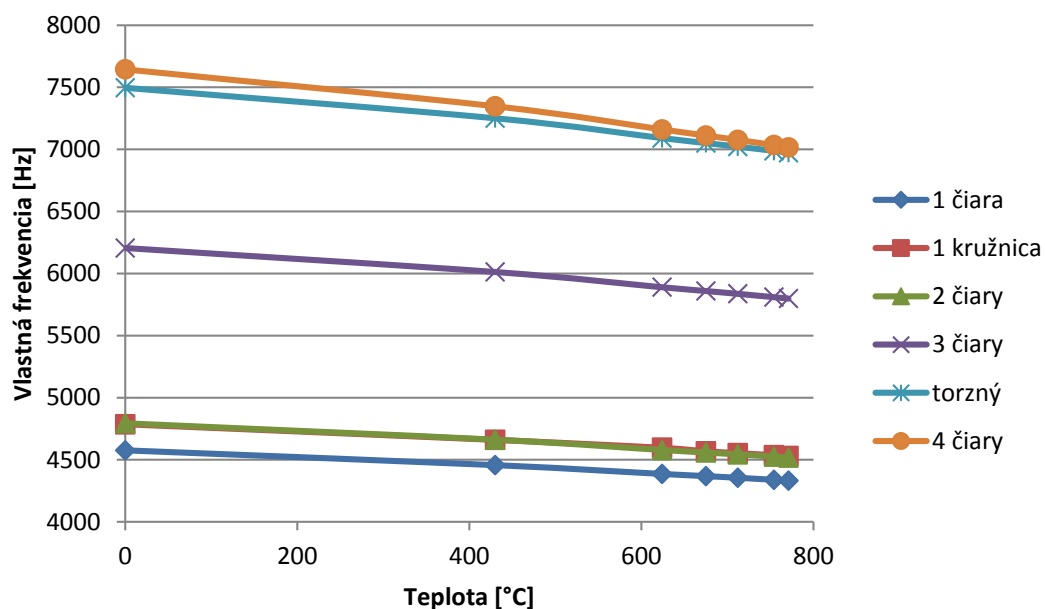
Tab. 8-6 Vlastné frekvencie pri uvažovaní odstredivých síl

8.3.3 S predpätím od teplotného poľa

Graf 8-5 predstavuje závislosť vlastných frekvencií na teplote. V tomto prípade je klesajúca tendencia vlastných frekvencií zrejmalá. Tento jav je zapríčinený zmäkčováním materiálu pri zvyšujúcej sa teplote (závislosť modulu pružnosti na teplote dodaná od PBS VB). Vlastné frekvencie sú pri najvyšších teplotách nižšie oproti izbovej teplote o stovky hertzov.

V Tab. 8-7 je v stĺpcoch predstavujúcich jeden typ zaťaženia zoradených prvých 6 vlastných frekvencií. Aj v diagrame vidno, že vlastné frekvencie prislúchajúce vlastnému tvaru s 1 uzlovou kružnicou a dvomi uzlovými čiarami sú veľmi blízke. Až v tabuľke však vidno, že pri zvyšovaní teploty klesá frekvencia tvaru s 1 kružnicou viac ako frekvencia s 2 čiarami. Od tretieho záťažného stavu dokonca hodnota klesne pod frekvenciu čiar. Tento výsledok nie je chybou, k podobným „kríženiam“ vlastných frekvencií a tvarov môže obecné dochádzať.

Teplotné pole



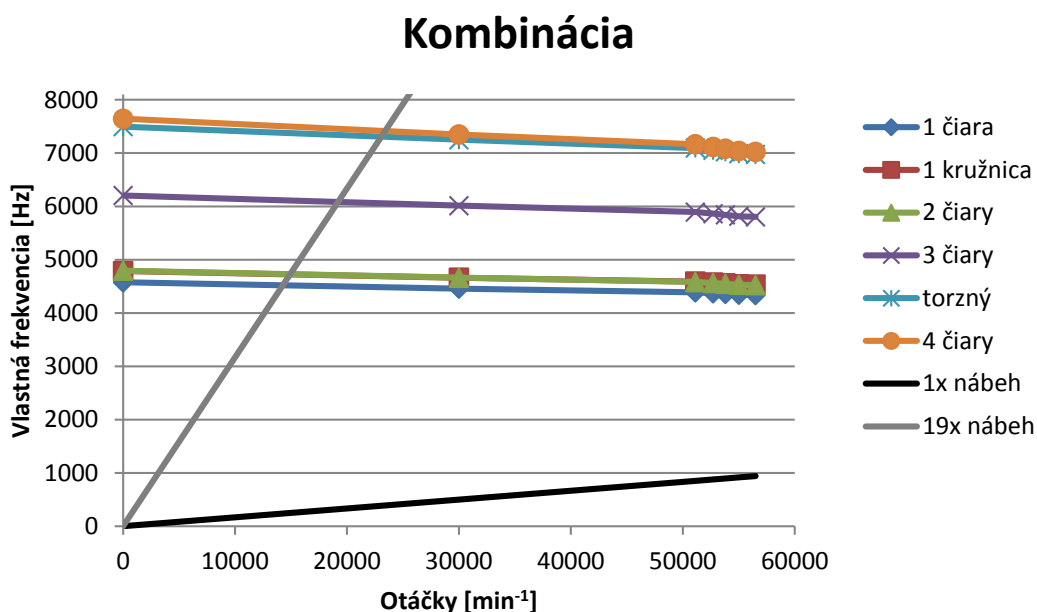
Graf 8-5 Vlastné frekvencie pri uvažovaní teplotného poľa

Teplota [°C]	25	430	624	675	712	754	771
1 čara [Hz]	4575.5	4456.5	4385.5	4368.1	4354.7	4338.6	4332.1
2 čiary [Hz]	4786.1	4660.4	4578.5	4558.5	4543.3	4525.1	4517.8
1 kružnica [Hz]	4794.3	4662	4596.6	4568.2	4553.9	4536.8	4529.8
3 čiary [Hz]	6205	6012.4	5889.7	5859.5	5836.9	5810.1	5798.6
torzný [Hz]	7496.4	7250.6	7090.7	7050.7	7021.7	6987.9	6972.2
4 čiary [Hz]	7644.3	7347.4	7160.5	7111.4	7076.1	7034.9	7015.1

Tab. 8-7 Vlastné frekvencie pri uvažovaní teplotného poľa

8.3.4 S kombinovaným predpätím

Z Campbellovho diagramu (Graf 8-6) je zrejmé, že pri uvažovaní predpätia od kombinovaného zaťaženia s nárastom otáčok a teplôt vlastné frekvencie turbíny klesajú. Tento trend je logický, nakoľko sa pokles spôsobený teplotou je výraznejší ako nárast vlastných frekvencií spôsobený otáčkami. Rozdiely v hodnotách sú podobné ako pri teplotnom predpätí. Absolútne hodnoty sú však vyššie, čo dokazuje vplyv predpätia od odstredivých síl (Tab. 8-8).



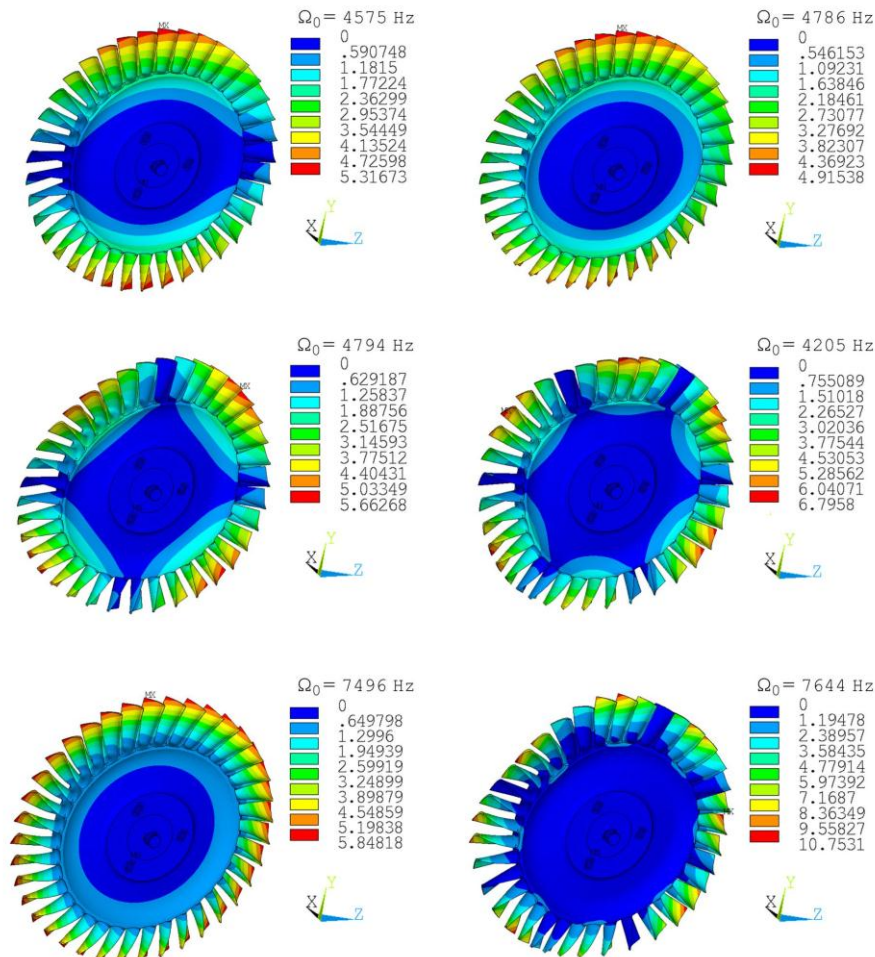
Graf 8-6 Campbellov diagram pri uvažovaní kombinovaného predpätia

Otáčky [min^{-1}]	0	30 000	51 120	52 700	53 800	55 000	56 500
Teplota [$^{\circ}\text{C}$]	25	430	624	675	712	754	771
1 čiara [Hz]	4575.5	4457.8	4389.2	4372.1	4358.9	4343	4336.8
2 čiary [Hz]	4786.1	4661.6	4582.8	4563.1	4548.1	4530.2	4523.1
1 kružnica [Hz]	4794.3	4663.3	4590.1	4571.9	4557.8	4540.9	4534.1
3 čiary [Hz]	6205	6013.9	5894	5864.1	5841.7	5815.2	5803.9
torzný [Hz]	7496.4	7251.4	7093.1	7053.3	7024.5	6990.9	6975.4
4 čiary [Hz]	7644.3	7349	7165.2	7116.5	7081.5	7040.6	7021

Tab. 8-8 Vlastné frekvencie pri uvažovaní kombinovaného predpätia

8.3.5 Model plnej geometria

Kvôli možnosti overenia výsledkov výpočtu použitím cyklickej symetrie bola analyzovaná aj plná geometria turbíny. Na Obr. 8-8 je zobrazených jej prvých 6 vlastných tvarov. Pri ich porovnaní s Obr. 8-7, kde sú vlastné tvary určené pomocou cyklickej symetrie, sa dá usúdiť, že síce tvary nie sú identické, no kvalitatívne si odpovedajú.



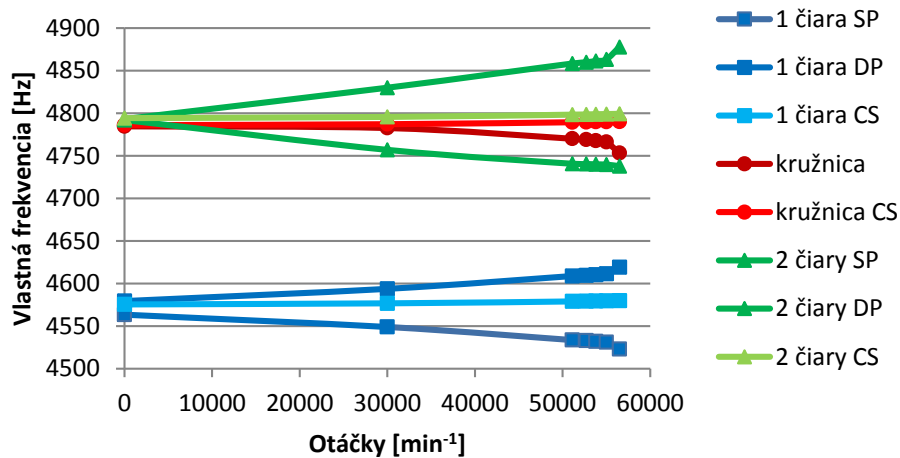
Obr. 8-8 Prvých 6 vlastných tvarov spočítaných na plnej geometrii

Pri porovnaní Tab. 8-5 a Tab. 8-9 vyplýva, že vlastné frekvencie spočítané pomocou cyklickej symetrie a na plnej geometrii sú zhodné v rámci 1%. Tento rozdiel je pri prihliadnutí na rapídne rôzne siete zanedbateľný.

Číslo frekvencie	1	2	3	4	5	6
Frekvencia [Hz]	4563	4784	4792	6355	7590	8245
Číslo frekvencie	7	8	9	10	11	12
Frekvencia [Hz]	8078	8176	8201	8242	8245	8265
Číslo frekvencie	13	14	15	16	17	18
Frekvencia [Hz]	8270	8275	8284	8288	8293	8295

Tab. 8-9 Prvých 18 vlastných frekvencií spočítaných na plnej geometrii

Plný disk



Graf 8-7 Campbellov diagram analýz plného disku a cyklickej symetrie

Otáčky [min ⁻¹]	0	30 000	51 120	52 700	53 800	55 000	56 500
1 čiar PP [Hz]	4563.4	4549	4533.6	4532.9	4532	4531	4523
1 čiar DP [Hz]	4579.5	4593.8	4608.8	4609.6	4610.4	4611.4	4619.2
1 kružnica	4784.7	4782.7	4770.1	4769	4767.8	4766.2	4753.2
2 čiar PP [Hz]	4792	4757	4740.7	4740.4	4740	4739.7	4737.9
2 čiar DP [Hz]	4793.2	4830	4858.4	4859.8	4861.3	4863.2	4877.7

Tab. 8-10 Vlastné frekvencie plnej geometrie pri uvažovaní odstredivých síl

Ďalším dôvodom analýzy plného disku bolo získanie Campbellovho diagramu s rešpektovaním rozdzvojenia precesí, nakoľko túto možnosť cyklická symetria v ANSYS-e nepodporuje. Graf 8-7 zobrazuje Campbellov diagram, v ktorom sú vynesené frekvencie plnej geometrie zohľadňujúce spätnú (SP) a doprednú precesiu (DP). Zároveň pre doplnenie sú v ňom vynesené aj vlastné frekvencie spočítané cyklickou symetriou (CS) s uvažovaním predpätia od odstredivých síl.

8.3.6 Zhrnutie

Maximálne prevádzkové otáčky turbíny sú $56\,500\text{ min}^{-1} = 941,6\text{ s}^{-1}$, čo je päťkrát menej, ako jej najnižšia vlastná frekvencia. Z toho vyplýva, že ani pri harmonickom budení od potenciálnej nevyváhy nedôjde k rezonancii.

Dosiahnuté výsledky korešpondujú s teóriou – otáčky turbínu vystužujú, teploty spoddajňujú, nesymetria okrajových podmienok spôsobí rozdzvojené precesie.

Aj pri modálnej analýze sa ukazuje, že teplota má podstatne zásadnejší vplyv na vlastnosti turbíny ako otáčky. Preto aj z hľadiska modálnej analýzy by bolo vhodné definovať zaťaženie teplotným poľom konkrétnejšie, nakoľko hrozí možnosť čiastočného skreslenia výsledkov. Rozdiely vlastných frekvencií medzi pokojovým stavom a najväčším kombinovaným zaťažením je pri nižších frekvenciách 5%, pri vyšších 10%.

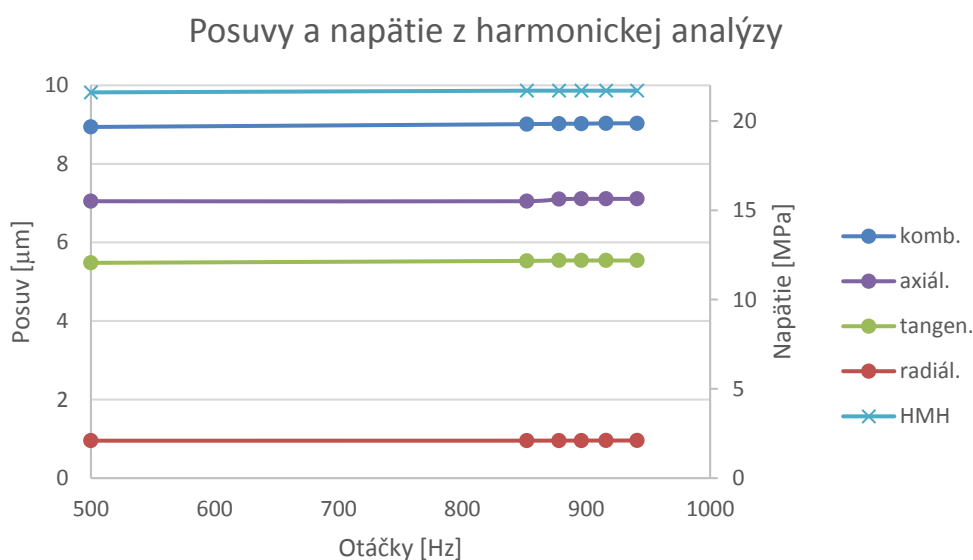
Rozdiel vlastných frekvencií príslušných precesí sa pohybuje v rozmedzí $\pm 1\%$. Preto je možné význam precesí prehlásiť za nepodstatný, z čoho vyplýva, že použitím cyklickej symetrie nedôjde k podstatnej odchýlke výsledkov.

8.4 Harmonická analýza

Harmonicou analýzou bolo modelované budenie od statorových lopatiek. Bolo prevedených 6 analýz modelujúcich prevádzkové stavy a jedna analýza rezonančného stavu. Tlmenie nebolo zadávateľom problému bližšie špecifikované, preto bolo uvažované predvolené nastavenie ANSYSu, t.j. globálne tlmenie 2%.

8.4.1 Prevádzkový stav

Z Grafu 8-6 vyplýva, že pri uvažovaných prevádzkových stavoch dochádza len k zanedbateľným zmenám posuvov a napätí. Konkrétne hodnoty sú vypísané v Tab. 8-11. Z toho dôvodu budú ďalej prezentované len výsledky pri najvyšších prevádzkových otáčkach, t.j. 941 Hz.

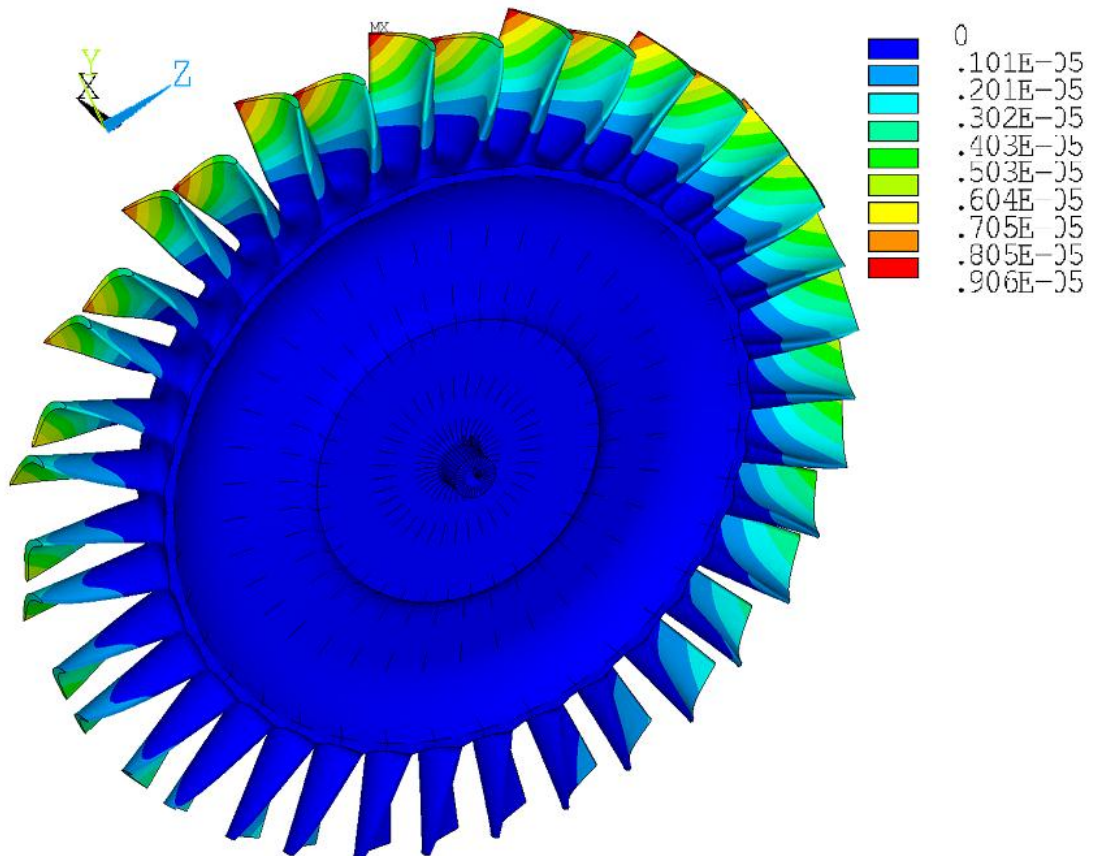


Graf 8-8 Posuvy a napätie z harmonickej analýzy

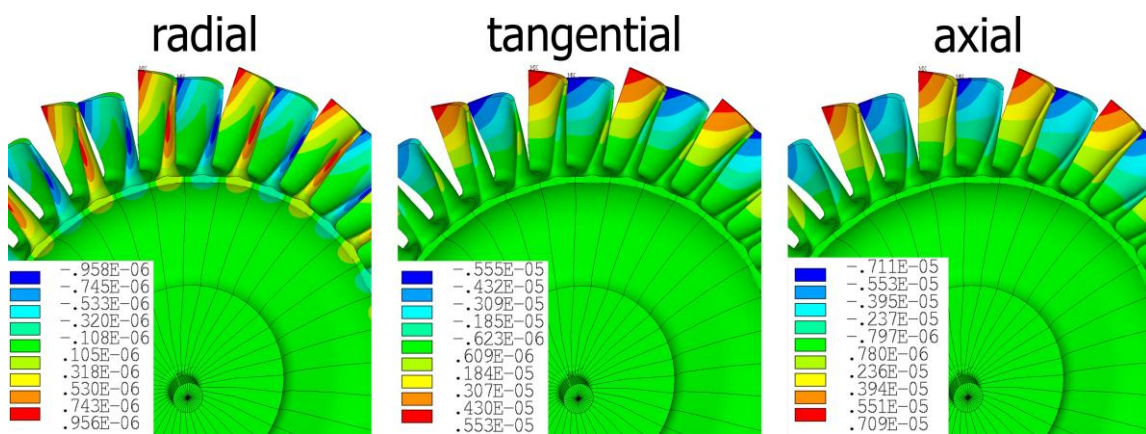
otáčky [Hz]		500	852	878	896	916	941
posuv	kombinovaný [μm]	8.94	9.01	9.02	9.02	9.03	9.03
	radiálny [μm]	0.952	0.953	0.954	0.955	0.956	0.956
	tangenciálny [μm]	5.48	5.53	5.54	5.54	5.54	5.54
	axiálny [μm]	7.05	7.05	7.1	7.11	7.11	7.11
napätie	redukované HMH [MPa]	21.6	21.7	21.7	21.7	21.7	21.7

Tab. 8-11 Posuvy a napätie z harmonickej analýzy

Na Obr. 8-10 je zobrazený celkový posuv spôsobený statorovými lopatkami. Rotorových lopatiek je 37, statorových je 19, ich pomer je $37:19 = 1,947$. Preto je vo vrchnej časti obrázku je jedna lopatka deformovaná na jednu a susedná na druhú stranu. To zodpovedá striedaniu pretlaku a podtlaku. V spodnej časti sú lopatky takmer nedeformované, čo zodpovedá momentálnej rovnováhe tlakov. Maximálny kombinovaný posuv dosahuje skoro stotinu milimetra, konkrétne $9 \mu\text{m}$. Najväčší podiel má s $7,11 \mu\text{m}$ axiálna deformácia, následne s $5,54 \mu\text{m}$ tangenciálna. Posuv v radiálnom smere dosahuje len $0,956 \mu\text{m}$ (Obr. 8-10).

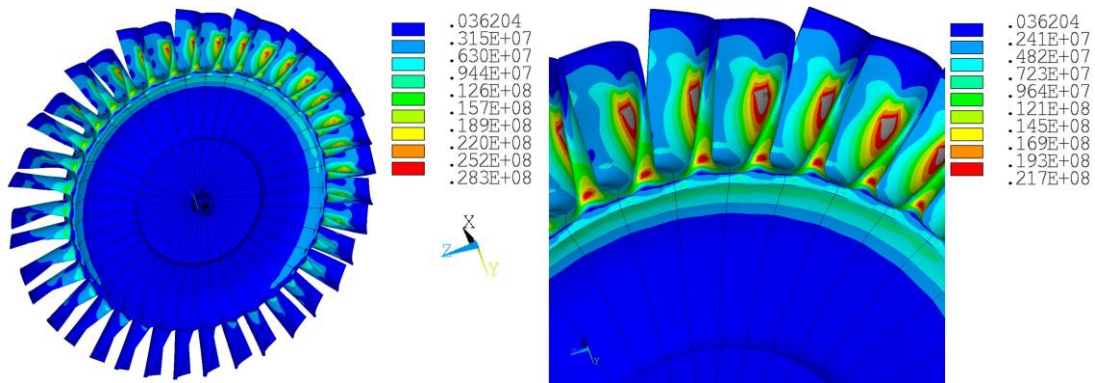


Obr. 8-10 Maximálny celkový posuv, prevádzkový stav USUM [m]



Obr. 8-9 Maximálny axiálny, radiálny a tangenciálny posuv, prevádzkový stav [m]

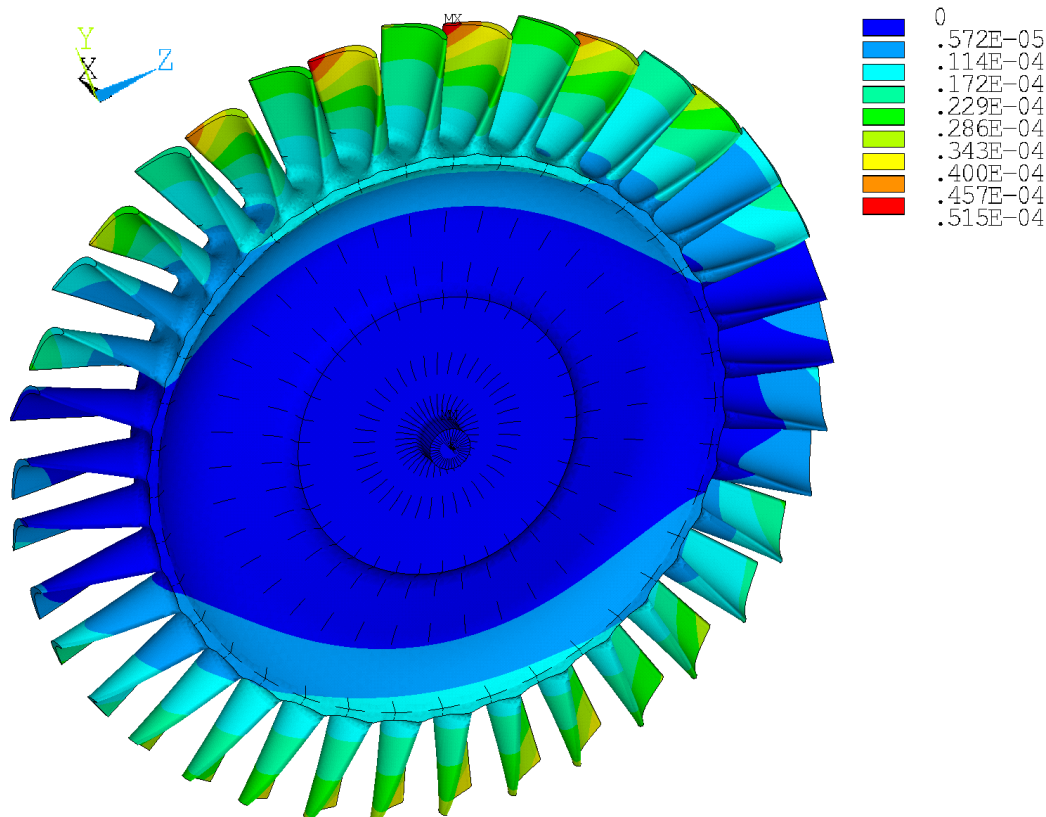
Napätie vyvolané v turbínovom kole pri harmonickom budení od statoru v prevádzkovom režime je vykreslené na Obr. 8-11. Podobne ako pri statickej analýze tohto typu zaťaženia, aj pri harmonickej analýze dosahujú maximálne napätia približne rovnakých hodnôt ($21,7 \text{ MPa}$) v rovnakých miestach (nábežná hrana).



Obr. 8-11 Maximálne redukované napätie, prevádzkový stav SEQV [Pa]

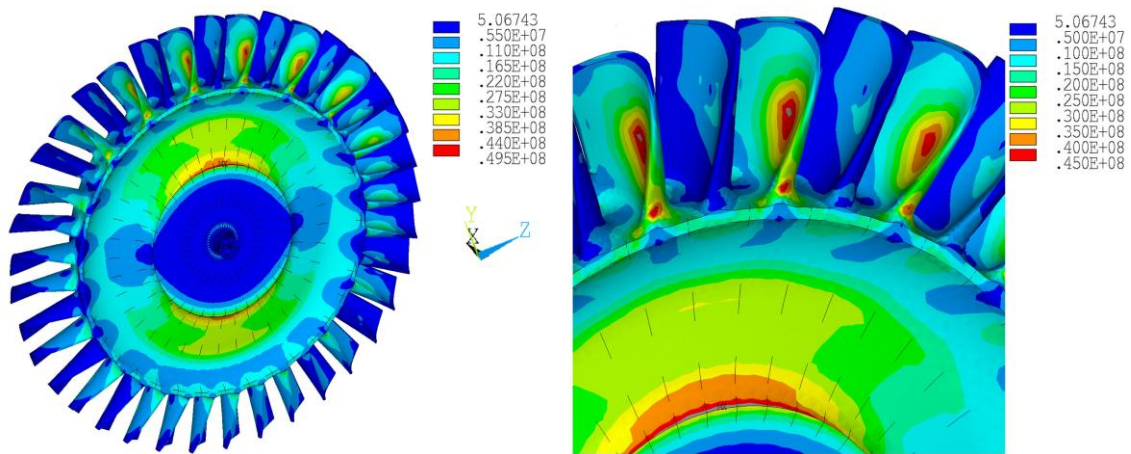
8.4.2 Rezonančný stav

Na Obr. 8-12 je vykreslený celkový posuv turbínového kolesa budeného na prvej vlastnej frekvencii, t.j. 4575 Hz . Je na ňom vidieť uzlovú čiaru (vlastný tvar) aj individuálnu deformáciu lopatiek (budenie od statoru). Špičky práve budených lopatiek mimo uzlovú čiaru dosahujú maximálne posuvy $0,05 \text{ mm}$.



Obr. 8-12 Maximálny celkový posuv, rezonančný stav USUM [m]

Maximálne napätia vykazujú špičky napätia pri okraji OP a to 50 MPa (Obr. 8-13). Tie však nie sú nijako výrazné, nakoľko napätie na rádií nábehovej hrany dosahuje 45 MPa .



Obr. 8-13 Maximálne redukované napätie, rezonančný stav SEQV [Pa]

8.4.3 Zhrnutie

Hoci výstupy posuvov a napätí harmonickej analýzy reprezentujú skutočné hodnoty, kvôli bližšie nešpecifikovanému zadaniu tlmenia sa môžu dosiahnuté výsledky od reality do určitej miery odchyľovať.

Hodnoty posuvov pri modelovaní všetkých prevádzkových stavov dosahovali takmer stotinu milimetra, napätia desiatky megapaskalov. Lopatka sa deformuje navýraznejšie v axiálnom smere a radiálne sa celá turbína rozpína len minimálne. Z tohto pohľadu je vhodné nechať väčšiu axiálnu vôľu k statorovým lopatkám, ako radiálnu k telu statora.

Výsledky modálnych analýz ukazujú, že pri štandardnej prevádzke by k rezonancii nemalo dochádzať. Napriek tomu bola spočítaná analýza simulujúca vybudenie prvej vlastnej frekvencie. Pri rezonančnom stave sa posuvy zvýšili na päťnásobok a napätia na dvojnásobok.

9 ZÁVER

Cieľom diplomovej práce bolo vytvorenie výpočtového modelu zadaného turbínového kola a spočítanie vytýčených analýz. Úloha bola po väčšine počítaná pomocou cyklickej symetrie.

Z výsledkov statických analýz vyplýva, že najväčší vplyv na vlastnosti turbíny má zvýšená prevádzková teplota, ktorej riešenie pôvodne ani nebolo špecifikované v cieľoch práce. Pri uvažovaní teplotného poľa dochádza k rádovo vyšším posuvom a napätiam, ako pri uvažovaní zaťaženia otáčkami alebo statorovými lopatkami.

Výsledky statických analýz boli použité ako typy predpätia do modálnych analýz. Aj pri nich sa ukazuje dominantný vplyv teploty, ktorá pri maximálnej záťaži spôsobí pokles vlastných frekvencií o 10%. Pri pokojovom stave je prvá vlastná frekvencia 4 575 Hz, čo je 5 × vyššia hodnota ako maximálne prevádzkové otáčky.

Harmonické analýzy ukazujú, že posuvy a napätie pri všetkých uvažovaných prevádzkových stavoch dosahujú takmer identických hodnôt. Zmeny otáčok teda nemajú zásadný vplyv na zmeny deformačne-napätových stavov pri uvažovaní budenia od statoru.

Podrobnejšie zhodnotenie výsledkov jednotlivých analýz je uvedené na konci každej podkapitoly (8.2.5, 8.3.6, 8.4.33).

Nakoľko sa ukázalo, že vplyv teploty má značný vplyv na výsledky všetkých typov analýz, ako ďalší možný postup je navrhovaná konkrétnejšia špecifikácia rozloženia teplotného poľa, čím sa dosiahne presnejšie rozloženie deformácie a napätia v turbíne.

ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

- [1] Letecké motory. *Letecké motory* [online]. 2014 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://www.leteckemotory.cz/teorie/teorie-02.php>
- [2] CHROMEK, L. *Komplexní strukturální analýza kompresorového kola s využitím MKP*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012, 88s. Vedoucí diplomové práce Ing. Adam Cívín.
- [3] ŠKOPRNÍK, J. *Lopatkový stroj. Transformační technologie*. [Online]. Brno, 2009 [cit. 29.5.2014]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: http://www.transformacni-technologie.cz/en_lopatkovy-stroj.html
- [4] ŠKOPRNÍK, J. *Vodní turbíny a hydrodynamická čerpadla. Transformační technologie*. [Online]. Brno, 2009 [cit. 29.5.2014]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/vodni-turbiny-a-hydrodynamicka-cerpadla.html>
- [5] Turbína – Wikipedie. *Wikipedie, otevřená encyklopedie* [online]. 2013, 21.7.2013 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Turb%C3%ADna>
- [6] Water turbine - Wikipedia. *Wikipedia, the free encyclopedia* [online]. 2014, 26.5.2014 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Water_turbine
- [7] Water turbine. *The Worlds of David Darling* [online]. 2014 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: http://www.daviddarling.info/encyclopedia/W/AE_water_turbine.html
- [8] ŠKOPRNÍK, J. *Tepelná turbína a turbokompresor. Transformační technologie*. [Online]. Brno, 2009 [cit. 29.5.2014]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/tepelna-turbina-a-turbokompresor.html>
- [9] Steam turbine - Wikipedia. *Wikipedia, the free encyclopedia* [online]. 2014, 9.5.2014 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Steam_turbine
- [10] Gas turbine - Wikipedia. *Wikipedia, the free encyclopedia* [online]. 2014, 9.5.2014 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Gas_turbine
- [11] Turbína 90 N :: Modelářské turbíny. *Modelářské turbíny* [online]. 2010 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://jetcontrol.webnode.cz/spalovaci-turbiny/turbina-s-tahem-90-n/>
- [12] Ängelholms Flygmuseum (LeteckéMotory.cz). *Letecké motory* [online]. 2014 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://www.leteckemotory.cz/angelholm/>
- [13] Ochranné povlaky. *Protikorozi ochrana* [online]. 2000 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://protikorozni.cz/cs/slu%C5%BEby/ochrann%C3%A9-povlaky>

- [14] *Turbínový motor TJI100*. PBS Velká Bíteš, a.s. [online]. Velká Bíteš, 2012 [cit. 29.5.2014]. Dostupné z: http://www.pbsvb.cz/dlt_motor_tj100.php
- [15] MALENOVSKÝ, E. *Počítačové metody v mechanice*. [Online]. Brno: VUT v Brně, 2007 [cit. 5. 11 2011]. Dostupné z: http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/pmm_dyn/PMM_v_dynamice.pdf
- [16] BILOŠOVÁ A.: *Experimentální modální analýza*. Studijní materiály [online]. Ostrava: VŠB, 2012 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z <http://www.337.vsb.cz/experimentalni-modalni-analyza-122.html>
- [17] ONDRUCH J.: *Technické kmitání*. Studijní materiály [online]. Ostrava: VŠB, 2011 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://www.337.vsb.cz/technicke-kmitani-147.html>
- [18] Malenovský, E. *RRS*Rotorové soustavy*. Brno, Vysoké Učení technické v Brně. Podklady k přednáškám.
- [19] ANSYS Inc. *Ansys 14.5 help*. [DVD]. SAS IP, ©2011, [cit. 29.5.2014]
- [20] JANÍČEK, Přemysl, ONDRÁČEK, Emanuel, VRBKA, Jan. *Pružnost a pevnost I*. Brno 1992. Studijní opory [online]. Dostupný z [www](http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/Pruznost_pevnost_1_Janicek_Ondracek_Vrbka.pdf): http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/Pruznost_pevnost_1_Janicek_Ondracek_Vrbka.pdf
- [21] SHIGLEY, Joseph E. *Mechanical engineering: Shigley's Mechanical engineering Design* [online]. Eighth Edition. 2006 [cit. 29.5.2014]. ISBN 0-390-76487-6. Dostupné z: [http:// www.primisonline.com](http://www.primisonline.com)
- [22] JANÍČEK, P. *Systém podstatných veličin na objektu, Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: Hledání souvislostí*. 1. Vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2007. str. 682. ISBN 978-80-214-3545.
- [23] PETRUŠKA, J.: *MKP v inženýrských výpočtech*. Studijní opory [Online]. Brno: VUT v Brně, 2011 [cit. 29.5.2014]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/RIV/MKP2011.pdf>
- [24] DRAHÝ, J. *Modální analýza turbínového kola pro letecký motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 70 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Eduard Malenovský, DrSc.
- [25] SMÉKALOVÁ, J. *Mechanismy únavového poškození niklové superslitiny Inconel 713LC za teploty 800°C*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Simona Pospíšilová, Ph.D.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

OP		okrajové podmienky
PBS VB		Prvá Brněnská Strojárna Velká Bíteš
PP		protibežná precesia
SEQV		redukované napätie podľa teórie HMM
SP		súbežná precesia
USUM		celkový posuv
k_{2c}	[°C]	teplota na nábežnej strane turbíny
k_{harm}	[-]	harmonický index
n	[-]	stupeň voľnosti
n_{kr}	[min ⁻¹]	kritické otáčky
p	[-]	počet priemerov
q	[-]	zobecnená súradnica
\bar{q}	[-]	stavový vektor
r	[-]	počet periodických štruktúr
t_{3w}	[°C]	teplota na lopatke
t_{4w}	[°C]	teplota na odtokovej strane turbíny
B	[-]	matica tlmenia
K	[-]	matica tuhosti
M	[-]	matica hmotnosti
Re	[MPa]	medza klzu
Ω	[Hz]	vlasná frekvencia

ZOZNAM OBRÁZKOV

Obr. 1-1 Schéma turbovrtuľového motora [1]	13
Obr. 5-1 Lopatkový kanál [3]	15
Obr. 5-2 Statorové a rotorové lopatky [3].....	15
Obr. 5-3 A - Peltonova, B - Francisova, C - Kaplanova turbína [7].....	16
Obr. 5-4 Parná turbína[3].....	17
Obr. 5-5 Spaľovacia turbína [3].....	17
Obr. 5-6 Turbína z jedného kusu, axiálne lopatky, príklad zámkov, radiálne lopatky	18
Obr. 5-7 Turbovrtulový motor <i>TJ 100</i> [14]	19
Obr. 5-8 Stroje používajúce motor <i>TP 100</i> [14]	19
Obr. 6-1 Zostavenie modálnej matice vlastných pravostranných vektorov.....	21
Obr. 6-2 Uzlové priemery a kružnice disku [15]	23
Obr. 6-3 Campbellov diagram – vplyv nesymetrií	24
Obr. 6-4 Campbellov diagram – tri vlastné frekvencie.....	25
Obr. 6-5 Príklady zobrazenia Campbellovho diagramu [18].....	25
Obr. 6-6 Príklady symetrie.....	26
Obr. 6-7 Príklad rotačne periodickej geometrie.....	27
Obr. 7-1 Importovaná geometria	30

Obr. 7-2 Upravená geometria – expandovaný tvar a analyzovaný sektor.....	31
Obr. 7-3 Neolopatkovaný disk a lopatka	31
Obr. 7-4 Výsledná sieť	32
Obr. 7-5 Expandované zobrazenie siete do plnej geometrie	33
Obr. 7-6 Sieť pri riešení plnej geometrie.....	34
Obr. 7-7 Uloženie turbínového kolesa v zostave [24]	34
Obr. 7-8 Model okrajových podmienok	35
Obr. 7-9 Okrajová podmienky samostatnej lopatky	35
Obr. 7-10 Letový diagram	36
Obr. 7-11 Zaťaženie teplotou	37
Obr. 7-12 Teplota ako výsledok tepelnej analýzy a BF v statickej štruktúrálnej analýze	38
Obr. 8-1 Vlastné tvary lopatky	41
Obr. 8-2 Vlastné tvary neolopatkovaného disku	42
Obr. 8-3 a) Posuv USUM [m], b)+c) napätie SEQV [Pa] pri zaťažení odstredivými silami	43
Obr. 8-4 a) Posuv USUM [m], b)+c) napätie SEQV [Pa] pri zaťažení teplotným poľom	45
Obr. 8-5 a) Posuv USUM [m], b)+c) napätie SEQV [Pa] pri kombinovanom zaťažení	46
Obr. 8-6 a) Posuv USUM [m], b)+c) napätie SEQV [MPa] pri zaťažení od statorových lopatiek	48
Obr. 8-7 Prvých 6 vlastných tvarov spočítaných cyklickou symetriou.....	49
Obr. 8-8 Prvých 6 vlastných tvarov spočítaných na plnej geometrii.....	53
Obr. 8-10 Maximálny celkový posuv, prevádzkový stav USUM [m].....	56
Obr. 8-9 Maximálny axiálny, radiálny a tangenciálny posuv, prevádzkový stav [m]	56
Obr. 8-11 Maximálne redukované napätie, prevádzkový stav SEQV [Pa]	57
Obr. 8-12 Maximálny celkový posuv, rezonančný stav USUM [m].....	57
Obr. 8-13 Maximálne redukované napätie, rezonančný stav SEQV [Pa]	58

ZOZNAM TABULIEK

Tab. 7-1 Prevádzkové otáčky a teploty	36
Tab. 8-1 Vlastné frekvencie lopatky a neolopatkovaného disku.....	42
Tab. 8-2 Maximálne redukované napätia a celkové posuvy pri daných otáčkach.....	44
Tab. 8-3 Maximálne redukované napätia a celkové posuvy pri daných teplotách	45
Tab. 8-4 Maximálne redukované napätia a celkové posuvy pri danom zaťažení	47
Tab. 8-5 Prvých 18 vlastných frekvencií spočítaných cyklickou symetriou	49
Tab. 8-6 Vlastné frekvencie pri uvažovaní odstredivých síl	50
Tab. 8-7 Vlastné frekvencie pri uvažovaní teplotného poľa	51
Tab. 8-8 Vlastné frekvencie pri uvažovaní kombinovaného predpätia	52
Tab. 8-9 Prvých 18 vlastných frekvencií spočítaných na plnej geometrii.....	53
Tab. 8-10 Vlastné frekvencie plnej geometrie pri uvažovaní odstredivej sily	54
Tab. 8-11 Posuvy a napätie z harmonickej analýzy	55

ZOZNAM GRAFOV

Graf 7-1 Závislosť teplôt na otáčkach	37
Graf 8-1 Vplyv odstredivej sily na redukované napätie a celkový posuv	44
Graf 8-2 Vplyv teploty na redukované napätie a celkový posuv	46
Graf 8-3 Vplyv kombinovaného zaťaženia na redukované napätie a posuv	47
Graf 8-4 Campellov diagram pri uvažovaní odstredivých síl	50
Graf 8-5 Vlastné frekvencie pri uvažovaní teplotného poľa	51
Graf 8-6 Campellov diagram pri uvažovaní kombinovaného predpätia	52
Graf 8-7 Campellov diagram analýz plného disku a cyklickej symetrie	54
Graf 8-8 Posuvy a napätie z harmonickej analýzy	55

ZOZNAM PRÍLOH

Prílohy na CD:

[Príloha 1] Elektronická verzia diplomovej práce