



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

NÁVRH AXIÁLNÍHO STROMEČKOVÉHO ZÁVĚSU LOPATKY REGULAČNÍHO STUPNĚ PRO PARNÍ TURBÍNY

DESIGN OF THE AXIAL DENDRITIC SUSPENSION OF STEAM TURBINE ROTOR BLADE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. DUŠAN VRBKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DANIEL DUŠEK, Ph.D.

BRNO 2011

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá stromečkovým závěsem lopatky regulačního stupně parní turbíny. Na základě dostupných podkladů byl navržen počáteční tvar stromečkového závěsu. Byla provedena napětově deformační analýza počátečního návrhu. Vytipovala se možná nebezpečná místa, kde se vyskytovaly lokální špičky napětí. V další části práce se zkoumal vliv změny geometrie na napětově deformační odezvu závěsu. Ze zkoumaných závislostí byla vybrána nejlepší varianta. Bylo provedeno pevnostní hodnocení závěsu lopatky a drážky rotoru. Pro toto hodnocení bylo použito kritérium pro neomezenou životnost dle normy ASME. S ohledem na zatížení byla součást dále zkoumána na nízkocyklovou únavu. V závěru práce byl navržen další postup zkoumání.

Klíčová slova

Axiální stromečkový závěs lopatky regulačního stupně parní turbíny, hodnocení životnosti, nízkocyklová únavu, analýza MKP

Abstract

This master thesis deals with axial dendritic suspension of steam turbine rotor blade. The initial shape of the suspension was design on the basis of available data. There was performed stress-strain analysis of this shape and most dangerous spots were picked. There were made several geometrical changes of the shape of suspension. Their affection on stress-strain responding of the suspension was examined. The best shape was chosen which was used to perform analysis of infinite life according to ASME code and due to loading low cycle fatigue analysis. According to results of low cycle fatigue analysis the maximum loading was established. At the end of this work the further steps were suggested.

Keywords

Axial dendritic suspension of steam turbine rotor blade, low cycle fatigue, FEM analyses

Bibliografická citace

VRBKA, D. Návrh axiálního stromečkového závěsu lopatky regulačního stupně pro parní turbíny. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 90 stran. Vedoucí diplomové práce Ing. Daniel Dušek, Ph.D..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Návrh axiálního stroměčkového závěsu lopatky regulačního stupně pro parní turbíny“ tvořil samostatně po konzultacích a s využitím odborné literatury.

.....
Dušan Vrbka

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Miloši Vlkovi, CSc za jeho ochotu, cenné rady a připomínky při řešení nízkocyklové únavy, svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Danielu Duškovi, Ph.D., a dalším kteří mi během tvorby této diplomové práce pomáhali.

Obsah

1. Úvod.....	10
2. Popis problémové situace.....	11
3. Vytvoření modelu problému	11
3.1. Analýza problému.....	11
3.2. Vymezení problémů a cílů	12
3.3. Systém podstatných veličin.....	12
3.4. Volba metody řešení	13
4. Postup návrhu lopatky.....	13
5. Vytvoření výpočtových modelů	14
5.1. Model topologie.....	14
5.2. Model dekompozice.....	14
5.3. Model geometrie:.....	15
5.3.1. Model geometrie celé lopatky	15
5.3.2. Model geometrie rotoru.....	17
5.4. Model okolí	17
5.5. Model vazeb objektu k okolí.....	17
5.6. Model ovlivňování lopatky okolím.....	17
5.7. Model okrajových a počátečních podmínek.....	18
5.8. Model materiálu.....	19
5.8.1. Model materiálu lopatky	19
5.8.2. Model materiálu rotoru.....	20
6. Volba sítě	20
6.1. čtyřstěnná síť	21
6.2. Šestistěnná síť.....	23
6.3. Sweepovaná síť.....	24
7. Řešení modelu problému	27
8. Analýza výsledků – 1.návrh závěsu.....	29
8.1. Rozložení napjatosti v radiusech krčku závěsu a drážky	29
8.1.1. Vysvětlení axiálního průběhu napětí v rádiusu	32
8.2. Rozložení napjatosti na opěrných plochách.....	36
8.2.1. Prošetření maxima napětí na přesazených plochách.....	37
8.3. Analýza vypočtených hodnot	39
8.3.1. Vliv změny úhlu rozevření závěsu α	41
9. Vytvoření výpočtových modelů – zjednodušený výpočtový model	44
9.1. Model dekompozice.....	44
9.2. Model geometrie.....	44
9.3. Model vazeb objektu k okolí	46
9.4. Model okrajových a počátečních podmínek.....	47
9.5. Volba sítě.....	48
10. Řešení modelu problémů.....	48
11. Analýza výsledků – změna tvaru zubu	48
11.1. Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy β	49
11.2. Vliv změny úhlu styčné plochy β při konstantní šířce opěrné plochy b_{otl}	51
11.3. Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy β a vrcholového úhlu δ	54
11.4. Vliv změny radiusu na všech zubech pro úhel sklonu styčné plochy $\beta=70^\circ$	56
11.5. Vliv změny radiusu na všech zubech pro úhel sklonu styčné plochy $\beta=65^\circ$	59
11.6. Vliv změny radiusu na spodní drážce pro úhel sklonu styčné plochy $\beta=70^\circ$	61

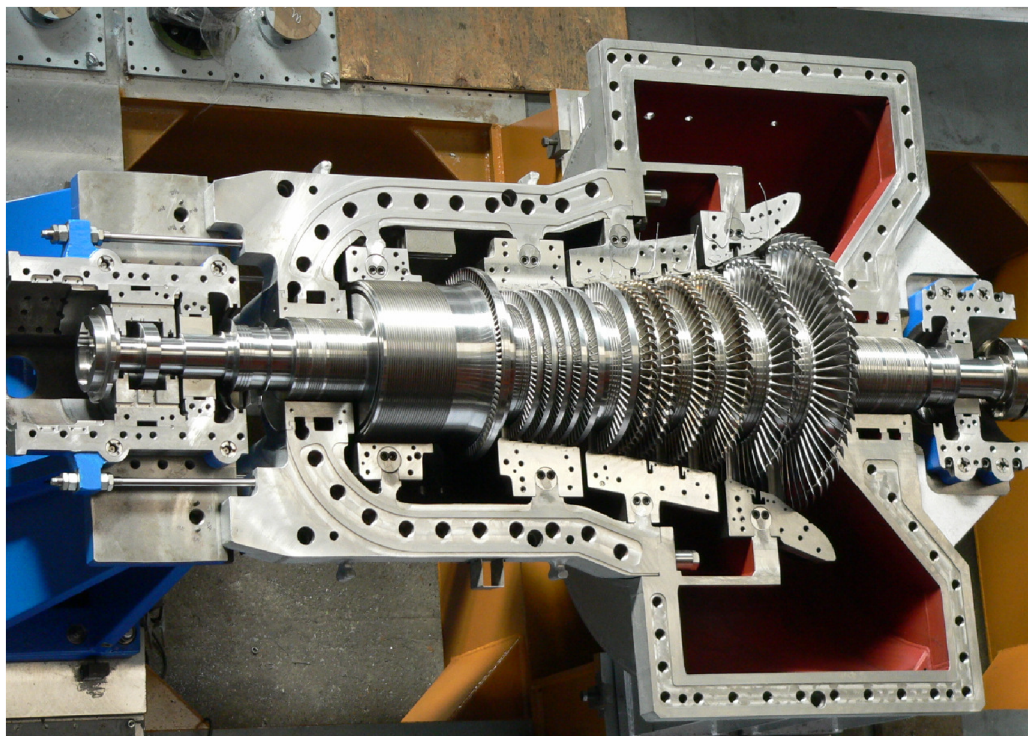
12.	Využití tvaru zubu v plném modelu	63
13.	Vliv působících sil od proudu páry	64
14.	Únava součásti při mechanickém namáhání	64
14.1.	Hodnocení životnosti konstrukcí:	64
14.2.	Stádia únavového porušování	65
14.2.1.	Změna mechanických vlastností	65
14.2.2.	Stádium nukleace mikrotrhlin	66
14.2.3.	Stádium šíření trhliny	66
14.2.4.	Konečný lom	66
14.3.	Cyklické deformační vlastnosti	66
14.3.1.	Hysterezní smyčka	66
14.3.2.	Cyklická deformační křivka	68
14.4.	Křivky životnosti	68
14.4.1.	Wöhlerova křivka	68
14.4.2.	Manson-Coffinova křivka	70
14.5.	Jevy ovlivňující únavovou životnost	71
14.5.1.	Vliv asymetrie cyklu	71
14.5.2.	Vliv koncentrátoru napětí (vrubu)	71
15.	Možné koncepce řešení únavové pevnosti:	72
15.1.	Neuberovská koncepce (plastická redistribuce napětí)	72
15.2.	Koncepce pružně-plastických deformací	74
16.	Pevnostní hodnocení závěsu lopatky	75
16.1.	Hodnocení závěsu z hlediska neomezené životnosti	75
17.	Hodnocení nízkocyklové únavy z hlediska omezené životnosti	80
17.1.	Materiálová zkouška NCÚ při teplotě 450°C	80
17.2.	Univerzální rovnice pro výpočet životnosti	82
17.3.	Hodnocení životnosti z výpočtů s použitím pružně plastického modelu materiálu	85
18.	Návrh dalšího postupu	87
19.	Závěr	88
20.	Seznam použité symboliky	89
21.	Seznam použité literatury	90

1. Úvod

Parní turbína je rotační stroj, který slouží k přeměně vnitřní energie páry vstupující do turbíny na mechanickou práci, která se v generátoru transformuje na energii elektrickou. Tato přeměna se děje v lopatkování turbíny.

Parní turbíny menších a středních výkonů do 30MW se dnes převážně navrhují jako vysokotáčkové. Tyto turbíny slouží buď k pohonu generátoru prostřednictvím převodovky nebo pro pohon kompresorů bez převodovky. Turbíny k pohonu generátoru pracují při konstantních provozních otáčkách daných frekvencí sítě a převodovým poměrem převodovky. V případě provozu turbíny s kompresorem se otáčky turbíny musí přizpůsobit požadovaným otáčkám kompresoru a soustrojí pracuje s jistým rozsahem provozních otáček.

Turbíny jsou vybaveny v převážné míře regulačním stupněm. Regulační stupeň je tvořen rozváděcími dýzami a rovnotlakými rotorovými lopatkami. Regulační stupeň pracuje se skupinovou dýzovou regulací. Každá skupina dýz je ovládána vlastním regulačním ventilem. Dýzy jsou umístěny jen po části obvodu. Poměrná část obvodu s dýzami se nazývá ostřík a vyjadřuje se jako podíl obvodu s dýzami k celému obvodu na středním průměru lopatkování. Za regulačním stupněm je uspořádáno vícestupňové přetlakové lopatkování. Každý stupeň přetlakového lopatkování sestává z řady statorových lopatek upevněných ve statoru a z řady rotorových lopatek upevněných v rotoru. Rotorové lopatky jsou zatíženy odstředivými silami v důsledku rotace rotoru a silami od proudu páry. Rotorové lopatky přetlakového lopatkování jsou silami od páry zatíženy po celém obvodu. U rotorových lopatek regulačního stupně je po části obvodu s dýzami lopatka zatížena silami od páry a po zbytek obvodu lopatka parou zatížena není.



Obr. 1 Parní turbína firmy Ekol

2. Popis problémové situace

U protitlakých turbín s malým průtokem páry do turbíny je výhodné zpracovat velký entalpický spád na regulačním stupni turbíny. Toho je možno dosáhnout zvýšením obvodové rychlosti rotorových lopatek regulačního stupně. To vede k požadavku na zvýšení otáček turbíny. Lopatky regulačního stupně u protitlakých turbín potom omezují maximální použitelné otáčky turbíny. Mají největší střední průměr a pracují v páře s nejvyšší teplotou ze všech lopatek v turbíně. Lopatka je uložena v disku rotoru prostřednictvím závěsu.

Na rotorové lopatky působí odstředivé síly od rotace. Proudící pára z rozváděcích dýz působí na rotorové lopatky obvodovými a axiálními silami. Při rotaci na rotorovou lopatku působí zatížení od páry jen když je proti pracujícím dýzám, po zbylé části obvodu není zatížena. Jedná se o míjivé zatížení obdélníkového tvaru. Na začátku ostříku se lopatka zatíží a na konci ostříku se lopatka odtíží. Zatížení a odtížení se děje po délce 1 rozteče rotorových lopatek. S prouděním páry dýzami je spojen také vznik úplavu za odtokovými hranami jednotlivých dýz, který rotorovou lopatku budí frekvencí danou počtem otáček turbíny a fiktivním počtem dýz. Fiktivní počet dýz je počet dýz pro 100% ostřík. Dynamické namáhání lopatek vybuzené úplavy za jednotlivými lopatkami se nebude uvažovat. Bude uvažováno jen ohybové namáhání od proudu páry na lopatku 1x za otáčku.

Pro rotorové lopatky regulačního stupně se nejčastěji používají obvodové typy závěsů s různými způsoby vkládání a upevnění poslední lopatky. Obvodové závěsy lopatek jsou technologicky výhodné, ale zámek lopatek, který je nutný pro uzavření rotorové řady s obvodovým závěsem omezuje únosnost tohoto typu závěsu. U protitlakých turbín jsou tyto otáčky omezeny mezním namáháním závěsu rotorových lopatek regulačního stupně. U kondenzačních turbín zase namáháním závěsu poslední rotorové lopaty. Tam kde obvodové typy závěsu lopatky regulačního stupně nevyhovují je třeba použít jiný typ závěsu pro rotorovou lopatku regulačního stupně. Stromečkový závěs je výhodný z hlediska vkládání poslední lopatky tím, že nevyžaduje zámek. Proto byl použit axiální stromečkový závěs. Lopatka se skládá z listu prizmatického rovnotlakého profilu, který na spodní části navazuje na základnu listu. Tato základna listu navazuje na závěs pozvolným přechodem. Na horní část listu navazuje bandáž. Závěs lopatky je vsazen do drážky v disku rotoru. Dvě sousední drážky vytvoří výstupek rotoru, který nese jak celou lopatku s jejím závěsem tak i sám sebe. Proto při návrhu tvaru závěsu lopatky je třeba kontrolovat také drážku, vlastně výstupek disku rotoru. Je tedy nutné výstupek disku rotoru a závěs lopatky posuzovat dohromady. Axiálně je lopatka v disku zajištěna zubem a pojistnou plechovou vložkou.

Prvotním podkladem je axiální stromečkový závěs, který byl navržen jednoduchým výpočtem pomocí konstitutivních vztahů.

Úkolem je provedení pevnostní analýzy axiálního stromečkového závěsu, úprava jeho tvaru a posouzení životnosti upraveného závěsu z hlediska NCÚ.

3. Vytvoření modelu problému

3.1. Analýza problému

- okolí lopatky je známé
- geometrie vlastního listu lopatky s bandáží je známá
- zatížení lopatky je známé
- mechanické vlastnosti lopatky a rotoru jsou známé

-vazba lopatky a disku rotoru - tedy definitivní tvar axiálního stromečkového závěsu je neznámý, jeho návrh je úkolem této práce.

3.2. Vymezení problémů a cílů

Na základě výkresového podkladu, který pro návrh závěsu lopatky sloužil jako orientační, bylo potřeba zhotovit prvotní tvar závěsu.

Na této geometrii byla provedena napětově deformační analýza s uvažováním pouze odstředivých sil. Vliv teploty byl zaveden jen prostřednictvím modulu pružnosti pro zadanou teplotu materiálu. Úkolem je provedení a posouzení změn tvaru závěsu s cílem zvýšení jeho únosnosti.

V dalším kroku bylo potřeba provést pevnostní hodnocení nového tvaru závěsu.

3.3. Systém podstatných veličin

Zatížení soustavy rotor-lopatka můžeme rozdělit na

- Statické zatížení
 - vlivem otáček turbíny. Zkoumaná lopatka s novým závěsem by měla být použitelná pro turbíny s provozními otáčkami 12000ot/min. Jedná se o malé turbíny. Toto zatížení je bráno jako statické. Má na něj vliv hmotnost základny, listu, bandáže a závěsu lopatky, průměr lopatkování a především velikost otáček podle vzorce:

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2, \text{ kde } \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}.$$

- Podle normy [1] musí být otáčky turbíny při chodu na prázdno nastavitelné v rozmezí $\pm 5\%$ pohání-li alternátor, popřípadě v dohodnutém rozsahu pohání-li mechanické zařízení. Prakticky ale otáčky turbíny udržuje síť svou frekvencí.

Výpočty budou provedeny pro jmenovité otáčky.

- ve firmě EKOL se provádí tzv. odstředování rotoru. To znamená že se zalopatkový rotor při vyvažování ve vyvažovacím vakuovém prostoru roztočí na 115% provozních otáček při normální teplotě (zhruba 20°C). Takové zatížení trvá 10-15min. Vlivem této činnosti by se měly všechny součásti „usadit“. Odstředování rotoru má u posledních lopatek kondenzačních turbín, které pracují při nízké teplotě 30-45°C, vliv na snížení středního napětí u cyklického zatěžování míjivým cyklem. U rotorových lopatek regulačního stupně se předpokládá, že tento vliv v důsledku závislosti $\sigma_{0,2}$ na teplotě bude nevýznamný.
- Při prvním spuštění turbíny se při volnoběhu provádí zkouška správné funkce pojistek otáček. Postupně se zvyšují otáčky turbíny o 6-8% a kontroluje se správná funkce pojistek otáček turbíny. Maximální zvýšení otáček při zkoušce se uvažuje 10%. Při zkoušce je teplota disku cca o 150°C nižší než maximální provozní teplota. Tato zkouška se při provozu turbíny provádí po uplynutí daného období např. 1-2x do roka. Za dobu životnosti turbíny to může být 40-50 zkoušek pojistek otáček..
- Turbína se podle normy [1] v případě že kupující neuvede jinak, konstruuje tak, aby zvládla 3800 startů v následujících režimech:
 - 100 studených startů
 - 700 teplých startů
 - 3000 horkých startů

Tento počet startů se považuje za nízkocyklovou únavu (dále NCÚ). Většinou ale je počet startů turbíny nižší.

- Při provozu je část obvodu, které se říká ostřík, proti dýzám. V tomto místě na lopatky působí síly od proudící páry. Takové zatížení je na každou lopatku aplikováno vždy

jednou za otáčku. Provozní otáčky turbíny jsou 12000ot/min. Závěs lopatky by měl vydržet 100000h. To znamená že závěs musí vydržet $12000 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 100000 = 1,728e12$ cyklů. Takový počet cyklů se již hodnotí s ohledem na gigacyklovou únavu.

- Dynamické zatížení
 - Počátek ostříku, kdy nezatížená lopatka je během jedné rozteče rotorové lopatky plně zatížena zatěžujícími účinky od páry, a na konci ostříku zase stejně odtížena, budí rotorovou lopatku řadou harmonických frekvencí. Toto dynamické napětí nebude uvažováno. Bude posouzen vliv pouze ohybového namáhání od páry viz. výše.
 - Proudící pára obtéká list lopatky, za výstupní hranou lopatky se tvoří úplavy. Tyto impulzy pak rozkmitávají lopatky. Rotorové lopatky jsou krátké, robustní s vysokými vlastními frekvencemi tak že se nedostávají do rezonance s impulzy od jednotlivých dýz nebo celého ostříku. Bandáže lopatek navíc bývají spojené do krátkých svazků, nebo do průběžného svazku.

Vlivy dynamického zatížení se v žádných výpočtech nebudou uvažovat.

- Přídavné zatížení
 - V oblasti regulačního stupně je dosahováno na povrchu rotorové lopatky teploty páry 450°C. Teplotní rozdíly nejsou podstatné, protože před diskem je vyrovnávací píst a následující přední rotorová ucpávka turbíny s teplotou páry 445°C. Za diskem je přetlakové lopatkování kde na vstupu do první řady rozváděcích lopatek je také 445°C. Proto při následujících výpočtech není vliv teplotního pole uvažován.

Pro návrh a úpravu tvaru závěsu bylo uvažováno pouze se zatížením od odstředivé síly, které je největší. Vliv teploty, jež způsobuje změnu mechanických vlastností bude zahrnut v modelu materiálu tím, že se bude pracovat s vlastnostmi materiálu pro danou teplotu.

3.4. Volba metody řešení

Jedná se o napětově deformační analýzu tělesa složitého tvaru. Z toho důvodu byla použita metoda konečných prvků. Byl k dispozici výpočetní program ANSYS, který využívá právě tuto metodu. Vzhledem ke geometrii, která byla řešena se využil ANSYS Workbench.

4. Postup návrhu lopatky

Lopatka parní turbíny se skládá ze závěsu, základny listu lopatky, listu lopatky a bandáže. Základna listu lopatky navazuje na spodní straně na závěs a na horní straně na list lopatky. Těžištní osa listu lopatky leží na radiále. List lopatky na horní straně přechází do válcové bandáže. Vnější plocha základny listu lopatky a vnitřní plocha bandáže tvoří průtočný kanál rotorové lopatky. Kanál lopatky se v meridiálním řezu nerozšiřuje, to znamená, že základna i bandáž mají válcový tvar.

Poloha listu a bandáže vzhledem k závěsu se volí tak aby výslednice odstředivých sil působících na celou lopatku ležela na ose symetrie opěrných ploch závěsu jak v tangenciálním tak v axiálním směru. Současně se snažíme aby profil listu lopatky nepřesahoval plochu základny. Pokud toto není možné nechá se přesahovat pouze malá část odtokové hrany lopatky. Naší snahou je rovnoměrně zatížit opěrné plochy zubů závěsu. Z těchto důvodů nemusí být základna listu a bandáž symetrická okolo osy závěsu.

Při návrhu rovnotlakého regulačního stupně se vychází z termodynamického výpočtu. Zvolí se vhodná kombinace rozváděcí dýzy a rotorové lopatky. Profily dýz a rotorových lopatek se

volí z databáze profilů. Z výpočtu se pro zvolené otáčky turbíny stanoví také velikost profilu a výška kanálu na výstupní hraně lopatky. Kontroluje se maximální ohybové napětí na listu lopatky v nejhorším provozním bodě turbíny (první plně otevřená dýzová skupina).

Termodynamický výpočet dále určuje síly působící na lopatky v nejhorším provozním bodě a při jmenovitém provozu turbíny.

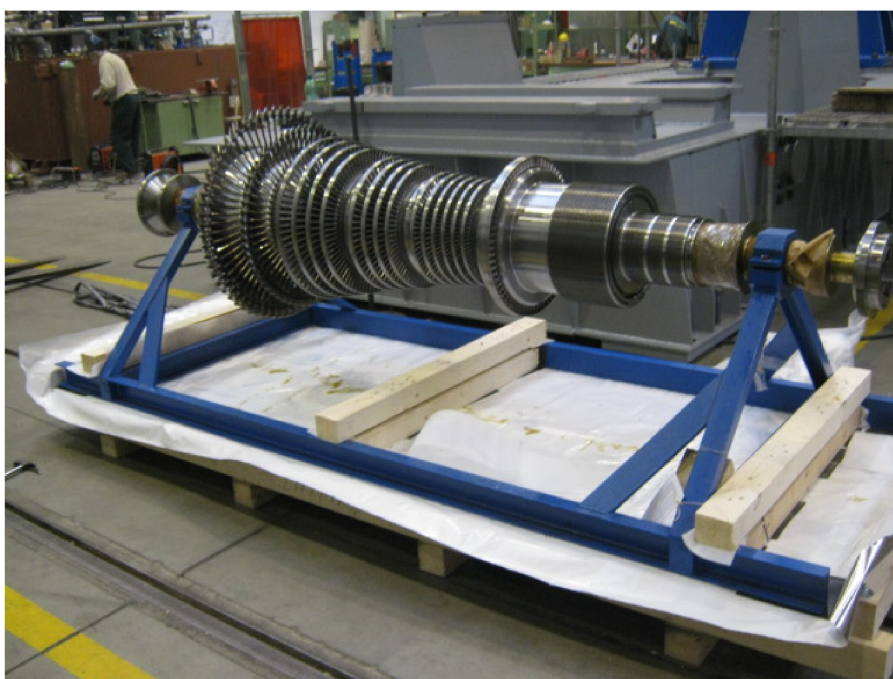
Pro takto navrženou lopatku a okrajové podmínky se přiřadí vhodný závěs. Doposud se ve firmě Ekol používaly obvodové jednozubé nebo dvouzubé závěsy se šroubovým zámkem.

5. Vytvoření výpočtových modelů

5.1. Model topologie

Lopatka regulačního stupně turbíny je vsazena do rotoru pomocí axiálního stromečkového závěsu. Stromečkový závěs pomocí zubů přenáší radiální zatížení od odstředivých sil působících na lopatku. V axiálním směru je lopatka držena v poloze třecími silami v opěrných plochách závěsu a navíc je pojištěna u vstupní hrany zubem a pojistnou plechovou vložkou u výstupní hrany lopatky.

Drážky axiálního stromečkového závěsu jsou na vnějším průměru disku regulačního stupně turbíny, který má větší průměr, než navazující vyrovnávací píst proti směru proudění páry a válcová část rotoru s přetlakovými lopatkami ve směru proudění páry.

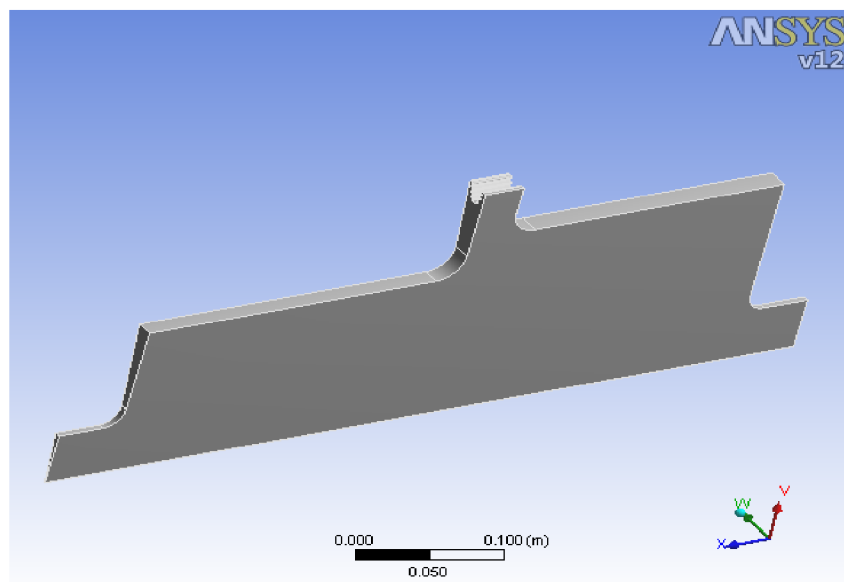


Obr. 2 Skutečný rotor turbíny s lopatkami

5.2. Model dekompozice

Bylo nutné, aby řešení odpovídalo realitě a přesto z hlediska výpočetních prostředků bylo proveditelné. S ohledem na to byla provedena dekompozice rotoru parní turbíny. Pro počáteční napěťově deformační analýzu byla použita rotační symetrie. Uvažovala se jedna lopatka a jí příslušející segment rotoru. Rotorová část pro přetlakové lopatky byla zjednodušena .

Drážky a lopatky se v této části neuvažovaly, protože byly daleko od zkoumané oblasti a nedocházelo k ovlivňování počítané oblasti (Saint Venantův princip). Na tomto „velkém“ modelu se zkoumal vliv úhlu rozevření závěsu. Bandáže jednotlivých lopatek byly z důvodu zjednodušení výpočtu uvažovány nespojené do svazků.



Obr. 3 Model náhradního rotoru

5.3. Model geometrie:

Model geometrie všech částí byly tvořeny bez uvažování technologických nepřesností. Možná korekce rozměru závěsu lopatky na rozdílný součinitel roztažnosti materiálu nebude uvažována. Je nižší než výrobní tolerance lopatky a drážky.

5.3.1. Model geometrie celé lopatky

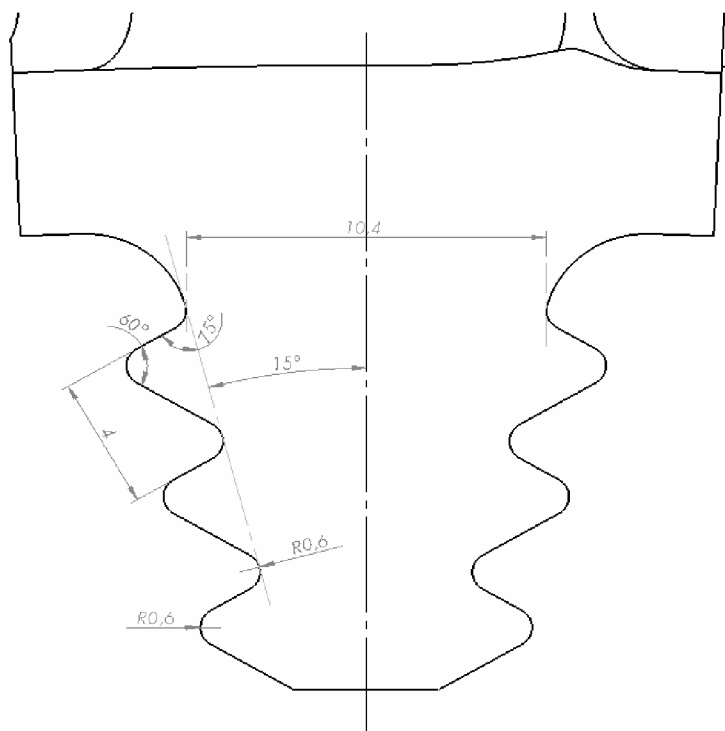
Profil listu byl vytvořen podle rovnotlakého profilu šířky 30mm z databáze profilů firmy EKOL. Základnu listu lopatky tvoří 1/65 výšeč z prstence o poloměru $r=221\text{mm}$ a výšce 5mm. Stejným způsobem byla vytvořena bandáž o výšce 4mm s odskokem 1,5mm. Z důvodů pokrytí listu se bandáž předsunula oproti základně, tak aby vyčnívala co nejmenší část výstupní hrany listu..

Geometrie závěsu byla vytvořena podle vzorového závěsu, který byl ve firmě EKOL k dispozici..

Model geometrie závěsu byl vytvořen s ohledem na nutnost většího počtu změn tvaru.. Bylo potřeba zajistit, aby při změnách parametru se správně měnil i jeho tvar a naopak aby některé rozměry závěsu zůstaly zachovány. Například při volbě úhlu rozevření závěsu, geometrie závěsu nad prvním krčkem měla být zachována. Proto se osa určující rozevření závěsu měla odvalovat po rádiu prvním krčku. Při této operaci měl být tvar zubů nezměněn. Byly vytipovány významné parametry, které určovaly tvar závěsu při jejich změnách.

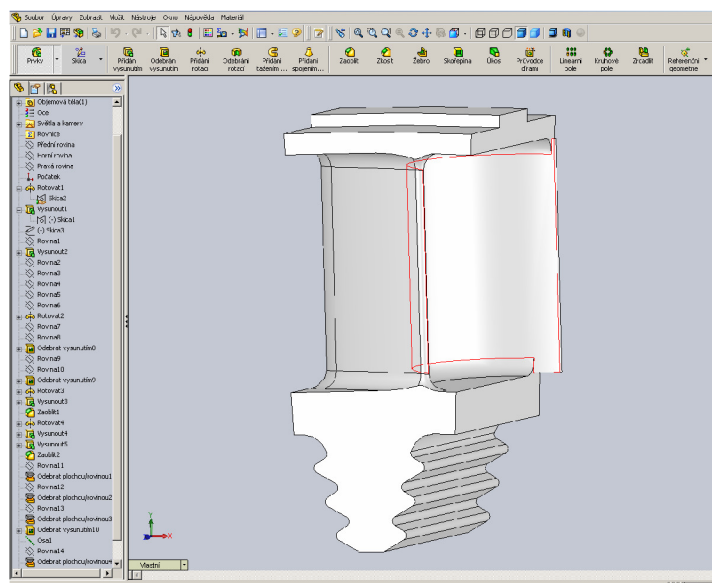
Pro hledání správného tvaru závěsu byla axiální délka závěsu jen o 1mm větší než šířka listu lopatky. Axiální délka závěsu byla 31mm. Pro definitivní tvar závěsu byla axiální délka závěsu změněna.

Tangenciální pozice závěsu byla zvolena tak, aby nebyla přetěžována jedna strana závěsu. Proto bylo potřeba zajistit aby společná těžnice tří částí lopatky nad závěsem (bandáže, listu a základny) byla totožná s těžnicí závěsu. Těžnice závěsu je osou symetrie závěsu a směřuje radiálně do středu rotace.



Obr. 4 Prvotní geometrie závěsu lopatky

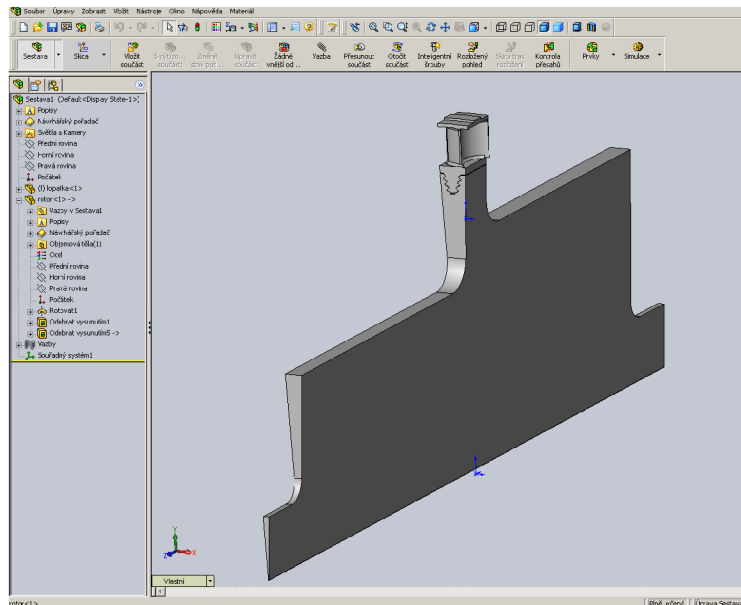
Obr. 4 je počáteční geometrie závěsu vycházející z výkresové dokumentace. Zakotvány jsou rozměry, které určují tvar závěsu. Tento typ závěsu sloužil pro první napětově deformační analýzu. Na celé geometrii lopatky bylo zkoumáno pouze vliv rozevření závěsu.



Obr. 5 Model lopatky regulačního stupně s axiálním závěsem

5.3.2. Model geometrie rotoru

Pro výpočtový model se zhotovila zjednodušená část rotoru příslušející 1/65 celého rotoru, aby bylo možné využít cyklické symetrie. Drážka v rotoru se tvořila až v modulu sestava, tak aby byla spjata s geometrií závěsu a reflektovala jeho změny.



Obr. 6 Sestava modelu lopatky regulačního stupně a rotoru

5.4. Model okolí

Lopátka regulačního stupně se nachází v prostředí proudící páry, která má celkovou teplotu na povrchu lopatky 450°C. Lopátka je tedy vystavena stálé teplotě 450°C. Pára proudí z dýz na rotorové lopatky.

5.5. Model vazeb objektu k okolí

V případě lopatky je v podstatě možné rozlišovat dvě vazby k okolí.

- Lopátka je prostřednictvím svého závěsu upevněna v disku rotoru.
- Lopátka je vystavena proudu přehřáté páry. Před a za diskem je teplota páry 445°C. Proto na zkoumané oblasti lopatek nejsou teplotní gradienty. Je tedy možné počítat s teplotním polem o teplotě 450°C. Ve firmě Ekol tuto skutečnost zohledňují, tak že se vezmou materiálové vlastnosti pro danou teplotu

5.6. Model ovlivňování lopatky okolím

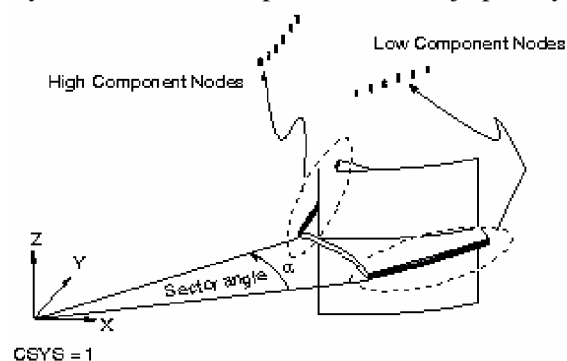
- Upevněním lopatky v rotoru prostřednictvím jejího závěsu, je v průběhu rotace zajištěna její stálá radiální poloha.
- Proudící pára působí na rotorovou lopatku silami, které rotorem otáčí. Provozní otáčky jsou 12000 ot/min.
- Proudící pára současně způsobuje statické ohýbání lopatek ve směru proudění páry, pokud se bude uvažovat právě okamžik kdy na lopatku působí proud páry. Tato síla se

- rozkládá na dvě složky: obvodovou $F_u=225\text{N}$ a axiální $F_a=87\text{N}$. Pro výpočty, které slouží k nalezení vhodného tvaru závěsu se tyto účinky páry nebudou uvažovány.
- Lopatka je z jiného materiálu než rotor. Proto při zvýšené teplotě lopatek i rotoru budou tepelné dilatace rotoru a lopatky rozdílné. Vzhledem k tomu, že střední délková roztažnost materiálu lopatek je pro 20 až 450°C $a_L=12,15\text{E-}5$ (1/K) a pro materiál rotoru $a_R = 14,25\text{E-}5$ (1/K), pak nebude vliv této rozdílné roztažnosti při výpočtech uvažován.

5.7. Model okrajových a počátečních podmínek

Geometrický model turbínové lopatky a rotoru, stejně jako zatížení odstředivými silami jsou rotačně symetrické. Tato vlastnost je velmi výhodná pro snížení výpočetní náročnosti a zachování přesnosti výsledků. Velikost rotačně symetrického segmentu závisí na počtu lopatek. V tomto případě regulační stupeň obsahuje 69 lopatek. Tomu odpovídá výseč o velikosti vrcholového úhlu přibližně 5,2°. V programu Ansys je potom možné použít cyklickou deformační podmínku.

Cyklická deformační podmínka svazuje posuvy na hraničních plochách výsečí.



Obr. 7 Schéma aplikace cyklické deformační podmínky, převzato z [8]

Matematický popis podmínky je:

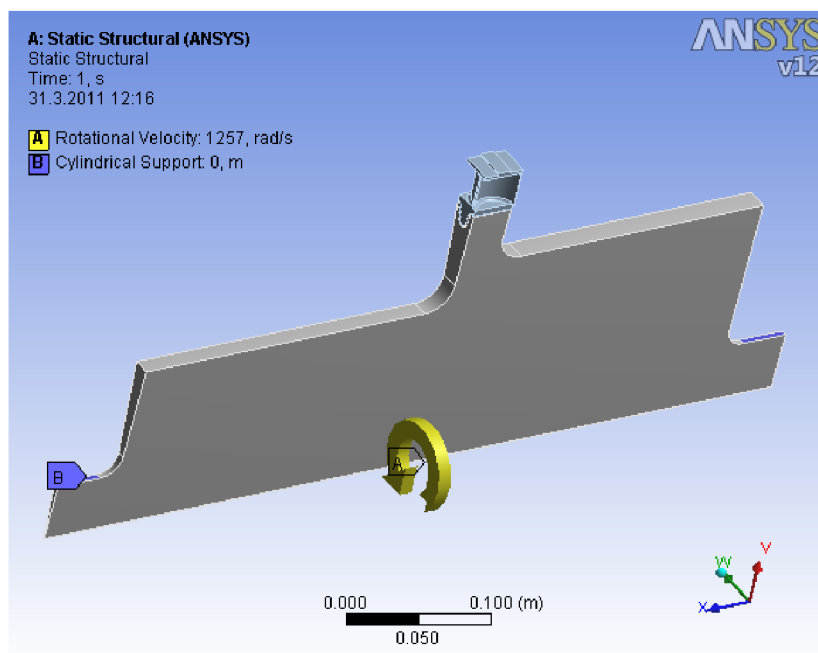
$$\begin{Bmatrix} U'_A \\ U'_B \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} \cos k\alpha & \sin k\alpha \\ -\sin k\alpha & \cos k\alpha \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} u_A \\ u_B \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$U'_A; U'_B$ spočítané posuvy na horní straně základní a kopírované výseče
 $u_A; u_B$ spočítané posuvy na spodní straně základní a kopírované výseče
 α úhel příslušející výseči

Je nutné aby osou rotace globálního systému byla osa z. Podmínkou použití je zajištění totožné geometrie ploch na jedné a druhé straně segmentu. Aby hodnoty na jedné straně modelu odpovídaly hodnotám na opačné straně, je nutné při síťování pohlídat shodné rozmístění uzlů na obou plochách, aby na sebe navazovaly. K tomu v systému Ansys slouží příkaz match control. Ten ale nejde použít v případě využití šestistěnných prvků (hex dominant Method) jako právě v tomto případě. Potom jednotlivé polohy uzlů nemusí souhlasit. Vypočtené hodnoty na jednom uzlu se potom zprůměrnují s hodnotou vypočtenou na příslušném uzlu na druhé ploše výseče. Je tedy možné, že některé hodnoty na krajních plochách nebudou korespondovat s ostatními hodnotami. Protože extrémní hodnoty jsou

v místech, která netvoří dosedací plochy jednotlivých segmentů, tato skutečnost by neměla ovlivnit vypočtené posuvy resp. napětí.

Na koncích rotorové části byla předepsána podmínka cylindrical support. Zamezuje posuvy a deformace v radiálním, tangenciálním a axiálním směru.



Obr. 8 Okrajové podmínky deformačně napjatostní analýzy

Pozn.: Lopatka turbíny je namáhána převážně vlivem rotace. Pro hledání vhodného tvaru závěsu se nebudou uvažovány ohybové účinky od proudu páry na lopatku.

5.8. Model materiálu

Pro volbu tvaru závěsu se využily materiálové podklady firmy Ekol katalog firmy Boehler pro materiál lopatky a SEW555 pro materiál rotoru. Všechny výpočty sloužící pro volbu tvaru závěsu byly počítány s lineárním materiálem. Byly porovnávány hodnoty maximálních redukovaných napětí HMM. Lineární model materiálu byl zvolen především z časových důvodů a také proto, že v této době ještě nebyly hotovy materiálové zkoušky.

Neuvažovala se žádná teplotní pole, proto vliv teploty se zohlednil tak, že se použily materiálové vlastnosti pro danou teplotu. Protože součinitelé délkové roztažnosti lopatky a rotoru jsou si velmi blízké a teplota lopatek a disku rotoru je uvažovaná shodná nebyla uvažována při výpočtu změna rozměrů drážky a závěsu lopatky jak bylo uvedeno v kap.3.3.

5.8.1. Model materiálu lopatky

Pro lopatku parní turbíny byl použit materiál X22 CrMoV12-1 materiálové číslo 1,4923 je v tab. 1.

C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	V
0,22	0,25	0,7	1,4	0,95	0,7	0,3

Tab. 1 Složení materiálu lopatky 1.4923-X22 CrMoV12-1, zdroj atest materiálu při dodávce

Číslo vzorku	R _{p0,2}	R _m	A ₅	Z	t
	MPa	MPa	%	%	°C
A1	442	644	14	61	450

Tab. 2 Výsledné hodnoty z tahové zkoušky materiálu z atestu materiálu polotovaru pro výrobu lopatky

Protože model je vytvořen také pro teplotu 20°C je korektní uvažovat hustotu $\rho=7700 \text{ kg/m}^3$ pro 20°C

Materiálové fyzikální vlastnosti pro lineární výpočet při teplotě 450°C jsou:

$$E=1,77e^{11} \text{ Pa}$$

$$\mu=0,3$$

$$\text{Střední součinitel délkové roztažnosti pro 20-450°C } a_L = 12,15E-5 \text{ (1/K)}$$

$$R_e \text{ pro 450°C} = 382 \text{ Mpa}$$

5.8.2. Model materiálu rotoru

Pro rotor parní turbíny byl použit materiál 28CrMoNiV 4.9

Zdroj atest materiálu při dodávce výkovku ze kterého byly vyrobeny zkušební tyčky pro materiálové zkoušky.

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	V
0,26	0,12	0,62	0,008	0,001	1,16	0,9	0,62	0,27

Tab. 3 Složení materiálu 28CrMoNiV 4.9

Číslo vzorku	R _{p0,2}	R _m	A ₅	Z	t
	MPa	MPa	%	%	°C
A1	473	574	17,9	79	450

Tab. 4 Výsledné hodnoty tahové zkoušky z atestu materiálu výkovku

Pro materiál rotoru se uvažuje hustota $\rho=7700 \text{ kg/m}^3$ pro 20°C.

Materiálové fyzikální vlastnosti pro lineární výpočet při teplotě 450°C jsou:

$$E=1,8e^{11} \text{ Pa}$$

$$\mu=0,3$$

$$\text{Střední součinitel délkové roztažnosti pro 20-450°C } a_R = 14,25E-5 \text{ (1/K)}$$

$$R_e \text{ pro 450°C} = 400 \text{ Mpa}$$

Mez úměrnosti R_e představuje takovou maximální hodnotu napětí, kdy jsou ještě plastické deformace nulové.

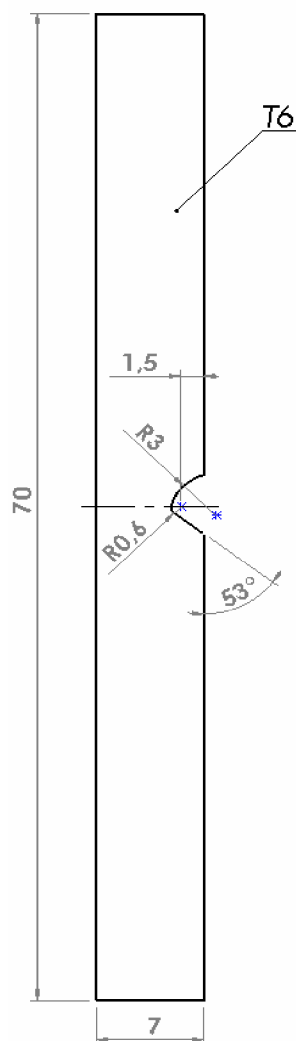
Protože nebyly k dispozici hodnoty z průběhu tahové zkoušky, byly hodnoty meze úměrnosti odhadnuty.

6. Volba sítě

Průběhy napětí z prvních vypočtených výsledků byly poměrně nespojitě. Dosažené hodnoty měly nejasný průběh a v některých případech ani neodpovídaly předpokladům.

Proto bylo nutné zjistit zda zvolená diskretizace je ta správná, aby získané hodnoty alespoň rámcově korespondovaly s realitou.

Zkoumání vlivu sítě bylo provedeno na vzorku s vrubem. Geometrie vrubu (rádius v kořeni vrubu, navazující rádius a sklon spodní plochy) byla shodná s geometrií prvního krčku závěsu, kde se přepokládají extrémní napětí. Stejná geometrie se zvolila proto, aby zjištěná velikost prvku byla aplikovatelná i pro zkoumaný model.



Obr. 9 náčrt použitého vzorku pro výběr sítě

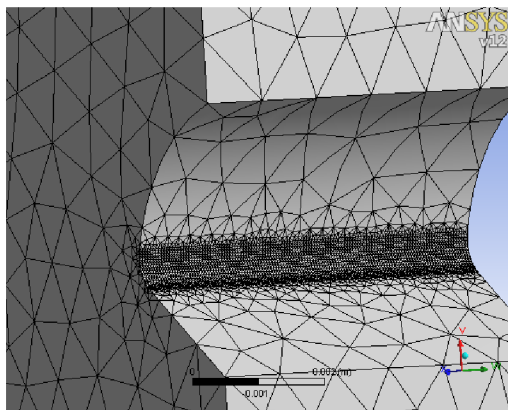
U vzorku bylo využito poloviční symetrie. Vzorek byl zatížen tahovou silou o velikosti 100N přiloženou rovnoměrně na čela vzorku.

Byla zkoumána síť tvořena čtyřstěny a šestistěny. V případě šestistěných prvků byla prošetřována ještě sweepovaná síť.

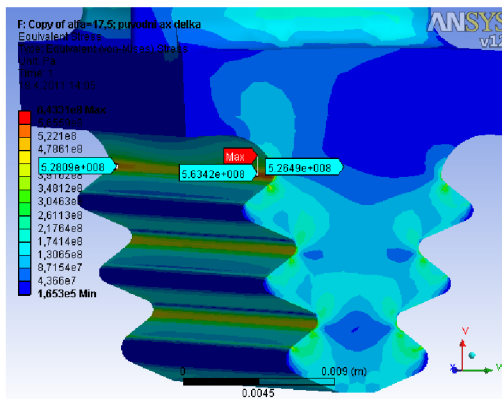
Protože se extrémní hodnoty nacházely pouze v oblasti menšího rádiusu, byla zjemňována ve všech případech pouze tato plocha.

6.1. čtyřstěnná síť

Velikost prvků v radiusu byla kontrolována pomocí příkazu "face sizing". Síť v této oblasti byla mapovaná. Dále byla stanovena velikost prvku v rámci celé součásti na 1mm.



Obr. 10 Síť rádiusu o velikosti prvku 7e-5m



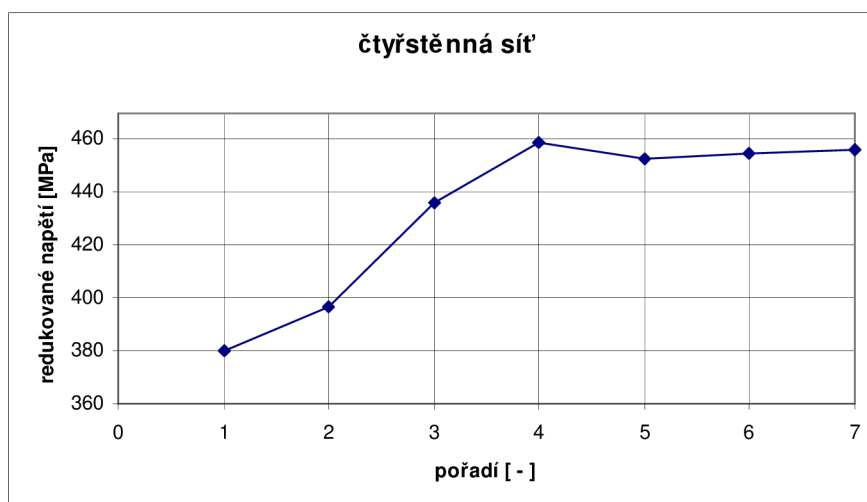
Obr. 11 Isoplochy redukovaného napětí pro prvky v rádiusu o velikosti 7e-5m

Hodnoty napětí jež byly získány za použití sítě s prvky o velikosti 7e-5m už spadají do oblasti ustálených hodnot jak je patrné z následující tabulky popřípadě grafu. Počet nodů při této diskretizaci je 47000. Procentuální změna oproti předchozí hodnotě je 0,44% (Procentuální změna se počítala jako rozdíl původní a následující hodnoty v absolutní hodnotě poděleno původní hodnotou). Tato síť vykazuje také uspokojivé průběhy redukovaného napětí.

čtyřstěnná mesh

pořadí	σ_{red} [Mpa]	velikost dělení [m]	počet nodů [-]	procentuální změna [%]
1.	380	freemesh	30000	
2.	397	5,00E-04	30500	4,4736842
3.	436	3,00E-04	32000	9,8236776
4.	459	1,00E-04	38000	5,2752294
5.	453	9,00E-05	41500	1,3071895
6.	455	7,00E-05	47000	0,4415011
7.	456	5,00E-05	58000	0,2197802

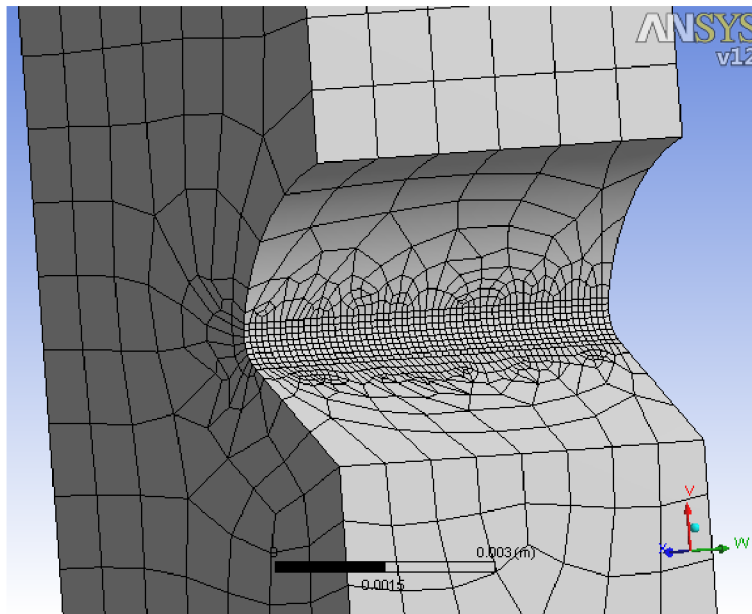
Tab. 5 Hodnoty redukovaného napětí pro zvolenou jemnost sítě



Graf. 1 Změna redukovaného napětí u čtyřstěnné sítě v závislosti na velikosti prvku

6.2. Šestistěnná síť

Okrajové podmínky pro tvorbu sítě jsou stejné jako v předchozím případě, tedy kontrolovaná velikost prvku pomocí příkazu "face sizing". Aby se předešlo protahování prvku v průběhu zjemňování, byly křivky ohraničující plochu rádiusu rozděleny na stejně velké prvky jako v případě plošného dělení. Na dané ploše je mapovaná mesh. Velikost prvku v rámci celého modelu byla stanovena na 1mm.



Obr. 12 Síť radiusu o velikosti 1e-4m

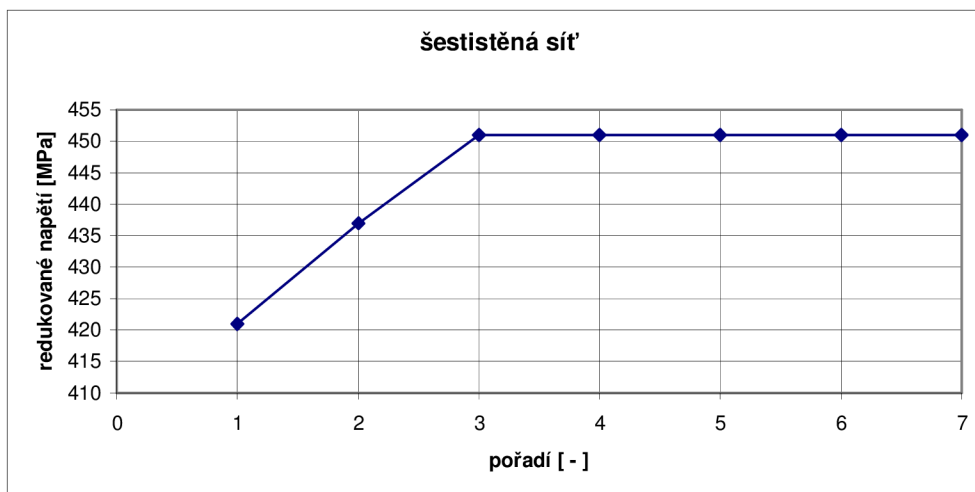
Šestistěnná mesh konvergovala velmi rychle. Podle procentuální změny vyhovuje už síť s prvkem o velikosti 2e-4m viz. Tab. 6. Průběh isoploch redukovaných napětí není zcela plynulá. Použití této velikosti prvku je tak vhodné na místa ve kterých bude potřeba získat hodnoty napětí, ale nejsou očekávány jejich extrémy. To proto, aby bylo možné zredukovat počet uzlů které bude konečná síť vykazovat.

První sítí, která vykazuje uspokojivý průběh redukovaného napětí je síť s prvkem o velikosti 1,25e-4m.

šestistěnná mesh

pořadí	σ_{red} [Mpa]	velikost dělení [m]	počet nodů [-]	procentuální změna [%]
1.	421	5,00E-04	15500	
2.	437	4,00E-04	16000	3,8004751
3.	451	3,00E-04	17000	3,2036613
4.	451	2,00E-04	20000	0
5.	451	1,25E-04	35000	0
6.	451	1,00E-04	38000	0
7.	451	9,00E-05	46000	0

Tab. 6 Tabulka hodnot šestistěnné sítě pro danou velikost prvku v radiusu



Graf. 2 změna redukováného napětí šestistěnné sítě v závislosti na velikosti prvku

6.3. Sweepovaná síť

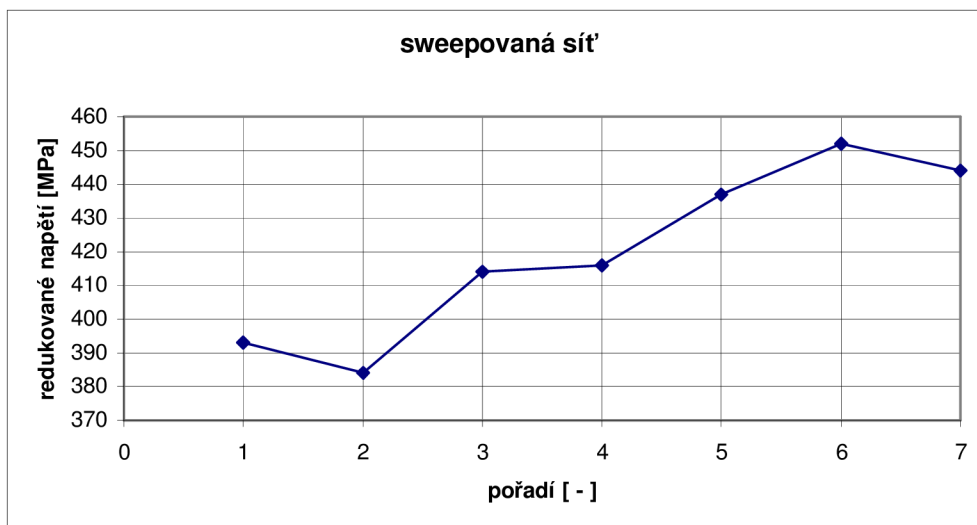
Sweepovaná síť funguje tak, že se diskretizuje jedna zdrojová plocha, která se potom kopíruje do třetího směru po daných úsecích, čímž se vytvoří síť trojrozměrného tělesa.

Kontrolovala se velikost prvku na ploše radiusu a křivky ohraničující tuto plochu se rozdělili na úseky o stejné velikosti jako byla dělená plocha radiusu.

šestistěnná sweepovaná síť

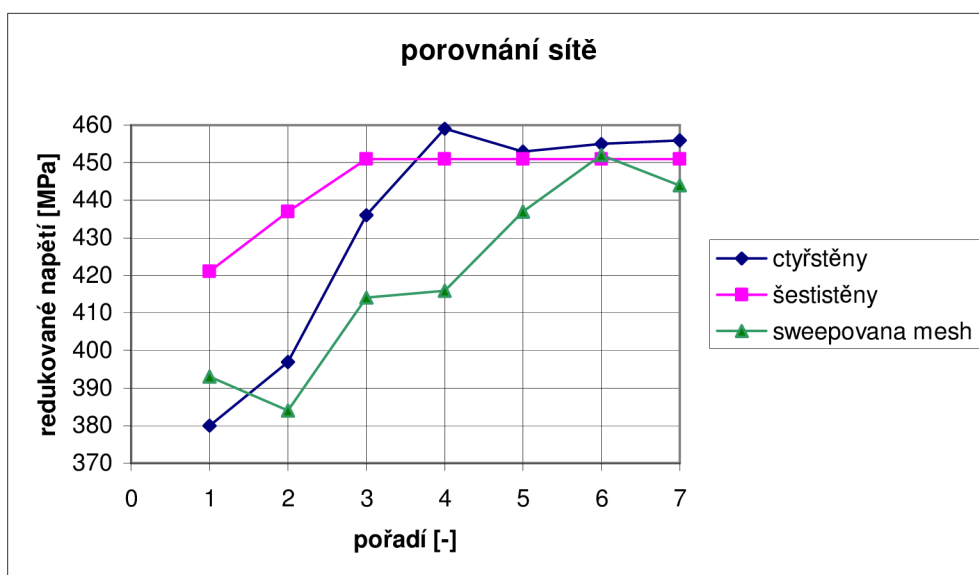
pořadí	σ_{red} [Mpa]	velikost dělení [m]	počet nodů [-]	procentuální změna [%]
1.	393	freemesh	14800	
2.	384	5,00E-04	28000	2,2900763
3.	414	3,00E-04	47000	7,8125
4.	416	1,00E-04	144000	0,4830918
5.	437	9,00E-05	163000	5,0480769
6.	452	8,00E-05	181000	3,4324943
7.	444	7,00E-05	209000	1,7699115

Tab. 7 Tabulka hodnot šestistěnné sweepované sítě pro danou velikost prvku v radiusu



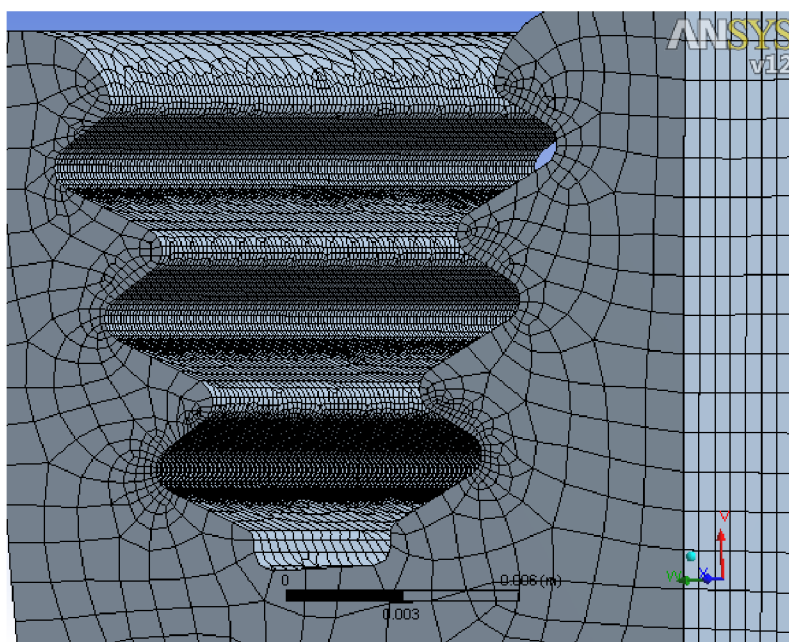
Graf. 3 Změna redukovaného napětí šestistěnné sweepované sítě v závislosti na velikosti prvku

Je patrné že konvergence sweepované meshe není jednoznačné. I v případě velikosti prvků, kdy síť obsahovala hodně přes 100000 nodů, byla procentuální změna stále vyšší než 1%. Z toho důvodu je zřejmé, že tento typ meshování je nevhodný.



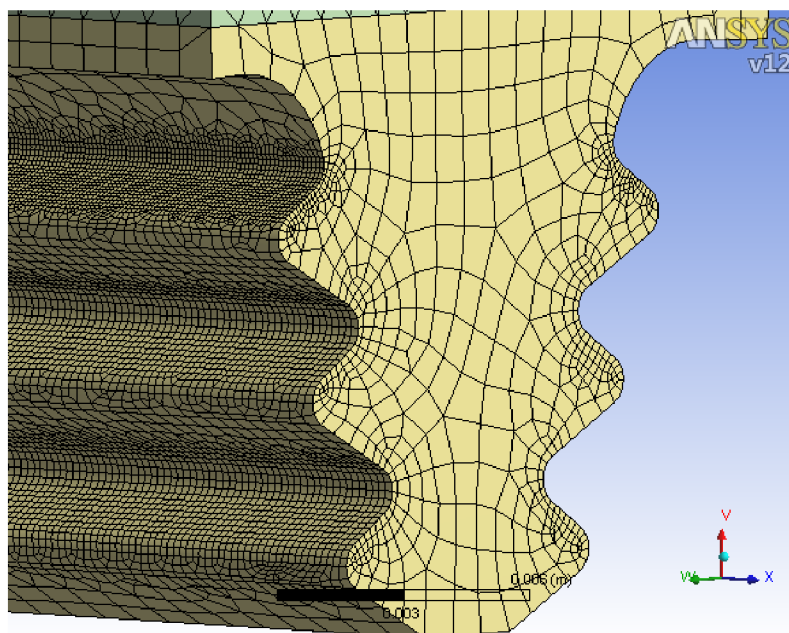
Graf. 4 Porovnání průběhů hodnot napětí pro jednotlivé typy síťování v závislosti na velikosti prvku

Šestistěnná síť obsahuje obecně méně uzlů a lépe konverguje než čtyřstěnná síť. Proto bude pro řešení problém vhodnější zvolit šestistěnné prvky.



Obr. 13 Mesh drážky rotoru s využitím šestistěnných prvků

Nebezpečná místa se očekávala na posledním krčku výstupky rotoru a na prvním krčku závěsu lopatky. Na spodním rádiusech a stykové ploše rotoru byly zvoleny prvky o velikosti 0,125mm. Na zbylých rádiusech a stykových plochách se kvůli úspoře uzlů zvolila velikost prvku 0,2mm.



Obr. 14 Mesh závěsu s využitím šestistěnných prvků

Na závěsu byly na prvním krčku a stykových plochách prvky o velikosti 0,125mm. Na zbylých rádiusech a stykových plochách se zvolili prvky o velikosti 0,2mm. Prvky na rádiusech a stykových plochách se volili záměrně stejně velké, aby síť v této oblasti byla rovnoměrná.

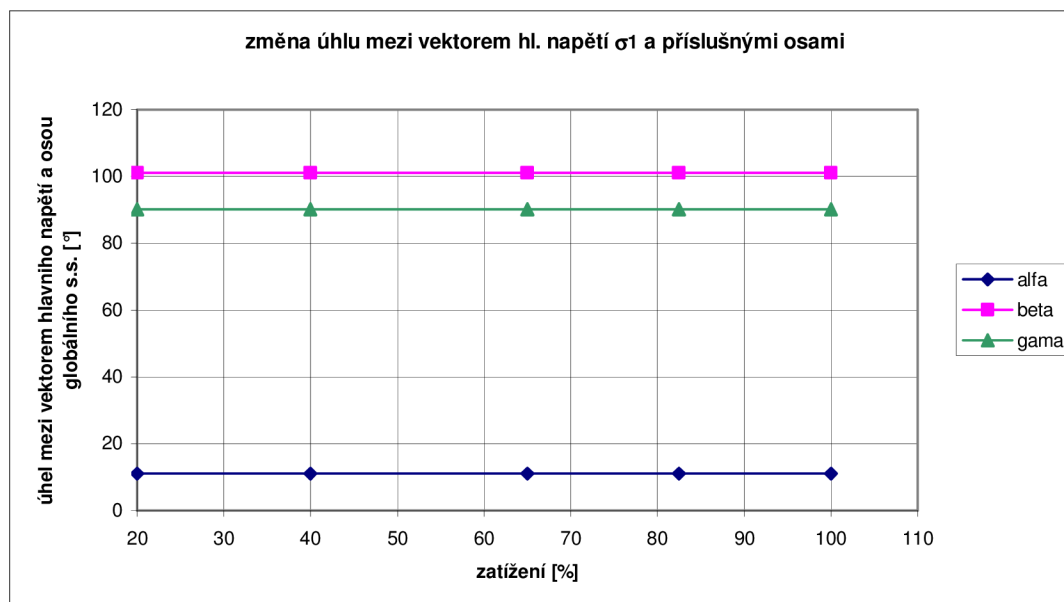
7. Řešení modelu problému

Úkolem první části řešení je nalezení tvaru závěsu, který by umožnil zvýšení otáčekturbíny až na provozní otáčky 12000min^{-1} . Jak již bylo zmíněné dříve, je potřeba kontrolovat jak drážku rotoru, tak závěs lopatky. Proto pokud bude v této souvislosti zmiňován závěs, je automaticky uvažován závěs lopatky i drážka rotoru. Za tím účelem bylo vytvořeno několik modelů na kterých se zkoumaly vlivy změn tvaru, které by mohly ovlivňovat únosnost závěsu. Napjatost v nebezpečných místech závěsu je obecná. Hodnoty se budou porovnávány s využitím redukovaného napětí. To představuje fiktivní jednoosé tahové napětí přiřazené obecné napjatosti tak, že prostá bezpečnost pro toto fiktivní tahové napětí je stejná jako pro obecnou napjatost. Redukované napětí je definované podle podmínky plasticity HMM jako:

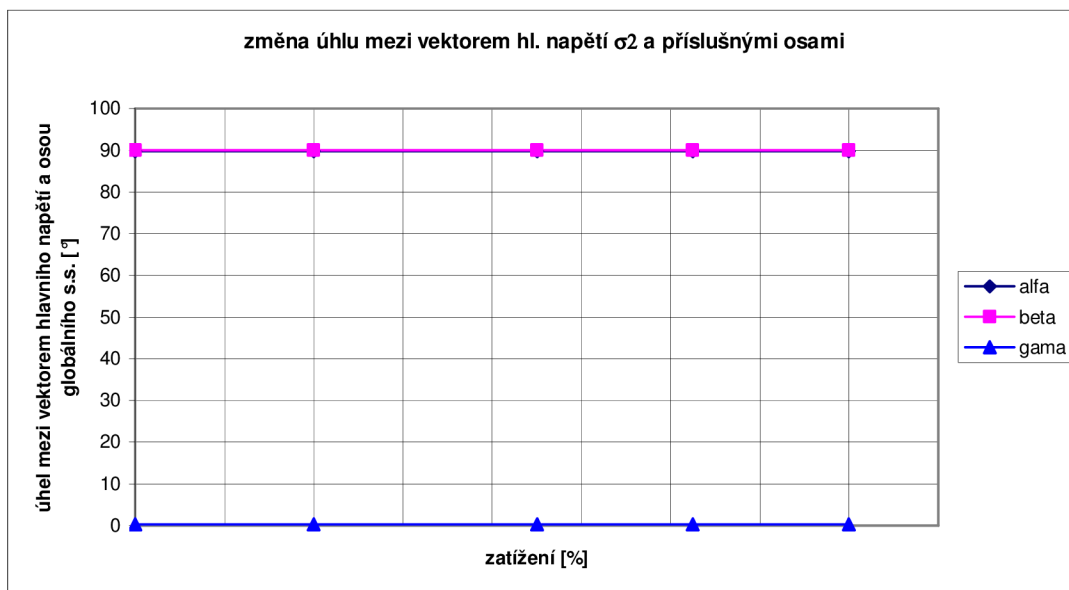
$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (2)$$

Kde $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ jsou hlavní napětí.

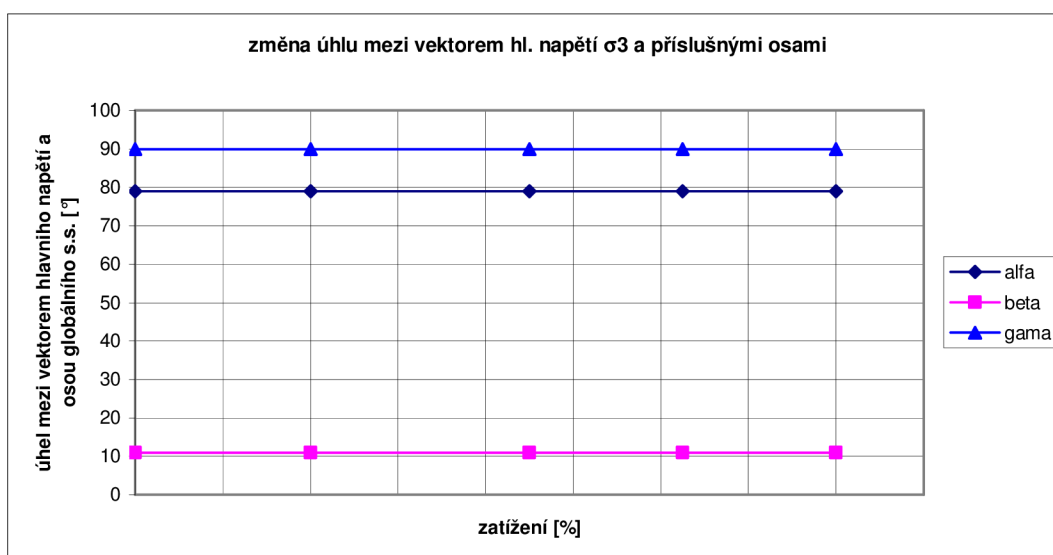
Použití redukovaného napětí je možné v případě prostého zatěžování. To znamená že hlavní napětí jsou lineárně závislá. Vektory hlavních napětí nemění svou orientaci vzhledem ke globálnímu souřadnému systému. Proto byl proveden výpočet s elastoplastickým materiálovým modelem. Přičemž pro 65% zatížení jsou plastická přetvoření nulová a pro 82,5% zatížení už jsou plastická přetvoření $\epsilon_p=0,124e-2$. To znamená, že je zohledněn přechod z elastické oblasti do plastické oblasti v tahovém diagramu. Tento jev se zkoumal v klasickém prostředí programu Ansys. Vybral se uzel s největší hodnotou redukovaného napětí. Pro tento uzel se vyhodnotily hlavní napětí ve všech substepch zatěžování spolu s jejich směrovými kosínými viz. Graf. 5 až Graf. 7., kde se směrové kosíny převedly na úhly.



Graf. 5 Změna směrových úhlů největšího hlavního napětí v průběhu zatěžování



Graf. 6 Změna směrových úhlů středního hlavního napětí v průběhu zatěžování



Graf. 7 Změna směrových úhlů nejmenšího hlavního napětí v průběhu zatěžování

V předcházejících grafech je vidět že nedochází ke změnám úhlů mezi vektory hlavních napětí a osami globálního souřadného systému v průběhu zatěžování, tedy směr hlavních napětí je neměnný a dochází tak k prostému zatěžování.

α je úhel mezi vektorem hlavního napětí a osou x hlavního s.s.

β je úhel mezi vektorem hlavního napětí a osou y hlavního s.s.

γ je úhel mezi vektorem hlavního napětí a osou z hlavního s.s.

Proto je možné použít redukované napětí jako napětí srovnávací.

Ekvivalentní přetvoření je definováno následovně :

$$\varepsilon = \frac{1}{1+\mu} \sqrt{\frac{((\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2)}{2}} \quad (3)$$

$\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ jsou hlavní přetvoření. Podle toho o jaké přetvoření se jedná Poissonův poměr μ nabývá hodnot :

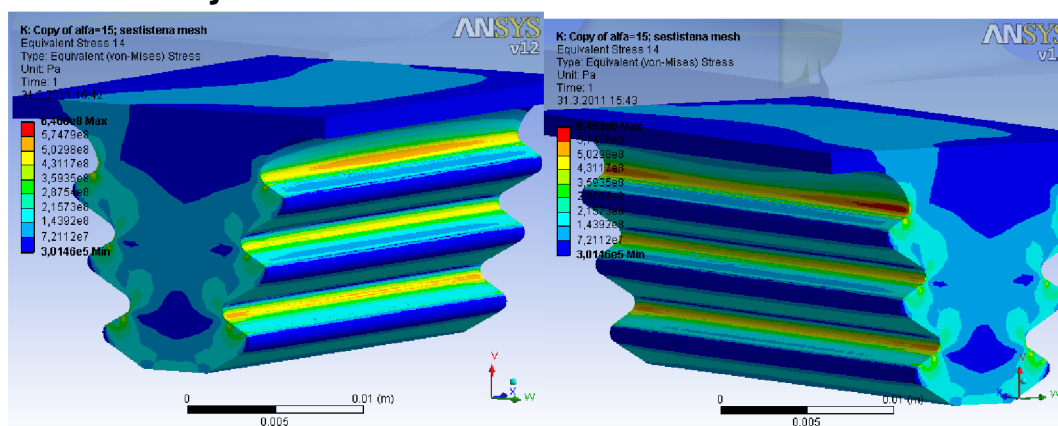
$\mu=0,3$ pro elastické ekvivalentní přetvoření

$\mu=0,5$ pro plastické ekvivalentní přetvoření

8. Analýza výsledků – 1.návrh závěsu

Na počátečním tvaru závěsu byla provedena napjatostně deformační analýza. Ta slouží především k určení nebezpečných míst a také aby se získala představa jak se lopatka při zatěžování chová.

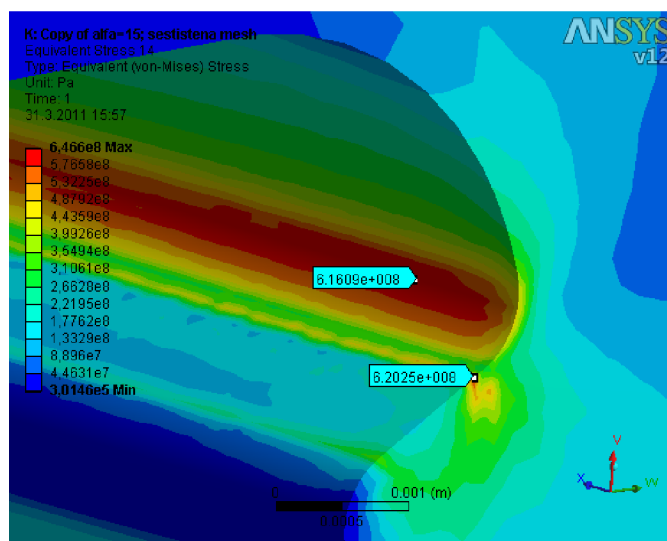
8.1. Rozložení napjatosti v radiusech krčku závěsu a drážky



Obr. 15 Rozložení napjatosti na závěsu lopatky na hřbetní straně (vlevo) a na straně hran (vpravo)

Je vidět, že u prvních zubů je axiální průběh napětí různý. To je způsobené nerovnoměrným zatížením základny lopatky od listu lopatky, což je zřejmě z průběhu napětí na horní ploše závěsu. Tvar oblasti s vyššími hodnotami napětí odpovídá tvaru profilu listu lopatky. Axiální průběhy napětí v oblasti druhého a třetího zubu jsou již symetrické.

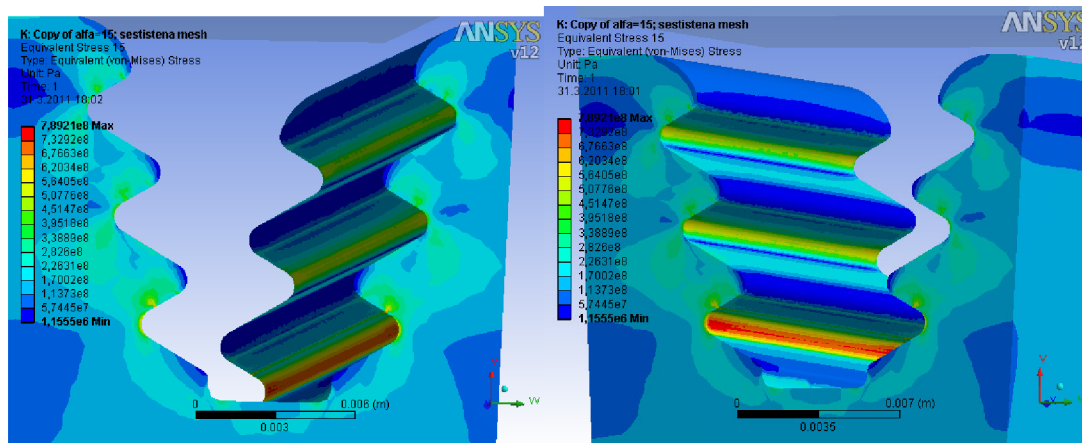
Maximální napětí na straně hřbetu je uprostřed. Na straně žlábků je pod vstupní a výstupní hranou žlábků.



Obr. 16 Detail špičky redukovaného napětí na kraji rádius

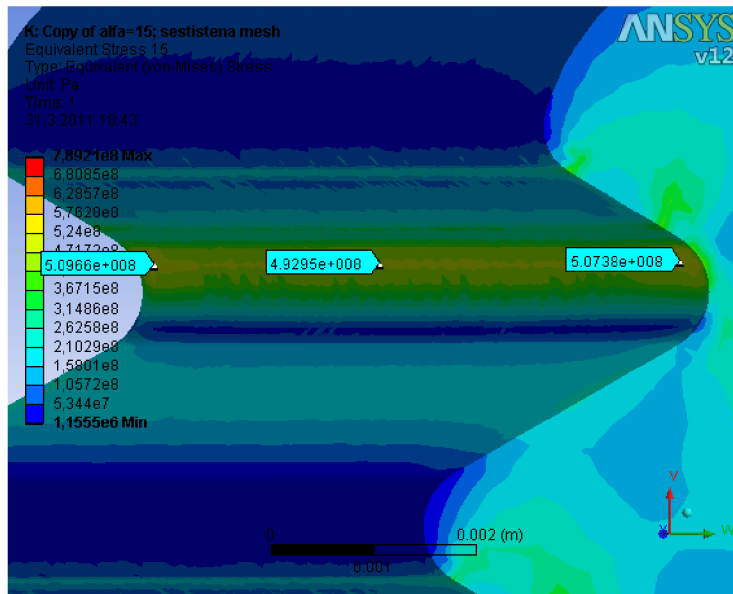
Na Obr. 16 je dále vidět, že hodnota redukovaného napětí je minimální na okraji drážky a směrem od kraje rádius se zvětšuje. Po pár milimetrech dosáhne svého maxima a směrem ke středu zase klesá. Na druhé straně je stejná situace. Takový průběh napětí je v důsledku axiální kontrakce okraje radiusu při zatěžování viz. kapitola 8.1.1.

Ve výsledném axiálním průběhu napětí v radiusu krčku se sčítá vliv nerovnoměrnosti zatížení od listu lopatky (jen 1. zub) a vliv nerovnoměrnosti průběhu napětí vlivem deformace čelní plochy závěsu.

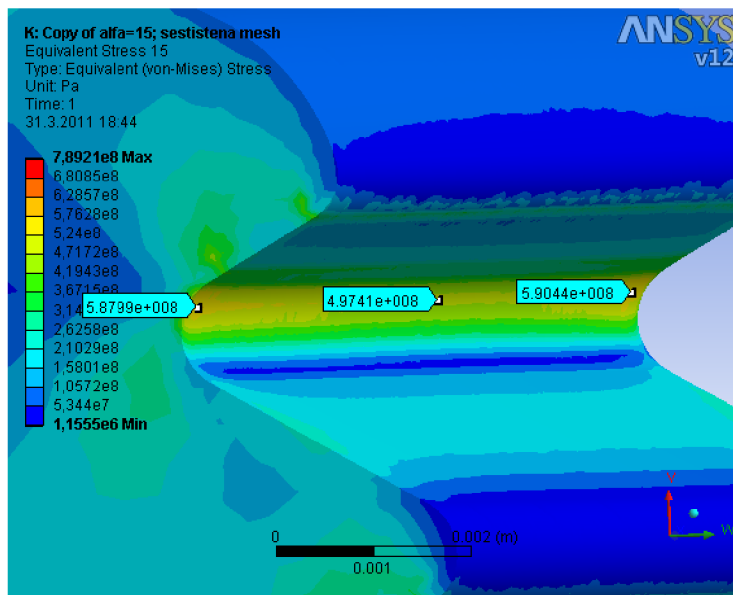


Obr. 17 Rozložení napjatosti na drážce rotoru na hřbetní straně (vlevo) a na straně hran (vpravo)

Průběh napětí v prvních radiusech se liší podle toho jestli jde o hřbetní stranu nebo o stranu hran. Na hřbetní straně je průběh napětí téměř konstantní v axiálním směru. To je vlivem hřbetu listu, který namáhá spíše střední oblast a vyrovnává tak nerovnoměrnost průběhu napětí. Tento efekt se přenáší i na první rádius drážky. Na straně hran už je vidět jistý gradient redukovaného napětí v axiálním směru. Viz. Obr. 18 a Obr. 19.



Obr. 18 Průběh redukovaného napětí v radiusu na hřbetní straně

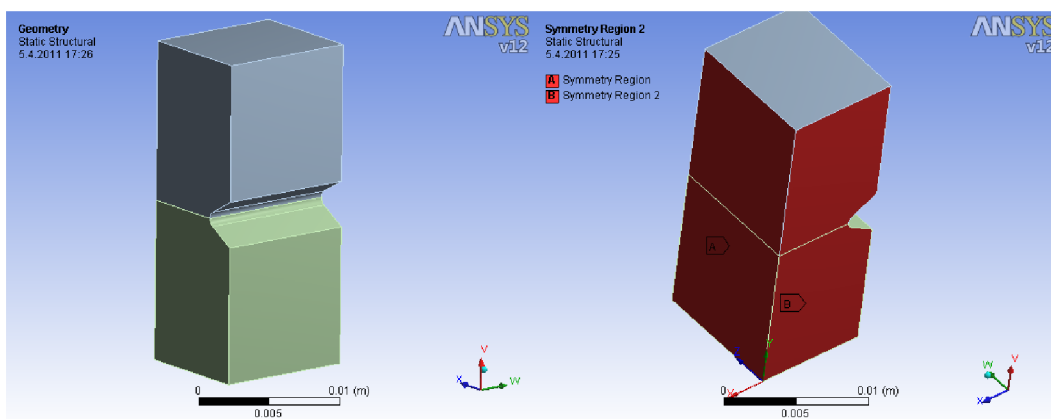


Obr. 19 Průběh redukovaného napětí v radiusu na straně hran

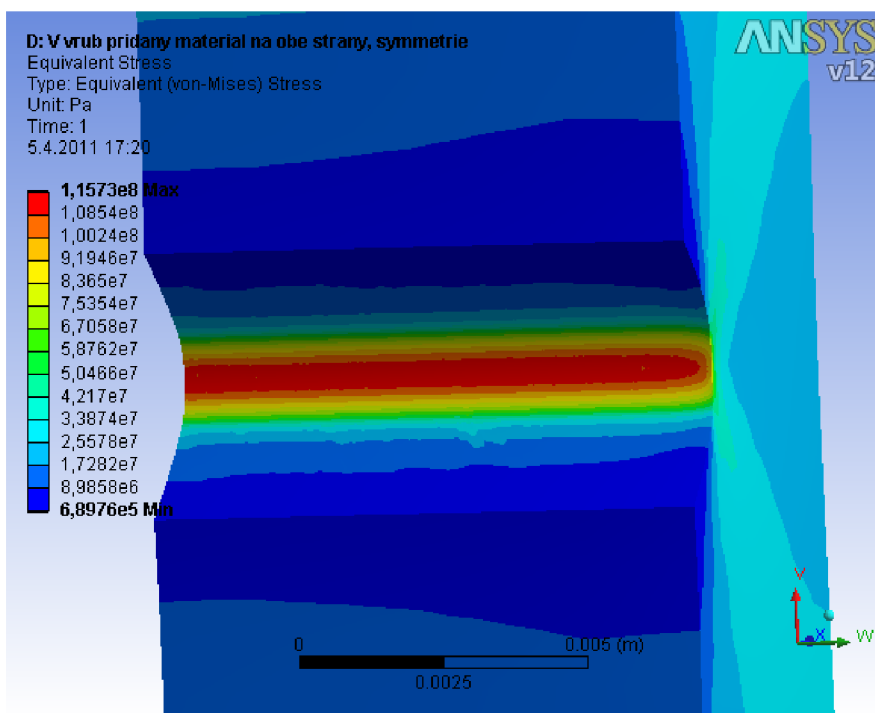
Podle barevné škály napětí je také patrné výrazně větší zatížení spodního radiusu (krčku výstupku). Spodní krček výstupku při rotaci je zatěžován vlastní hmotností výstupku a také hmotností jedné celé lopatky. Proto se v oblasti spodního krčku výstupku (radius a kontaktní plocha) očekává kritické místo celého posuzované modelu.

8.1.1. Vysvětlení axiálního průběhu napětí v rádiusu

Nekonstantní průběh redukovaného napětí byl zkoumán na vzorku s vrubem viz. Obr. 20
Vrub je symetrický. Nad hranou vrubu je na každé straně 10mm materiálu. Vzorek byl zatěžován silou na každou stranu.

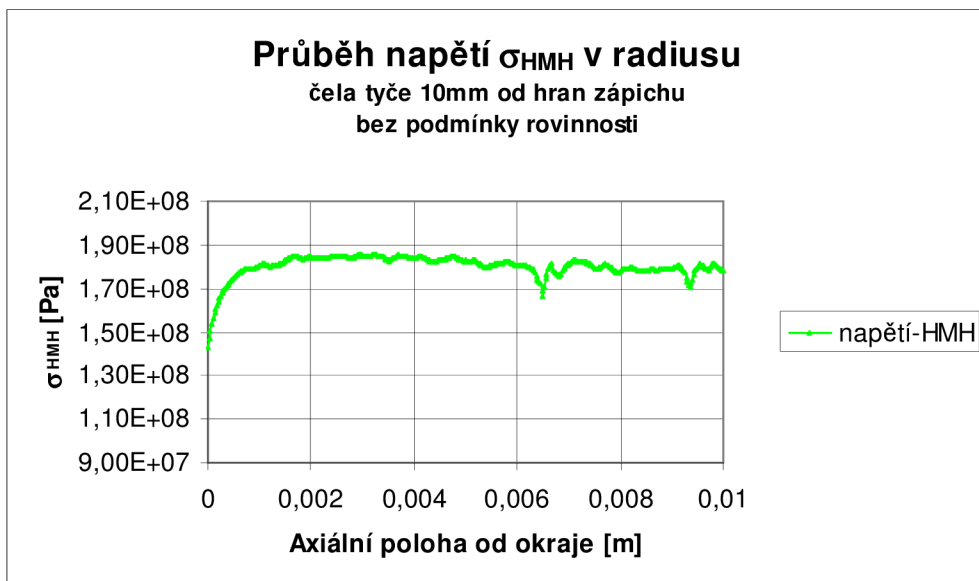


Obr. 20 Model na kterém byl zkoumán axiální průběh redukovaného napětí. Vpravo jsou roviny symetrie, které byly využity pro výpočet.

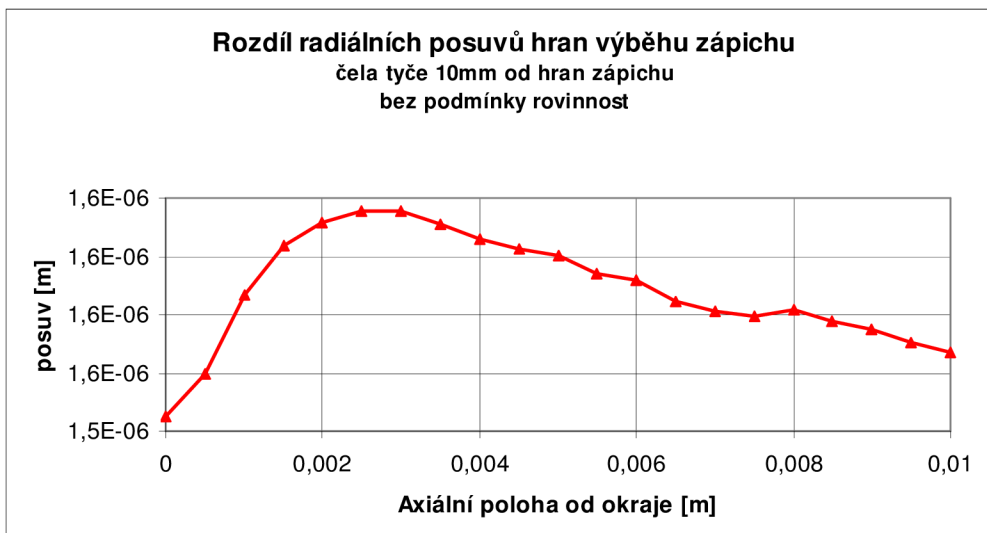


Obr. 21 Průběh redukovaného napětí ve vrubu

Průběh redukovaného napětí v axiálním směru není konstantní. Směrem od kraje roste. Po malé vzdálenosti dosáhne svého maxima a směrem ke středu hodnota napětí lehce klesne viz. Graf.8.

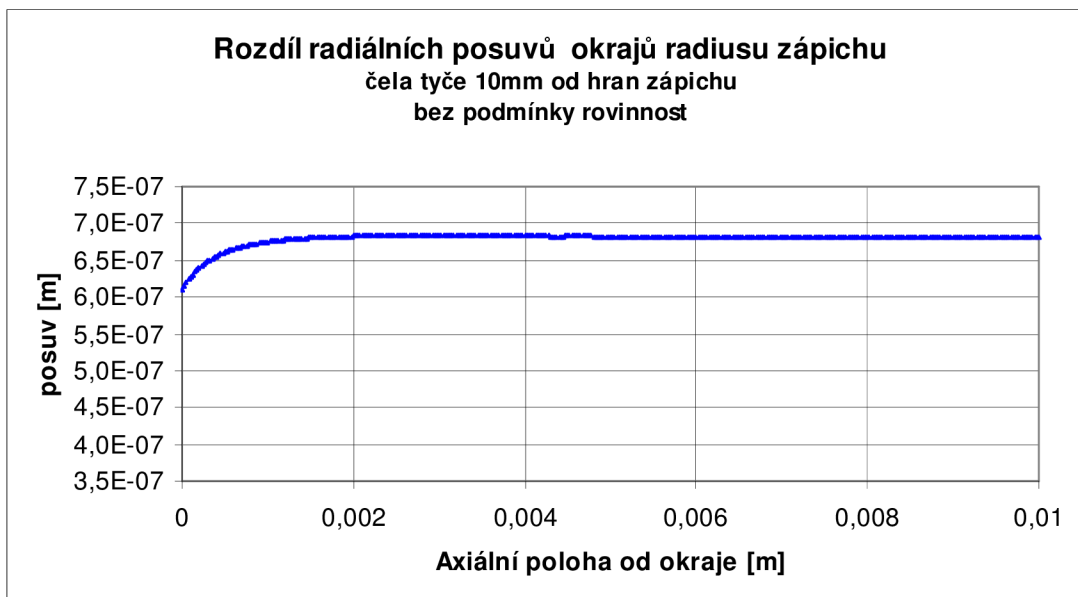


Graf. 8 Průběh redukovaného napětí HMH v axiálním směru



Graf. 9 Rozdíl radiálních posuvů hran výběhu zápichu

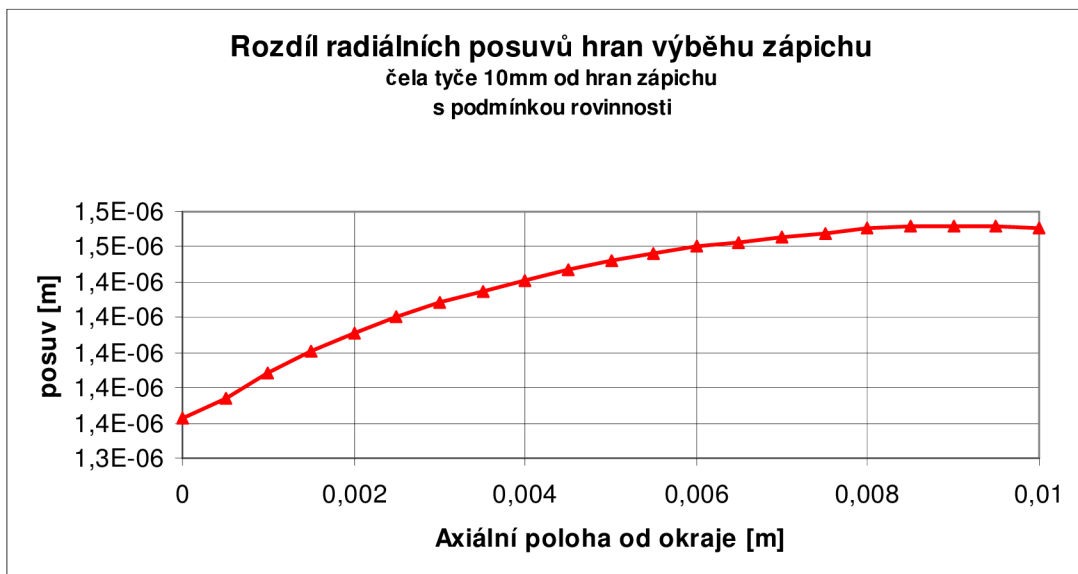
Z grafu je patrné, že vzdálení hran zápichu po zatížení také není v axiálním směru konstantní. Jeho průběh zhruba koresponduje s průběhem redukovaného napětí. Největší roztažení je 2mm od okraje. V této vzdálenosti se hodnoty redukovaného napětí ustálily na jeho nejvyšších hodnotách. Radiální roztažení směrem ke středu klesá.



Graf. 10 Rozdíl radiálních posuvů okrajů radiusu zápichu

Radiální roztažení (rozdíl radiálních posuvů) okrajů radiusu pozvolna roste a ve vzdálenosti 2mm od okraje má téměř ustálenou hodnotu. Absence výrazného poklesu je v důsledku větší tuhosti v radiálním směru v blízkosti radiusu.

V případě, že je předepsána podmínka zachování rovinnosti zatěžovaných ploch, pak průběh rozdílu radiálních posuvů hran výběhu zápichu vypadá následovně.



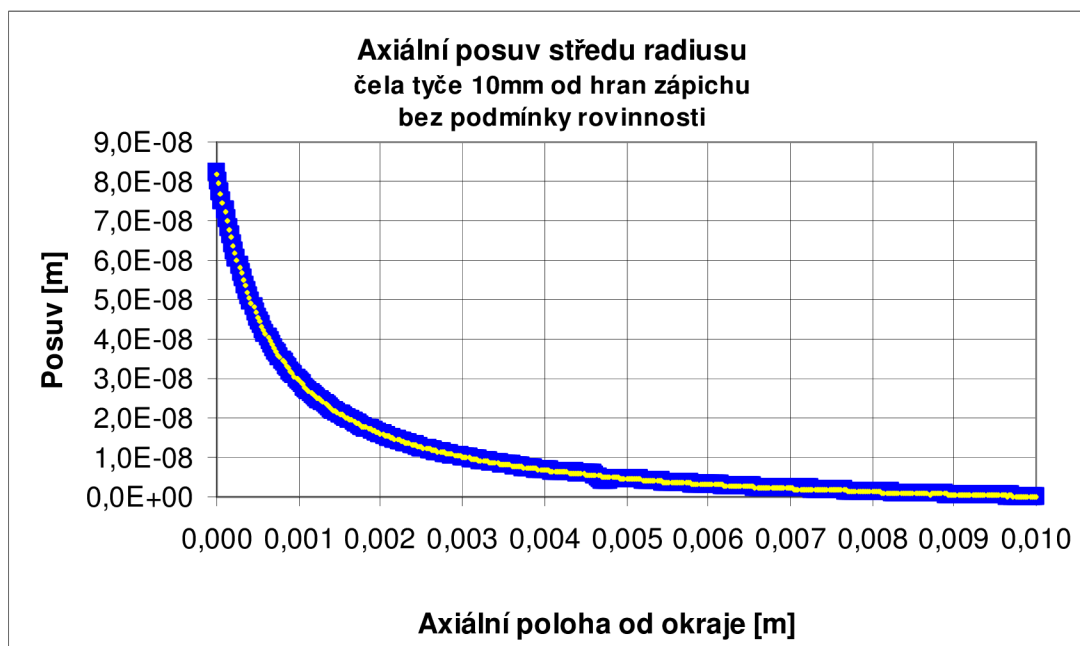
Graf. 11 Rozdíl radiálních posuvů hran výběhu zápichu pro zachovanou rovinnost zatěžované plochy

Je patrné, že rovinnost zatěžovaných ploch zrovnoměrní rozevírání radiusu ve střední části (v axiálním směru).

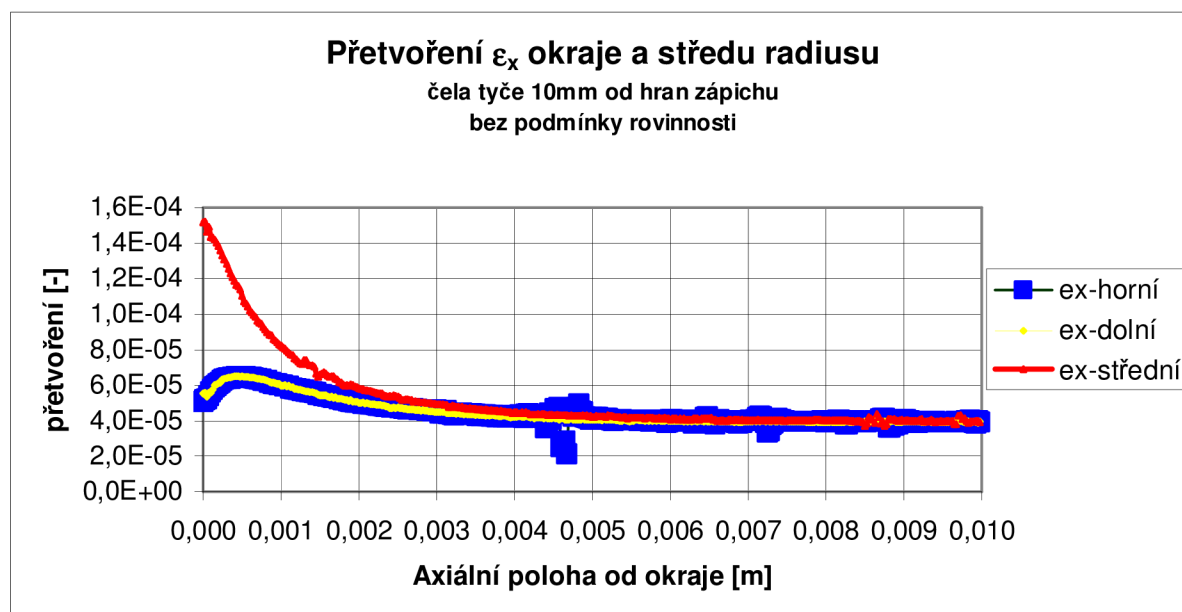
Tedy obecně výskyt poklesu napětí směrem ke střední části je dán tuhostí materiálu nad vrubem.

Stále v obou případech přetrvává jev, kdy radiální posuv hran na okraji je menší než směrem ke středu. Menší radiální posuv znamená menší přetvoření a tedy menší redukované napětí.

Tento jev je způsoben axiální kontrakcí hrany rádius viz Graf. 12. Tím že tato část se deformuje směrem do středu, její radiální deformace je o to menší. Proto je také na kraji radiusu menší redukované napětí.

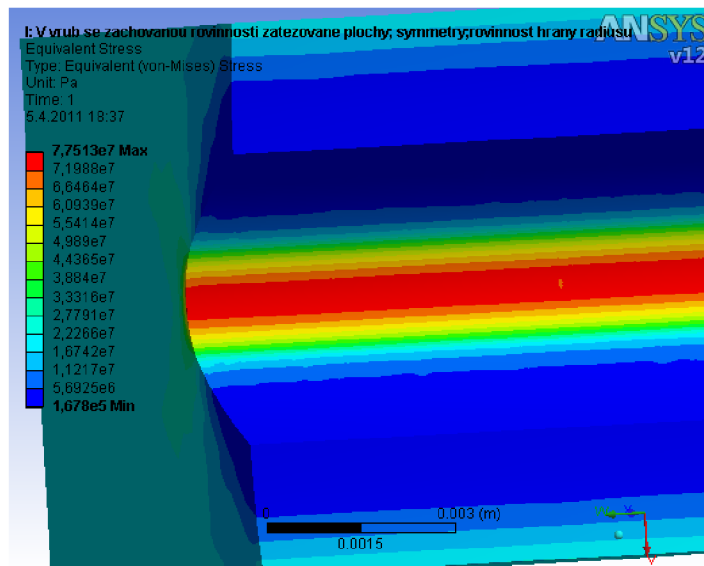


Graf. 12 Axiální posuv středu radiusu



Graf. 13 Přetvoření okrajů a středu radiusu v axiálním směru

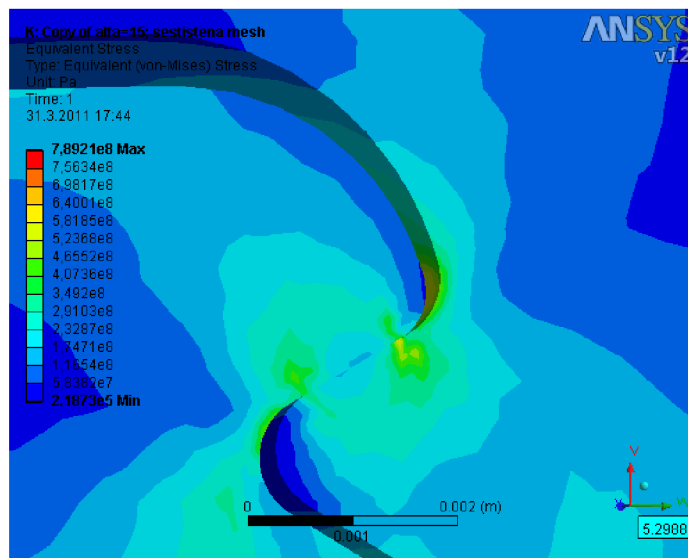
Pokud se zamezí kontrakci hrany radiusu, bude průběh redukovaného napětí konstantní viz Obr. 22.



Obr. 22 Průběh redukovaného napětí pro zamezenou axiální kontrakci hrany radiusu

8.2. Rozložení napjatosti na opěrných plochách

Na opěrné ploše zubů závěsu jsou maximální hodnoty redukovaného napětí na okrajích kontaktních ploch. Je to v místě kde jedna nebo druhá kontaktní plocha přechází v radius. Toto maximum je v místě kde začíná radius špičky zubu viz. Obr. 23.

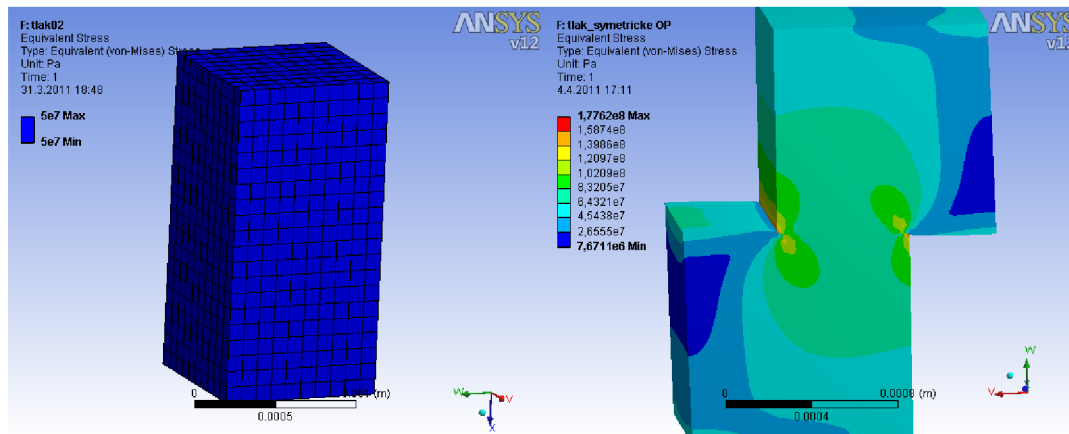


Obr. 23 Detail vtláčování kontaktních ploch drážky rotoru a závěsu lopatky

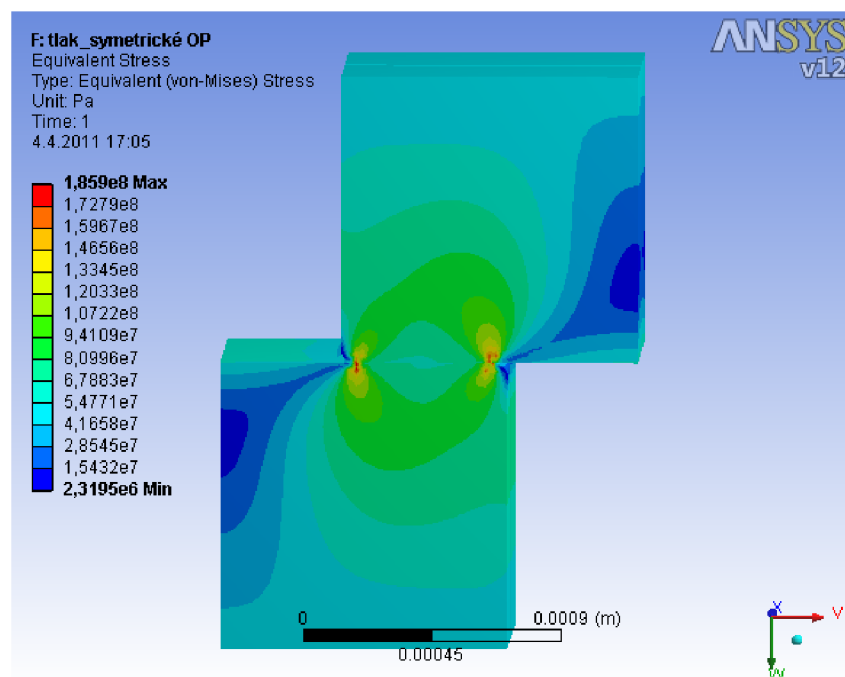
Bylo zjištěno, že na velikost maximálních napětí má podstatný vliv velikost prvku sítě viz Graf. 15.

8.2.1. Prošetření maxima napětí na přesazených plochách

Na modelu dvou kostek je ukázáno, že se jedná o obecný jev dvou přesazených těles.

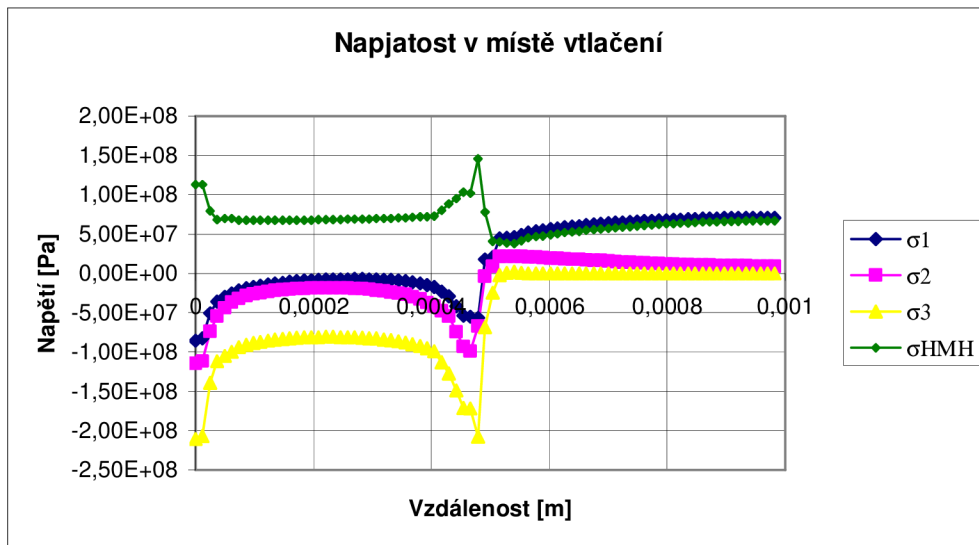


Obr. 24 Vtlačování kostek – kostky jsou zároveň (vlevo); kostky přesahují (vpravo)



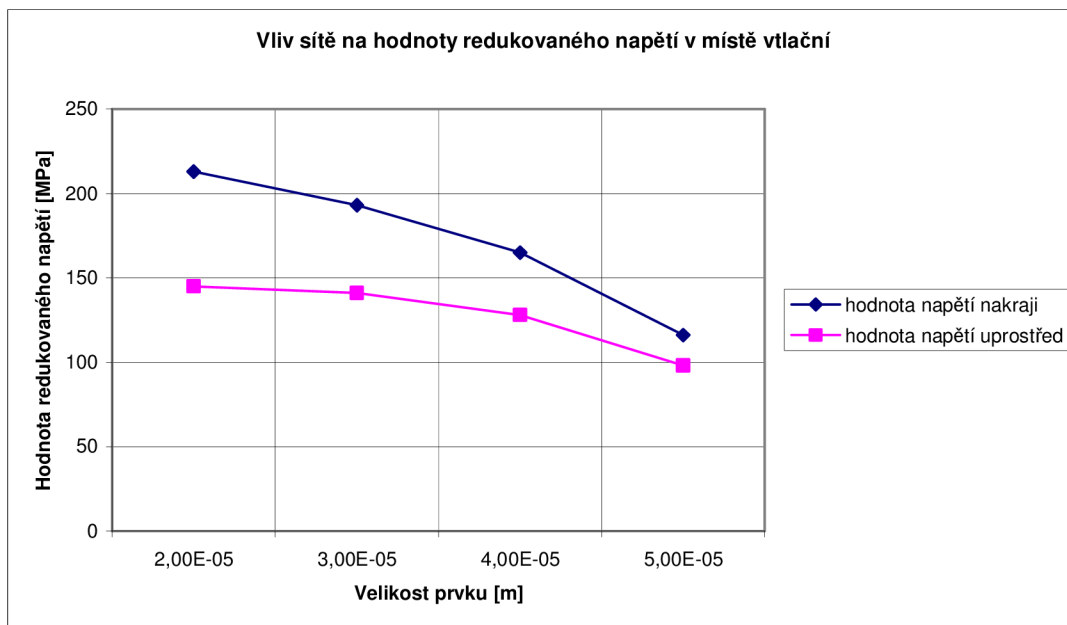
Obr. 25 Vtlačování přesahujících kostek s radiusem

Na Obr. 25 je patrné stejné rozložení redukovaného napětí jako v případě závěsu a rotorové drážky. Tyto špičky se objevují na okrajích stykových ploch.



Graf. 14 Průběh hlavních napětí uprostřed dosedacích ploch

Z Graf. 14 je vidět že uprostřed stykových ploch jsou σ_1 a σ_2 téměř nulová, tedy napjatost se blíží jednoosé tlakové. Na okraji kontaktních ploch je patrný pokles všech hodnot a vzniká trojosá tlaková napjatost. Evidentně to je efekt přechodu ze zatížené do volné plochy. Na rozhraní kde je část plochy ještě zatížena a zbylá část plochy už je uvolněna, je právě v tomto přechodu zvýšené napětí.



Graf. 15 Vliv velikosti sítě na hodnoty redukovaného napětí v místě vtláčování

Z Graf. 15 je zřejmé, že velikost hodnoty redukovaného napětí v místech vtláčování se zmenšující velikosti prvku roste. V případě sledovaných hodnot uprostřed (v axiálním směru) vtláčení, je patrné ustalování hodnot. Maxima hodnot napětí, jsou ale na okrajích. V těchto místech hodnoty napětí se zmenšující se velikostí prvků stále rostou. Potom je otázka

věrohodnosti spočítaných napětí v těchto místech. Vzhledem k tomu, že pro volbu tvaru závěsu je podstatné porovnání výsledku redukovaných napětí mezi sebou. Předpokládá se, že při stejných okrajových podmínkách, stejné velikosti konečnoprvkové sítě by měly vyjít hodnoty, jež jsou mezi sebou srovnatelné.

Redukované napětí v těchto místech přesahuje mez úměrnosti. U cyklického zatěžování jsou nebezpečná místa i ta, kde dojde k plastizaci i při všeobecné tlakové napjatosti. Při zatěžování se materiál zplastizuje a při odlehčení působením okolního materiálu bude v lokální oblasti tahová složka napětí, která může rozvírat trhlinu. U cyklického zatěžování je tedy důležité jestli dochází k růstu plastické deformace materiálu nebo ne. Protože závěs lopatky a drážka rotoru jsou v praxi vystaveny cyklickému zatěžování je třeba při hodnocení brát v úvahu i tato místa, kde se vtlačuje závěs do rotoru. Předpokládá se, že maximum napětí v důsledku vtlačování je nebezpečné v patě zubu, na špici zubu není nebezpečné.

8.3. Analýza vypočtených hodnot

V následujících tabulkách jsou výsledky hodnot redukovaného napětí podle HMM pro počáteční tvar závěsu.

Radius v patě zubu								
$\alpha=15^\circ$								
Závěs						Hřbetní strana	Strana hran	Poměr reakcí $F_{\text{hrany}}/F_{\text{hřbet}}$
Pořadí zubu od povrchu ke středu disku	Hřbetní strana		Strana hran					
	Napětí σ_{HMM} na straně vstupní hrany	Napětí σ_{HMM} ve středu	Napětí σ_{HMM} na straně výstupní hrany	Napětí σ_{HMM} na straně vstupní hrany	Napětí σ_{HMM} na straně výstupní hrany	kontaktní síly $F_{\text{hřbet}}$ na zubu závěsu	kontaktní síly F_{hrany} na zubu závěsu	
-	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	N	N	-
1.		569		592	615	7896	8144	1,0314
2.	486		478	511	526	7941	8045	1,0131
3.	568		558	574	576	8980	8921	0,9934

Rotor					
Pořadí zubu od povrchu ke středu disku	Hřbetní strana		Strana hran		
	Napětí σ_{HMM} na straně vstupní hrany	Napětí σ_{HMM} ve středu	Napětí σ_{HMM} na straně výstupní hrany	Napětí σ_{HMM} na straně vstupní hrany	Napětí σ_{HMM} na straně výstupní hrany
-	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
1.	529		527	589	589
2.	571		570	600	617
3.	757		739	773	783

Tab. 8 Redukované napětí v rádiusech závěsu lopatky a drážky rotoru pro úhel rozevření $\alpha=15^\circ$

Otláčení na kontaktní ploše							
Závěs							
Hřbetní strana				Strana hran			
Výstupní hrana		Vstupní hrana		Výstupní hrana		Vstupní hrana	
Napětí σ_{HMH} na patě zuby	Napětí σ_{HMH} na špici zuby	Napětí σ_{HMH} na patě zuby	Napětí σ_{HMH} na špici zuby	Napětí σ_{HMH} na patě zuby	Napětí σ_{HMH} na špici zuby	Napětí σ_{HMH} na patě zuby	Napětí σ_{HMH} na špici zuby
MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
550	336	513	322	617	347	645	323
391	369	379	393	426	359	440	348
379	430	364	439	437	423	402	359
Rotor							
Hřbetní strana				Strana hran			
Výstupní hrana		Vstupní hrana		Výstupní hrana		Vstupní hrana	
Napětí σ_{HMH} na patě zuby	Napětí σ_{HMH} na špici zuby	Napětí σ_{HMH} na patě zuby	Napětí σ_{HMH} na špici zuby	Napětí σ_{HMH} na patě zuby	Napětí σ_{HMH} na špici zuby	Napětí σ_{HMH} na patě zuby	Napětí σ_{HMH} na špici zuby
MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
385	391	373	343	388	413	390	432
388	325	465	337	446	359	384	372
737	366	724	360	724	410	601	380

Tab. 9 Redukované napětí v otláčení závěsu lopatky a drážky rotoru pro úhel rozevření $\alpha=15^\circ$

Poměr mezi reakčními silami na straně hřbetu a straně hran je na prvních zubech 1,03 ve prospěch strany hran, na druhém zuby je poměr 1,01 zase ve prospěch strany kde jsou hrany a na posledním zuby je tento poměr 0,99 ve prospěch hřbetní strany. Nerovnoměrné zatížení od listu lopatky způsobuje větší jednostranné zatížení prvních zubů na straně kde je vstupní a výstupní hrana. Tato nevyváženost se na posledních dvou zubech vyrovná.

Hodnoty reakčních sil jsou největší na spodních zubech. Podle redukovaného napětí je vidět že největší hodnoty jsou na prvních zubech závěsu. To je způsobené tím, že napětí na prvních zubech je nerovnoměrně rozloženo v důsledku tvaru listu. Na spodních zubech je rozložení napětí rovnoměrnější. Proto hodnoty redukovaného napětí na prvních zubech jsou větší než na spodních zubech i přesto že reakční síly jsou větší na spodních zubech.

V případě rotoru, kde se tolik neprojevuje nerovnoměrnost zatížení od listu lopatky koresponduje výskyt maxim napětí s hodnotami reakčních sil.

Z hodnot redukovaného napětí je patrné, že nejvíce zatížené oblasti jsou první krček závěsu lopatky a poslední krček výstupku rotoru. Jak v radiusech tak v otláčení jsou hodnoty daleko nad mezí kluzu. Protože je lopatka cyklicky zatěžovaná, je třeba zohlednit všechny lokální extrémní napětí.

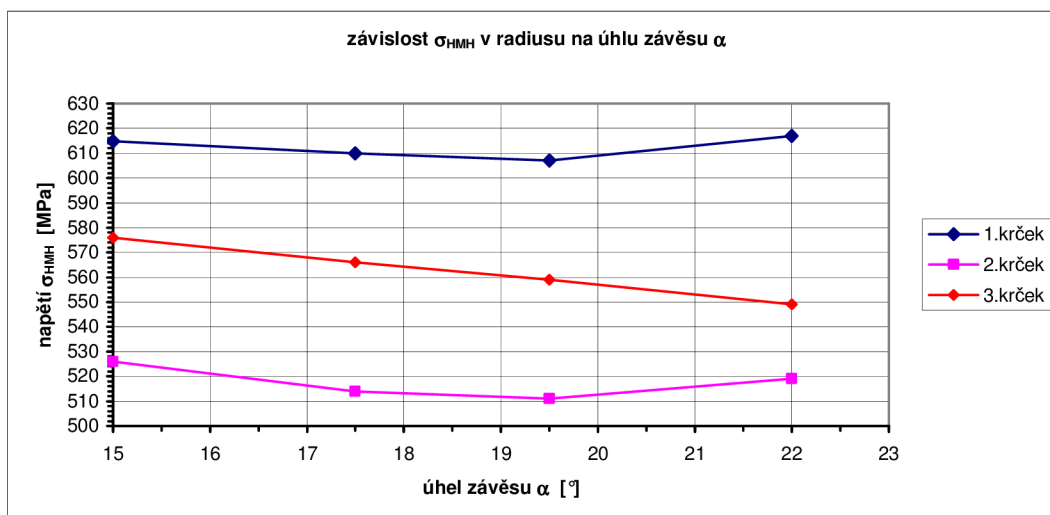
8.3.1. Vliv změny úhlu rozevření závěsu α

Vliv úhlu rozevření závěsu α na změnu redukovaného napětí se zkoumal na „plném“ modelu. Bylo totiž nutné zahrnout nerovnoměrné zatížení od listu lopatky na závěs lopatky .

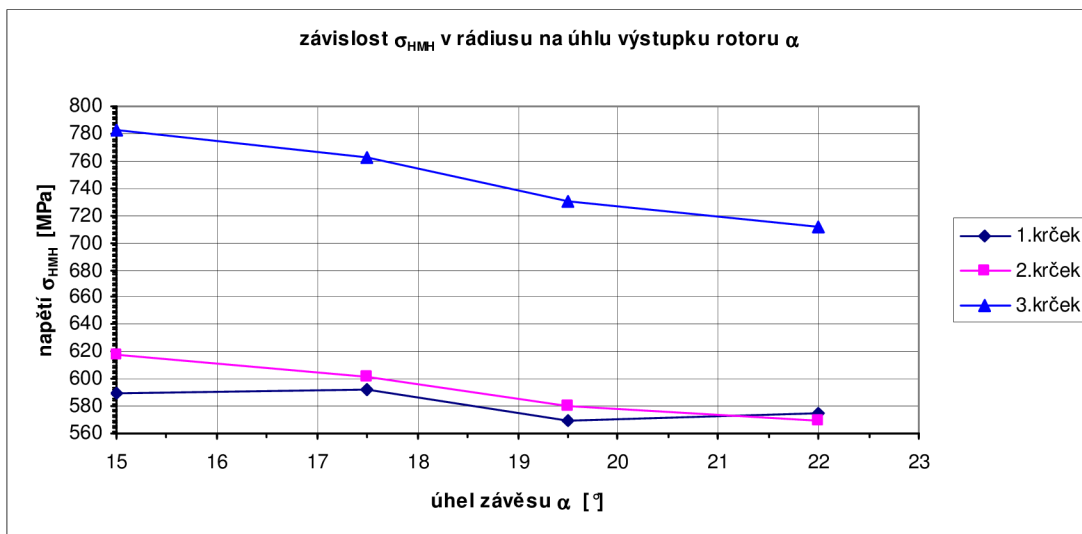
Přehled maximální hodnot redukovaných napětí v radiusech a vtlačování					
α [°]	Radius [MPa]		vtlačení [Mpa]		poměr F_3/F_1
	závěs	rotor	závěs	rotor	
15	615	783	645	737	1,116022444
17,5	610	762	681	780	1,071336643
19,5	607	730	624	780	1,038134315
22	617	712	611	790	0,989629015

Tab. 10 Přehled maximálních hodnot redukovaných napětí v kritických místech závěsu a rotoru

Získané hodnoty byly vyneseny do následujících grafů.

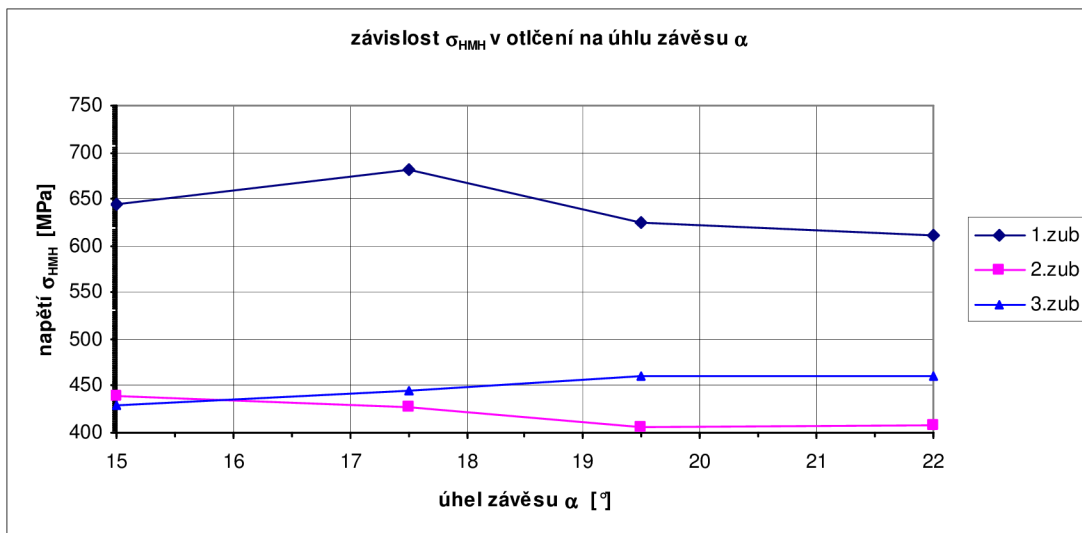


Graf. 16 Vliv změny úhlu rozevření závěsu na napětí σ_{HMH} v rádiu prvního zubu závěsu

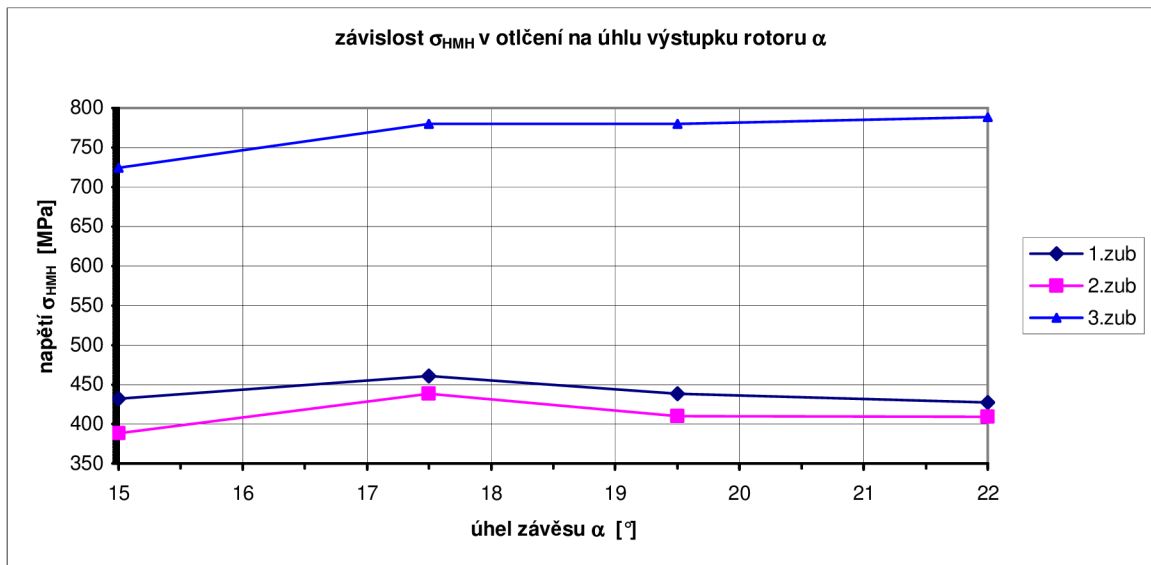


Graf. 17 Vliv změny úhlu rozevření závěsu na napětí σ_{HMH} v rádiu rotoru spodního krčku

Z Graf. 16 a Graf. 17 je vidět že změna úhlu rozevření způsobí, že napětí v radiusech jednotlivých zubů rotoru má klesající tendenci. Tato tendence se na závěsu tolik neprojevuje. Při zvětšování úhlu rozevření závěsu byl ponechán rozměr horního krčku konstantní, takže délka závěsu se zkracovala a zmenšoval se také spodní krček závěsu resp. zvětšoval se spodní krček výstupku rotoru. To vedlo jednak k jistému zmenšení hmotnosti lopatky a také se zvětšil únosný průřez výstupku rotoru. To jsou hlavní důvody snižování napětí v rádiu posledního krčku výstupku.

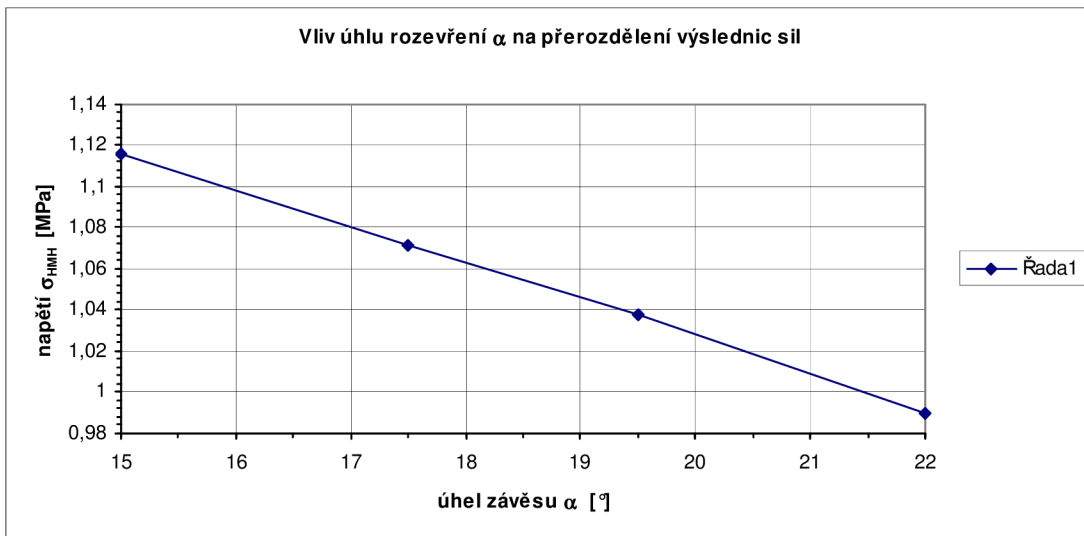


Graf. 18 Závislost maxima redukovaného napětí na jednotlivých zubech závěsu na změně úhlu rozevření závěsu



Graf. 19 Závislost maxima redukovaného napětí na jednotlivých zubech výstupku rotoru na změně úhlu rozevření výstupku rotoru

Tady je vidět že největších hodnot napětí v místech otláčení je dosahováno na třetím zubu výstupku rotoru a prvním zubu závěsu. Změna napětí v závislosti na úhlu rozevření není příliš výrazná.



Graf. 20 Vliv úhlu rozevření závěsu a rotorové drážky na přerozdělení výslednic sil mezi 1. a 3. zubem

V Graf. 20 je vidět, že vlivem zvětšování úhlu se přerozděluje zatížení především mezi prvními a třetími zuby. S rostoucím úhlem rozevření roste zatížení na prvním zubu a klesá zatížení na třetím zubu. Pro úhel rozevření $\alpha=15^\circ$ je první zub zatížen podstatně více než poslední zub. Pro úhel rozevření $\alpha=22^\circ$ už je více zatížený třetí než první zub. Změna úhlu rozevření má největší vliv na hodnoty redukovaného napětí ve třetím rádiu rotoru.

Hlavním omezením pro volbu úhlu závěsu byl rozměr spodního krčku závěsu který z technologických důvodů není možné dělat menší než 5mm. Úhel 19,5 toto kritérium

splňuje, ale v případě dalších úprav tato hranice byla překračována. Proto pro volbu tvaru zubu se použil úhel rozevření závěsu $17,5^\circ$.

9. Vytvoření výpočtových modelů – zjednodušený výpočtový model

9.1. Model dekompozice

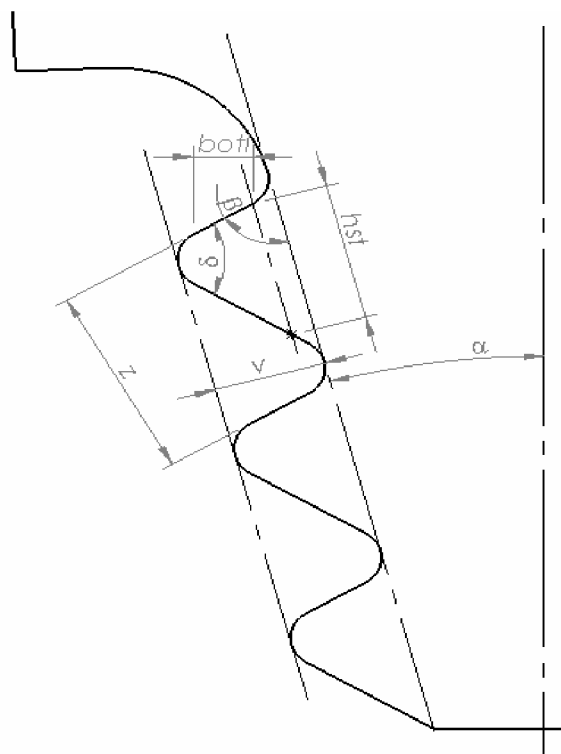
Pro zkoumání vlivu tvaru zubu na napjatost bylo třeba provést velký počet výpočtů, které nebylo možné zvládnout s původním modelem. Proto byl vytvořen zjednodušený výpočtový model samotného závěsu s drážkou bez listu lopatky s bandáží. Přesné rozložení zatížení od listu nebylo nutné zachovat. Pro výpočet bylo využito symetrie v axiálním a tangenciálním směru. Část závěsu s rotorovou drážkou byla zatížena vlastní vahou v tíhovém poli. Velikost tíhového zrychlení odpovídalo velikosti odstředivého zrychlení v těžišti závěsu.

Drobné rozdíly výsledků oproti původnímu (celému) výpočtovému modelu vyplývající z využití konstantního tíhového zrychlení a neuvažování nerovnoměrného zatížení od listu lopatku není důležité, protože byly srovnávány výsledky různých tvaru zubu na zjednodušeném modelu při stejných podmínkách.

Použití takového modelu umožnilo zvládnutí takové množství výpočtů na výpočetní technice, která byla k dispozici.

9.2. Model geometrie

Jak už bylo zmíněno v kapitole 9.1 pro hledání správného tvaru zubu se využila čtvrtinová symetrie samotného závěsu s drážkou rotoru. Při všech změnách tvaru zubů byl úhel rozevření závěsu $\alpha=17,5^\circ$; a rozměr prvního krčku závěsu 10,4mm.



Obr. 26 Parametry pro řízení tvaru závěsu zjednodušeného modelu

Při hledání vhodného tvaru zubu, se v případě geometrie volily tyto parametry:

vrcholový úhel	δ
úhel sklonu opěrné plochy	β
rozteč zubů	z
radius	r

Další parametry:

úhel rozevření závěsu	α
výška zubu	v
průmět šířky otláčné plochy	b_{otl}
smyková výška zubu	h_{st}
druhý krček	kr_2
třetí krček	kr_3

byly buď dané nebo závislé na změnách prvních třech parametrů.

Výšku základny nad závěsem bylo potřeba spočítat tak, aby nahradila zatížení závěsu listem lopatky s bandáží. V případě závěsu se využilo symetrie ke dvěma rovinám. Takže čtvrtinová síla, která působí na lopatku v důsledku rotace musela být stejná jako síla která působí na čtvrtinový závěs, který je v tíhovém poli. Naskytovaly se dvě možnosti. Mohla se zvolit stávající výška základny a dopočítat hustota, která by byla přidělena této části závěsu. Nebo hustota části nad závěsem bude stejná jako u lopatky a dopočítá se její výška. Dále bylo potřeba aby byla zachována rovinnost plochy nad závěsem, aby se lépe projevil vyztužující vliv listu lopatky. Proto druhá možnost je lepší. Také materiálové vlastnosti mohly zůstat stejné jako pro část závěsu.

Zrychlení které v tíhovém poli působí na drážku a závěs se uvažovalo stejné jako odstředivé zrychlení těžiště závěsu.

$$a = \omega^2 \cdot r_z = 1257^2 \cdot 0,216 = 341291 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (4)$$

Kde:

r_zpoloměr těžiště závěsu

ωúhlová rychlost

Následně se spočítala síla působící na samotný závěs F_z a síla působící na celou lopatku F_{lop} .

$$F_z = \omega^2 \cdot r_z \cdot m_z = 1257^2 \cdot 0,216 \cdot 0,0366 = 12491,2 \text{ [N]} \quad (5)$$

$$F_{lop} = m_{lop} \cdot \omega^2 \cdot r_{lop} = 0,132 \cdot 1257^2 \cdot 0,233 = 48596 \text{ [N]} \quad (6)$$

m_zhmotnost závěsu

m_{lop} ...hmotnost lopatky

r_{lop}poloměr těžiště lopatky

Síla působící na list F_{list} je dána rozdílem síly působící na celou lopatku a síly působící na závěs.

$$F_{list} = F_{lop} - F_z = 36104,8 \text{ [N]} \quad (7)$$

V tíhovém poli je síla působící na list rovna:

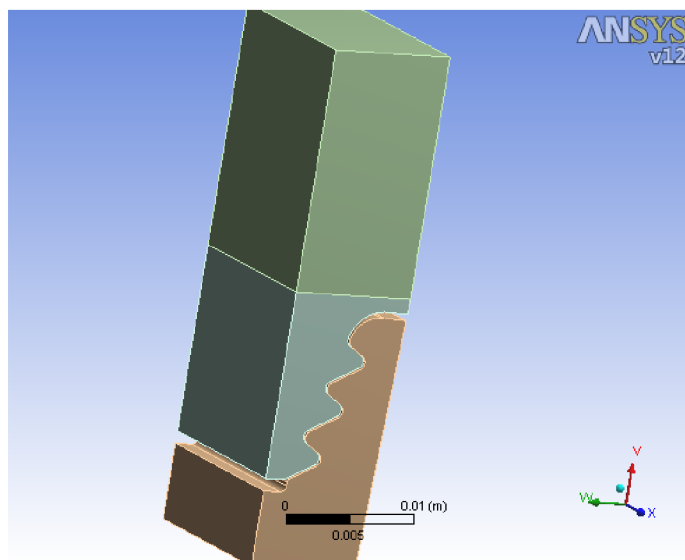
$$F_{list} = S_z \cdot h_z \cdot \rho \cdot a \text{ [N]} \quad (8)$$

Takže výška hmoty nad závěsem je:

$$h_z = \frac{F_{list}}{\rho \cdot a \cdot S_z} = \frac{36104,8}{7850 \cdot 341291 \cdot 625,9 \cdot 10^{-6}} = \underline{\underline{0,021531}} \text{ [m]} \quad (9)$$

S_zplocha základny závěsu

h_zvýška základny



Obr. 27 Model geometrie části závěsu lopatky a rotoru pro zjednodušený výpočet

9.3. Model vazeb objektu k okolí

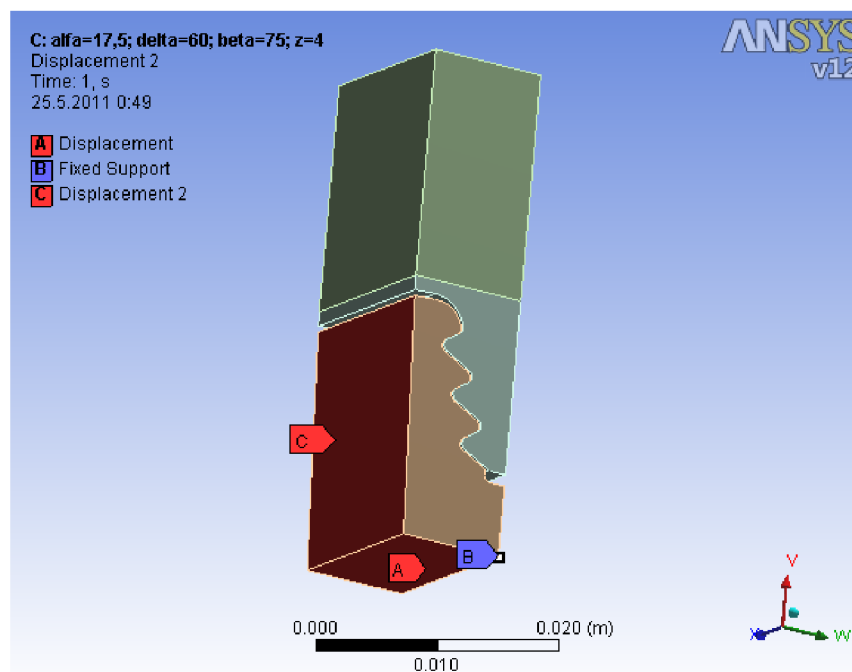
Zatížení závěsu u zjednodušeného modelu bylo nutné zvolit tak, aby co nejvíce odpovídalo zatížení od odstředivých sil. Výška závěsové části je 14,5mm. Změna odstředivého zrychlení

po této výšce je 6%. Ovšem odchylka odstředivého zrychlení na horním poloměru závěsu R_{\max} a spodním poloměru závěsu R_{\min} od střední hodnoty tohoto zrychlení pro těžiště závěsu je přibližně 3%. Tato změna zrychlení má vliv na rozložení zatížení na jednotlivé zuby. Pokud se ale tvar zubů mezi sebou porovnává při stejných okrajových podmínkách, pak tato skutečnost není podstatná.

V případě zjednodušeného modelu jsou všechny části v tíhovém poli. Velikost zrychlení tíhového pole $a = 341291\text{m/s}^2$. Toto zrychlení je stejné jako odstředivé zrychlení v těžišti závěsu.

9.4. Model okrajových a počátečních podmínek

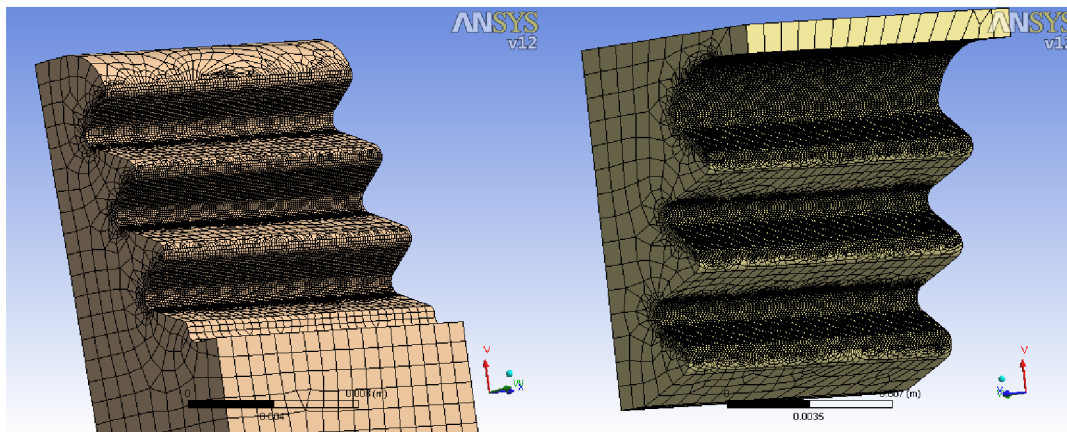
Protože se uvažoval jen samotný závěs s příslušnou částí rotoru, bylo možné využít symetrie v axiálním a tangenciálním směru. Symetrie zajišťuje, že posuvy na jedné straně roviny symetrie jsou totožné s posuvy na druhé straně roviny symetrie. Pro tento výpočet byly na spodní ploše části rotoru zamezeny posuvy v radiálním směru. Na hřbetu drážky rotoru byly zamezeny posuvy v tangenciálním směru.



Obr. 28 Okrajové podmínky zjednodušeného modelu

9.5. Volba sítě

V případě zjednodušeného modelu byly prvky v radiusech a stykových plochách zvoleny shodně o velikosti 0,08mm, aby se lépe postihly špičky napětí v místech vtlačování protikusu.



Obr. 29 Síť rotorové části (vlevo) a části závěsu (vpravo)

10. Řešení modelu problémů

Ze seznamu řídicích veličin tvaru závěsu se vždy zkoumal:

- vliv sklonu opěrné plochy β při konstantním vrcholovém úhlu δ a rozteči z . Tím se měnila smyková výška zubu h_{st} a výška zubu v spolu s šířkou otláčné plochy b_{otl} . Byly zvoleny úhly sklonu styčné plochy $\beta=65^\circ; 70^\circ; 75^\circ$ a 80°
- vliv sklonu opěrné plochy β a rozteče zubu z , tak aby šířka otláčné plochy b_{otl} zůstala stejná.

Byly zvoleny úhly: $\beta = 65^\circ; z = 3,395 \text{ mm}$

$\beta = 70^\circ; z = 3,667 \text{ mm}$

$\beta = 75^\circ; z = 4 \text{ mm}$

$\beta = 80^\circ; z = 4,413 \text{ mm}$

- Vliv změny úhlu styčné plochy β a vrcholového úhlu δ tak, aby šířka otláčné plochy byla přibližně stejná a změna úhlu byla v celých číslech.
- Vliv změny radiusu na všech zubech pro úhel sklonu opěrné plochy $\beta = 70^\circ$
- Vliv změny radiusu na všech zubech pro úhel sklonu opěrné plochy $\beta = 65^\circ$
- Vliv změny radiusu na spodní drážce pro úhel sklonu opěrné plochy $\beta = 70^\circ$ a zvětšené rozteči zubu $z = 4,3 \text{ mm}$

11. Analýza výsledků – změna tvaru zubu

V případě porovnávání jednoho tvaru závěsu s druhým, ať už při zkoumání vlivu velikosti úhlu rozevření závěsu nebo změně tvaru zubu je důležité zachovat stejný materiálový model a stejné okrajové podmínky. Tyto změny napětí jsou relativní mezi jedním a druhým tvarem závěsu. Proto drobné odchylky zjednodušeného modelu od plného modelu a vůbec od reality se dají tolerovat.

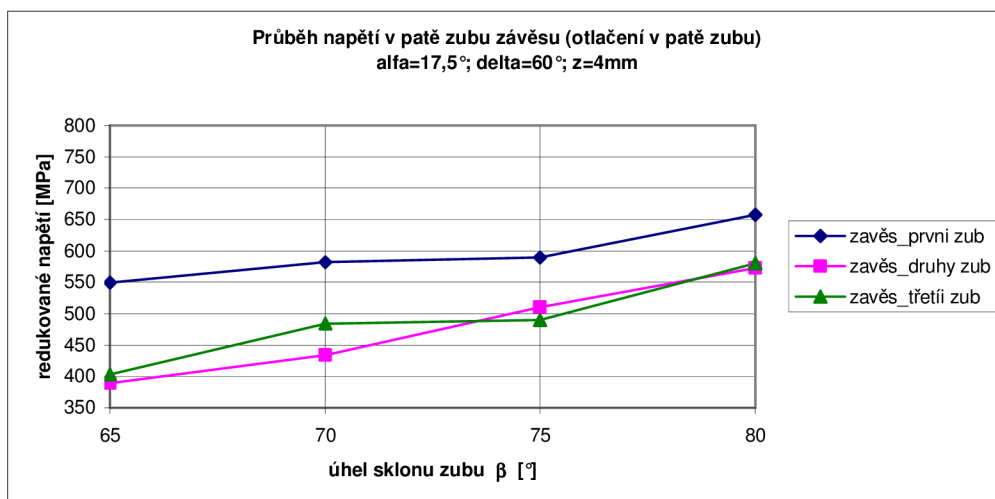
11.1. Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy β

Na následující tabulce je ukázáno jak se mění geometrie zubu se změnou sklonu opěrné plochy.

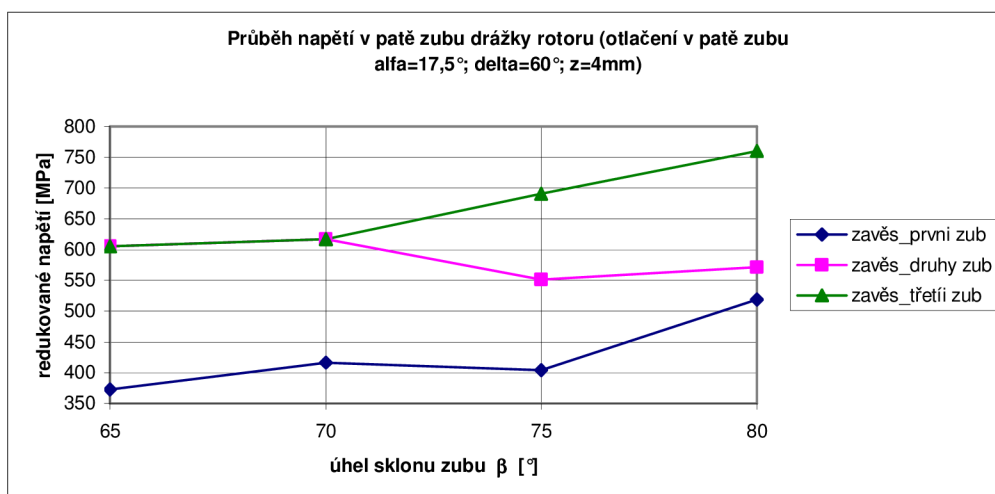
Vliv změny úhlu sklonu opěrné plochy na geometrii závěsu					
alfa=17,5°; delta=60°; z=4mm					
β [°]	B_{otl} [mm]	h_{st} [mm]	v [mm]	k_{r2}	k_{r3}
80	0,67	2,419	1,914	7,99	5,55
75	0,947	2,648	2,148	7,94	5,45
70	1,19	2,878	2,375	7,87	5,31
65	1,41	3,125	2,593	7,78	5,13

Tab. 11 Rozměry závěsu při zkoumání vlivu změny úhlu sklonu opěrné plochy

S rostoucím úhlem klesají všechny rozměry, hlavně velikost opěrné plochy. Zmenšující se šířka styčné plochy bude mít negativní vliv na otláčení v zubu.

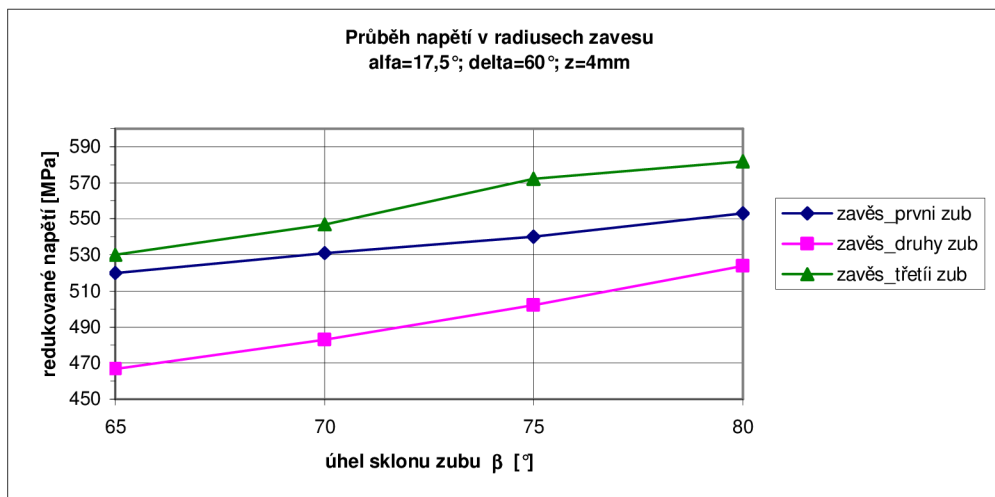


Graf. 21 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu závěsu

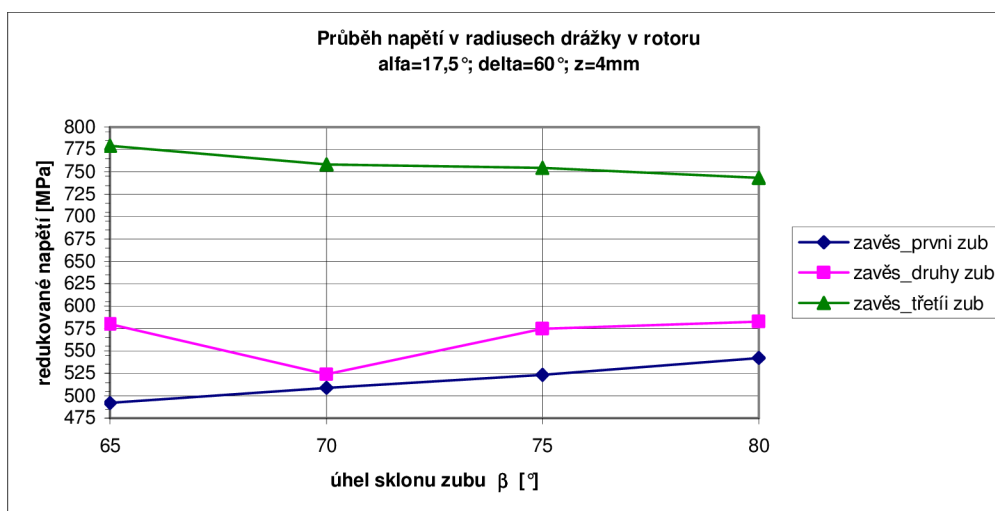


Graf. 22 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu závěsu

Z průběhů napětí v Graf. 21 a Graf. 22 se potvrdil předpoklad rostoucího redukovaného napětí v patě zubu s rostoucím úhlem sklonu styčné plochy. Jak již bylo řečeno, je to způsobeno především zmenšením velikosti styčné plochy zubů. Tato tendence je výraznější na závěsu.

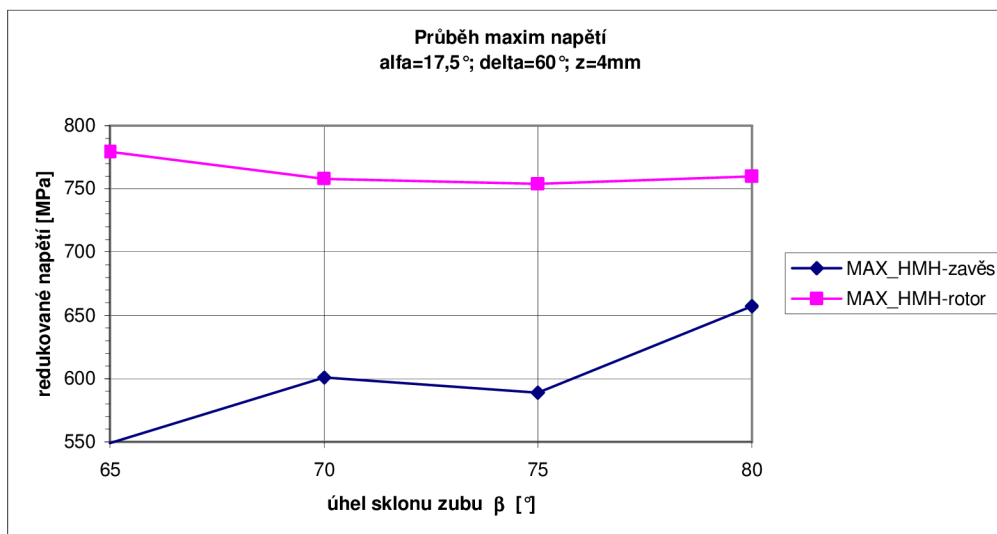


Graf. 23 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu na hodnoty redukovaného napětí v radiusech závěsu



Graf. 24 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu na hodnoty redukovaného napětí v radiusech závěsu

Napětí v radiusech má odlišnou tendenci na výstupcích rotoru a v závěsu. V radiusech závěsu hodnoty napětí se zvětšujícím se sklonem zubu rostou, zatímco v radiusech drážky rotoru mají hodnoty napětí na posledním krčku mírně klesající tendenci. Tento jev je způsoben tím, že při zvětšujícím se úhlu sklonu zubu se snižuje výška zubu a tedy i výška závěsu. Tím pádem se spodní krček výstupku rotoru zvětšuje a s tím i jeho únosnost.



Graf. 25 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy na maxima redukovaných napětí na závěsu a na rotoru

Na závěsu je jasná rostoucí tendence s rostoucím úhlem sklonu styčné plochy. Tomu nasvědčovaly jednotlivé průběhy napětí na závěsu.

V případě rotoru je patrný pokles napětí pro úhel sklonu styčné plochy 70°. Další průběh hodnot je již téměř neměnný.

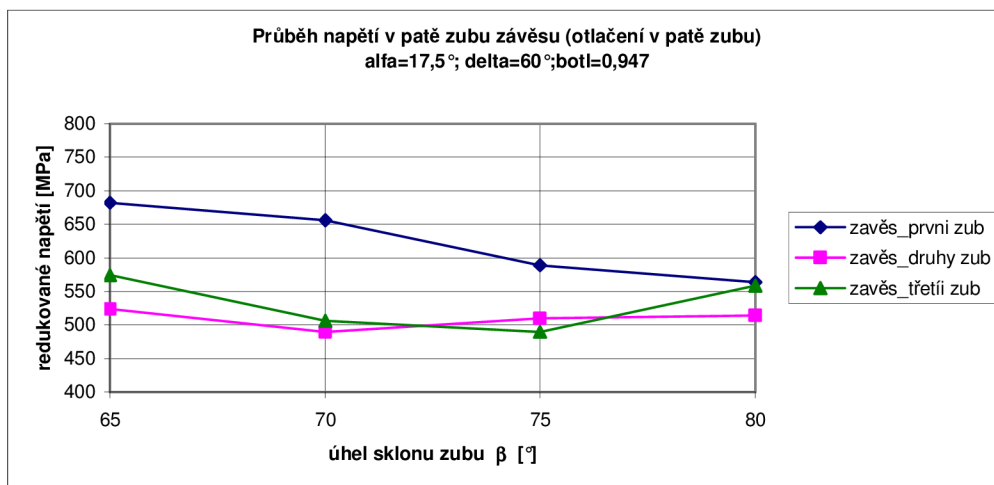
V dalších krocích byly pro zkoumání vlivu rádiusu použity úhly sklonu styčných ploch $b=65^\circ$ a 70° (viz. Kap. 11.5 a 11.6), protože v těchto případech je styčná plocha ještě dostatečně široká. Zvětšování rádiusu zmenšuje právě tuto dosedací plochu, která má vliv na velikost napětí v otláčení.

11.2. Vliv změny úhlu styčné plochy β při konstantní šířce opěrné plochy b_{otl}

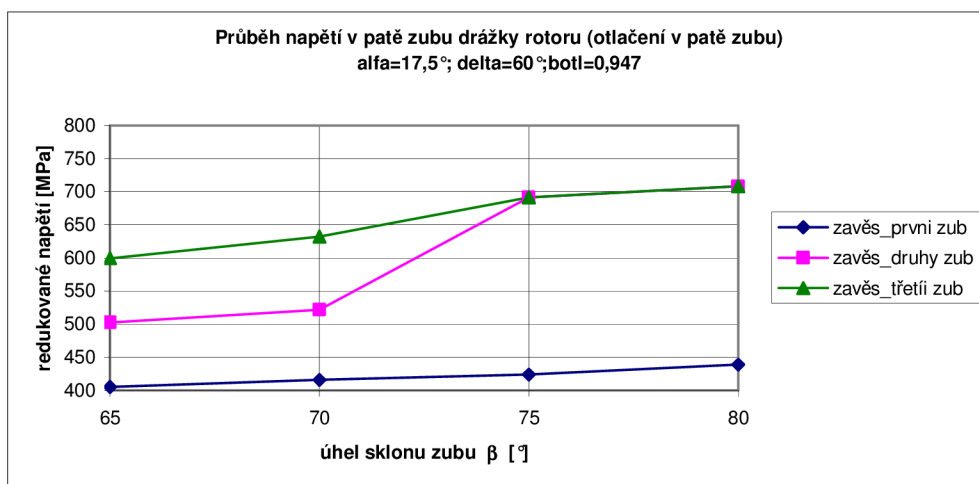
Z předešlé závislosti se zdálo, že šířka styčné plochy zubu má velký vliv na změnu redukovaného napětí v otláčení. Proto se měnil úhel sklonu styčné plochy a rozteč zubů tak, aby šířka styčné plochy byla konstantní. Viz. Tab. 12.

Vliv změny úhlu opěrné plochy při konstantní šířce opěrné plochy na geometrii závěsu					
alfa=17,5°; delta=60°; $b_{otl}=0,947$					
β [°]	z [mm]	h_{st} [mm]	v [mm]	k_{r2} [mm]	k_{r3} [mm]
65	3,395	2,457	2,02	8,18	5,93
70	3,667	2,524	2,08	8,09	5,74
75	4	2,648	2,148	7,94	5,45
80	4,413	2,836	2,22	7,74	5,04

Tab. 12 Rozměry závěsu při zkoumání vlivu změny úhlu sklonu opěrné plochy při konstantní šířce opěrné plochy



Graf. 26 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu závěsu při konstantní šířce otláčné plochy



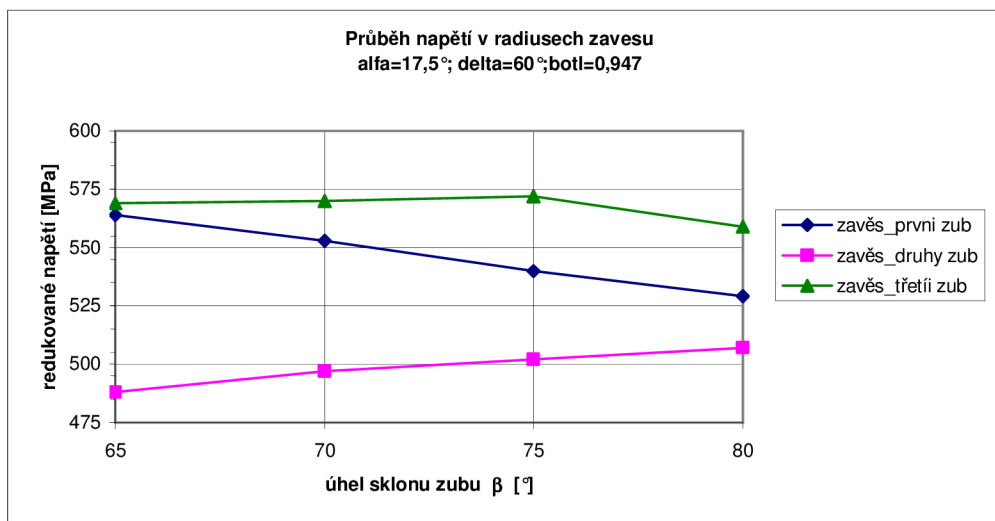
Graf. 27 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu rotoru při konstantní šířce otláčné plochy

Výslednice sil v kontaktních plochách				
	65°	70°	75°	80°
F_1	4137	4055	3975	3916
F_2	3834	3868	3914	3964
F_3	4317	4409	4518	4634

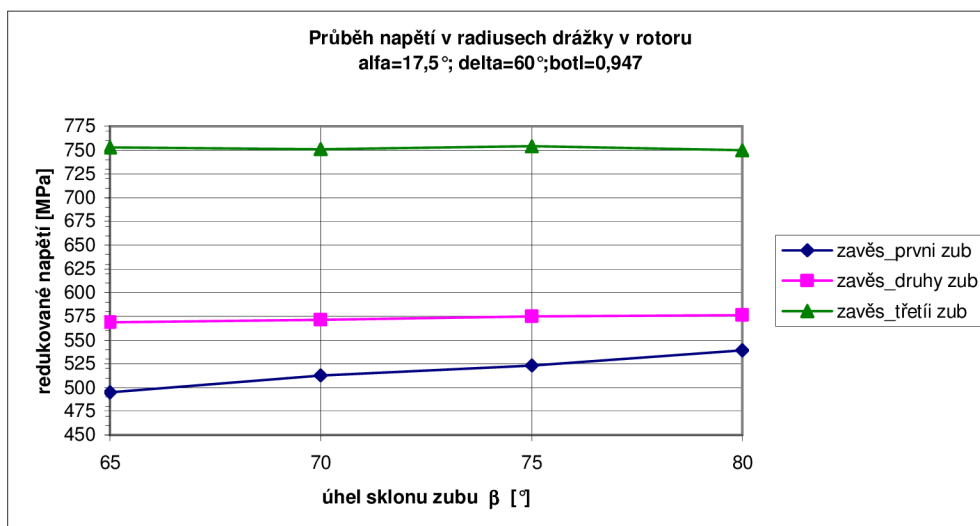
Tab. 13 Výslednice sil v kontaktních plochách

Ke změně napětí na otláčných plochách dochází v důsledku přerozdělení výslednic sil na jednotlivých zubech. S rostoucím úhlem klesá zatížení prvního zubu a roste zatížení druhého a třetího zubu. Toto klesající zatížení 1.zubu je patrné u průběhů napětí v patě zubu v závislosti na sklonu styčné plochy viz. Graf. 26. U rotoru se tento jev projeví spíše na druhém a třetím zubu.

Zdá se, že tendence změny zatížení se projeví v nejvíce namáhaných oblastech jednotlivých částí (1.zub závěsu, 3.zub rotoru).

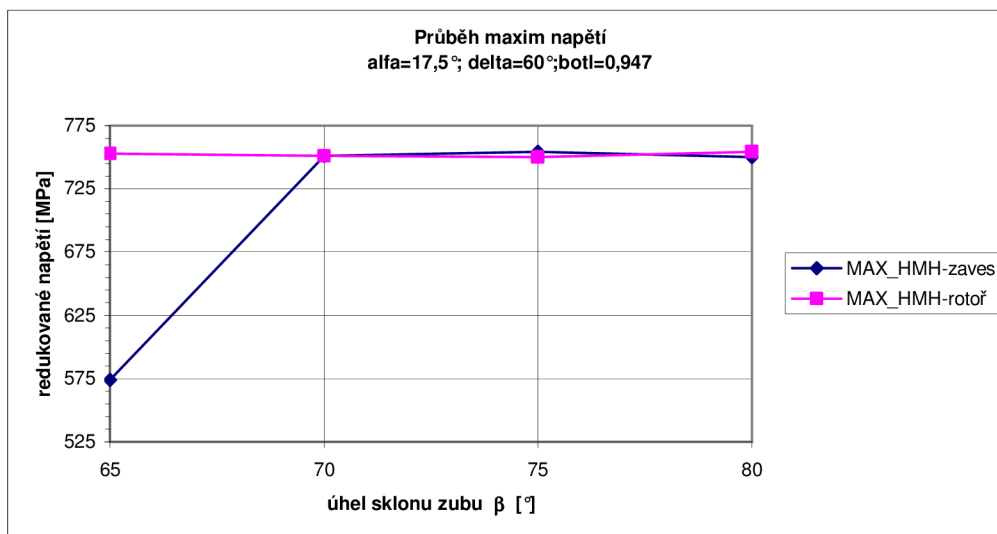


Graf. 28 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu na hodnoty redukovaného napětí v radiusu závěsu při konstantní šířce otláčné plochy



Graf. 29 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu na hodnoty redukovaného napětí v radiusu rotoru při konstantní šířce otláčné plochy

Z grafů se ukazuje, že při konstantní šířce styčné plochy je největší napětí v radiusech téměř neměnné.



Graf. 30 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy na maxima redukovaných napětí na závěsu a na rotoru při konstantní šířce styčné plochy

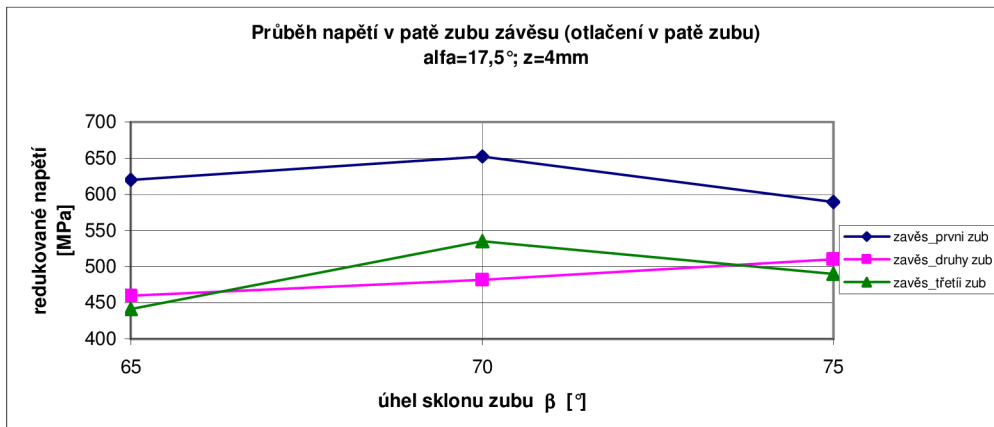
Zde je vidět, že při konstantní šířce styčné plochy se maxima redukovaného napětí téměř nemění. To je v důsledku přesunu maxim napětí z rádius do míst vtlačování a naopak, kde napětí v radiusech se moc nemění.

11.3. Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy β a vrcholového úhlu δ

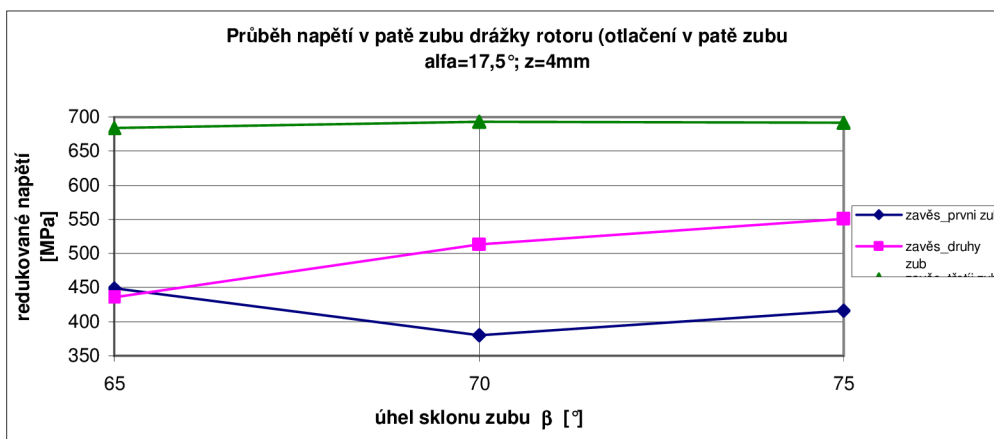
V dalším kroku se zkoušel vliv změny vrcholového úhlu zubu, tak aby velikost styčné plochy byla zhruba stejná a velikost vrcholového úhlu bylo celé číslo.

Vliv změny úhlu β a δ na geometrii závěsu					
alfa=17,5°; z=4mm					
β [°]	δ [°]	B_{otl} [mm]	h_{st} [mm]	k_{r2}	k_{r3}
65	72	0,983	3,011	7,78	5,13
70	66	0,959	2,805	7,87	5,31
75	60	0,947	2,648	7,94	5,45

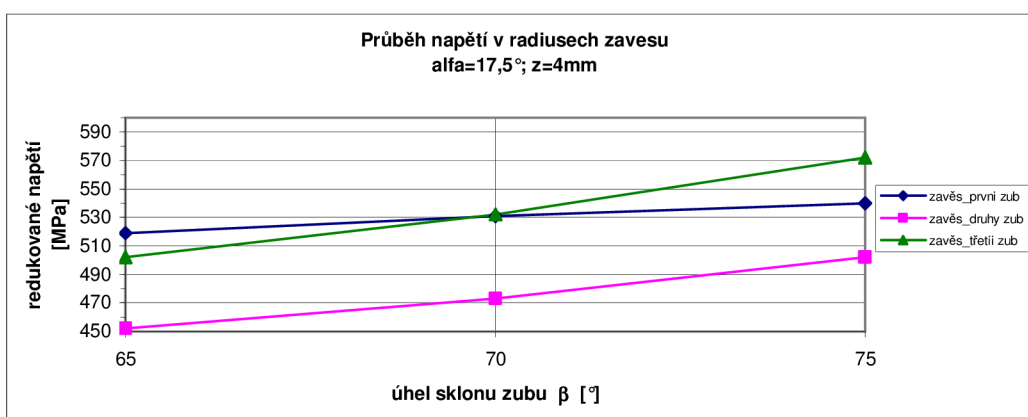
Tab. 14 Vliv změny úhlu β a δ



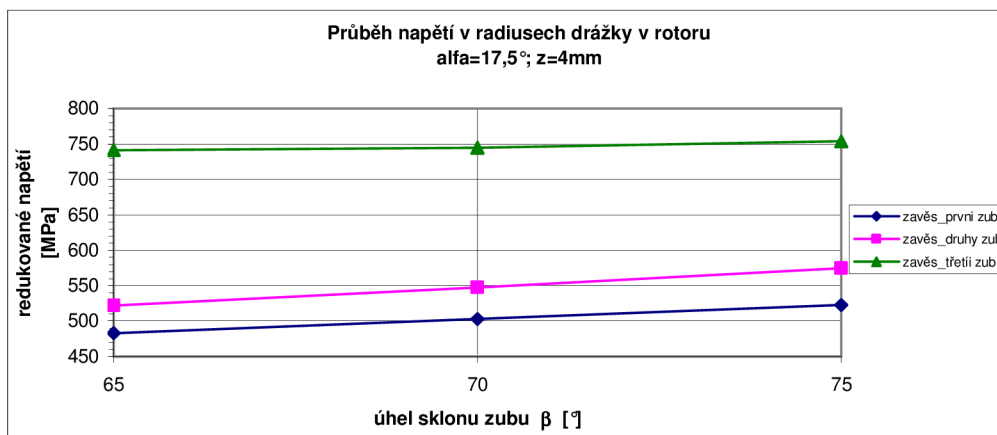
Graf. 31 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu a vrcholového úhlu na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu závěsu



Graf. 32 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu a vrcholového úhlu na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu drážky rotoru

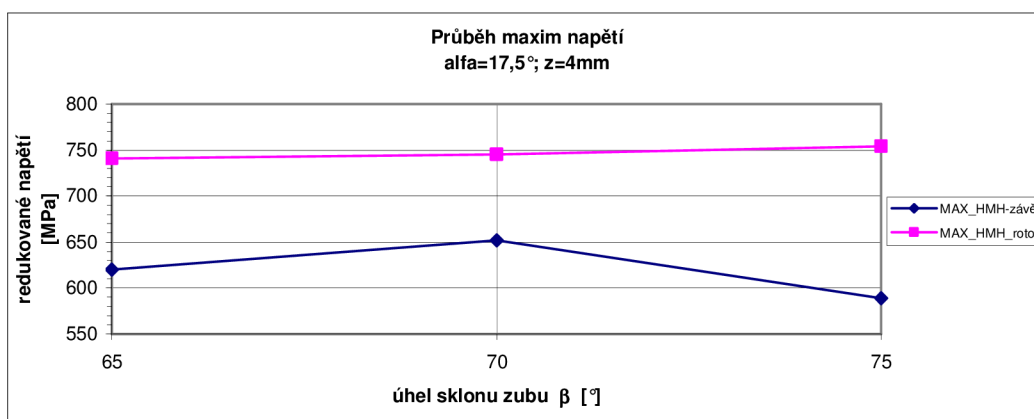


Graf. 33 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu a vrcholového úhlu na hodnoty redukovaného napětí v radiusech závěsu



Graf. 34 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy zubu a vrcholového úhlu na hodnoty redukovaného napětí v radiusech drážky rotoru

Hodnoty napětí v radiusech závěsu vykazují rostoucí tendenci. Na zbylá nebezpečná místa tato změna nemá výrazný vliv.



Graf. 35 Vliv změny úhlu sklonu styčné plochy a vrcholového úhlu zubu na maxima redukovaných napětí na závěsu a na rotoru

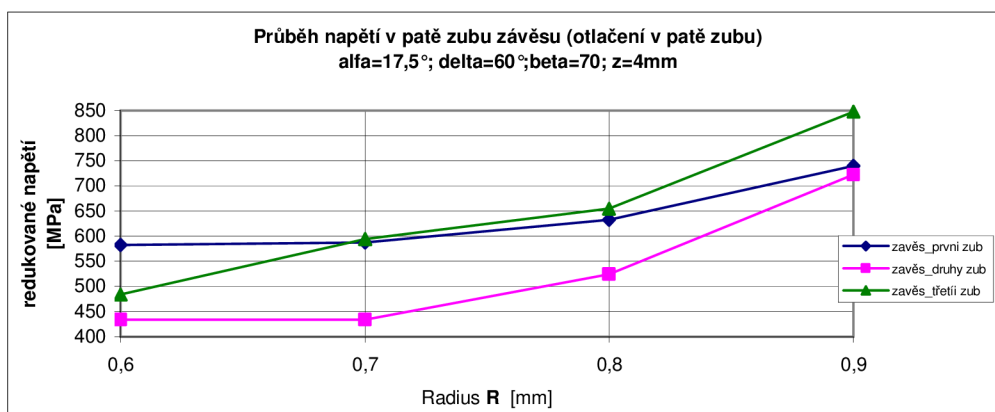
Tato změna nemá žádný vliv na maxima redukovaného napětí na výstupku rotoru. Hodnoty jsou téměř neměnné. V průběhu hodnot na závěsu není žádná tendence. Nejlépe ale vychází závěs s původními rozměry.

11.4. Vliv změny radiusu na všech zubech pro úhel sklonu styčné plochy $\beta=70^\circ$

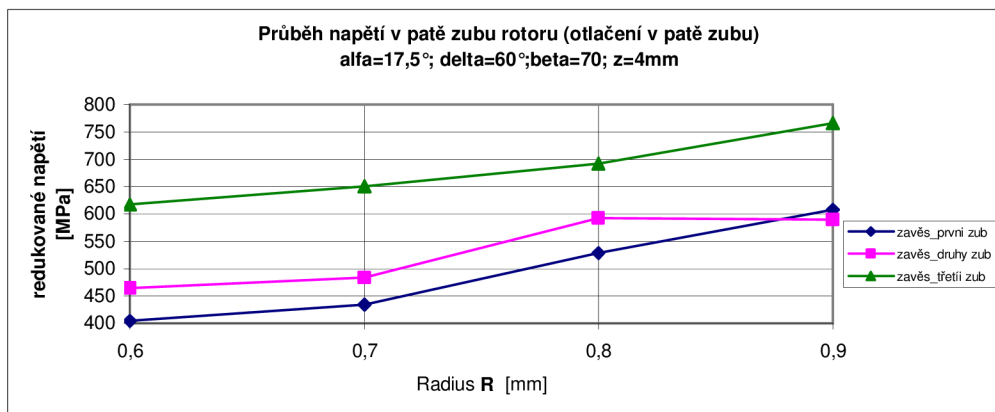
Radiusy patří k nebezpečným místům jak na závěsu tak na rotoru. Je známo že velikost poloměru radiusu ovlivňuje napětí, která se v těchto místech nacházejí. Proto jako další možnost jak snížit napjatost na závěsu a rotoru bylo zkoumání vlivu velikosti poloměru všech radiusu. Poloměry radiusu se měnili pro daný úhel sklonu styčné plochy. Jak je vidět v následující tabulce (Tab. 15), s rostoucí velikostí poloměru radiusu klesá délka otláčné plochy. Takže je očekáván růst napětí v patě zubu s rostoucí velikostí poloměru radiusu.

Vliv změny radiusu na všech zubech na geometrii závěsu						
alfa=17,5°; delta=60°; z=4mm						
β [°]	B_{otl} [mm]	h_{st} [mm]	R [mm]	v [mm]	k_{r2} [mm]	k_{r3} [mm]
70	1,19	2,878	0,6	2,375	7,87	5,31
70	0,92	2,683	0,7	2,181	7,87	5,31
70	0,65	2,487	0,8	1,987	7,87	5,31
70	0,37	2,291	0,9	1,793	7,87	5,31

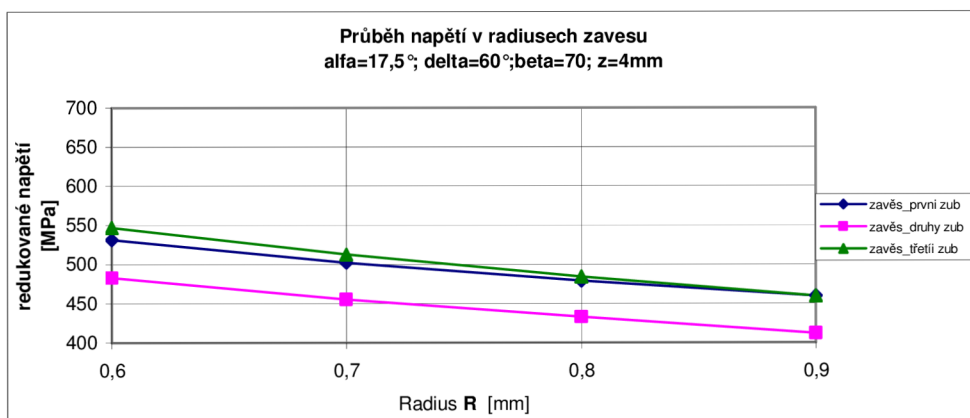
Tab. 15 Rozměry závěsu při zkoumání vlivu změny radiusu na všech zubech pro úhel sklonu styčné plochy $\beta=70^\circ$



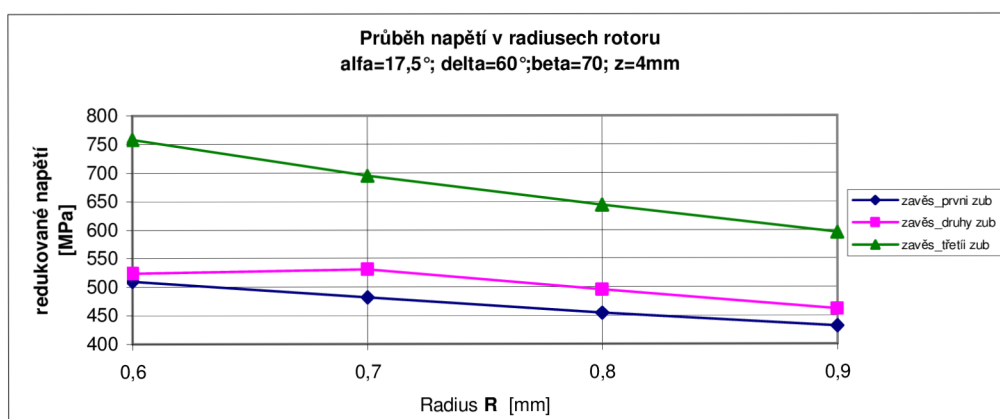
Graf. 36 Vliv změny velikosti poloměru radiusu na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu závěsu



Graf. 37 Vliv změny velikosti poloměru radiusu na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu výstupku rotoru

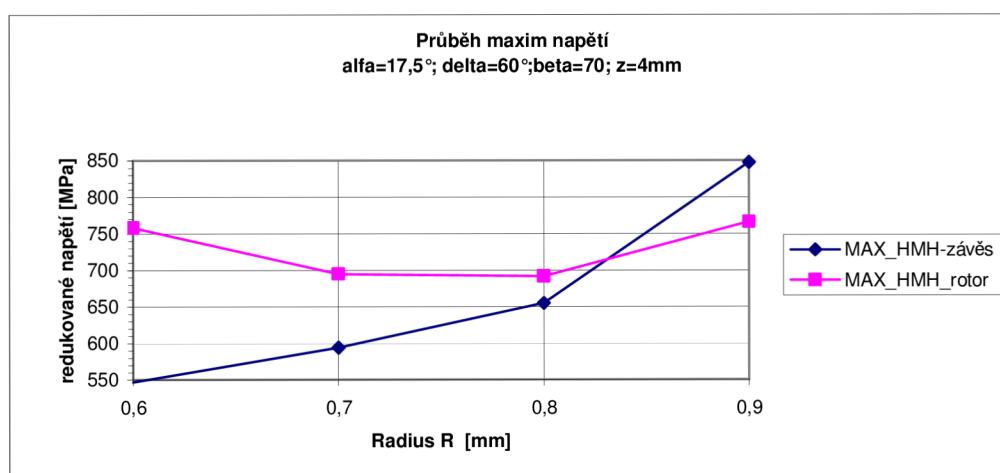


Graf. 38 Vliv změny velikosti poloměru radius na hodnoty redukovaného napětí v radiusech závěsu



Graf. 39 Vliv změny velikosti poloměru radius na hodnoty redukovaného napětí v radiusech výstupku rotoru

Z předešlých grafů je jasný vliv zvětšování rádiusu. Zvětšení velikosti poloměru má pozitivní dopad na velikosti redukovaného napětí v radiusech. Zatímco jak bylo očekáváno, se zvětšující se velikostí poloměru také roste napětí v otlacení na patě zubu. Místa maxim na rotoru i drážce se mění z radiusu na kořen zubu.



Graf. 40 Vliv změny velikosti poloměru radiusu na maxima redukovaných napětí na závěsu a na rotoru

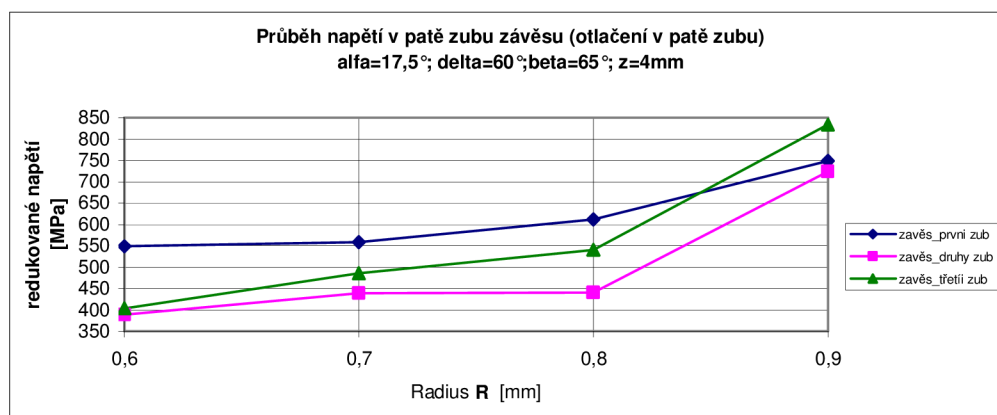
Je vidět že průběh globálních maxim na rotoru má klesající tendenci do poloměru radiusu 0,8mm, pak dochází k nárůstu hodnot. Místa maximální hodnoty redukovaného napětí se přemístila z radiusu do paty zubu. Maxima na závěsu naopak rostou. Hodnoty redukovaného napětí jsou od počátku větší.

11.5. Vliv změny radiusu na všech zubech pro úhel sklonu styčné plochy $\beta=65^\circ$

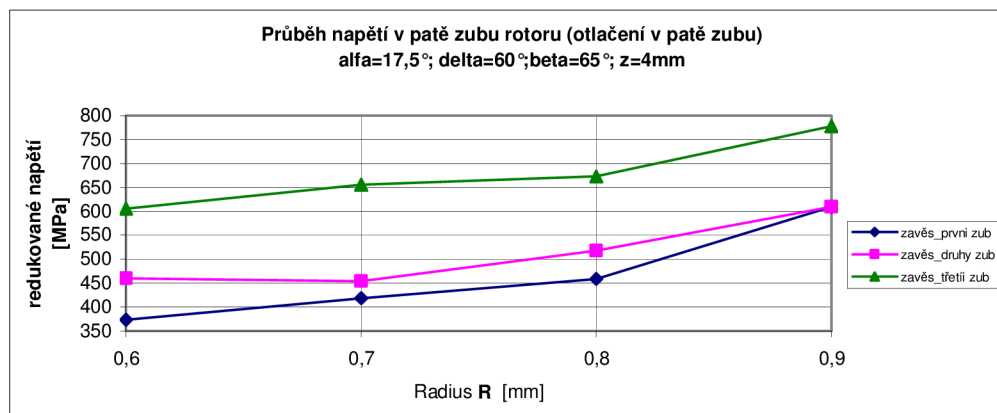
Ta stejná závislost se zkoumala pro úhel sklonu styčné plochy 65° .

Vliv změny radiusu na všech zubech pro $\beta=65^\circ$ na geometrii závěsu						
alfa=17,5°; delta=60°; z=4mm						
β [°]	B_{otl} [mm]	h_{st} [mm]	R [mm]	v [mm]	k_{r2} [mm]	k_{r3} [mm]
65	1,41	3,125	0,6	2,593	7,78	5,13
65	1,16	2,941	0,7	2,394	7,78	5,13
65	0,9	2,758	0,8	2,196	7,78	5,13
65	0,65	2,575	0,9	1,997	7,78	5,13

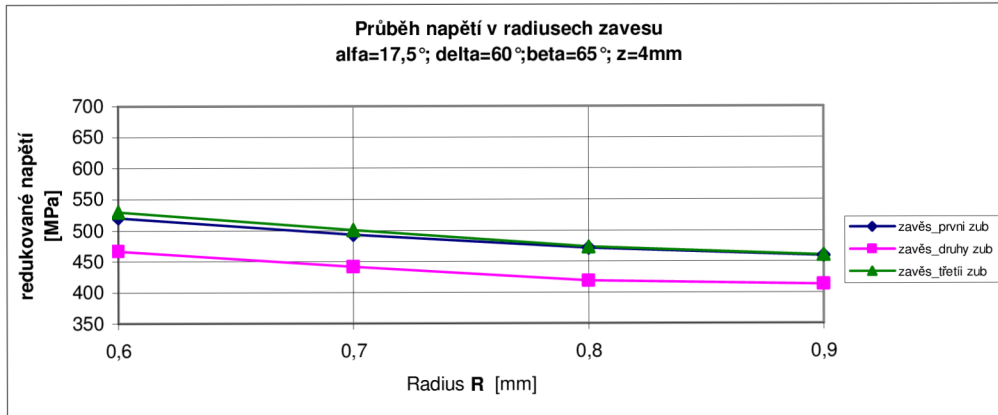
Tab. 16 Rozměry závěsu při zkoumání vlivu změny radiusu na všech zubech pro úhel sklonu styčné plochy $\beta=65^\circ$



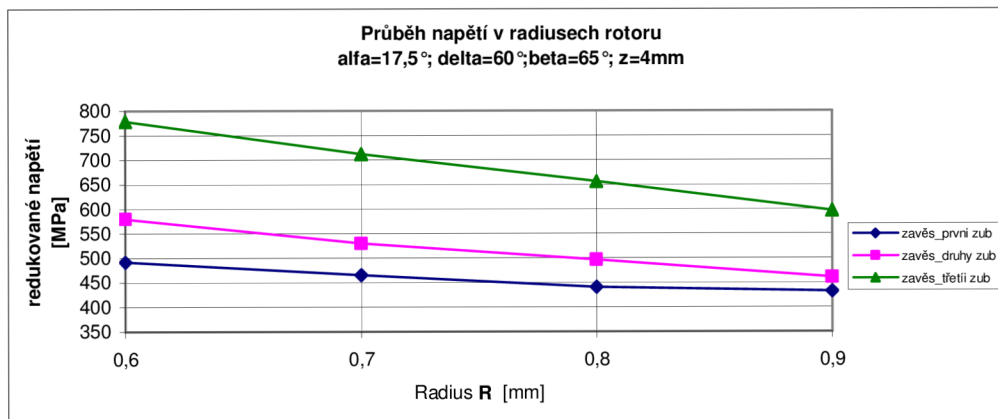
Graf. 41 Vliv změny velikosti poloměru radiusu na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu závěsu



Graf. 42 Vliv změny velikosti poloměru radiusu na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu výběžku rotoru

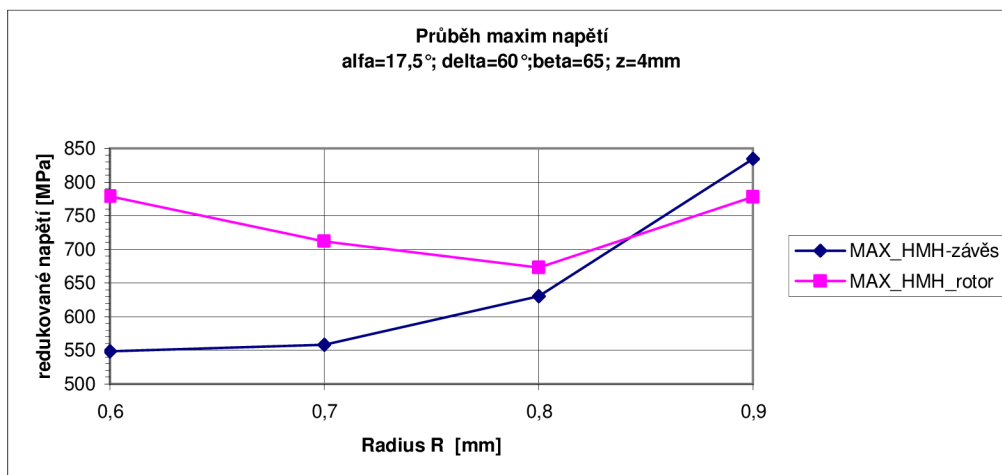


Graf. 43 Vliv změny velikosti poloměru radius na hodnoty redukovaného napětí v radiusech závěsu



Graf. 44 Vliv změny velikosti poloměru radius na hodnoty redukovaného napětí v radiusech výběžku rotoru

I v tomto případě jsou stejný průběhy napětí jako v předešlé kapitole pro úhel sklonu styčné plochy 70° . Tedy Napětí v radiusech se snižuje s rostoucí velikostí poloměru radiusu a napětí v patě zubu roste.



Graf. 45 Vliv změny velikosti poloměru radiusu na maxima redukovaných napětí na závěsu a na rotoru

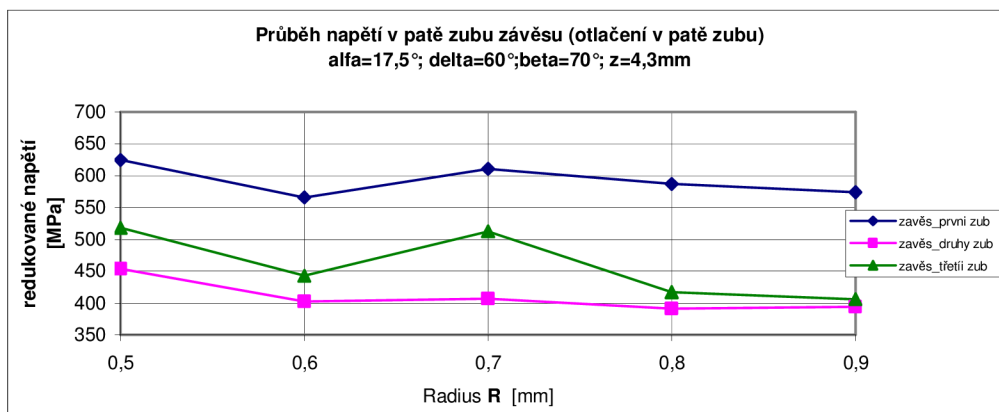
Radius o velikosti 0,8mm opět vychází nejlépe.

11.6. Vliv změny radiusu na spodní drážce pro úhel sklonu styčné plochy $\beta=70^\circ$

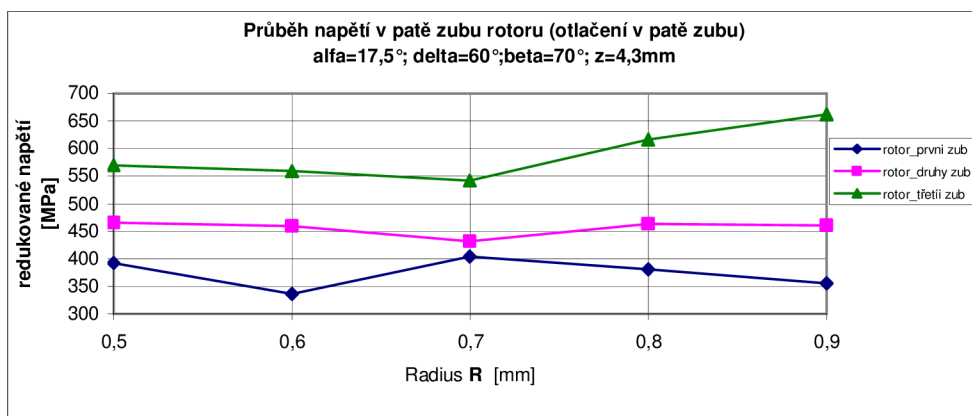
Protože se ukazuje, že nejhorším místem je spodní rádius výstupku rotoru, zkoumala se změna pouze tohoto spodního radiusu. Z několika pokusů se zdálo výhodné zvětšit rozteč zubů na $z = 4,3\text{mm}$. Tím se dostatečně zvýší otláčná plocha, aby napětí v patě zubu příliš nevzrostlo při zvyšování poloměru radiusu.

Vliv měny radiusu na posledním krčku výbežku rotoru na geometrii závěsu							
alfa=17,5°; delta=60°; z=4,3mm							
β [°]	B_{otl} [mm]	h_{st} [mm]	R [mm]	$R_{rotor_posledni}$ [mm]	v [mm]	k_{r2} [mm]	k_{r3} [mm]
70	1,419-1,253	3,198-3,548	0,6	0,9	2,64	7,68	5,01
70	1,419-1,308	3,198-3,431	0,6	0,8	2,64	7,68	5,01
70	1,419-1,364	3,198-3,314	0,6	0,7	2,64	7,68	5,01
70	1,419	3,198	0,6	0,6	2,64	7,68	5,01
70	1,419-1,475	3,198-3,081	0,6	0,5	2,64	7,68	5,01

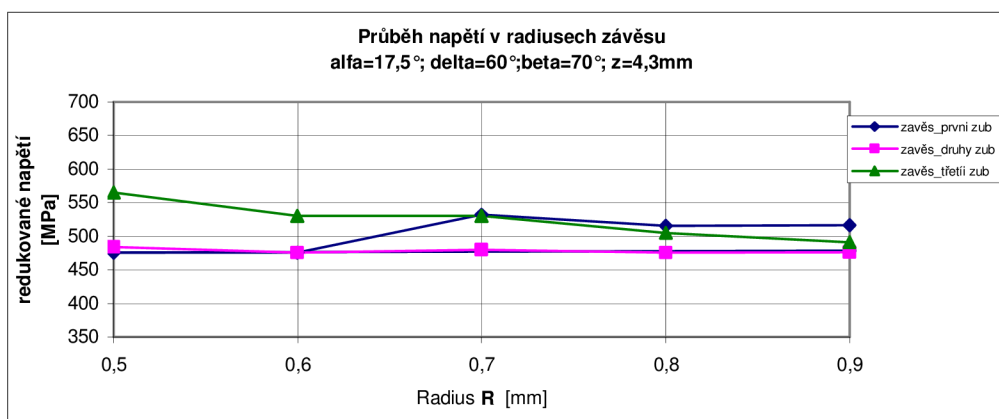
Tab. 17 Rozměry závěsu různé poloměry radiusů na posledním krčku rotoru pro úhel sklonu styčné plochy $\beta=70^\circ$



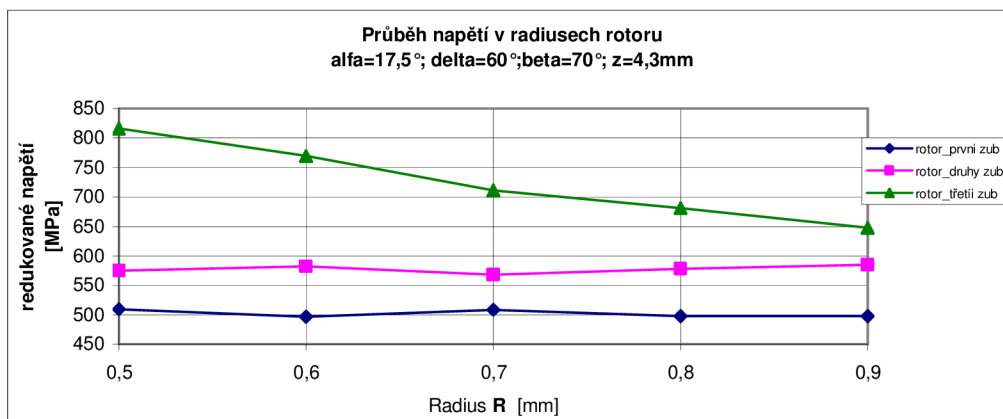
Graf. 46 Vliv změny velikosti poloměru spodního radiusu výstupku rotoru na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu závěsu



Graf. 47 Vliv změny velikosti poloměru spodního radiusu výstupku rotoru na hodnoty redukovaného napětí v patě zubu rotoru

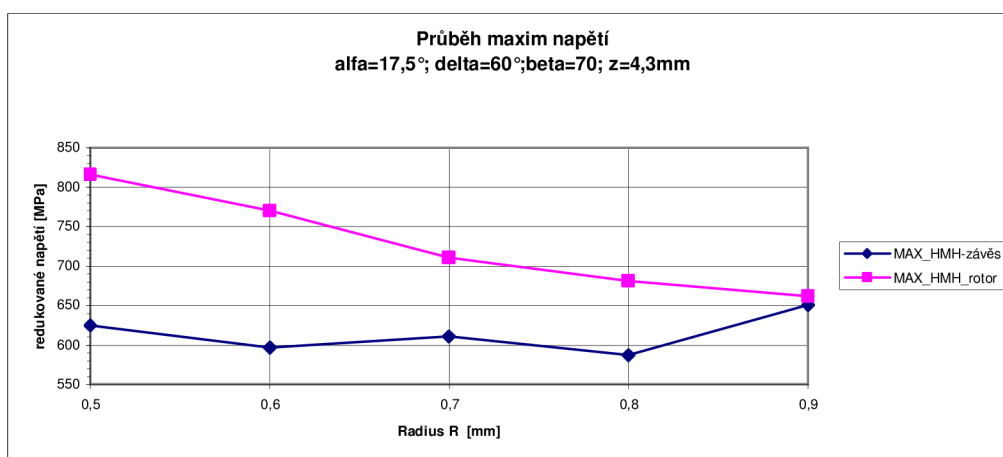


Graf. 48 Vliv změny velikosti poloměru spodního radiusu výstupku rotoru na hodnoty redukovaného v radiusech závěsu



Graf. 49 Vliv změny velikosti poloměru spodního radiusu výstupku rotoru na hodnoty redukovaného v radiusu rotoru

Tato změna má pouze vliv na třetí zub. Proto je tendence v průběhu napětí na radiusu klesající a otláčení je rostoucí pouze na třetím zubu. Zbýlá místa nevykazují zřetelnější tendence v průběhu napětí. Průběh napětí v otláčení na třetím zubu je do poloměru $R=0,7\text{mm}$ neměnný, poté hodnoty napětí rostou.



Graf. 50 Vliv změny velikosti poloměru radiusu na maxima redukovaných napětí na závěsu a na rotoru

Z výsledků zkoumání změny tvaru zubu a velikosti úhlu rozevření závěsu nejlépe vychází závěs jehož parametry jsou:

$$\alpha=17,5^\circ$$

$$\delta=60^\circ$$

$$\beta=70^\circ$$

$$z=4,3\text{mm}$$

$$R=0,9 \text{ na spodním radiusu výstupku rotoru}$$

$$R=0,6 \text{ na zbylých radiusech}$$

12. Využití tvaru zubu v plném modelu

Takové rozložení zubů se dále zkoumalo na plném modelu, kde se axiálně rozšířil závěs i rotor o 4mm na každou stranu. Tím se ještě zvětšila omezující styčná plocha a spodní radius

rotoru bylo možné zvětšit na 1,2mm. Výsledné maximální hodnoty redukovaného napětí v radiusu a otláčení závěsu a rotoru jsou v následujících tabulce

Maximální hodnoty redukovaného napětí				
	Závěs		Rotor	
	Radius	Otláčení	Radius	Otláčení
původní závěs [MPa]	615	645	783	737
nově navržený závěs [MPa]	498	387	506	465

Tab. 18 Maximální hodnoty redukovaného napětí na závěsu a rotoru původního závěsu a nově navrženého

Z těchto hodnot je vidět, že se podařilo snížit maxima napětí a to jak na závěsu, tak na rotoru, který je podle výsledku omezující částí celého modelu. **Globální maximum na radiusu rotoru se snížilo o 35% vzhledem k původní hodnotě.**

13. Vliv působících sil od proudu páry

Na tomto tvaru závěsu byla dále zkoumána jeho životnost pro dané zatížení. Vliv změny tvaru závěsu byly zkoumány pro případ, kdy nebyly uvažovány účinky páry. Proto v následující tabulce je uveden stejný typ závěsu, zatížen stejnými otáčkami a silami od páry.

Maximální hodnoty redukovaného napětí				
	Závěs		Rotor	
	Radius	Otláčení	Radius	Otláčení
bez účinků páry [MPa]	498	387	506	465
s účinky páry [MPa]	500	413	527	490

Tab. 19 Porovnání maximálních hodnot redukovaného napětí v radiusu a na patě zubu pro případ kdy na závěs působí páry a pro případ kdy pára na závěs nepůsobí.

Při porovnání z Tab. 19 je vidět, že odlišnosti v napětí nejsou veliké. Maximální rozdíl v radiusu činí 4%. V případě hodnot napětí v místě otláčení to je 7%. Je ale potřeba si uvědomit, že hodnoty redukovaného napětí v místech otláčení je velmi obtížné dostatečně přesně postihnout. V podstatě se jedná o hranový, efekt jak bylo ukázáno, kdy hrana protilehlé plochy se boří do druhé a v těchto místech vzniká místní špička napětí. K přesnějšímu zachycení hodnot by bylo potřeba podstatně více zjemnit síť v těchto místech. To především neumožňoval dostupný výpočtový aparát. Proto byl tento rozdíl hodnot považován za zanedbatelný. **V dalším hodnocení součástí se již vliv působících sil od proudu par neuvažoval.**

14. Únava součásti při mechanickém namáhání

14.1. Hodnocení životnosti konstrukcí:

V dřívějších dobách byly konstrukce hodnoceny pouze z hlediska statického namáhání. Určily se dovolené hodnoty napětí, ke kterým se součásti dimenzovaly. S postupem doby rostou požadavky na stroje, tedy i jejich součásti. Je snaha především o zvyšování jejich výkonu a snižování hmotnosti. To vede k většímu namáhání jednotlivých dílců. Veličiny a procesy, které dřív byly nepodstatné z hlediska hodnocení únosnosti dnes mají rozhodující význam.

Proto bylo potřeba přijít s přesnějšími metoda hodnocení konstrukcí. Většina strojních součástí je vystavena proměnnému (cyklickému) namáhání. Charakter porušování je odlišný od statického namáhání. Porušení nastává při dosahovaných nižších hodnotách napětí. V průběhu zatěžování dochází ke kumulaci plastických deformací, která se projeví vznikem makrotrhlin a následným únavovým lomem.

Cyklickou únavu součásti je možné hodnotit:

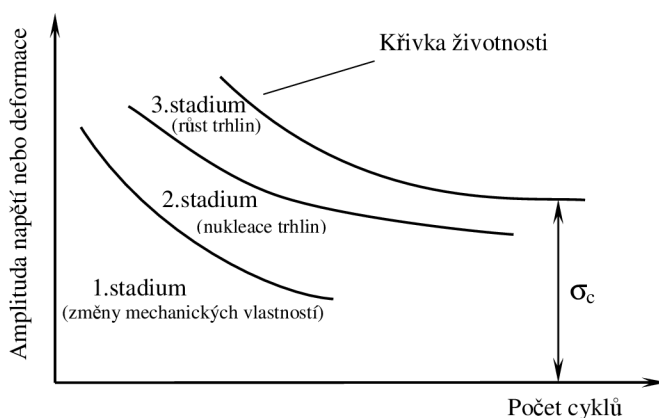
- Vzhledem k neomezené době života (v součásti se nesmí vyskytnout trhlina)
- Vzhledem k omezené době života (významná je etapa nukleace i růst trhliny)
- S přihlédnutím počátečních vad (předpokládá se stabilní růst trhliny)

14.2. Stádia únavového porušování

Celý proces únavového porušování je možné dle [2] rozdělit na tři stádia:

- změna mechanických vlastností
- nukleace mikrotrhlin
- růst trhlin

zakončena únavovým lomem. Jednotlivá stádia se mohou překrývat.



Obr. 30 Stádia únavového porušování

Únavové poškození je ovlivňováno plastickými deformacemi a jejich kumulací. V případě nízkocyklické únavy dochází k větším plastickým deformacím než u vysokocyklické únavy.

14.2.1. Změna mechanických vlastností

Bývá nejvýraznější na počátku cyklování. Je spojeno s pohybem dislokací a interakcí mezi nimi. Mechanické změny mohou být dvojího typu:

- cyklické zpevnění: nastává u materiálů s poměrem $R_m/R_e > 1,4$,
- cyklické změkčení: nastává u materiálů s poměrem $R_m/R_e < 1,2$. (například materiály deformačně zpevněné nebo zušlechtnuté tepelným zpracováním)

Takové jevy jsou nejvíce pozorovatelné na změně tvaru hysterezní smyčky.

14.2.2. Stadium nukleace mikrotrhlin

U homogenních materiálů k nukleaci mikrotrhlin dochází nečastěji na povrchu materiálu. To je výhodné z hlediska pozorování vzniku trhlin. Naproti tomu na povrchu součásti vznikají vady v důsledku výroby a vlivem opracování, které mají nežádoucí vliv na nukleaci trhlin.

Tomu se předchází úpravami povrchových vrstev například leštěním nebo zpevněním.

U nehomogenních materiálů může dojít ke vzniku trhliny pod povrchovou vrstvou.

Na základě experimentů se zjistily tři nejčastější nukleáčnická místa:

- únavová skluzová pásma,
- hranice zrn,
- rozhraní mezi inkluzemi a maticí,

14.2.3. Stadium šíření trhliny

Nukleáčnické stadium končí vytvořením povrchových mikrotrhlin. Ty mají směr největších smykových napětí podél aktivních skluzových rovin. Postupně se stáčí do směru kolmého k maximálnímu hlavnímu napětí. V této etapě se již zpravidla šíří jediná magistralní trhlina. Toto stadium je již posuzováno z hlediska lomové mechaniky.

14.2.4. Konečný lom

Konečný únavový lom vzniká dosažením kritické délky trhliny, kde zbytkový průřez materiálu je tak malý, že nevydrží dané namáhání. V průběhu porušování můžeme rozeznat několik lomových ploch:

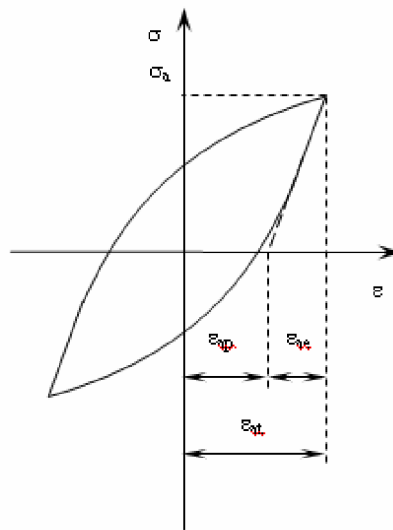
- ohnisko lomu (počátek lomového procesu)
- postupové čáry
- konečné dolomení součásti

14.3. Cyklické deformační vlastnosti

Následující vlastnosti materiálů se získávají experimentálně. Charakter experimentu by měl být odvislý od reálného zatěžování. Cyklické vlastnosti materiálů se určují měkkým zatěžováním (amplituda napětí je konstantní) nebo tvrdým zatěžováním (amplituda deformace je konstantní). Přičemž tvrdé zatěžování se využívá při zkoušce na NCÚ a měkké zatěžování při zkoušce na VCÚ.

14.3.1. Hysterezní smyčka

Napětově deformační odezva materiálu je v průběhu jednoho cyklu charakterizována hysterezní smyčkou.



Obr. 31 Hysterezní smyčka

Tvar hysterezní smyčky se v průběhu zatěžování může měnit. Průběh její změny reflektuje typ zatěžování a odpor materiálu vůči cyklické plastické deformaci. Řada technických materiálů cyklicky zpevňuje nebo změkčuje, přičemž tyto změny jsou patrnější při měkkém zatěžování. Pokud deformace vzrůstá v případě měkkého zatěžování v průběhu cyklování, pak se jedná o cyklické změkčení. V případě že klesá, pak materiál cyklicky zpevňuje. Po několika cyklech dochází k saturaci hysterezní smyčky, kdy se mechanické vlastnosti materiálů mění velmi pomalu, nepodstatně.

Hysterezní smyčku je možné dle [5] aproximovat jako:

$$\sigma_r = \frac{2 \cdot \sigma_a}{(2 \cdot \varepsilon_{qp})^{n_s}} \cdot \varepsilon_{rp}^{n_s} \quad (10)$$

Kde:

σ_rrelativní napětí,

ε_{rp}relativní plastická deformace,

n_sexponent hysterezní smyčky,

Plocha hysterezní smyčky udává množství disipované energie v průběhu jednoho cyklu.

14.3.2. Cyklická deformační křivka

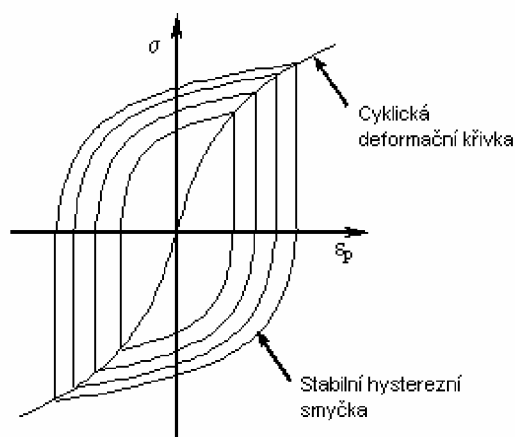
Vyjadřuje závislost amplitudy napětí na amplitudě deformace (celkové nebo plastické). Množina ustálených hysterezních smyček charakterizuje chování materiálu při cyklickém namáhání. Cyklická deformační křivka se dostává proložením vrcholů ustálených hysterezních smyček. Lze ji dle [5] aproximovat jako:

$$\varepsilon_{at} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{1/n'} \quad (11)$$

Kde:

K' součinitel cyklického zpevnění

n' exponent cyklického zpevnění



Obr. 32 Schématicky znázorněná cyklická deformační křivka z [2]

14.4. Křivky životnosti

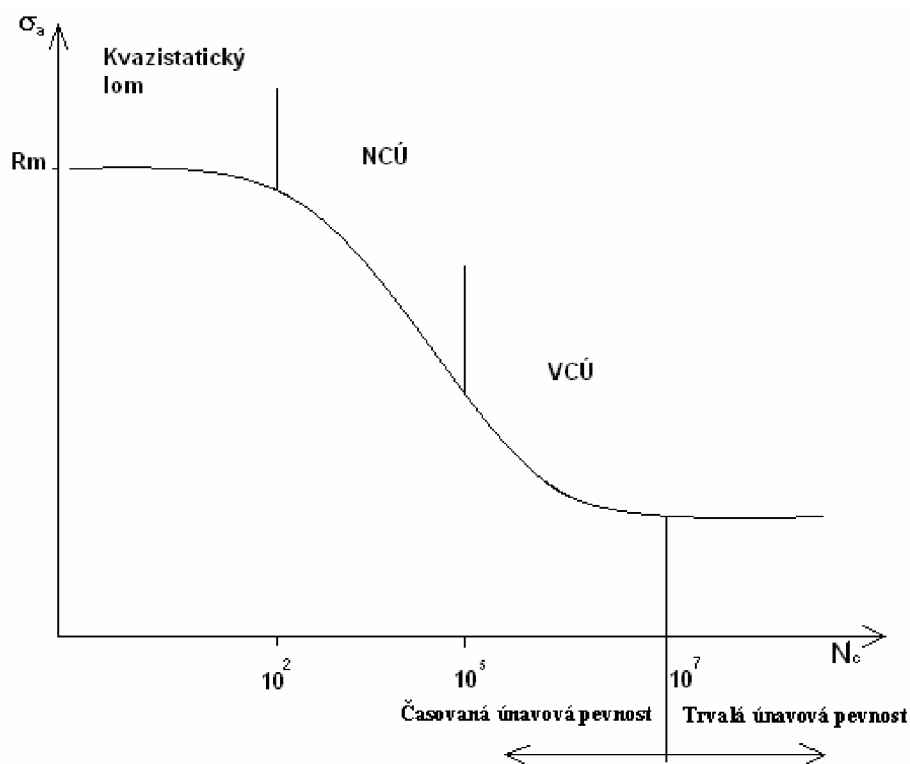
14.4.1. Wöhlerova křivka

Je experimentálně získaná závislost počtu cyklů do porušení N_c na amplitudě napětí σ_a . Charakterizuje mezní stav únavového porušování.

K experimentálnímu získání Wöhlerovi křivky je zapotřebí minimálně 8-10 zkušebních vzorků. Nejprve se první vzorek zatíží na mez kluzu. Další vzorky se zatěžují čím dál menším napětím až se dosáhne neomezené životnosti. Pro jednotlivé materiály to znamená odlišný počet cyklů

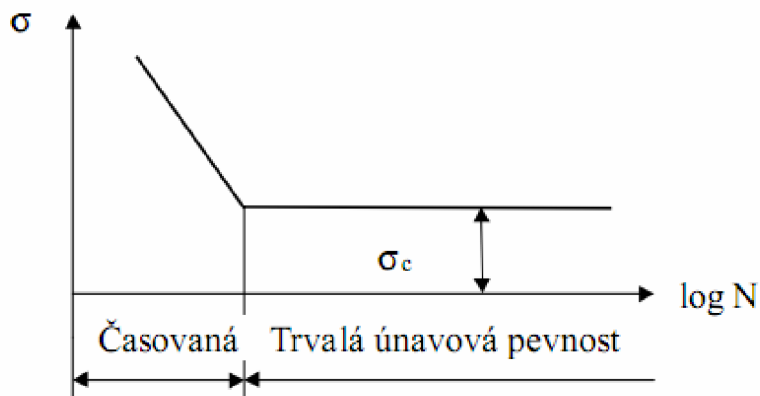
- oceli, litiny, měď a její slitiny to je 10^7 cyklů,
- lehké kovy a jejich slitiny to je 10^8 cyklů,

Na křivce je možné rozeznat oblasti kvazistatického lomu pro $N_c < 10^2$, oblast nízkocyklové únavy pro $10^2 < N_c < 10^5$ a oblast vysokocyklové únavy pro $N_c > 10^5$. Hranice $N_c = 10^7$ cyklů je považována za mez únavy.



Obr. 33 Úplná Wöhlerova křivka

Wöhlerova křivka se využívá pro určování vysokocyklové únavy, kde se používá zkrácené wöhlerovi křivky v semilogaritmických souřadnicích. Ta rozlišuje časovanou a trvalou životnost konstrukce.



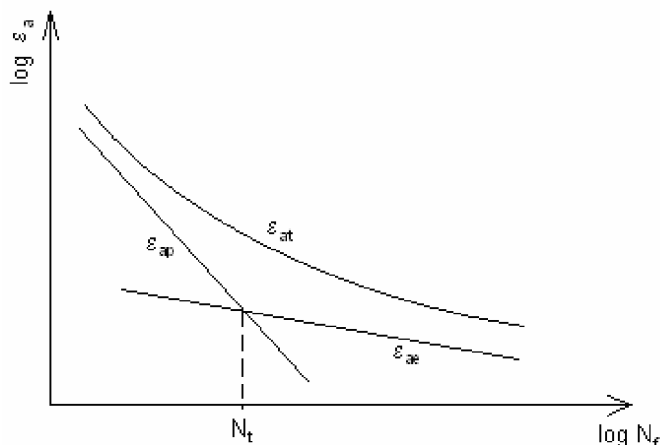
Obr. 34 Schéma wöhlerovi křivky v semilogaritmických souřadnicích

Zmíněné hodnoty napětí jsou smluvní, nebere se v úvahu aktuální průřez zkušebního vzorku. Z toho důvodu je možné tuto závislost použít pouze pro vysokocyklovou únavu, kde jsou pouze mikroplastické deformace. V případě nízkocyklové únavy a kvazistatického lomu kde jsou již makroplastické deformace, se smluvní hodnoty napětí značně odlišují od těch skutečných. Navíc sklon křivky v těchto oblastech je poměrně malý (to znamená, že pro

malou změnu napětí odpovídá velká změna počtu cyklů do porušení), takže odečet hodnot je nepřesný.

14.4.2. Manson-Coffinova křivka

Pro nízkocyklovou únavu se využívá Manson-Coffinova křivka. Vyjadřuje závislost amplitudy celkového přetvoření na počtu cyklů do lomu. Daná závislost se vyjadřuje v log-log souřadnicích.



Obr. 35 Manson-Coffinova křivka v log-log souřadnicích

Celková amplituda přetvoření ϵ_{at} se skládá z amplitudy elastického přetvoření ϵ_{ae} a amplitudy plastického přetvoření ϵ_{ap} , kde

$$\epsilon_{ap} = \epsilon'_f \cdot (2N_f)^c \quad (12)$$

Kde:

ϵ'_f součinitel únavové tažnosti,

c.....exponent únavové tažnosti

a

$$\epsilon_{ae} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N_f)^b \quad (13)$$

σ'_f součinitel únavové pevnosti

b.....exponent únavové pevnosti

Takže potom rovnice Manson-Coffinovi křivky vypadá následovně:

$$\epsilon_{at} = \epsilon_{ae} + \epsilon_{ap} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (14)$$

Dále se ještě rozlišuje tranzitní počet kmitů. To je takový počet cyklů, kdy elastické přetvoření je rovno plastickému přetvoření

$$N_t = \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma'_f}{E \cdot \epsilon'_f} \right)^{\frac{1}{c-b}} \quad (15)$$

14.5. Jevy ovlivňující únavovou životnost

Únava materiálů je složitá a komplexní otázka. Má na ní vliv řada činitelů jejichž závislosti mají často protichůdný charakter. Z toho důvodu je snaha zde uvést jen ty jevy, které bezprostředně souvisí s touto prací.

14.5.1. Vliv asymetrie cyklu

Střední napětí cyklu ovlivňuje únavové poškození materiálu. Záporná střední napětí mají kladný vliv na únavovou životnost, protože uzavírají trhliny a zvyšují tak počet cyklů do porušení. Naopak kladná střední napětí mají opačné účinky a jsou tak škodlivá. Snižují počet cyklů do porušení. Pokud je cyklus zatěžován nesymetricky vzniká na počátku zatěžování nenulové střední napětí. Dalším zatěžováním střední napětí klesá – cyklicky relaxuje. Vliv asymetrie cyklu je vyjádřen např. v **Haighově a Smithově** diagramu nebo je zahrnut v křivkách životnosti pro NCÚ. Vliv asymetrie cyklu se projevuje při malých počtech cyklů do porušení.

14.5.2. Vliv koncentrátoru napětí (vrubu)

Problematika vrubu má významný vliv na hodnocení mezního stavu součásti Bylo zjištěno [4], že v okolí vrubu:

- je víceosá napjatost a přetvoření,
- dochází ke koncentraci napětí a přetvoření,
- čím je koncentrace napětí vyšší, tím je oblast špičkového napětí lokálnější

Pro tělesa s vrubem byly definovány součinitele tvaru α

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{nom}} \quad (16)$$

a součinitel vrubu β

$$\beta = \frac{\sigma_c}{\sigma_c^*} \quad (17)$$

σ_c mez únavy vzorku bez koncentrace napětí

σ_c^* mez únavy vzorku s koncentrátorem napětí

Těleso s vrubem s poměrně velkým zbytkovým průřezem je zatěžováno. Okolí vrubu je vysoce namáhané, objevuje se tam koncentrace napětí. Podle Siebela a Stielerů zbytkový průřez materiálu v elastickém stavu slouží jako podpora pro vysoce namáhaný lokální objem materiálu kolem vrubu. Podpůrný účinek materiálu n je definovaný jako

$$n = \frac{\alpha}{\beta} \quad (18)$$

V [3] se používá pro určení napětí a deformace ve vrubu Neuberovo pravidlo uvedené Wetzelem a Topperem ve tvaru:

$$\Delta \varepsilon \cdot \Delta \sigma = K_f^2 \cdot \Delta \varepsilon_n \cdot \Delta \sigma_n \quad (19)$$

Kde:

K_f	vrubový součinitel na mezi únavy, což odpovídá vrubovému součiniteli β
$\Delta\sigma_n$	rozkmit nominálního napětí
$\Delta\varepsilon_n$	rozkmit nominální přetvoření

15. Možné koncepce řešení únavové pevnosti:

Pro hodnocení únavové pevnosti existuje několik koncepcí, které se liší především svojí přesností a konzervativností [4]. Dále jsou popsány jen ty koncepce, které se použily.

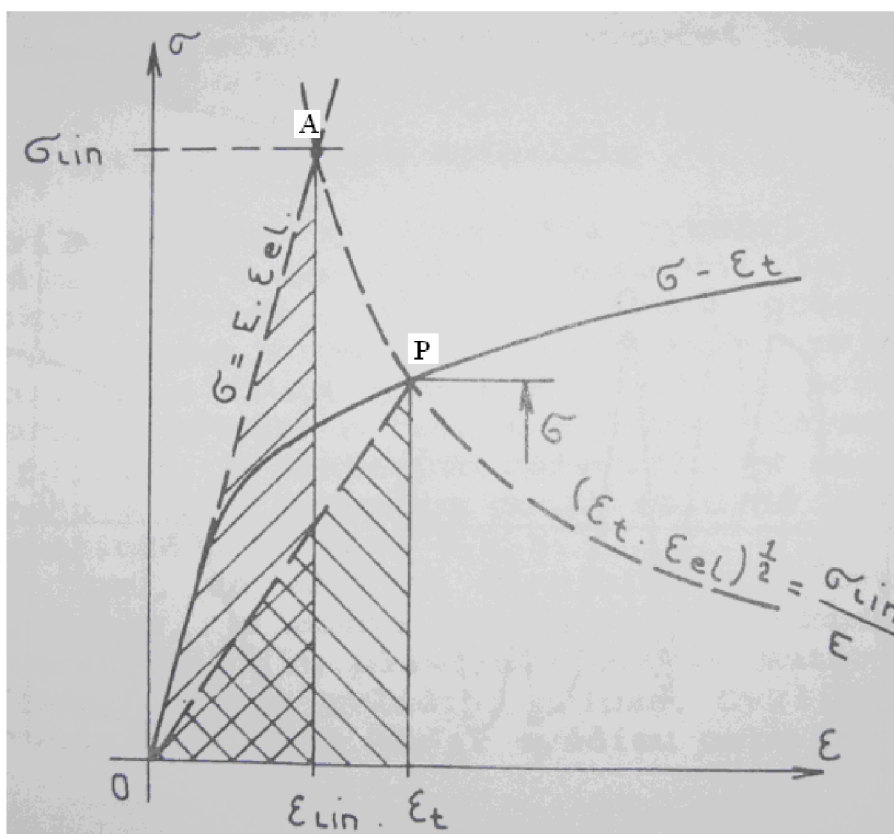
15.1. Neuberovská koncepce (plastická redistribuce napětí)

Pomocí Neuberovy koncepce [4] je možné stanovit pružně plastické napětí a přetvoření v místě vrubu na základě známých lineárně pružných napětí a příslušných deformací pomocí zobecněného vztahu [6] (str. 11):

$$\frac{\sigma_{lin}}{E} = (\varepsilon_{el})^m \cdot (\varepsilon_t)^{1-m} \quad (20)$$

Kde:

σ_{lin}	fiktivní lineárně pružné napětí ve vrubu
ε_t	celkové přetvoření
ε_{el}	elastické přetvoření
m	exponent nabývající hodnot od 0 do 1 dle zatížení: <ul style="list-style-type: none"> • $m=1$... pro rovnoměrně rozložené napětí po průřezu způsobené vnějším silovým zatížením (tah, tlak) • $m \leq 0,66$... pro nerovnoměrně rozložené napětí po průřezu způsobené vnějším silovým zatížením (ohyb) • $m \leq 0,5$... silově i deformačně zatížené vruby (Neuberův vztah je pro $m=0,5$) • $m \leq 0,1$... pro nerovnoměrně rozložené napětí po průřezu způsobené vnějším deformačním zatížením • $m = 0$... pro rovnoměrně rozložené napětí po průřezu způsobené vnějším deformačním zatížením



Obr. 36 Neuberův princip stanovení lokální plastické deformace [6]

Jedná se o rovnici hyperboly, která je charakteristická pro dané zatěžování. Hyperbola prochází bodem A (což je bod jehož souřadnice odpovídají lineárně pružným napětím a deformacím v kritickém místě) a protíná cyklickou deformační křivku v bodě P (což jsou vypočtená pružně plastická napětí a přetvoření pomocí Neuberovy koncepce).

Při určování pružně plastických napětí a deformací jsou vstupními parametry materiálové charakteristiky (cyklická deformační křivka) a vypočtená lineárně pružná napětí a přetvoření. V případě nesymetrického cyklu je nutné provést transformaci na symetrický cyklus tak, aby se zachovala bezpečnost vůči únavovému porušení.

Za použití křivek životnosti:

$$\epsilon_{ap} = \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (21)$$

Což je rovnice Manson-Coffinovi křivky (plastické přetvoření), kde:

ϵ'_f součinitel únavové tažnosti,

N_f počet cyklů do porušení,

c exponent únavové tažnosti,

A rovnice Basquinovi závislosti pro odvozenou Wöhlerovu křivku:

$$\sigma_a = \sigma'_f \cdot (2N_f)^b \quad (22)$$

Kde:

σ'_f součinitel únavové pevnosti,
 b exponent únavové pevnosti,

můžeme rovnici (19) vyjádřit v závislosti na počtu cyklů do porušení, tedy (21) a (22) \rightarrow (19):

$$(E\varepsilon_{an}\sigma_{an})^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{K_f} \left[\sigma_f'^2 (2N_f)^{2b} + E\sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (23)$$

Rovnice (23) se nazývá univerzální rovnice pro výpočet životnosti. Vyjde-li se z rovnice (20), bude mít tato rovnice tvar:

$$\sigma_{lin} = \left[\sigma_f' (2N_f)^b \right]^m \cdot \left[\sigma_f' (2N_f)^b + E \cdot \varepsilon_f' (2N_f)^c \right]^{1-m} \quad (24)$$

Neuberův přístup zohledňuje i plastické přizpůsobení.

Plastické přizpůsobení při únavě [6]

V případě míjivého cyklu v tahu, kdy horní napětí σ'_h a amplitudu napětí σ'_a jsou počítány lineárně (s použitím lineárně elastického modelu materiálu), pak je asymetrie:

$$P' = \frac{\sigma'_h}{\sigma'_a} = 2 \quad (25)$$

Přičemž střední napětí $\sigma_m \neq 0$.

Pokud dochází k plastickým přetvořením, budou se hodnoty dolního a horního napětí cyklu měnit a to tak, že se střední napětí bude blížit nule a míjivý cyklus bude přecházet do symetrického. To se nazývá plastické přizpůsobení. Pro určení plastického přizpůsobení se dá použít zobecněného Neuberova principu viz. rovnice (20). Dále s uvážením rovnic:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{el} + \varepsilon_p \quad (26)$$

$$\varepsilon_{el} = \frac{\sigma}{E} \quad (27)$$

a rovnice (21), je možné rovnici (20) vyjádřit ve tvaru:

$$\sigma_{lin} = \sigma^m \cdot \left[\sigma + E\varepsilon_f' \left(\frac{\sigma}{\sigma_f'} \right)^{c/b} \right]^{1-m} \quad (28)$$

Pomocí níž je možné spočítat skutečné hodnoty horního napětí σ_h a amplitudy napětí σ_a a následně skutečnou asymetrii $P = \frac{\sigma_h}{\sigma_a}$ jejíž hodnoty v případě míjivého cyklu v tahu budou v intervalu $\langle 1,2 \rangle$.

Použití Neuberova principu vede ke konzervativním výsledkům, ve skutečnosti je životnost vyšší než vypočtená.

15.2. Koncepte pružně-plastických deformací

V tomto případě je třeba řešit danou součást s pružně-plastickým materiálovým modelem. Pomocí vypočteného celkového přetvoření v kritickém místě tělesa a Manson-Coffinovy křivky se stanoví životnost součásti.

V případě tvrdého zatěžování je závislost mezi počtem cyklů do porušení N_f a amplitudou plastického přetvoření ε_{ap} s dostatečnou přesností aproximovatelná přímkou v log-log souřadnicích. Tato závislost je charakterizovaná rovnicí (12)
 Stejně tak je možné aproximovat závislost počtu cyklů do porušení na amplitudě elastického přetvoření dle vztahu (13)
 Dále dle [3] pro amplitudu celkového přetvoření ε_{at} platí

$$\varepsilon_{at} = \varepsilon_{ap} + \varepsilon_{ae} \quad (29)$$

Potom dosazením rovnic (12) a (13) do rovnice (29) získáme závislost amplitudy celkového přetvoření na počtu cyklů do porušení.

$$\varepsilon_{at} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma_f}{E} \cdot (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (30)$$

Rovnice (30) vyjadřuje Manson-Coffinovu křivku životnosti.
 Nenulové střední napětí ovlivňuje životnost součástek. Proto v případě cyklu kde $\sigma_m \neq 0$ se závislost (30) modifikuje podle Mansona a Halforda [5] na:

$$\varepsilon_{at} = \varepsilon_f' (2N_f)^c + \frac{(\sigma_f' - k_m \sigma_m)}{E} (2N_f)^b \quad (31)$$

Kde:

k_m konstanta získaná experimentálně popřípadě se bere jako 1

Pro kritickou hodnotu poměru $\frac{\sigma_m}{\sigma_a}$ může dojít k cyklickému creepu. U zkušební vzorku

hodnoty středního napětí a amplitudy napětí náhle vzrostou vlivem tvorby krčku. To vede až ke kvazistatickému porušení vzorku.

16. Pevnostní hodnocení závěsu lopatky

Pro pevnostní hodnocení závěsu turbínové lopatky byl uvažován pouze zjednodušený segment rotoru a lopatky. Další části jako pojistný zoubek a pojistný plech nebyly uvažovány. Jejich hmotnost je v porovnání s lopatkou mnohem menší a proto bylo předpokládáno, že jejich vliv na namáhání je nepodstatný. Lopatka a rotor jsou vystaveny teplotě 450°C. V pevnostním hodnocení závěsu lopatky nebyl uvažován creep.

16.1. Hodnocení závěsu z hlediska neomezené životnosti

Pro počáteční hodnocení závěsu lopatky byla použita metoda kategorizace napětí vycházející z normy ASME Code Section III. Představuje podmínku pro neomezenou životnost součástí. Pevnostní výpočty podle této normy jsou používány pro tlakové nádoby a části potrubí v jaderných elektrárnách. Tento postup byl zaveden Ing. B. Pospíšilem ve firmě PBS pro hodnocení skříní a dalších částí turbín. Byl používán i pro závěsy turbínových lopatek. Ve firmě Ekol je také používán.

Aby bylo možné určit potřebná napětí která jsou potřeba pro toto kritérium, bylo nutné provést vyhodnocování závěsu v klasickém prostředí Ansys. Mezi jednotlivými uzly prvku sítě závěsu v nebezpečných řezech byly hledány cesty kde hodnoty membránového,

ohybového, ohybového+membránového, špičkového a celkového napětí dosahují maximálních hodnot. Všechna napětí jsou napětí srovnávací HMH. Počáteční bod dráhy např. pro rovinu krčku závěsu je uzel s maximálním napětím HMH v místě radiusu mezi opěrnou plochou a krčkem zubu a protější bod hledáme v protějším radiusu tak, aby i na něm bylo maximální napětí.

Napětí rovnoměrně rozložené po průřezu je membránové napětí - σ_M
 Napětí lineárně proměnné - ohybového charakteru mění své znaménko po sledované dráze se nazývá ohybové napětí - σ_B
 Napětí špičkové zpravidla ve vrubu nebo na okraji kontaktu dosedacích ploch závěsu a drážky se nazývá špičkové napětí - σ_P
 Současně se vyhodnocuje napětí membránové + ohybové - σ_{M+B}
 Totální napětí je výsledné napětí všech kategorií napětí - $\sigma_T = \sigma_{M+B+P}$
 Napětí (membránové+ohybové) a napětí totální (membránové+ohybové+špičkové) jsou výsledná srovnávací napětí HMH vypočtená ze součtu složek příslušných dílčích napětí σ_M ; σ_B ; σ_P v daném bodě.

Dovolené napětí pro materiál lopatky a rotoru je dána výrazy

$$\sigma_D = \min \left(\frac{R_m}{2,1}; \frac{R_{p0,2}}{1,5}; \frac{R_{tp10^5}}{1,5} \right) \quad (32)$$

Pevnostní podmínka pro neomezenou životnost součásti je určena výrazem

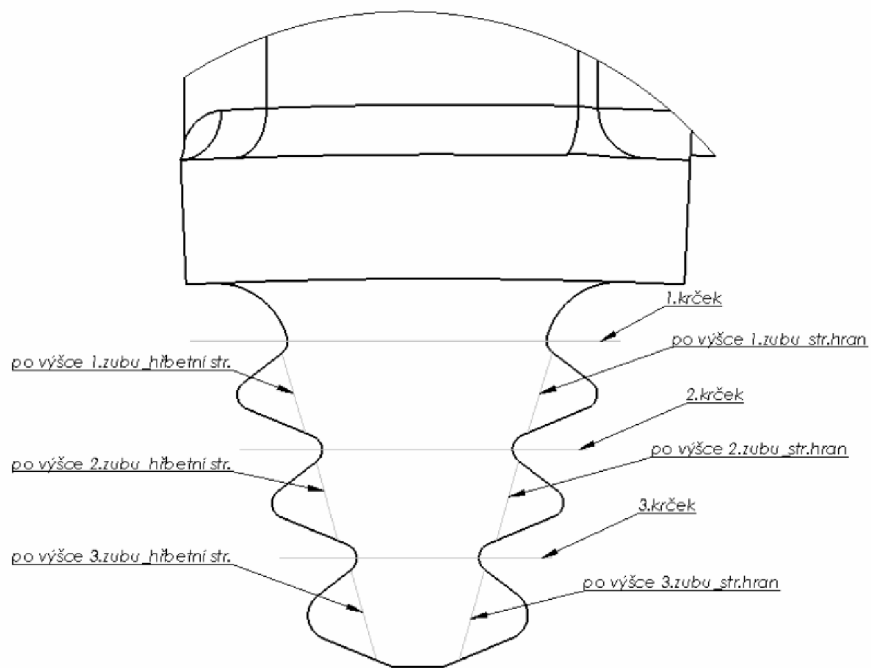
$$\begin{aligned} \sigma_M &\leq \sigma_D \\ (\sigma_{M+B}) &\leq 1,5 \cdot \sigma_D \\ \sigma_T = (\sigma_{M+B+P}) &\leq 3 \cdot \sigma_D \end{aligned} \quad (33)$$

V tabulce Tab. 20 jsou uvedeny materiálové konstanty materiálu lopatky a rotoru z tahových zkoušek tří vzorků pro teplotu materiálu 450°C, mez pevnosti v tečení pro 10⁵ hodin je uvedena z materiálových listů.

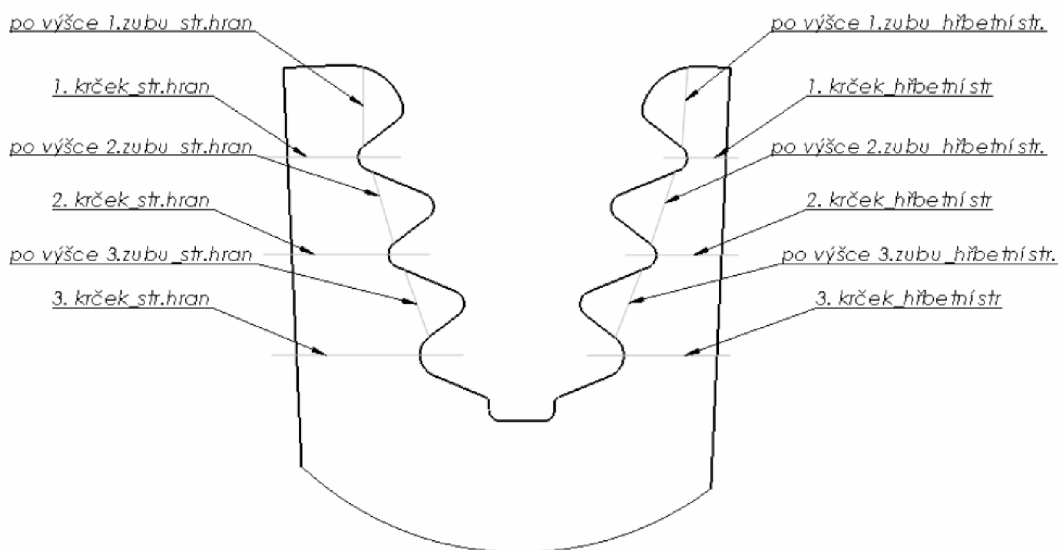
	Rotor	Lopatka
R_m [MPa]	581	725
R_{p0,2} [MPa]	481	641
R_{tp10⁵ 450°} [MPa]	322	432
σ_D [MPa]	215	288

Tab. 20 Dovolené namáhání a materiálové hodnoty jednotlivých částí

Schémata rovin ve kterých byly hledány dráhy s nejvyššími hodnotami uvedených napětí jsou na Obr. 37 a Obr. 38.

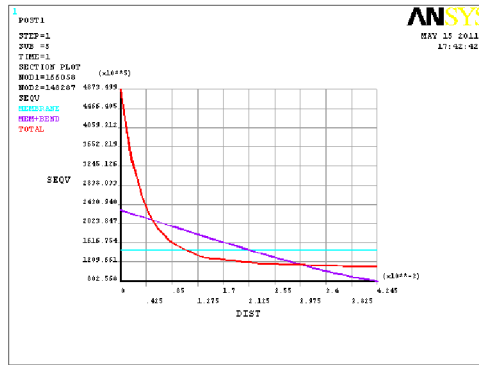
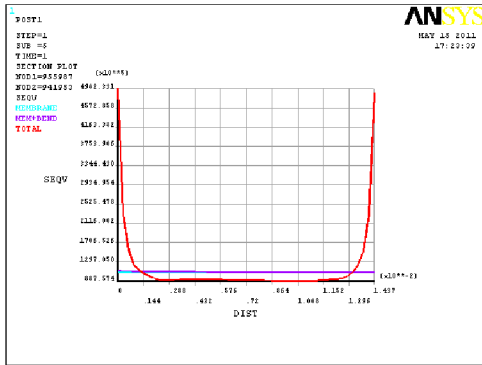


Obr. 37 Schéma kritických rovin závěsu lopatky

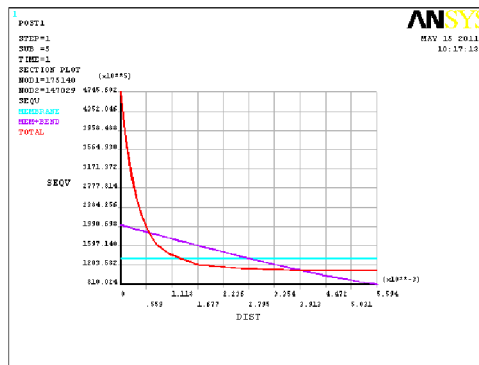
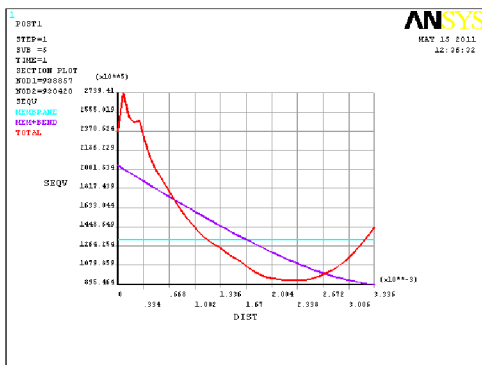


Obr. 38 Schéma kritických rovin v drážce rotoru

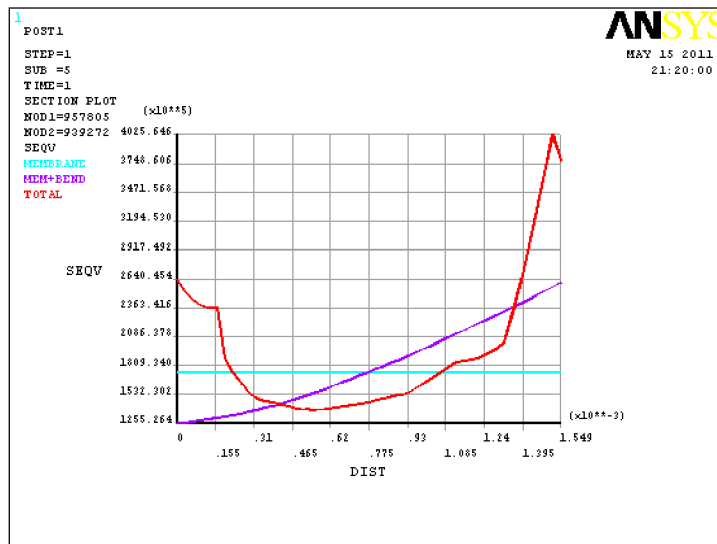
V následujících grafech jsou vidět typické průběhy σ_M ; σ_{M+B} a σ_T . pro dráhu mezi uzly s maximálním napětím pro krček závěsu, smykovou plochu zubu vedenou od okraje kontaktní plochy zubu závěsu a napříč opěrnou plochu zubu.



Graf. 51 Průběh jednotlivých kategorií napětí přes 1.krček závěsu (vlevo) a 3. krček rotoru (vpravo) (modrá – σ_M ; fialová – σ_{M+B} ; červená – σ_T)



Graf. 52 Průběh jednotlivých kategorií napětí přes smykovou plochu 1. zubu závěsu (vlevo) a 3. zubu rotoru (vpravo)



Graf. 53 Průběh jednotlivých kategorií napětí napříč stykovou plochou

V tabulkách jsou pro danou dráhu mezi dvěma zvolenými uzly sítě vidět maximální hodnoty srovnávacích napětí σ_M , σ_{M+B} a σ_T pro dráhu mezi uzly s maximálním napětím pro krček závěsu.

Rotor								
		kategorizovaná napětí	1. krček_ strana hřbetu	2. krček_ strana hřbetu	3. krček_ strana hřbetu	1. krček_ strana žlábků	2. krček_ strana žlábků	3. krček_ strana žlábků
σ_D [MPa]	215	σ_M [MPa]	118	157	147	112	136	134
$1.5 \cdot \sigma_D$ [MPa]	322	σ_{M+B} [MPa]	213	208	231	163	170	202
$3 \cdot \sigma_D$ [MPa]	644	σ_T [MPa]	440	506	487	418	491	475
		kategorizovaná napětí	1.zub smyková plocha strana hřbetu	2.zub smyková plocha strana hřbetu	3.zub smyková plocha strana hřbetu	1.zub smyková plocha strana hřbetu	2.zub smyková plocha strana hřbetu	3.zub smyková plocha strana hřbetu
σ_D [MPa]	215	σ_M [MPa]	120	141	195	123	142	197
$1.5 \cdot \sigma_D$ [MPa]	322	σ_{M+B} [MPa]	211	214	318	216	220	337
$3 \cdot \sigma_D$ [MPa]	644	σ_T [MPa]	288	312	451	292	320	466
		kategorizovaná napětí	1.zub styčná plocha strana hřbetu	2.zub styčná plocha strana hřbetu	3.zub styčná plocha strana hřbetu	1.zub styčná plocha strana žlábků	2.zub styčná plocha strana žlábků	3.zub styčná plocha strana žlábků
σ_D [MPa]	215	σ_M [MPa]	126	148	185	134	153	189
$1.5 \cdot \sigma_D$ [MPa]	322	σ_{M+B} [MPa]	208	217	270	193	234	280
$3 \cdot \sigma_D$ [MPa]	644	σ_T [MPa]	256	312	263	286	300	238

Tab. 21 Hodnoty jednotlivých složek napětí v kritických rovinách na drážce rotoru. Napětí jsou uvedena v MPa.

Lopátka								
		kategorizovaná napětí	1. krček	2. krček	3. krček			
σ_D [MPa]	288	σ_M [MPa]	108	106	87			
$1.5 \cdot \sigma_D$ [MPa]	432	σ_{M+B} [MPa]	111	135	132			
$3 \cdot \sigma_D$ [MPa]	864	σ_T [MPa]	498	425	379			
		kategorizovaná napětí	1.zub smyková plocha strana hřbetu	2.zub smyková plocha strana hřbetu	3.zub smyková plocha strana hřbetu	1.zub smyková plocha strana žlábků	2.zub smyková plocha strana žlábků	3.zub smyková plocha strana žlábků
σ_D [MPa]	288	σ_M [MPa]	133	137	114	133	132	127
$1.5 \cdot \sigma_D$ [MPa]	432	σ_{M+B} [MPa]	204	201	246	207	188	252
$3 \cdot \sigma_D$ [MPa]	864	σ_T [MPa]	237	223	381	234	206	408
		kategorizovaná napětí	1.zub styčná plocha strana hřbetu	2.zub styčná plocha strana hřbetu	3.zub styčná plocha strana hřbetu	1.zub styčná plocha strana žlábků	2.zub styčná plocha strana žlábků	3.zub styčná plocha strana žlábků
σ_D [MPa]	288	σ_M [MPa]	125	145	174	131	149	178
$1.5 \cdot \sigma_D$ [MPa]	432	σ_{M+B} [MPa]	155	169	256	146	184	266
$3 \cdot \sigma_D$ [MPa]	864	σ_T [MPa]	250	272	357	237	283	384

Tab. 22 Hodnoty jednotlivých složek napětí v kritických rovinách závěsu lopatky. Napětí jsou uvedena v MPa.

Z předcházejících tabulek je zřejmé, že navržený tvar závěsu nesplňuje podmínku neomezené životnosti pro 12000ot/min. Kritickým místem je smyková plocha 3. zubu rotoru na straně hran (v tabulce je vyznačena). Hodnota součtu membránového a ohybového napětí nesplňuje danou podmínku.

17. Hodnocení nízkocyklové únavy z hlediska omezené životnosti

Navržená součást při zatížení 12000 ot/min nesplňuje kritérium neomezené životnosti dle normy ASME. Toto kritérium je konzervativní. Proto bylo potřeba provést hodnocení součásti z hlediska omezené životnosti a zjistit jak velké zatížení součást vydrží pro 3800 cyklů, které je předepsané normou.

17.1. Materiálová zkouška NCÚ při teplotě 450°C

K výpočtu byly využity materiálové hodnoty získané ze zkoušek na nízkocyklovou únavu při teplotě 450°C. Byly určovány při tvrdém zatěžování hladkých vzorků při střídavém cyklu. Při zkoušce se řídí podélná deformace. V případě zkoušky za zvýšené teploty se řídí příčná deformace. Měří se napětí a přetvoření. Mezní stav nastává ve chvíli, kdy velikost vzniklé trhliny je srovnatelná s příčným průřezem vzorku (polovina průměru válcového zkušebního tělesa), popřípadě při náhlém dolomení.

Vznik trhliny je možné pozorovat ze změny tvaru hysterezní smyčky, která se v závislosti na délce trhliny mění typickým způsobem. Tedy horní hodnota napětí klesá a střední hodnota napětí se posouvá směrem do tlaku. Počet cyklů do porušení N_f se smluvně stanovuje tak, že hodnota amplitudy napětí klesne na polovinu ustálené hodnoty napětí. U změkčujících

materiálů to je tehdy, když hodnota asymetrie cyklu $P = \frac{\sigma_h}{\sigma_a} = 0,75$.

Z této zkoušky se získaly konstanty ϵ'_f , c , K' , n'

Pomocí těchto koeficientů se dále dopočítaly:

Součinitel únavové pevnosti: $\sigma'_f = K' \cdot (\epsilon'_f)^c$

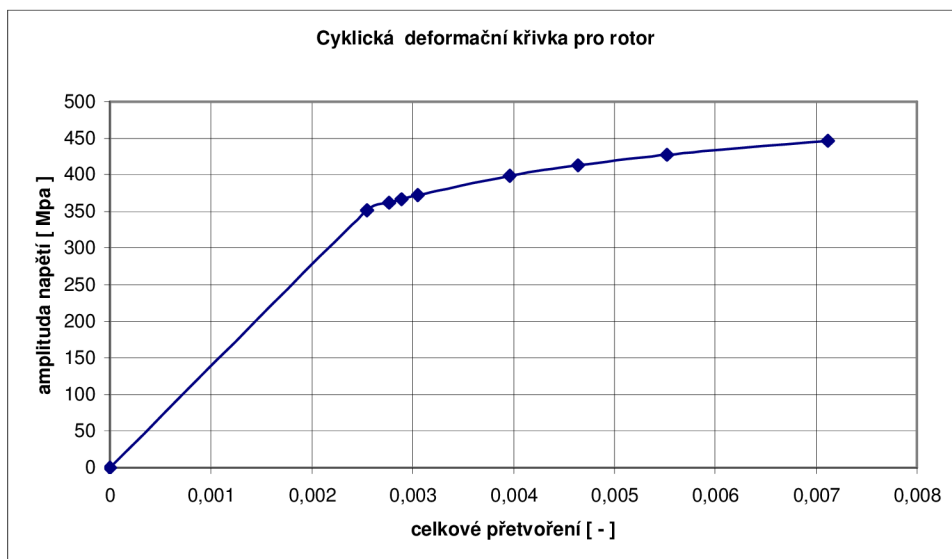
exponent únavové pevnosti $b = n' \cdot c$

	450°C	
	Rotor	Lopatka
$\epsilon'_f =$	0,057	0,276
$c =$	-0,41	-0,589
$\sigma'_f =$	599,3512	764,75973
$b =$	-0,04797	-0,048887
$k' =$	838	851
$n' =$	0,117	0,083

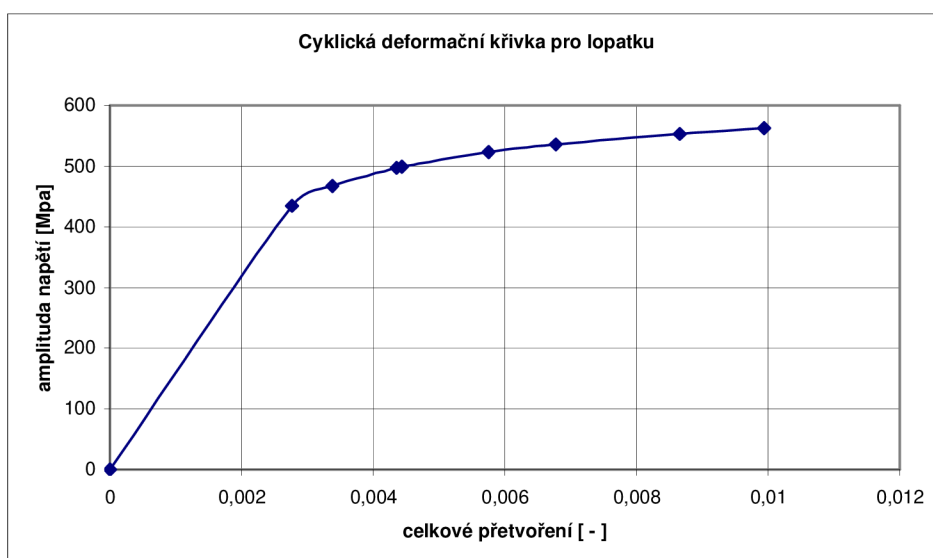
Tab. 23 Konstanty získané ze zkoušky materiálu na NCÚ spolu s dopočítanými koeficienty

Pomocí těchto parametrů se sestaví cyklická deformační křivka viz rovnice (11)

(viz. Graf. 54 a Graf. 55, kde jsou znázorněny hodnoty, které vyšly z materiálových zkoušek) a příslušné křivky životnosti.



Graf. 54 Cyklická deformační křivka pro rotor v lineárních souřadnicích



Graf. 55 Cyklická deformační křivka pro lopatku v lineárních souřadnicích

Tyto koeficienty jsou ale pro mediánovou cyklickou deformační křivku a křivku životnosti. To znamená, že v případě křivky životnosti na její hranici 50% vzorků se neporuší a 50% vzorků se poruší. Takovou křivku životnosti z pochopitelných důvodů nelze použít. Správně by se mělo jak cyklickou deformační křivku, tak křivku životnosti převést na křivku s definovanou pravděpodobností přežití 95%. K tomu by byly zapotřebí veškeré údaje ze zkoušek NCÚ, které nebyly dodány včas. Proto i z časových důvodů bylo nutné přistoupit k použití koeficientů bezpečnosti a to jak vzhledem k počtu cyklů, tak amplitudy celkové deformace.

17.2. Univerzální rovnice pro výpočet životnosti

Výpočet byl proveden na základě [6].

Univerzální rovnice pro výpočet životnosti již byla popsána v kap. 15.1. Jedná se o rovnici pro výpočet životnosti kam vstupují hodnoty redukováného napětí z výpočtů za použití lineárně elastického modelu materiálu.

Tento přístup využívá již hodnoty z materiálových zkoušek na NCÚ. Proto je nutné do výpočtů zahrnout bezpečnostní koeficienty. Byl zaveden koeficient bezpečnosti, který snížil počet cyklů do porušení desetkrát pro dané zatížení.

To znamená, že univerzální rovnice pro výpočet životnosti:

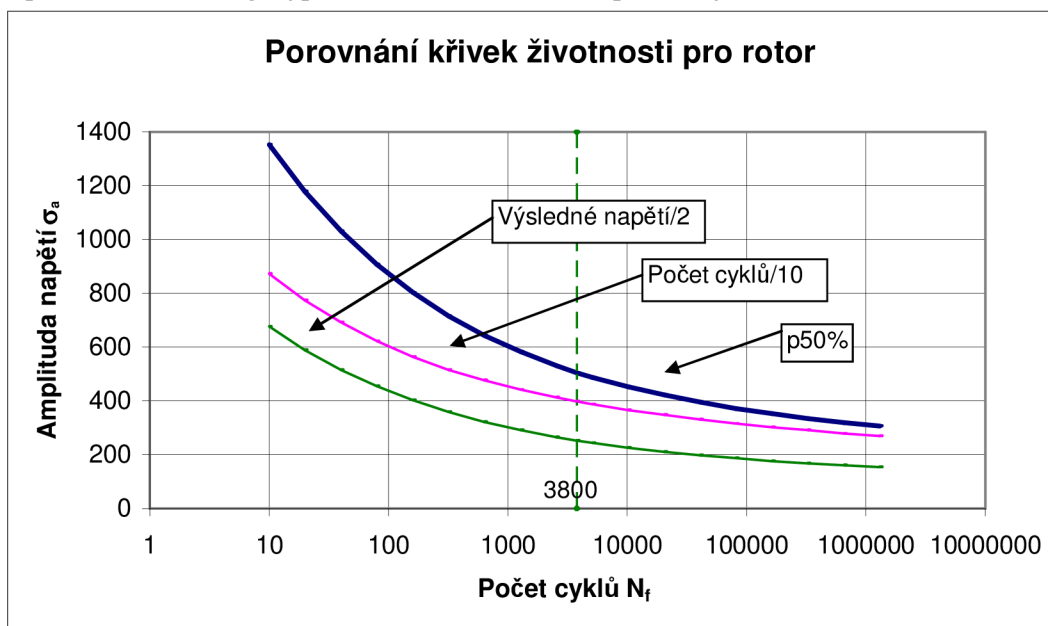
$$\sigma_{a,lin,red} = \left[\sigma_f' (2N_f)^b \right]^m \cdot \left[\sigma_f' (2N_f)^b + E \cdot \varepsilon_f' (2N_f)^c \right]^{1-m} \quad (34)$$

Se převede na rovnici:

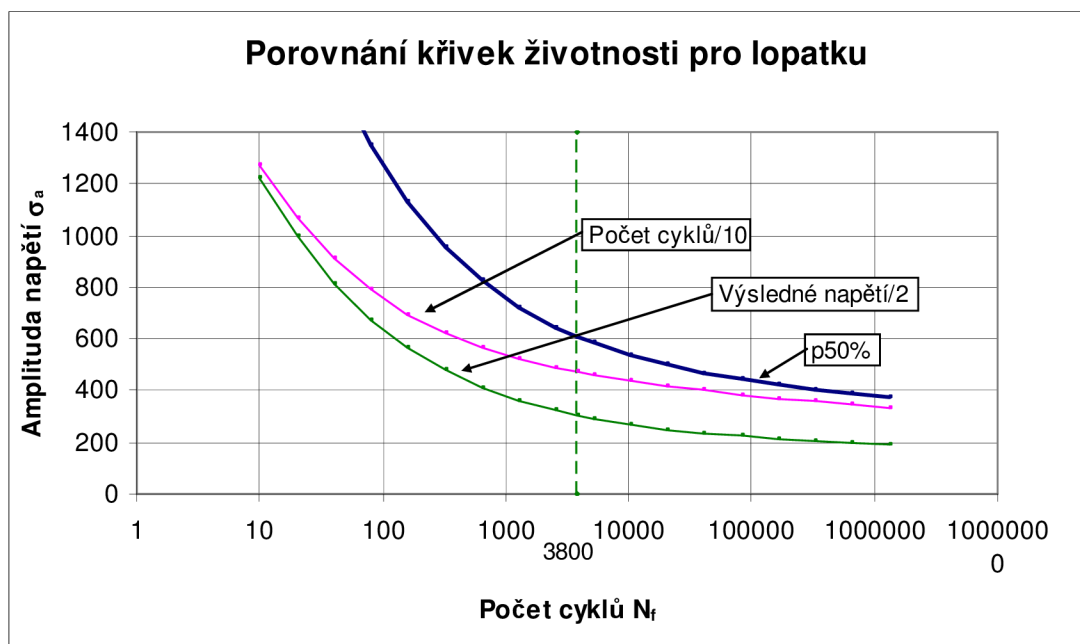
$$\sigma_{a,lin,red} = \left[\sigma_f' (20 \cdot N_f)^b \right]^m \cdot \left[\sigma_f' (20 \cdot N_f)^b + E \cdot \varepsilon_f' (20 \cdot N_f)^c \right]^{1-m} \quad (35)$$

Kde

exponent $m=0,5$, což je typická hodnota koeficientu pro vruby.



Graf. 56 Porovnání křivek životnosti pro rotor s koeficienty bezpečnosti (výsledné napětí/2 a počet cyklů/10) s medianovou křivkou životnosti.



Graf. 57 Porovnání křivek životnosti pro rotor s koeficienty bezpečnosti (výsledné napětí/2 a počet cyklů/10) s mediánovou křivkou životnosti.

Potom s uvážením koeficientů z materiálové zkoušky pro mediánovou křivku životnosti byly pro 3800 cyklů, jež musí turbína vydržet, získány maximální hodnoty redukovaného napětí, které součást snese:

Amplituda lineární redukované napětí pro rotor: $\sigma_{a,lin,red} = 397MPa$

Amplituda lineární redukované napětí pro lopatku: $\sigma_{a,lin,red} = 472MPa$.

Další koeficient snížil výsledné hodnoty amplitudy napětí z původní univerzální rovnice (33) na polovinu. Tedy hodnoty amplitudy napětí pak jsou:

Amplituda lineární redukované napětí pro rotor: $\sigma_{a,lin,red} = \frac{505}{2} = 252,5MPa$

Amplituda lineární redukované napětí pro lopatku: $\sigma_{a,lin,red} = \frac{607}{2} = 303,5MPa$

Minimum z hodnot vypočtených z křivky životnosti bylo použito jako kritérium pro stanovení maximálního možného zatížení parní lopatky.

Závěs lopatky je zatěžován nesymetrickým cyklem. Je nutné zohlednit plastické přizpůsobení materiálu a vliv asymetrie cyklu. To se provede zahrnutím asymetrie cyklu. K tomu je nejdříve nutné spočítat horní přizpůsobené napětí a amplitudu přizpůsobeného redukovaného napětí s použitím rovnice:

:

$$\sigma_{lin} = \sigma_{pr}^m \cdot \left[\sigma_{pr} + E \cdot \varepsilon_f \left(\frac{\sigma_{pr}}{\sigma_f} \right)^{c/b} \right]^{1-m} \quad (36)$$

Kde:

σ_{lin} lineární napětí získané z výpočtu za použití lineárně elastického modelu materiálu

$\sigma_{př}$ přizpůsobené redukované napětí

Zahrnutí vlivu asymetrie a plastického přizpůsobení (tedy transformování amplitudy σ_{lin} nesymetrického cyklu na amplitudu symetrického cyklu $\sigma_{a,lin,red}$) bylo provedeno pomocí koeficientu a :

$$\sigma_{a,lin,red} = \sigma_{lin} \cdot a \quad (37)$$

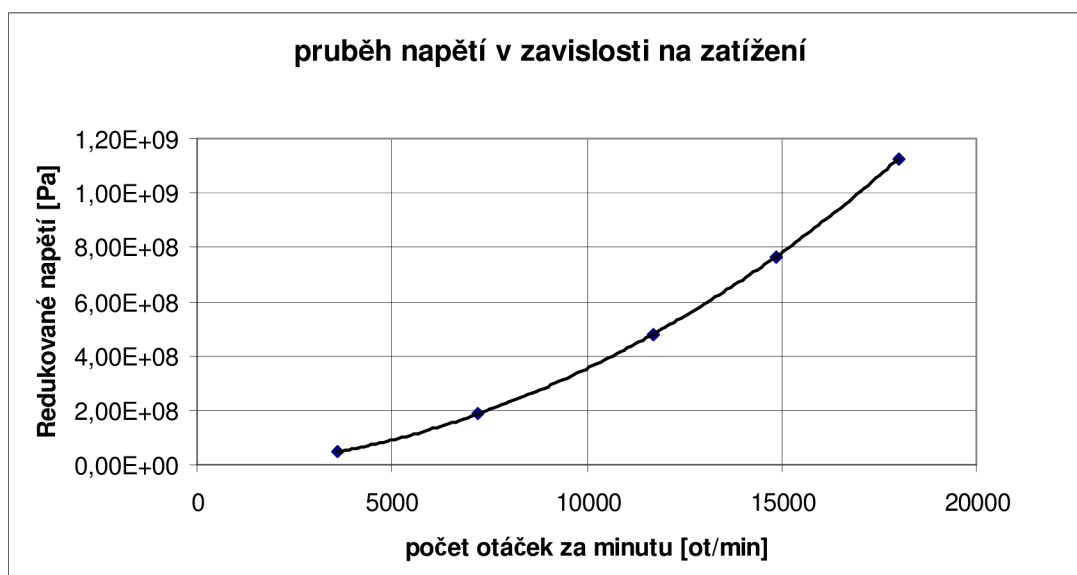
Kde

$$a = \sqrt{\frac{\sigma_{h,př}}{\sigma_{a,př}}} = \sqrt{P} \quad (38)$$

Pskutečná asymetrie cyklu

Výpočty byly prováděny pro různé otáčky, tak aby lineární napětí po transformaci na přizpůsobená napětí byla menší než mezní hodnoty, které byly získány z křivky životnosti. Pro rotorovou část byla z MKP výpočtu získána hodnota horního lineárního napětí $\sigma_{h,lin} = 375MPa$ a hodnota amplitudy redukovaného napětí $\sigma_{a,lin} = 187,5MPa$. V případě lopatky to je $\sigma_{a,lin} = 237,5MPa$ a $\sigma_{h,lin} = 475MPa$ Z výsledků křivky životnosti je na tom hůře rotor. Maxima napětí se vyskytují také na rotorové části. Proto pro životnost celku, jak lopatky, tak rotoru je rozhodující rotorová část. Vzhledem k ní se bude navrhovat maximální zatížení.

Takové hodnoty rozkmitu napětí jsou odpovídají zatížení závěsu při otáčkách turbíny 10330 ot/min viz Graf. 58.



Graf. 58 Průběh napětí v závislosti na zatížení pro lineárně elastický model materiálu

Je třeba si uvědomit, že NCÚ předpokládá vznik plastických deformací. To znamená, že horní napětí by mělo být větší než mez úměrnosti. Mez úměrnosti rotoru je $Re = 400Mpa$, horní hodnota lineárního redukovaného napětí pro zatížení 10330ot/min je $\sigma_{h,lin} = 375MPa$. To znamená, že by nemělo docházet k plastickým deformacím. Vzhledem na požadovaný počet cyklů do porušení (3800) se jedná o NCÚ. Proto koeficient bezpečnosti, který snižuje hodnoty napětí z výpočtu NCÚ na polovinu se tedy jeví jako moc přísný.

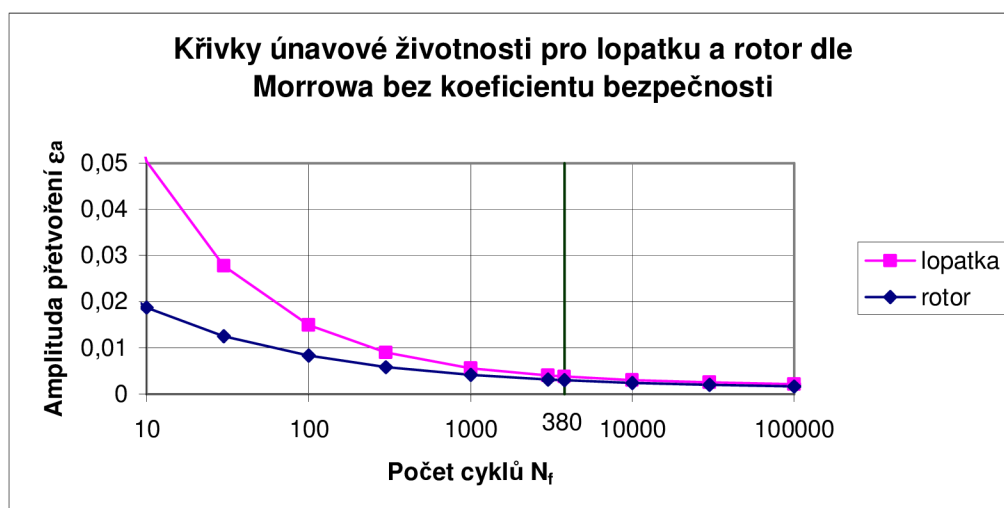
V případě že by byl použit koeficient bezpečnosti, který sníží výsledný počet cyklů desetkrát, pak by pro rotorovou část byla získána hodnota horního lineárního redukovaného napětí $\sigma_{h,lin} = 681MPa$, a amplituda redukovaného lineárního napětí $\sigma_{a,lin} = 340,5MPa$. Takový rozkmit napětí odpovídá zatížení 13970 ot/min.

17.3. Hodnocení životnosti z výpočtů s použitím pružně plastického modelu materiálu

Tato koncepce hodnocení životnosti byla z velké míry popsána v kap. 15.2. Vzhledem ke způsobu zatěžování se jedná o nesymetrický cyklus. Proto byla použita upravená Manson-Coffinova křivka životnosti podle Morrow, kde je zahrnut vliv středního napětí.

$$\varepsilon_{at} = \varepsilon'_f (2N_f)^c + \frac{(\sigma'_f - k_m \sigma_m)}{E} (2N_f)^b \quad (39)$$

Kde jak již bylo uvedeno konstanta $k_m=1$.



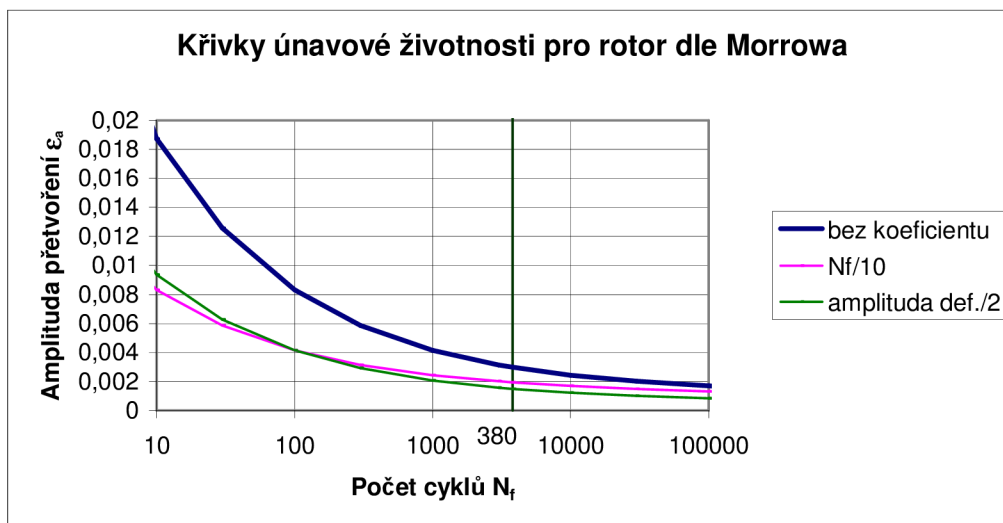
Graf. 59 Porovnání křivek únavové životnosti pro lopatku a rotor dle (39) bez aplikovaných koeficientu bezpečnosti

Zase se jedná o mediánovou křivku životnosti. To znamená, že i v tomto případě je nutné přistoupit k použití koeficientů bezpečnosti stejně jako u lineárního výpočtu.

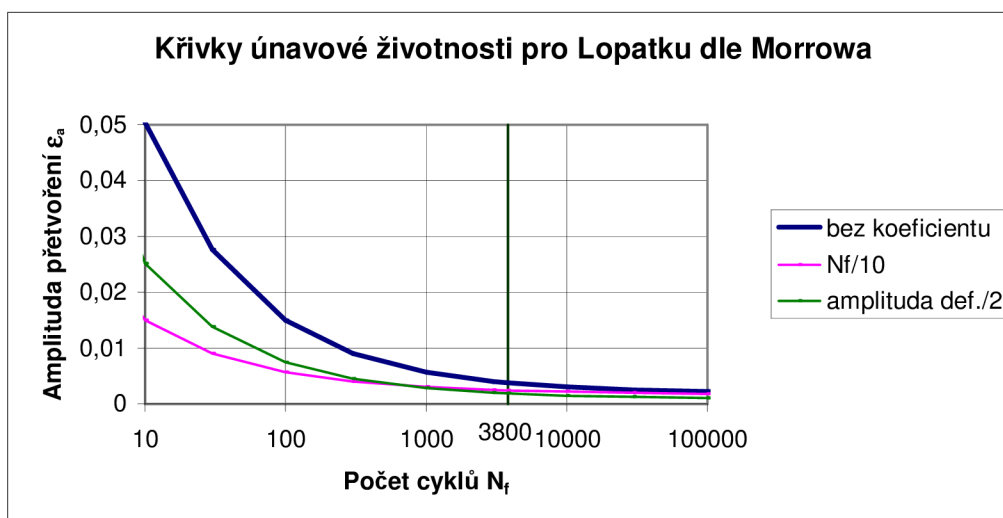
Takže pro případ kdy výsledný počet cyklů do porušení je snížen desetkrát byly získány křivky životnosti s použitím rovnice viz Graf. 60:

$$\varepsilon_{at} = \varepsilon'_f (20N_f)^c + \frac{(\sigma'_f - k_m \sigma_m)}{E} (20N_f)^b \quad (40)$$

Druhý koeficient bezpečnosti snižuje výsledné mezní amplitudy celkové deformace na polovinu. Z těchto hodnocení životnosti součásti se použije ta přísnější.



Graf. 60 Porovnání křivek životnosti pro odlišné koeficienty bezpečnosti pro rotor



Graf. 61 Porovnání křivek životnosti pro odlišné koeficienty bezpečnosti pro lopatku

V následující tabulce jsou mezní hodnoty pro dané koeficienty bezpečnosti ke kterým se hodnotil závěs lopatky a rotoru.

N _f	lopatka			rotor		
	ε _a	ε _a /2	N _f /10	ε _a	ε _a /2	N _f /10
3800	0,003761	0,00188	0,002452	0,002992	0,001496	0,001939

Tab. 24 Mezní hodnoty získané z křivek životnosti podle Morrowa. ε_a/2 odpovídá koef bezpečnosti, který snižuje výslednou amplitudu celkové deformace na polovinu. N_f/10 odpovídá koeficientu bezpečnosti, který snižuje počet cyklů do porušení desetkrát. Zvýrazněné hodnoty jsou minimální.

Mezní hodnoty, které vyšli z křivek životnosti viz. Tab. 24 byly porovnávány s hodnotami jež byly získány z výpočtů v Ansysu za použití pružně plastického modelu materiálu viz. Tab.25. Pro drážku rotoru i závěsu byly vybrány uzly s největším plastickým přetvořením v prvním zátěžném stavu. Pro tyto uzly byly vyhodnoceny plastické přetvoření, elastické

přetvoření a redukované napětí ve všech zátěžných stavech, tzn. v zatížení, odlehčení a opětovném zatížení.

Rotor				
vtlačování				
	ϵ_p [-]	ϵ_{el} [-]	ϵ_t [-]	σ_{red} [Mpa]
zatížení	5,16E-03	2,32E-03	7,48E-03	418
odlehčení	5,16E-03	3,60E-04	5,52E-03	65
zatížení	5,34E-03	2,32E-03	7,66E-03	418
Radius				
	ϵ_p [-]	ϵ_{el} [-]	ϵ_t [-]	σ_{red} [Mpa]
zatížení	3,59E-03	2,42E-03	6,01E-03	435
odlehčení	3,59E-03	2,01E-03	5,60E-03	363
zatížení	3,71E-03	2,42E-03	6,13E-03	436
Lopatka				
Radius				
	ϵ_p [-]	ϵ_{el} [-]	ϵ_t [-]	σ_{red} [Mpa]
zatížení	2,77E-03	2,89E-03	5,66E-03	512
odlehčení	2,72E-03	1,47E-03	4,19E-03	260
zatížení	2,76E-03	2,89E-03	5,65E-03	511

Tab. 25 Hodnoty získané z výpočtu

Jak pro rotor, tak pro závěs byla vyhodnocena životnost pro místa, která z hlediska celkových deformací vychází hůře. V případě rotoru to jsou místa, kde dochází ke vtlačování. U závěsu to je v radiusu prvního zubu. V místech kde dochází ke vtlačování u závěsu nedochází k plastickým deformacím, proto tato místa nejsou zanesena do tabulky.

Z Tab.25 je patrné, že v průběhu zatěžování dochází ke změně plastické deformace.

Z těchto hodnot byl určen rozkmit celkové deformace a následně její amplituda.

Pro lopatku je rozkmit celkové deformace $\Delta\epsilon_t=0,00146$, tomu odpovídá amplituda celkové deformace $\epsilon_{at}=0,00073$.

V případě rotoru je rozkmit celkové deformace $\Delta\epsilon_t=0,00214$, tomu odpovídá amplituda $\epsilon_{at}=0,00107$

Tato hodnota pak byla porovnávána s mezními hodnotami pro 3800 cyklů, kde pro lopatku je $\epsilon_{at}=0,00188$ a pro rotor je $\epsilon_{at}=0,001496$. To znamená že navržený závěs a drážka rotoru splňuje podmínku omezené životnosti dle Morrowa pro 16000ot/min a 3800 cyklů.

Dle tohoto kritéria a pro zatížení 16000ot/min by součást měla vydržet 20500cyklů.

18. Návrh dalšího postupu

Dalšími kroky v řešení této práce by mohlo být:

- Vytvoření křivky životnosti a cyklické deformační křivky s definovanou pravděpodobností přežití 95% a zahrnutí tohoto modelu materiálu do výpočtu spolu se stanovením meze úměrnosti pro dané materiály
- lopatky se kvůli kmitání spojují po třech, proto by bylo dobré provést napjatostně deformační chování trojce lopatek a zjistit jejich rozdílné chování oproti samostatné lopatce.

- Prozkoumání šikmého tvaru závěsu a zvážení možného přechodu na tento typ závěsu.
- Zahrnout hodnocení přetáček do hodnocení životnosti závěsu.
- Zahrnout vysokocyklické kmitání způsobené proudem páry do výpočtů na únavu.

19. Závěr

Závěsy lopatek parních turbín jsou velmi namáhanou částí, která ovlivňuje parametry turbíny tedy maximální přípustné provozní otáčky a průměr lopatkování. K tomu aby bylo možné provést změny tvaru závěsu, které by vedly ke zvýšení jeho únosnosti, bylo nejdříve nutné provést napjatostně deformační analýzu půdního tvaru závěsu. Ten byl sestrojen na základě výkresové dokumentace, jehož tvar byl navrhován s využitím prosté pružnosti pevnosti. Byly vysvětleny některé jevy, které byly při analýze objeveny a byla vytipována nebezpečná místa závěsu lopatky a drážky rotoru parní turbíny.

Tyto kritické oblasti závěsu lopatky a drážky rotoru byly důležité při zkoumání jednotlivých vlivů změny geometrie na napjatostně deformační odezvu závěsu a drážky. Byl vytvořen zjednodušený model geometrie na němž byly vyšetřovány tyto změny tvaru zubu:

- vliv změny úhlu rozevření závěsu α
- vliv změny úhlu styčné plochy β
- vliv změny úhlu styčné plochy β při její konstantní šířce b_{out}
- vliv změny úhlu styčné plochy β a vrcholového úhlu δ
- Vliv změny rádius na všech zubech pro úhel sklonu styčné plochy $b=70^\circ$
- Vliv změny rádius na všech zubech pro úhel sklonu styčné plochy $b=65^\circ$
- Vliv změny rádius na spodní drážce pro úhel sklonu styčné plochy $b=70^\circ$

Na základě těchto závislostí byl vybrán vhodný tvar zubu s těmito parametry:

$$\alpha=17,5^\circ$$

$$\delta=60^\circ$$

$$\beta=70^\circ$$

$$z=4,3\text{mm}$$

$$R=0,9 \text{ na spodním rádiu výstupku rotoru}$$

$$R=0,6 \text{ na zbylých radiusech}$$

Tento tvar zubu byl použit v plném modelu, kde byly provedeny ještě další úpravy. Závěs a drážka byly zvětšeny v axiálním směru o 4mm na každou stranu. Protože tím byla zvětšena i opěrná plocha, bylo možné zvětšit i spodní radius drážky rotoru na 1,2mm. Takové úpravy vedly ke snížení maximálních hodnot napětí u závěsu z 683Mpa na 498Mpa a u rotoru z 783Mpa na 506Mpa. Největší redukované napětí v radiu rotoru se provedenými úpravami snížilo o 35%.

Na upraveném tvaru závěsu bylo provedeno pevnostní hodnocení. Z počátku byl použit konzervativní přístup hodnocení z hlediska neomezené životnosti. Pro tento účel bylo využito hodnocení podle normy ASME Code Section III. Je to norma podle které se hodnotí převážně tlakové nádoby. Ve firmě Ekol se používá i pro hodnocení závěsů lopatek. Závěs lopatky s drážkou rotoru byl posuzován pro nominální zatížení 12000ot/min. Dle tohoto přístupu závěs nevyhověl kritériím pro neomezenou životnost.

Bylo tedy nutné přistoupit k méně konzervativním výpočtům životnosti na NCÚ. Byla použita univerzální rovnice pro výpočet životnosti. Ta umožňovala použít při výpočtech lineárně elastický model materiálu. Tento přístup zohledňoval plastické přizpůsobení materiálu. Z materiálových zkoušek na NCÚ byla dodána pouze mediánová křivka životnosti a cyklická deformační křivka. Proto nebylo možné provést statistický přepočítání křivky životnosti a cyklické deformační křivky na křivky s definovanou pravděpodobností přežití 95%. Z toho

důvodu bylo nutné zavádět koeficienty bezpečnosti. Přičemž bylo počítáno s přísnější variantou. Na základě výpočtu vyšlo, že je možné lopatku provozovat při 10330ot/min, aby vydržel předepsaný počet cyklů, tedy 3800. Lineární napětí bylo pro toto zatížení pod mezí kluzu. Proto byl uvažován méně přísný koeficient bezpečnosti pro který byla stanovena mezní hodnota otáček na 13970ot/min.

Hodnocení omezené životnosti bylo provedeno na základě výpočtů s použitím elastoplastického modelu materiálu. S ohledem na zatížení bylo využito rovnice pro stanovení životnosti podle Morrowa. Tato metoda zohledňuje asymetrický cyklus uvažováním středního napětí. Byl proveden výpočet pro několik cyklů zatěžování aby byl určen rozkmit celkové deformace. Na základě výsledků z předchozích hodnocení se výpočet provedl pro 16000ot/min. Dle tohoto kritéria bylo ukázáno, že závěs vyhovuje i pro zatížení 16000ot/min a je schopen vydržet až 20500 cyklů.

20. Seznam použité symboliky

z	rozteč zubů	[mm]
v	výška zubu	[mm]
b_{otl}	šířka otláčné plochy kolmé na osu závěsu	[mm]
α	úhel rozevření závěsu	[°]
β	úhel sklonu opěrné plochy	[°]
δ	vrcholový úhel	[°]
h_{st1-3}	smyková výška 1.-3.zubu	[mm]
k_{r1-3}	1.-3. krček	[mm]
r	poloměr	[m]
m	hmotnost	[kg]
ω	úhlová rychlost	[rad/s]
n_T	počet otáček	[-]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
a_L	střední délková roztažnost lopatek	[1/K]
a_R	střední délková roztažnost rotoru	[1/K]
ρ	hustota	[kg/m ³]
μ	Poissonův poměr	[-]
$R_{p0,2}$	mez kluzu	[MPa]
R_e	mez úměrnosti	[MPa]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
a	zrychlení	[m/s ²]
S_z	plocha základny	[m ²]
h_z	výška základny	[m]
r_z	poloměr těžiště závěsu	[m]
F_z	síla působící na závěs	[N]
F_{lop}	síla působící na lopatku	[N]
m_z	hmotnost závěsu	[kg]
m_{lop}	hmotnost lopatky	[kg]
r_{lop}	poloměr těžiště lopatky	[m]
F_{list}	síla působící na list	[N]
σ_r	relativní napětí	[MPa]
ϵ_{rp}	relativní plastická deformace	[m/m]
n_s	exponent hysterezní smyčky	[-]

σ_a	amplituda napětí	[MPa]
ϵ_{at}	amplituda celkového přetvoření	[m/m]
K'	součinitel cyklického zpevnění	[MPa]
n'	exponent cyklického zpevnění	[-]
ϵ_{ap}	amplituda plastického přetvoření	[-]
ϵ_{ae}	amplituda elastického přetvoření	[-]
ϵ'_f	součinitel únavové tažnosti	[-]
c	exponent únavové tažnosti	[-]
N_f	počet cyklů do porušení	[-]
σ'_f	součinitel únavové pevnosti	[MPa]
b	exponent únavové pevnosti	[-]
N_t	tranzitní počet kmitů	[-]
α	součinitel tvaru	[°]
σ_{max}	maximální napětí	[MPa]
σ_{nom}	nominální napětí	[MPa]
β	součinitel vrubu	[°]
σ_c	mez únavy vzorku bez koncentrace napětí	[MPa]
σ_c^*	mez únavy vzorku s koncentrací napětí	[MPa]
n	podpůrný účinek materiálu	[-]
K_f	vrubový součinitel na mezi únavy	[-]
σ_{lin}	fiktivní lineárně pružné napětí	[MPa]
σ_h	horní napětí	[MPa]
σ_a	amplituda napětí	[MPa]
σ_m	střední hodnota napětí	[MPa]
σ_M	membránové napětí	[MPa]
σ_B	ohybové napětí	[MPa]
σ_T	totální napětí	[MPa]
σ_D	dovolené napětí	[MPa]
P	asymetrie cyklu	[-]

21. Seznam použité literatury

- [1]. Norma ČSN EN 60045-1, Gill Brno, 1995
- [2]. Vlk M., Dynamická pevnost a životnost, Nakladatelství VUT Brno, 1992
- [3]. Polák J., Cyklická plasticita a nízkocyklová únavová odolnost kovových materiálů, nakladatelství československé akademie věd Praha, 1986
- [4]. Ondráček E., Vrbka J., Janíček P., Mechanika těles - pružnost a pevnost II, VUT Brno, 2002
- [5]. Polák J., Cyclic plasticity nad low cycle fatigue life of metals, Academia Pratur, 1991
- [6]. Pospíšil B., Mezní stavy materiálů a konstrukcí, Brno, 1992
- [7]. Dylag Z., Orloš Z., Únava materiálu a její zkoušení, Praha, 1968
- [8]. ANSYS Help
- [9]. Michele F., Vybrané stati z konstrukce parních turbín, Brno, 1984