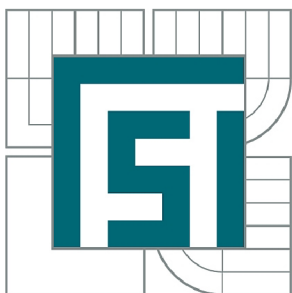


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

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

POSOUZENÍ ŽIVOTNOSTI SVAŘOVANÉ ŽEBROVANÉ HŘÍDELE GENERÁTORU

LIFETIME PREDICTION OF THE WELDED RIBBED GENERATOR SHAFT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL RYŠÁNEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. ZDENĚK MAJER, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Ryšánek

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

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

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

Posouzení životnosti svařované žebrované hřídele generátoru

v anglickém jazyce:

Lifetime Prediction of the Welded Ribbed Generator Shaft

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočtové modelování napjatosti, deformace a spolehlivosti v místě svaru na hřídeli využitím metody konečných prvků (MKP) v systému Ansys. Tvorba parametrického modelu pro specifickou geometrii hřídele a žeber. Nastudování problematiky posouzení únavové životnosti u součásti se svarem. Porovnání několika variant svarů a vyhodnocení získaných výsledků.

Cíle diplomové práce:

Výpočtové stanovení napjatosti a deformace v žebrovaném hřídeli, konkrétně analýza svaru. Provedení citlivostní analýzy na velikost a typ elementu ve svaru. Vyhodnocení únavové životnosti stanovením počtu cyklů dle SN křivky.

Seznam odborné literatury:

Yong-Bo Shao, Zhi-Fu Du, Seng-Tjhen Lie: Prediction of hot spot stress distribution for tubular K-joints under basic loadings, Journal of Constructional Steel Research, Vol. 65, p. 2011–2026 (2009)

Yongzhuang Yuan: The Influencing Factors and Assessment Model of Fatigue Life of Shaft, Advanced Materials Research, Vol. 772, p. 427-431 (2013)

CHEN Hong, SHANG De-Guang, TIAN Yu-Jie, XU Guang-Wei: Multiaxial Fatigue Life Prediction for Notched Components under Proportional and Non-proportional Cyclic Loading, Applied Mechanics and Materials, Vol. 197, p. 585-589 (2012)

FKM-Richtlinie: „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“, 6. Ausgabe 2012; VDMA – Verlag

Hobbacher, A.: Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. International Institute of Welding, doc. IIW-1823-07 ex XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07. Paris, December 2008.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Zdeněk Majer, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 19.11.2014

L.S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu

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

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá primárně určením únavové životnosti svařované žebrované hřídele. Pro vyjádření hodnot napětí a únavové životnosti jsou použity doporučení Mezinárodního svářečského institutu (IIW). Hodnoty napětí vyšetřovaného svarového spoje jsou vyjádřeny přístupem nominálního napětí, extrapolovaného nominálního napětí a efektivního vrubového napětí. V kombinaci s křivkami únavové pevnosti jsou hodnoty napětí použity k predikci únavové životnosti. V závěru je predikovaná únavová životnost porovnána s požadavky, které jsou na svařovanou hřídel kladeny.

Klíčová slova

svarový spoj, nominální napětí, MKP, extrapolované nominální napětí, efektivní vrubové napětí, křivky únavové pevnosti, únavová životnost

Abstract

This master thesis deals primarily with the prediction of fatigue life of welded ribbed shaft. Recommendations taken from the International Institute of Welding (IIW) are used to express the stress values and the fatigue life. The stress values of examined place are expressed by approach of nominal stress, structural hot spot stress and effective notch stress. Results from stress-strain analysis are combined together with fatigue strength curves for prediction of the fatigue life. At the end of the analysis, the predicted fatigue life is compared with design life of welded ribbed shaft.

Key words

welded joint, nominal stress, FEM, structural hot spot stress, effective notch stress, fatigue strength curve, fatigue life

Bibliografická citace

RYŠÁNEK, M. *Posouzení životnosti svařované žebrované hřídele generátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 57 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Zdeněk Majer, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že diplomovou práci na téma *Posouzení životnosti svařované žebrované hřídele generátoru* jsem vypracoval samostatně. Při řešení problému jsem využil rad vedoucího diplomové práce a vedoucího výpočtového oddělení společnosti Siemens Electric Machines Drásov s.r.o. p. Ing. Karla Fučíka. Dále bylo použito pramenů uvedených v seznamu literatury.

V Brně dne:

.....

Michal Ryšánek

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce p. Ing. Zdeňku Majerovi, Ph.D., za jeho čas, rady a trpělivost. Dále pak děkuji p. Ing. Karlu Fučíkovi za to, že byl ochoten se mnou sdílet jeho dlouholeté zkušenosti, potřebné k řešení daného problému. V neposlední řadě děkuji celé své rodině za podporu po celou dobu mého vysokoškolského studia.

OBSAH

1	ÚVOD	9
2	PROBLÉMOVÁ SITUACE	10
3	FORMULACE PROBLÉMU	11
4	CÍL ŘEŠENÍ.....	12
5	PRINCIP ČINNOSTI ELEKTRICKÝCH STROJŮ.....	13
5.1	Rotor elektrického stroje	13
6	VÝPOČET HODNOT NAPĚTÍ U SVAROVÝCH SPOJŮ	15
6.1	Přístup nominálního napětí	17
6.1.1	Výpočet nominálního napětí.....	17
6.1.2	Měření nominálního napětí.....	18
6.2	Přístup extrapolovaného nominálního napětí.....	19
6.2.1	Výpočet extrapolovaného nominálního napětí	20
6.2.2	Měření extrapolovaného nominálního napětí	22
6.3	Přístup efektivního vrubového napětí	23
6.3.1	Výpočet efektivního vrubového napětí	24
6.3.2	Měření efektivního vrubového napětí	24
6.4	Součinitel intenzity napětí.....	24
7	VLIV ČASOVĚ PROMĚNNÉHO ZATÍŽENÍ NA ŽIVOTNOST SVAŘOVANÉ KONSTRUKCE.....	25
7.1	Časově proměnné namáhání	25
7.2	Křivky únavové pevnosti	25
7.2.1	Vliv velikosti svařovaných komponent na hodnotu referenční únavové pevnosti.....	27
7.3	Určení únavové životnosti svarového spoje.....	28
7.3.1	Určení únavové životnosti na základě přístupu extrapolovaného nominálního napětí	28
7.3.2	Určení únavové životnosti na základě přístupu efektivního vrubového napětí.....	29
8	HODNOTA A ČASOVÝ PRŮBĚH ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA ŽEBROVANOU HŘÍDEL	30
8.1	Hodnota zatížení	30
8.2	Časový průběh zatížení	30
9	VÝPOČET HODNOT NAPĚTÍ PRO KRITICKOU OBLAST ŽEBROVANÉ HŘÍDELE.....	32
9.1	Hodnota točivého momentu a zatěžující síly	32
9.2	Hodnota nominálního napětí	32
9.3	Hodnota extrapolovaného nominálního napětí.....	33
9.3.1	Výpočtový model pro přístup extrapolovaného nominálního napětí	33
9.3.1.1	Geometrie modelu - extrapolované nominální napětí	33
9.3.1.2	Model materiálu.....	34
9.3.1.3	Zatížení a volba okrajových podmínek	34
9.3.1.4	Typ elementu - extrapolované nominální napětí	35

9.3.1.5	Model vytvořený v programu ANSYS - extrapolované nominální napětí	36
9.3.2	Vyjádření hodnot extrapolovaného nominálního napětí	39
9.4	Hodnota efektivního vrubového napětí.....	43
9.4.1	Výpočtový model - efektivní vrubové napětí	43
9.4.1.1	Geometrie submodelu - efektivní vrubové napětí.....	43
9.4.1.2	Typ elementu - efektivní vrubové napětí	43
9.4.1.3	Submodel vytvořený v programu ANSYS - efektivní vrubové napětí	44
9.4.2	Vyjádření hodnot efektivního vrubového napětí	44
10	URČENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI ŽEBROVANÉ HŘÍDELE.....	46
10.1	Volba kategorie detailu.....	46
10.1.1	Kategorie detailu pro přístup nominálního napětí.....	46
10.1.2	Kategorie detailu pro přístup extrapolovaného nominálního napětí.....	46
10.1.2.1	Vliv velikosti svařované konstrukce na hodnotu referenční únavové pevnosti...	46
10.2	Určení únavové životnosti z křivek únavové pevnosti	47
11	VARIANTY KOUTOVÉHO SVARU.....	49
11.1	Jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 18$ mm	49
11.2	Jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 26$ mm	51
12	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ.....	54
13	ZÁVĚR.....	55
	POUŽITÉ SYMBOLY	56
	LITERATURA	57

1 ÚVOD

Princip činnosti a výroba elektrické energie u nejpoužívanějších typů elektráren, tj. elektráren tepelných, jaderných a vodních, se příliš neliší. Rotor generátoru, poháněn v případě tepelných i jaderných elektráren parou, v případě elektráren vodních vodním tokem, je nucen k otáčivému pohybu a dodává do sítě požadovanou elektrickou energii. Naopak je-li točivý elektrický stroj využíván jako motor, mění se elektrická energie na energii mechanickou.

Výroba elektrické energie je významné odvětví na poli průmyslové výroby. A to jak svou velikostí, tak i rozmanitostí. Jednotlivé elektrické stroje pro výrobu energie se liší v mnoha ohledech. Konstrukce je ovlivněna především místem použití elektrického stroje a požadovaným výkonem. Příklad motoru, vyrobeného firmou Siemens Electric Machines Drásov s.r.o., dále jen SEM Drásov s.r.o., je zobrazen na obr. 1.1. Výkon stroje se pohybuje v rozmezí 200-3300 kW.

V průběhu konstrukčního období je nutné provést kontrolní výpočty, určující spolehlivost chodu nově navrženého stroje, případně analyzovat konstrukční úpravy, které jsou provedeny za účelem zvýšení účinnosti či snížení hmotnosti, respektive nákladů spojených s výrobou.



Obr. 1.1 Asynchronní elektrický motor typu ARK [1]

3 FORMULACE PROBLÉMU

Únavová životnost svarových spojů je ve společnosti SEM Drásov s.r.o. řešena přístupem nominálního napětí. Mezinárodní svářečský institut nabízí další možné přístupy hodnotící únavovou životnost svařovaných konstrukcí. Pro danou geometrii je nutné z tohoto důvodu určit napjatosti a deformace svařované konstrukce v zatíženém stavu. Hodnoty získané napjatosti je následně možné, dle zvolených hodnotících přístupů, porovnat a použít k posouzení únavové životnosti svařovaných konstrukcí.

Svařováním rotorové hřídele vzniká tepelně ovlivněná oblast v okolí svaru. Pro snížení vnitřního pnutí prochází součást tepelným zpracováním, v tomto případě se jedná o žíhání. Rotací vzniklé napětí od odstředivých sil jednotlivých žebér, ohybové napětí od vlastní tíhy rotoru a napětí od magnetických sil, jsou ve srovnání s napětím od točivého momentu řádově nižší. V průběhu výpočtu tedy bude bráno v úvahu zatížení pouze od točivého momentu. Bude uvažován houževnatý stav materiálu v celé konstrukci, včetně přechodu svarového spoje do základního materiálu. Je uvažováno izotropní, lineárně elastické chování materiálu.



Obr. 3.1 Měřící laboratoř společnosti SEM Drásov s.r.o. [1]

Je-li motor připojen do běžné sítě, dochází k roztočení rotoru do konstantních otáček téměř okamžitě. Během náběhového intervalu torzní kmitání způsobuje cyklické zatížení hřídele. Dle měření, jeden náběh motoru způsobí 50 ohybových cyklů žebra. 20 000 startů stroje je limitní hodnota, do níž je společností SEM Drásov s.r.o. zaručena spolehlivost stroje. Průběh měření je znázorněn na obr. 3.1.

Kritická místa tak musí odolat ve výsledku počtu min. 1 milionu cyklů, způsobených torzním kmitáním při startu stroje. Jedná se tedy o vysokocyklickou únavu.

4 CÍL ŘEŠENÍ

Dle výkresové dokumentace bude vytvořen parametrický model rotorové žebrované hřídele v APDL jazyce konečno-prvkového programu ANSYS 15.0 pro různé velikosti svarových spojů. Výsledky deformačně napjatostní analýzy modelu budou tvořit vstupy do algoritmu pro posouzení únavové životnosti žebrované hřídele. Únavová životnost hřídele bude, dle přístupů doporučených Mezinárodním svářečským institutem, odvozena z hodnot vzniklých napětí a příslušných křivek únavové pevnosti, tzv. S-N křivek.

Závěrečné porovnání získaných hodnot s požadovanými hodnotami únavové životnosti určí, zda svařovaná konstrukce vyhovuje stanoveným požadavkům či nikoli.

5 PRINCIP ČINNOSTI ELEKTRICKÝCH STROJŮ

Jak již bylo zmíněno v úvodu, elektrické stroje jsou zařízení na přeměnu elektrické energie na energii mechanickou a naopak. K této přeměně je využito elektromagnetické indukce.

Podle funkce jsou elektrické stroje rozděleny na:

- a) motory, které mění elektrickou energii na mechanickou,
- b) generátory, které mění mechanickou energii na elektrickou,
- c) měniče, které mění elektrickou energii v elektrickou energii jiného druhu.

Jsou-li stroje rozděleny dle principu činnosti, hovoříme o:

- a) transformátorech,
- b) asynchronních strojích,
- c) synchronních strojích,
- d) stejnosměrných strojích,
- e) střídavých strojích s komutátorem.

Elektrické stroje vyráběné firmou SEM Drásov s.r.o. jsou zejména stroje asynchronní a synchronní. Bude tedy provedena stručná charakteristika těchto dvou typů elektrických strojů.

1) Asynchronní stroj

Elektrický stroj se skládá ze statoru a rotoru. Tyto části se mohou vzájemně pohybovat. Jak stator, tak rotor je opatřen vinutím. Střídavý proud je přiváděn skrze svorkovnici, umístěnou na kostře stroje, pouze do statoru. Do rotoru je proud přenášen indukci. Působením statorového pole na rotorový proud vzniká tah. Asynchronní stroj je zobrazen na obr. 1.1.

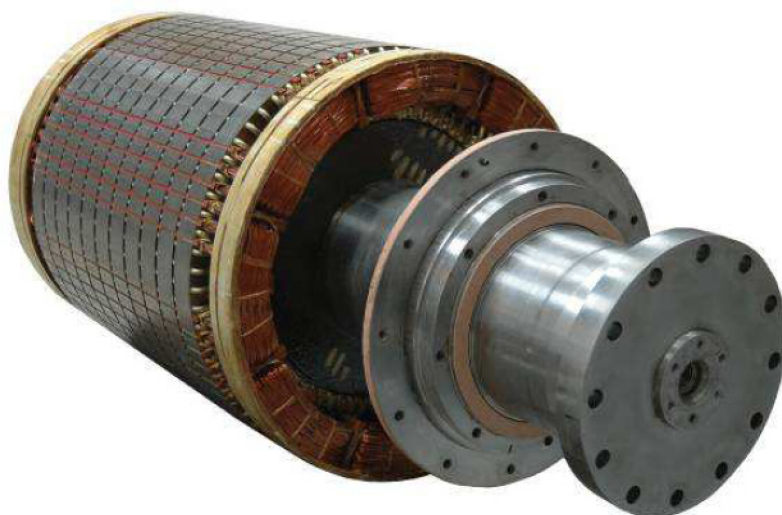
2) Synchronní stroj

V případě synchronního elektrického stroje je stator totožný se statorem stroje asynchronního. Místo vinutí jsou na rotor umístěny elektromagnety napájené stejnosměrným proudem. Otáčení rotoru indukuje ve vinutí statoru elektromotorickou sílu, obvykle trojfázovou. [2]

5.1 Rotor elektrického stroje

Základní části rotoru elektrického stroje jsou rotorová hřídel, plechy rotoru a vinutí. Plechy jsou nalisovány na rotorovou hřídel. Na vnějším obvodě rotorových plechů jsou drážky sloužící k umístění rotorového vinutí. Rotor asynchronního elektrického stroje po smontování je znázorněn na obr. 5.1.

Výkon ztracený v jednotlivých částech elektrických strojů vlivem proudu, střídavé magnetizace nebo mechanických ztrát se mění v teplo. Prostor mezi rameny hvězdice rotorové hřídele je významným parametrem při chlazení stroje. Chladícím prostředím je ve většině případů proudící vzduch, který je pomocí ventilátorů hnán do prostoru otáčejícího se rotoru. [3]



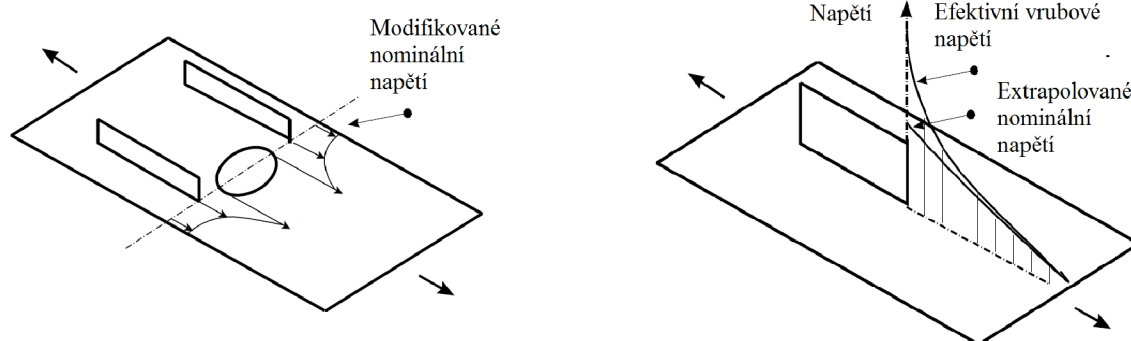
Obr. 5.1 Rotor asynchronního elektrického stroje [1]

6 VÝPOČET HODNOT NAPĚTÍ U SVAROVÝCH SPOJŮ

Jednou z institucí zabývajících se posuzováním svarových spojů je Mezinárodní svářečský institut, dále jen IIW (International Institute of Welding). Dokumenty vytvořené touto institucí jsou pouze doporučeními a případné využití v praxi je nutné ověřit experimenty na reálných svařovaných konstrukcích.

Jednotlivé hodnotící metody se odvíjí zejména od typu svarového spoje a charakteru zatěžování svařované konstrukce. Základními přístupy pro určení hodnot napětí svařovaných konstrukcí, dle doporučení IIW pak jsou:

- přístup nominálního napětí,
- přístup extrapolovaného nominálního napětí,
- přístup efektivního vrubového napětí,
- přístup součinitele intenzity napětí.



Obr. 6.1 Průběhy napětí jednotlivých přístupů [4]

Hodnoty získaných napětí, vyjádřené dle výše uvedených přístupů, se od sebe liší. Vliv koncentrátoru napětí v místě svarového spoje, je v některých případech zanedbáván, jako např. u přístupu nominálního napětí. V případě přístupu efektivního vrubového napětí je při výpočtu uvažován fiktivní vrub v kořeni a patě svaru. Jednotlivé metody jsou porovnány v Tab. 6-1. Průběhy napětí jednotlivých přístupů jsou znázorněny na obr. 6.1. [4]

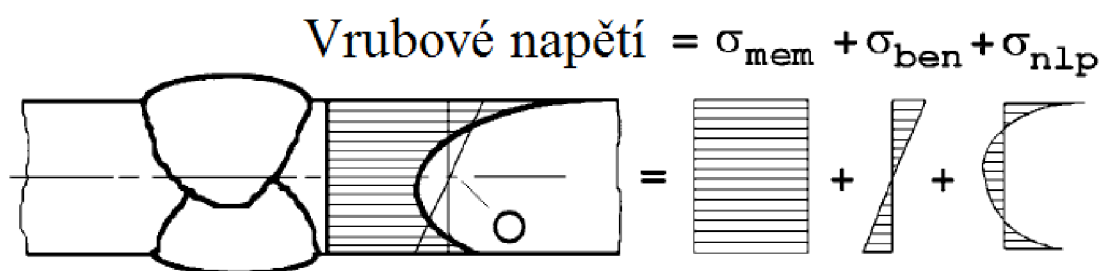
V blízkém okolí svarového spoje je rozložení napětí v příčném průřezu nelineární. Celkové napětí v okolí svaru společně s jednotlivými složkami je znázorněno na obr. 6.2. Těmito složkami napětí v bezprostřední blízkosti svaru jsou:

- *membránové napětí* σ_m
 - průměrná hodnota napětí, vypočtená v příčném průřezu. Hodnota napětí je konstantní,
- *ohybové napětí* σ_b
 - hodnota napětí je rozložena lineárně po příčném průřezu. Nulová hodnota napětí leží na střednici, jedná-li se o prutový prvek,

- *nelineární špička napětí* σ_{nlp}
- zbylá složka napětí.

Typ	Koncentrátor napětí	Určené napětí	Hodnotící přístup
A	Zanedbán	Napětí v základním materiálu, vypočtené užitím teorie prosté pružnosti	Nevhodné pro analýzu únavové životnosti svarových spojů
B	Vliv celkové geometrie navržené konstrukce, zanedbávající vliv koncentrátoru napětí, vzniklého od samotného svarového spoje	Rozkmit nominálních napětí (modifikované napětí)	Přístup nominálního napětí
C	B + nesouvislé průběhy napětí způsobené konstrukčními detaily, zanedbávající vliv vrubu v patě či kořeni svarového spoje	Rozkmit extrapolovaného nominálního napětí	Přístup extrapolovaného nominálního napětí
D	A + B + C + koncentrátor napětí v patě a kořeni svarového spoje	Rozkmit elastického vrubového napětí	a) Přístup lomové mechaniky b) Přístup efektivního vrubového napětí

Tab. 6-1 Přístupy pro výpočet napětí u svarových spojů [4]



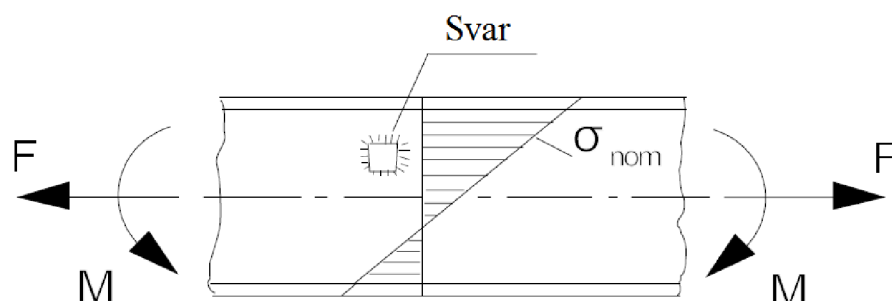
Obr. 6.2 Jednotlivé složky napětí v blízkém okolí svarového spoje [4]

6.1 Přístup nominálního napětí

6.1.1 Výpočet nominálního napětí

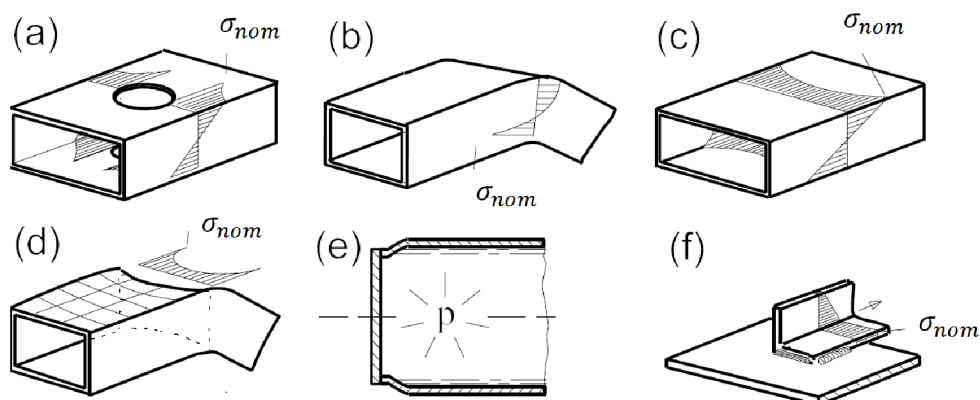
Nominální napětí lze vyjádřit analytickými vztahy prosté pružnosti. Tento přístup nezahrnuje vliv koncentrátoru napětí samotného svaru, nicméně je uvažován vliv celkové geometrie svařované konstrukce. Při vyjádření nominálního napětí je předpokládáno lineárně elastické chování materiálu.

Prutový prvek na obr. 6.3 je zatížen normálovou silou F a ohybovým momentem M . Průběh nominálního napětí σ_{nom} po průřezu nosníku je možné vyjádřit analytickými vztahy. Závislost napětí po průřezu je lineární. Vliv samotného svaru na vzniklé napětí je v tomto případě zanedbán. [4]

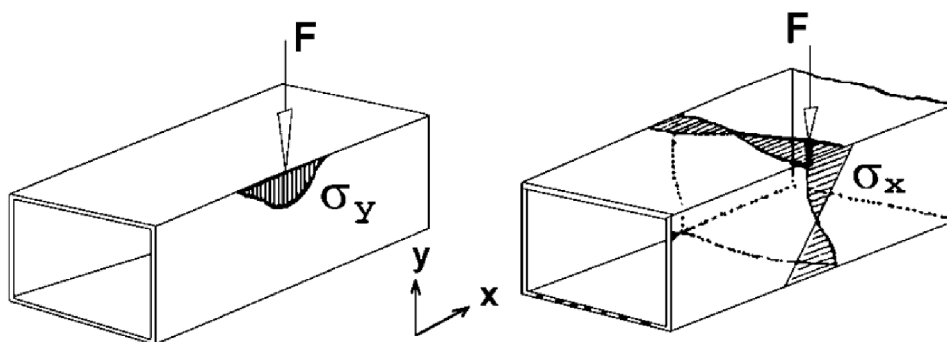


Obr. 6.3 Nominální napětí prutu [4]

Celková geometrie součásti a napěťová pole v blízkém okolí osamělých sil musí být zahrnuta ve výsledné hodnotě nominálního napětí. Zmíněné parametry mají významný vliv na napětí ve vyšetřované oblasti konstrukce, jak je zřejmé z obr. 6.4 a 6.5.

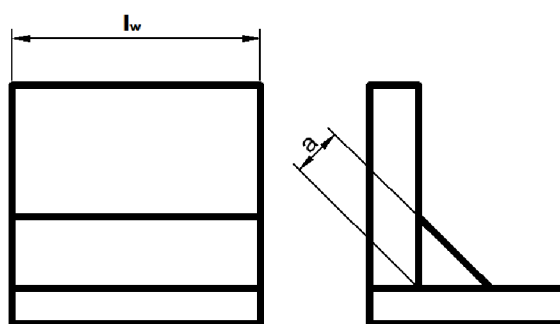


Obr. 6.4 Vliv geometrie konstrukce na rozložení nominálního napětí [4]



Obr. 6.5 Oblast ovlivněná osamělou silou [4]

Výpočet nominálního napětí nosného průřezu svarového spoje je vyjádřeno za předpokladu lineárně elastického chování materiál. Veličinou a je jmenovitá tloušťka svarového spoje, l_w je pak jeho délka, viz obr. 6.6 [5].



Obr. 6.6 Rozměry koutového svarového spoje

Vzniklé napětí v nosném průřezu svaru je rozděleno na napětí normálové σ_w a smykové napětí τ_w . Napětí lze vyjádřit rovnicí (1).

$$\sigma_w \text{ nebo } \tau_w = \frac{F}{A_w} = \frac{F}{a \cdot l_w} \quad (1)$$

V případě tvarově složitých konstrukcí je vhodné použít pro vyjádření nominálního napětí MKP. Model pro případ výpočtu nominálních napětí neuvažuje přítomnost koncentrátorů napětí, vrubů. [4]

6.1.2 Měření nominálního napětí

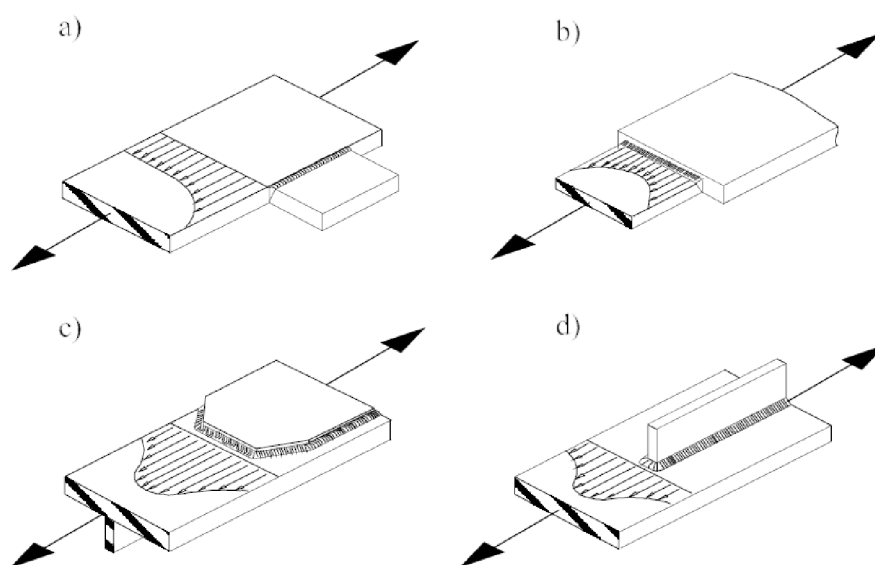
Hodnotu nominálního napětí v blízkosti svarového spoje je možné získat použitím tenzometrů. Tenzometry musí být umístěny v dostatečné vzdálenosti od koncentrátoru napětí, který způsobuje strmý nárůst napětí ve svém nejbližším okolí. Před samotným měřením nominálního napětí je tedy nutné nejdříve vyhodnotit průběh napětí v bezprostřední blízkosti

svarového spoje. Tenzometr pro vyjádření nominálního napětí je možné následně umístit mimo tuto ovlivněnou oblast. [4]

6.2 Přístup extrapolovaného nominálního napětí

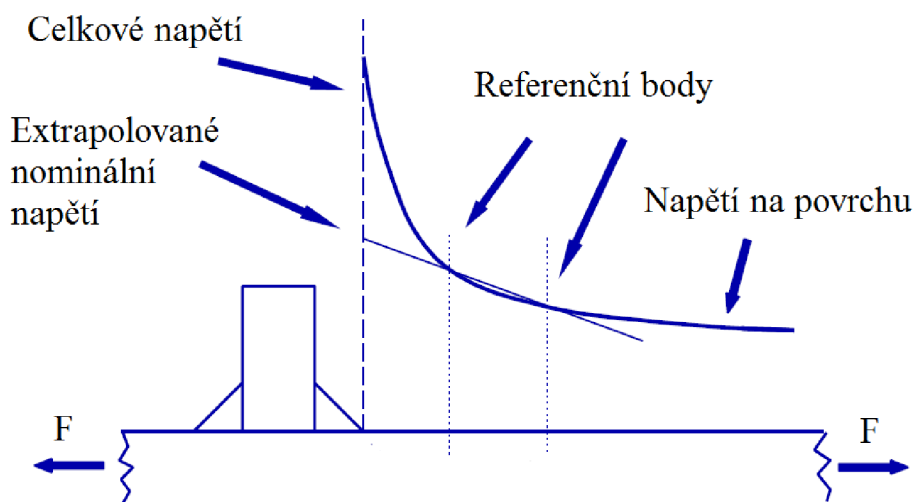
Přístup extrapolovaného nominálního napětí σ_{hs} je využíván v případech, kdy vyjádření nominálního napětí analytickými vztahy prosté pružnosti je z důvodu složitosti geometrie řešené konstrukce velmi obtížné. Tento přístup zahrnuje vlivy všech parametrů, zvyšujících hodnotu napětí v dané oblasti, s výjimkou vrubů samotného svarového spoje. Vyjádření extrapolovaného nominálního napětí je vhodné v detailech s vysokým gradientem napětí v blízkosti paty svaru. Pro výpočet je možné využít MKP.

Nelineární špička napětí, způsobena přítomností vrubu (např. v místě paty svarového spoje), není v tomto přístupu uvažována. Na obr. 6.7 jsou znázorněny konstrukční nespojitosti a konstrukční detaily s průběhy napětí. [4]



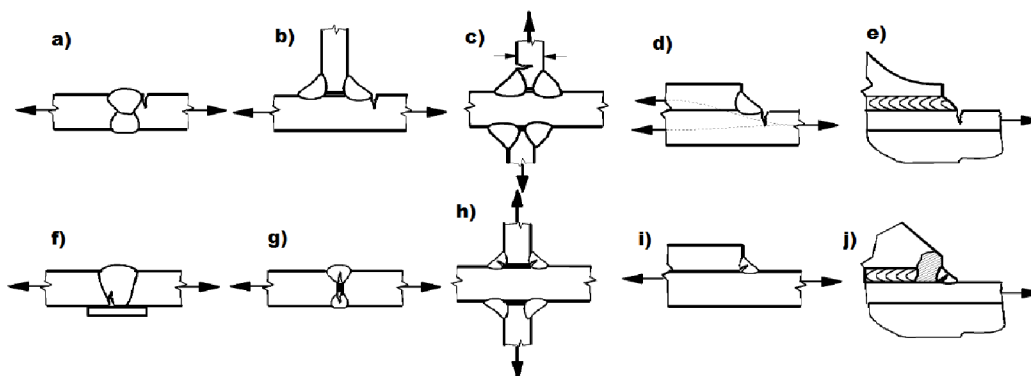
Obr. 6.7 Konstrukční detaily a průběhy napětí[4]

K určení extrapolovaného nominálního napětí je užito referenčních bodů. Body jsou umístěny ve směru kolmém k ose svarového spoje. Napětí odečtené v referenčních bodech je lineárně nebo kvadraticky extrapolováno. Postup vyjádření extrapolovaného nominálního napětí je schematicky znázorněn na obr. 6.8.



Obr. 6.8 Extrapolace nominálního napětí [4]

Obecně, pevnost svaru nabývá vyšších hodnot jak pevnost základního materiálu. K porušení svařového spoje tedy ve většině případů dochází v základním materiálu. Příklady možného porušení svařovaných konstrukcí jsou uvedeny na obr. 6.9.

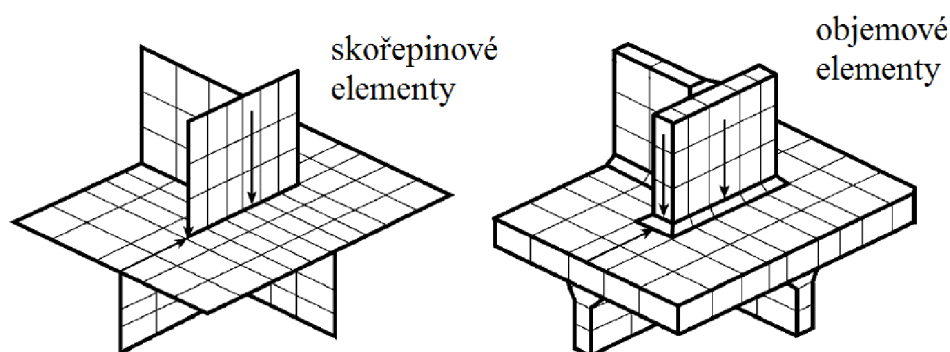


Obr. 6.9 Příklady porušení svařovaných konstrukcí [4]

Extrapolované nominální napětí je možné určovat pro idealizovanou svařovanou konstrukci. Jakékoliv vady či výrobní nepřesnosti, ať už ve svaru či základním materiálu, je nutné při kontrolním výpočtu uvažovat.

6.2.1 Výpočet extrapolovaného nominálního napětí

Při vytváření modelů svařovaných konstrukcí v prostředí ANSYS je možné použít skořepinových i objemových elementů, jak je znázorněno na obr. 6.10. Požadavek na prvek při užití MKP je takový, aby měl schopnost vyjádřit strmý nárůst či pokles napětí ve vyšetřovaných místech svařované konstrukce. [4] Příkladem takového prvku je v prostředí ANSYS element *Solid 186* či *Solid 187*.



Obr. 6.10 Elementy při užití MKP [4]

Referenční body jsou definovány cestou, která je kolmá k ose svaru. Tyto cesty jsou šipkami znázorněny na obr. 6.10. V závislosti na velikosti elementů, použitých při vytváření sítě konečných prvků, jsou referenční body dva nebo tři.

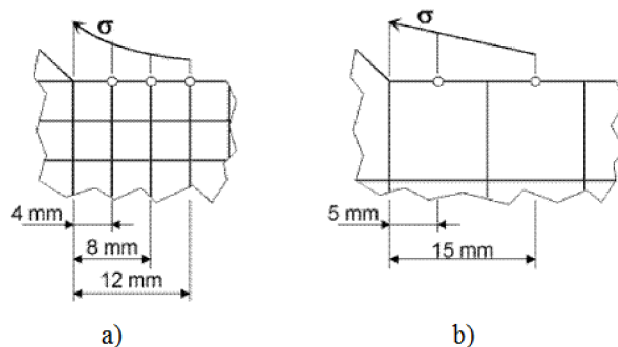
V případě modelování konstrukcí složitějších tvarů, je poloha referenčních bodů a tedy i velikost elementů v blízkosti nespojitosti, volena dle doporučení IIW. Elementy v blízkosti paty svaru je možné modelovat následovně:

- a) délka hrany elementu je menší nebo rovna 4 mm v kritickém místě. Pro vyhodnocení extrapolovaného nominálního napětí jsou použity tři referenční body ve vzdálenosti 4 mm, 8 mm a 12 mm od paty svaru. Referenční body jsou extrapolovány kvadratickou funkcí. Hodnota extrapolovaného nominálního napětí je vyjádřena vztahem (2). Průběh napětí a poloha referenčních bodů je znázorněna na obr. 6.11 a),

$$\sigma_{hs} = 3 \cdot \sigma_{4mm} - 3 \cdot \sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} \quad (2)$$

- b) elementy s kvadratickými bázovými funkcemi mající délku hrany elementu 10 mm v kritickém místě. Vyhodnocení je provedeno lineární extrapolací v referenčních bodech ve vzdálenosti 5 mm a 15 mm od paty svaru. Hodnota extrapolovaného nominálního napětí je vyjádřena vztahem (3). Průběh napětí a poloha referenčních bodů je znázorněna na obr. 6.11 b). [4]

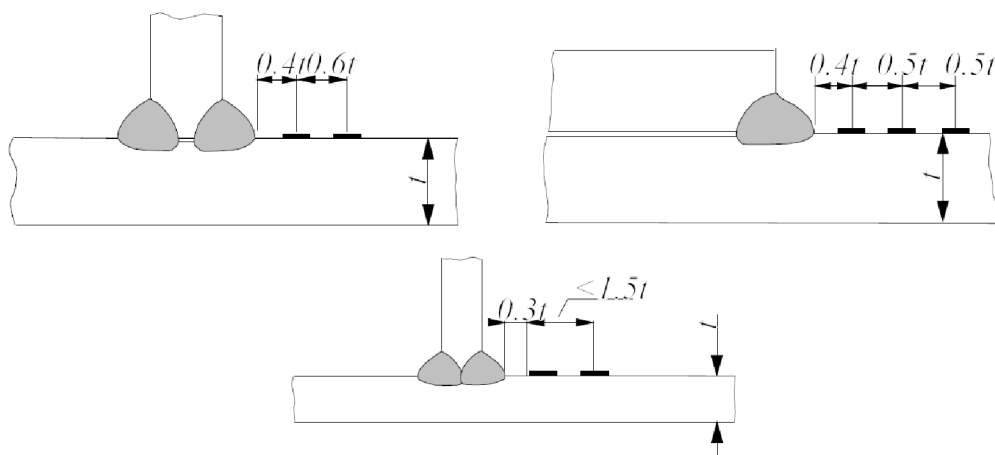
$$\sigma_{hs} = 1,5 \cdot \sigma_{5mm} - 0,5 \cdot \sigma_{15mm} \quad (3)$$



Obr. 6.11 Poloha referenčních bodů [4]

6.2.2 Měření extrapolovaného nominálního napětí

V případě svařovaných desek je umístění tenzometrů závislé na tloušťce desky t . Doporučená vzdálenost tenzometru umístěného nejbližší patě svaru je $0,4 \cdot t$. Rozměr samotného tenzometru by neměl překročit hodnotu $0,2 \cdot t$. Vhodné umístění tenzometrů při vyhodnocování extrapolovaného nominálního napětí svařovaných desek je znázorněno na obr. 6.12.



Obr. 6.12 Rozmístění tenzometrů [4]

Vyjádřit hodnoty extrapolovaného přetvoření z hodnot naměřených přetvoření je možné dle následujících vztahů:

- a) v případě dvou tenzometrů, umístěných ve vzdálenosti $0,4 \cdot t$ a $1,0 \cdot t$ od paty svaru, je hodnota extrapolovaného přetvoření vyjádřena vztahem (4),

$$\varepsilon_{hs} = 1,67 \cdot \varepsilon_{0,4 \cdot t} - 0,67 \cdot \varepsilon_{1,0 \cdot t} \quad (4)$$

- b) pro případ tří tenzometrů ve vzdálenosti $0,4 \cdot t$, $0,9 \cdot t$ a $1,4 \cdot t$ od paty svaru je hodnota extrapolovaného přetvoření vyjádřena vztahem (5). Užití tří tenzometrů je vhodné za předpokladu strmého nárůstu napětí u paty svaru,

$$\varepsilon_{hs} = 2,52 \cdot \varepsilon_{0,4 \cdot t} - 2,24 \cdot \varepsilon_{0,9 \cdot t} + 0,72 \cdot \varepsilon_{1,4 \cdot t} \quad (5)$$

- c) poloha tenzometrů není závislá na tloušťce vyšetřované konstrukce. Tenzometry jsou umístěny ve vzdálenosti 4 mm, 8 mm a 12 mm od paty svaru. Hodnota extrapolovaného přetvoření je následně vyjádřena vztahem (6).

$$\varepsilon_{hs} = 3 \cdot \varepsilon_{4mm} - 3 \cdot \varepsilon_{8mm} + \varepsilon_{12mm} \quad (6)$$

Je-li napjatost vyšetřované oblasti jednoosá, je možné hodnotu extrapolovaného nominálního napětí vyjádřit vztahem (7).

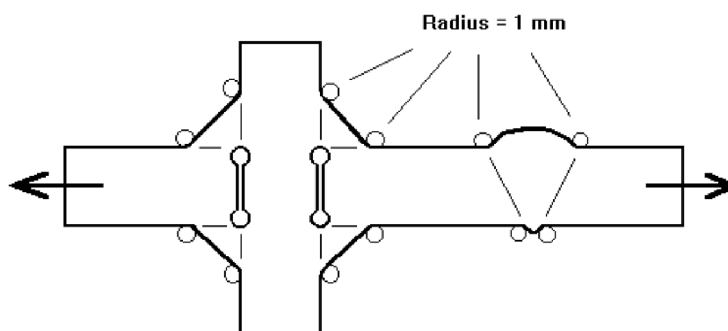
$$\sigma_{hs} = E \cdot \varepsilon_{hs} \quad (7)$$

V případě dvojosé napjatosti je extrapolované nominální napětí vyjádřeno vztahem (8). Přetvoření ve dvou směrech získáno užitím křížového tenzometru. [4]

$$\sigma_{hs} = E \cdot \varepsilon_X \frac{1 + \nu \frac{\varepsilon_Y}{\varepsilon_X}}{1 - \nu^2} \quad (8)$$

6.3 Přístup efektivního vrubového napětí

Efektivní vrubové napětí je celkové napětí v kořeni vrubu, za předpokladu lineárně elastického chování materiálu. S ohledem na rozmanitost tvaru svarových spojů a nelineární chování materiálu v kořeni vrubu, je vrub skutečný nahrazen vrubem fiktivním. Pro analýzu svařovaných ocelových konstrukcí je rádius fiktivního vrubu určen rozměrem $r = 1$ mm.



Obr. 6.13 Fiktivní vruby v patě a kořeni svarového spoje [4]

Předpokládaným porušením je trhlinka šířící se z kořene či paty svaru. Tato metoda není vhodná v případě působení významné složky zatížení ve směru rovnoběžném s osou

svarového spoje. Fiktivní vruby svarového spoje jsou schematicky znázorněny na obr. 6.13. Hodnota efektivního vrubového napětí by měla přesahovat nejméně 1,6krát hodnotu extrapolovaného nominálního napětí. Metoda efektivního vrubového napětí není při vyhodnocování svarového spoje dostačující, a tak musí být vždy doplněna metodou extrapolovaného nominálního napětí. [4]

6.3.1 Výpočet efektivního vrubového napětí

Hodnotu efektivního vrubového napětí pro lineárně elastické chování materiálů je možné vyjádřit analyticky pro elementární geometrii a typ zatížení pomocí diagramů či tabulek. [5] Dalším možným způsobem při řešení složitých geometrických tvarů konstrukce je užití MKP. Efektivní vrub je umístěn do kořene a paty svaru.

Při použití MKP je velikost elementu v místě vrubu dle doporučení IIW následující:

- velikost elementu není větší než 1/6 hodnoty rádiusu vrubu v případě prvků s lineárními bázovými funkcemi (v prostředí ANSYS se jedná například o prvek *Solid 185*),
- velikost elementu je 1/4 hodnoty rádiusu vrubu v případě prvků s kvadratickými bázovými funkcemi. (v prostředí ANSYS se jedná například o prvky *Solid 186* nebo *Solid 187*). [4]

6.3.2 Měření efektivního vrubového napětí

Jelikož hodnota efektivního vrubového napětí je hodnotou pro zidealizovaný případ skutečné konstrukce, není možné provést měření. Pro vyjádření směrů hlavních napětí a rozdílu dvou hlavních napětí je možné použít metodu fotoelasticimetrie.

6.4 Součinitel intenzity napětí

Lomová mechanika je užívána při hodnocení chování trhlin. Je možné ji použít při analýze růstu trhliny až téměř do samotného lomu konstrukce. Iniciační trhliny pokrývá pouze malou část životnosti svarových spojů konstrukčních ocelí. Metoda součinitele intenzity napětí je vhodná k určení únavové životnosti, kontrole jednotlivých intervalů růstu trhliny nebo kontrole nedokonalostí vzniklých při svařování při působení proměnné amplitudy zatížení. Napjatost a deformace v malém okolí čela trhliny v dvojrozměrném lineárně pružném tělese je určena součinitelem intenzity napětí. [4][6]

Tato metoda nebude v diplomové práci použita.

7 VLV ČASOVĚ PROMĚNNÉHO ZATÍŽENÍ NA ŽIVOTNOST SVAŘOVANÉ KONSTRUKCE

Údaje poskytnuté v dokumentech IIW pro vyhodnocení únavové životnosti je možno použít za předpokladu, že zatížení je harmonické. Amplituda zatížení je tedy konstantní. Data jsou zároveň omezena na konstrukční oceli s hodnotou maximální meze kluzu $R_e = 900$ MPa.

Pro vyhodnocení únavové životnosti svařované konstrukce je použito hodnot získaných napětí a křivek únavové pevnosti, tzv. S-N křivek.

7.1 Časově proměnné namáhání

Ve vyšetřovaných místech svařované konstrukce musí být uvažovány všechny typy napětí vzniklé z časově proměnného zatížení.

Hodnoty potřebné k vyhodnocení únavové pevnosti jsou běžně vyjádřeny ve tvaru rozkmitu napětí $\Delta\sigma$ nebo rozkmitu součinitele intenzity napětí ΔK , viz vztahy (9) a (10).

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (9)$$

$$\Delta K = K_{max} - K_{min} \quad (10)$$

Tyto hodnoty maximálního a minimálního napětí jsou vypočteny ze superpozice všech časově proměnných zatížení a jsou závislé na následujících faktorech:

- časově proměnná hodnota zatížení,
- pohyb zatížení na vyšetřované konstrukci,
- změny směru zatížení,
- vibrace vzniklé zatížením a dynamickou odezvou,
- změna teploty.

Analýza únavové životnosti je založena na principu součtu všech rozkmitů napětí, vzniklých během předpokládaného funkčního období konstrukce. [4]

7.2 Křivky únavové pevnosti

Hodnocení únavové životnosti svařovaných konstrukcí je při užití křivek únavové pevnosti založeno na rozkmitu napětí. V případě konstrukčních detailů je vyhodnocení provedeno na základě nejvyšší hodnoty rozkmitu hlavního napětí, které má svým působením ve vyšetřované oblasti zásadní vliv na případné porušení konstrukce.

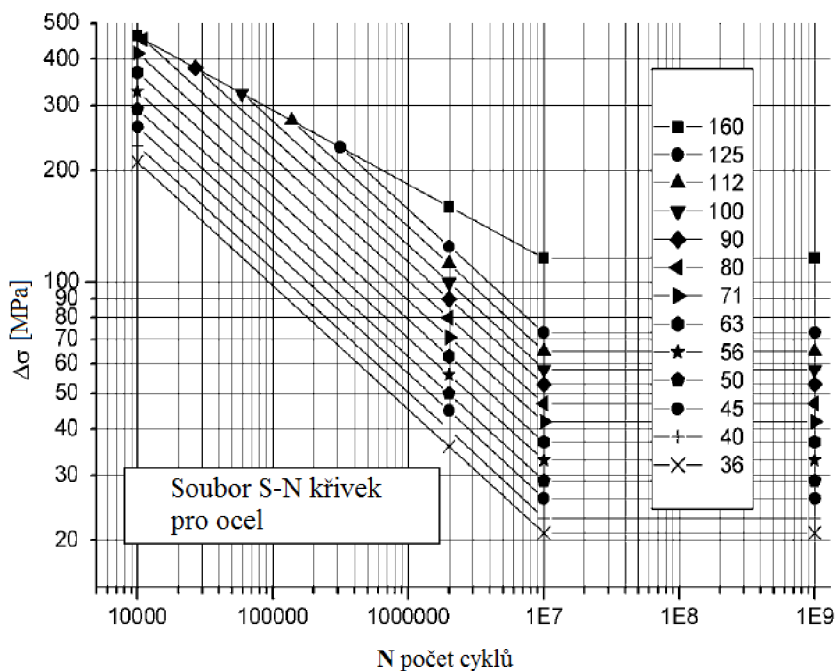
Vznik zbytkových napětí způsobených svařováním nebo strojním obráběním snižují únavovou životnost svařovaných konstrukcí. Nicméně tento vliv zbytkového napětí je již zahrnut v křivkách únavové pevnosti.

Poskytnutá data reprezentují 95% pravděpodobnost přežití konstrukce. Hodnoty napětí a přetvoření jsou omezeny pouze na elastickou deformaci. Rozkmit normálového napětí by neměl přesáhnout hodnotu $1,5 \cdot R_e$. Pro případ smykového napětí je tato hodnota omezena na $1,5 \cdot R_e / \sqrt{3}$. Únavová životnost svarových spojů je omezena únavovou životností základního materiálu.

Křivky únavové pevnosti jsou odvozeny experimentálně a jsou v nich zahrnuty vlivy:

- koncentrátorů napětí určitých konstrukčních detailů,
- lokálních koncentrátorů napětí geometrie svaru,
- vad svarů odpovídajících výrobním standardům,
- směru zatížení,
- vysokého zbytkového napětí,
- procesu svařování,
- zpracování po svařování. [4]

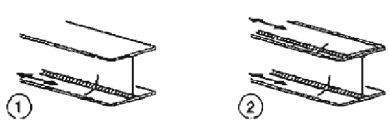
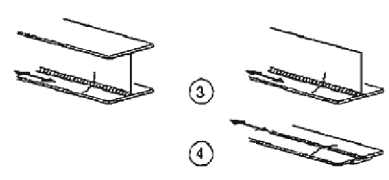
Z hodnoty rozkmitu napětí a souboru S-N křivek (graf 7-1), které odpovídají jednotlivým konstrukčním detailům, je možné určit únavovou životnost svařovaných konstrukcí.



Graf 7-1 Křivky únavové pevnosti pro ocel - normálová napětí [4]

Konstrukční detail je označen číslem, které vyjadřuje hodnotu referenční únavové pevnosti $\Delta\sigma_c$ [MPa] při $2 \cdot 10^6$ cyklech. Dle hodnoty referenční únavové pevnosti při tomto

počtu cyklů se konstrukční detaily dělí na kategorie detailů. Příklady kategorií detailů jsou uvedeny na obr. 7.1.

Kategorie detailu	Konstrukční detail	Popis	Požadavky
125		<u>Nepřerušované podélné svary:</u> 1) Automatové oboustranné tupé svary. 2) Automatové koutové svary. Konce krycích desek se kontrolují jako detail 6) nebo 7) v tabulce 8.5.	Detaily 1) a 2): Nejsou povolena žádná přerušování svařování s výjimkou oprav provedených specialistou, u kterých kontrola potvrdí správnost provedení opravy.
112		3) Automatové oboustranné koutové nebo tupé svary s místy přerušování svařování. 4) Automatové jednostranné svary provedené na spojitě podložce bez míst přerušování svařování.	4) Jestliže tento detail obsahuje místa přerušování svařování, použije se kategorie detailu 100.

Obr. 7.1 Kategorie detailu pro přístup nominálního napětí [7]

Jednotlivé kategorie detailů svařovaných konstrukcí pouze částečně popisují charakter svarového spoje. Křivky únavové pevnosti zahrnují vliv velikosti, tvaru a kvality svarů jen velmi okrajově. Data poskytnutá pro hodnocení únavové životnosti svarových spojů uvažují charakteristiky svarů při standardních výrobních podmínkách. Pro případ vysoké či naopak nízké kvality svařování je nutné výpočet ověřit experimentem.

Podle potřeby mohou být hodnoty jednotlivých kategorií detailu upraveny, a to s ohledem na:

- poměr napětí od vnějšího zatížení a zbytkového napětí po svařování,
- velikost svařovaných komponent,
- povrchové úpravy svarů,
- teplotu okolí,
- korozi. [4]

Vliv všech zmíněných faktorů ovlivňující kategorii detailu není možné při vypracování diplomové práce uvažovat. S ohledem na omezené informace bude uvažován pouze faktor velikosti svařovaných komponent.

7.2.1 Vliv velikosti svařovaných komponent na hodnotu referenční únavové pevnosti

Hodnoty referenční únavové pevnosti odpovídají velikostem svařovaných konstrukcí v případech, kdy je horní hodnota tloušťky zatížené komponenty $t = 25$ mm (obr. 7.2). Hodnoty referenční únavové pevnosti pro tloušťky vyšší jak 25 mm je nutné vynásobit

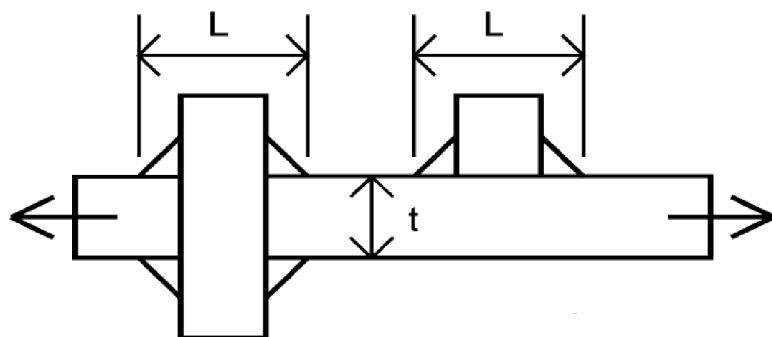
redukčním součinitelem únavové pevnosti s uvažováním účinků velikosti k_s . Součinitel k_s je vyjádřen vztahem (11).

$$k_s = \left(\frac{t_{ref}}{t_{eff}} \right)^n \quad (11)$$

Hodnota $t_{ref} = 25$ mm je referenční tloušťka. Exponent n nabývá různých hodnot v závislosti na efektivní tloušťce t_{eff} a typu svarového spoje. Efektivní hodnotu t_{eff} je možné vyjádřit z následujících vztahů:

pro $L/t > 2$ platí $t_{eff} = t$

pro $L/t \leq 2$ platí $t_{eff} = 0,5 \cdot L$ nebo $t_{eff} = t$, ve výpočtu je použita vyšší hodnota t_{eff} .



Obr. 7.2 Charakteristické rozměry pro určení součinitele k_s


Redukce referenční únavové pevnosti součinitelem k_s není vyžadována pro přístupy efektivního vrubového napětí a součinitele intenzity napětí. [4]

7.3 Určení únavové životnosti svarového spoje

Křivky únavové pevnosti uvedené výše v grafu 7-1 slouží k určení únavové životnosti svarových spojů u všech uvedených přístupů, vyjma přístupu součinitele intenzity napětí. Zároveň jsou křivky únavové pevnosti definovány pro konkrétní konstrukční detail.

7.3.1 Určení únavové životnosti na základě přístupu extrapolovaného nominálního napětí

Stejně jako u přístupu nominálního napětí jsou definovány kategorie detailů svarových spojů i pro extrapolované nominální napětí. Příklad takového detailu je znázorněn na obr. 7.3. Vliv zbytkového napětí po svařování je zahrnut do křivek únavové pevnosti. Je uvažován malý vliv přesazení. Tvar a způsob zatížení skutečné svařované konstrukce by měl být shodný s tvarem a zatížením na konstrukčním detailu. Únavová životnost je následně vyjádřena z křivek únavové pevnosti.

Kategorie detailu	Konstrukční detail	Popis	Požadavky
112	① 	1) Plně provedený tupý svarový spoj.	1) Všechny svary zabrousit do roviny plechu rovnoběžně se směrem šipky. Použít a odborně odstranit příložky pro začátek a výběh svaru, hrany plechu obrousit ve směru namáhání. Svařovat z obou stran, kontrola NDT. Pro přesazení viz poznámku 1.

Obr. 7.3 Kategorie detailu pro přístup extrapolovaného nominálního napětí [7]

Návrhová hodnota rozkmitu extrapolovaného nominálního napětí $\Delta\sigma_{hs}$ by neměla přesáhnout hodnotu $2 \cdot R_e$. Únavová životnost svarového spoje je omezena únavovou životností základního materiálu. [4]

7.3.2 Určení únavové životnosti na základě přístupu efektivního vrubového napětí

Při hodnocení únavové životnosti na základě přístupu efektivního vrubového napětí, za předpokladu konstantní amplitudy rozkmitu, je křivka únavové pevnosti určena hodnotou referenční únavové pevnosti $\Delta\sigma_{c,ef} = 225$ MPa. Je předpokládána standardní kvalita svaru a vliv vysokého zbytkového napětí. Případné účinky přesahu jednotlivých částí konstrukce nejsou uvažovány. [4]

8 HODNOTA A ČASOVÝ PRŮBĚH ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA ŽEBROVANOU HŘÍDEL

8.1 Hodnota zatížení

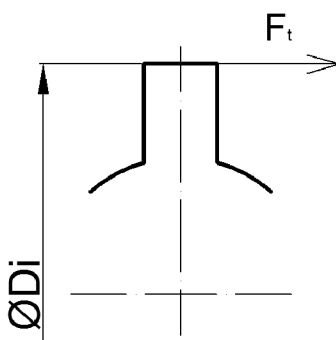
Hřídel elektrického stroje je zatěžována točivým momentem při současném působení tíhy rotoru, radiálních magnetických tahů, odstředivých sil jednotlivých částí hřídele a síly působící na volném hřídeli jako reakce na spojení s pohonem, respektive hnaným strojem. Kromě silových dvojic, způsobujících točivý moment, jsou všechny výše uvedené síly kolmé k ose hřídele. Hřídel je tedy namáhána současně ohybem a krutem. [3]

Při kontrolním výpočtu rotorové hvězdy je uvažováno namáhání pouze od točivého momentu, jelikož nabývá řádově vyšších hodnot v porovnání s napětím vzniklým od zbylých, výše zmíněných zatížení.

Na konci ramena rotorové hvězdy působí tangenciální síla F_t , kterou je možné vyjádřit následujícím vztahem:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{max}}{N_r \cdot D_i} \quad (12)$$

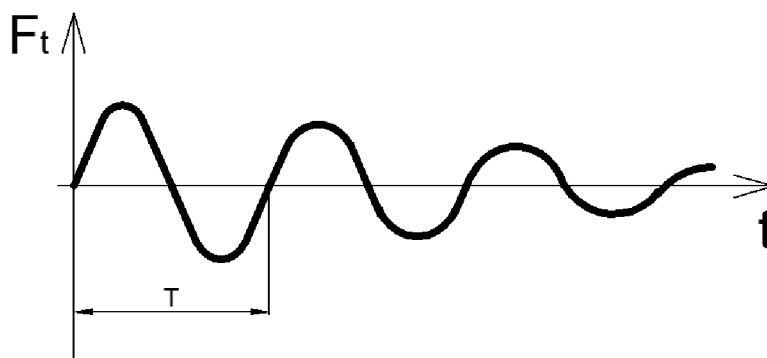
kde M_{max} je maximální točivý moment, N_r je počet ramen a hodnota D_i vyjadřuje vnější průměr rotorové hvězdy (obr. 8.1). [2]



Obr. 8.1 Namáhání ramen hvězdy

8.2 Časový průběh zatížení

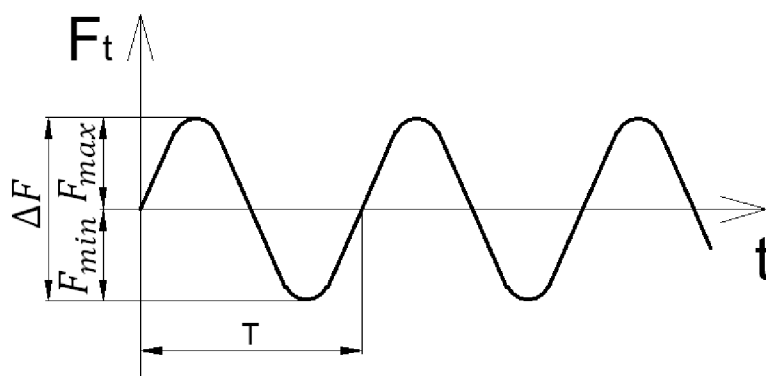
Jak již bylo zmíněno v úvodu, v náběhovém intervalu motoru jsou ramena rotorové hvězdy zatěžována cyklicky. Schematicky je časový průběh síly F_t , zatěžující rameno rotorové hvězdy, znázorněn na obr. 8.2. Frekvence střídavého elektrického napětí je 50 Hz, perioda kmitu cyklického zatížení T je tedy konstantní.

Obr. 8.2 Schematicky znázorněn časový průběh zatěžující síly F_t

Jelikož nejsou známy hodnoty amplitudy síly F_t v čase t , bude zvolena konstantní hodnota amplitudy kmitu. Takovéto řešení je možné označit jako konzervativní, protože hodnoty amplitudy zatěžující síly nabývají vyšších hodnot, než je skutečný průběh zatížení. Zidealizovaný časový průběh zatěžující síly F_t je znázorněn na obr. 8.3. Jedná se o harmonické střídavé zatěžování. Hodnoty sil vykreslených na obr. 8.3 jsou popsány vztahy (13) a (14).

$$F_t = F_{max} = |F_{min}| \quad (13)$$

$$\Delta F = F_{max} - F_{min} = F_{max} + F_{min} = 2 \cdot F_t. \quad (14)$$

Obr. 8.3 Zidealizovaný časový průběh zatěžující síly F_t

9 VÝPOČET HODNOT NAPĚTÍ PRO KRITICKOU OBLAST ŽEBROVANÉ HŘÍDELE

Výpočet hodnot napětí bude v první řadě proveden pro hřídel dle dodané výkresové dokumentace. Následně, po dokončení této analýzy, budou provedeny výpočty pro svary odlišných rozměrů.

9.1 Hodnota točivého momentu a zatěžující síly

Hodnota nominálního točivého momentu je pro řešenou žebrovanou hřídel

$$M = 98,1 \text{ kN}\cdot\text{m}.$$

Tato hodnota točivého momentu je vynásobena součinitelem bezpečnosti k . Ve společnosti SEM Drásov s.r.o. standardně součinitel bezpečnosti při obdobném kontrolním výpočtu nabývá hodnoty $k = 2,5$. Tato hodnota součinitele zahrnuje nárůst točivého momentu v náběhovém intervalu a zároveň vliv rázového zatížení. Hodnota maximálního točivého momentu je tedy

$$M_{max} = k \cdot M = 2,5 \cdot 98,1 = 245,25 \text{ kN}\cdot\text{m}.$$

Dle vztahu (12) je nyní možné vyjádřit hodnotu zatěžující síly F_t

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{max}}{N_r \cdot D_i} = \frac{2 \cdot 245\,250}{8 \cdot 1,270} \approx 48\,280 \text{ N}$$

kde počet ramen hvězdice $N_r = 8$ a hodnota vnějšího průměru rotorové hvězdy $D_i = 1,270 \text{ m}$.

9.2 Hodnota nominálního napětí

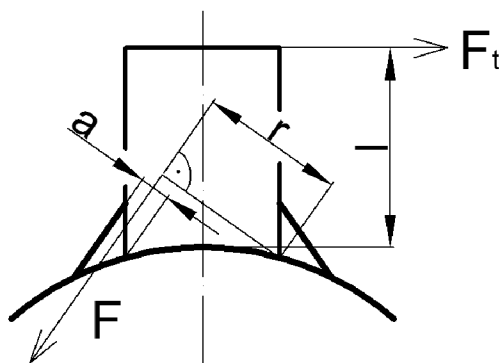
Jsou-li ramena rotorové hvězdy přivařena, koutový svar je namáhán na tah a tlak. Podle obr. 9.1 se rameno jako celek klopí okolo jednoho svaru. Je tedy možné vyjádřit nominální napětí působící v nosném průřezu svarového spoje. Nominální normálové napětí je vyjádřeno vztahem (15),

$$\sigma_{nom} = \frac{F_t \cdot l}{a \cdot L \cdot r} \quad (15)$$

kde L je délka svaru kolmo na nákresnu, jmenovitá tloušťka svaru je označena a . Zbylé rozměry jsou znázorněny na obr. 9.1. [2]

Dle výkresové dokumentace je hodnota jmenovité tloušťky svaru $a = 22 \text{ mm}$. Pro zjednodušení výpočtu je počítáno napětí pouze pro podélný koutový svar žebra. Hodnota nominálního normálového napětí nosného průřezu koutového svaru je tedy:

$$\sigma_{nom} = \frac{F_t \cdot l}{a \cdot L \cdot r} = \frac{48\,280 \cdot 0,355}{0,022 \cdot 1,232 \cdot 0,065} = 9,7 \text{ MPa}$$



Obr. 9.1 Namáhání svařované hvězdy [2]

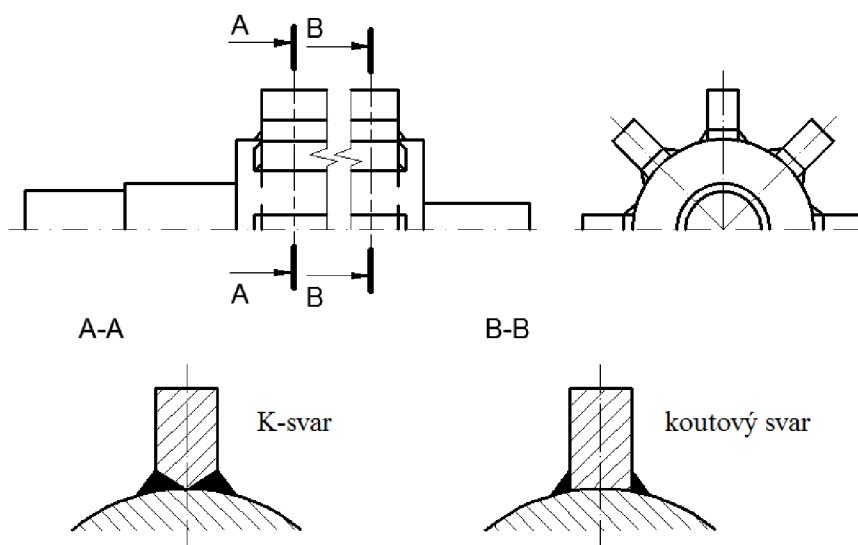
Hodnota rozkmitu nominálního napětí je v případě harmonického střídavého zatěžování

$$\Delta\sigma_{nom} = \sigma_{nom,max} - \sigma_{nom,min} = 9,7 - (-9,7) = 19,4 \text{ MPa.}$$

9.3 Hodnota extrapolovaného nominálního napětí

9.3.1 Výpočtový model pro přístup extrapolovaného nominálního napětí

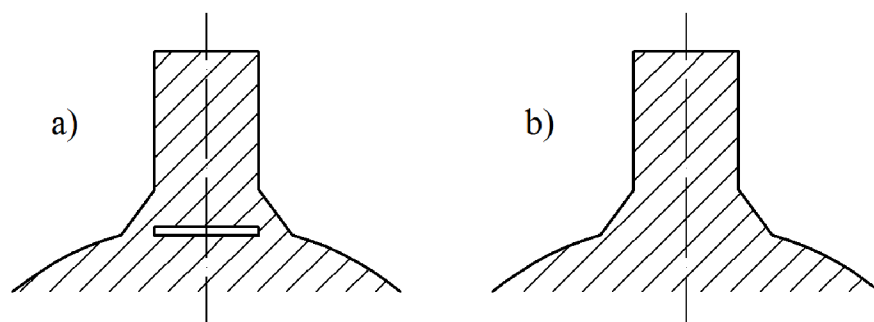
9.3.1.1 Geometrie modelu - extrapolované nominální napětí



Obr. 9.2 Schematické znázornění žebrované hřídele

Žebrovaná hřídel je vyrobena svařením hřídele a žeber. Žebra jsou přivařena k hřídeli dvěma typy svarů. V místě předpokládaného maxima napětí je použit K-svar. V oblasti s nižším napětím je pak použit svar koutový. Celková geometrie hřídele i se zmíněnými svary je schematicky znázorněna na obr. 9.2.

Aby bylo možné správně modelovat deformace a napětí rotorové hřídele ve výpočtovém programu ANSYS, jsou v místě koutového svaru vytvořeny tzv. dutiny. Tyto dutiny budou modelovat neprovařený materiál mezi žebrem a hřídelí. Schematicky je řez modelem v místě koutového svaru znázorněn na obr. 9.3 a). Model pro výpočet deformace a napětí bude následně použit i pro vyjádření efektivního vrubového napětí. Šířka dutiny je určena šířkou samotného žebra. Výška dutiny bude s ohledem na následné vyhodnocení přístupem efektivního vrubového napětí 2 mm. V místě K-svaru bude model v řezu vypadat dle obr. 9.3 b).



Obr. 9.3 Řez modelem: a) koutový svar, b) K-svar

9.3.1.2 Model materiálu

Hřídel je vyrobena z oceli S355 J2G3+N. Jedná se tedy ocel 11 523 dle normy ČSN. Zaručené hodnoty meze kluzu $R_e = 275$ MPa.

Model materiálu je isotropní, s hodnotami modulu pružnosti v tahu $E = 210$ GPa a Poissonovým číslem $\mu = 0,3$. Pro výpočet bude předpokládána pouze elastická deformace při zatíženém stavu. Model materiálu bude uvažován lineárně elastický.

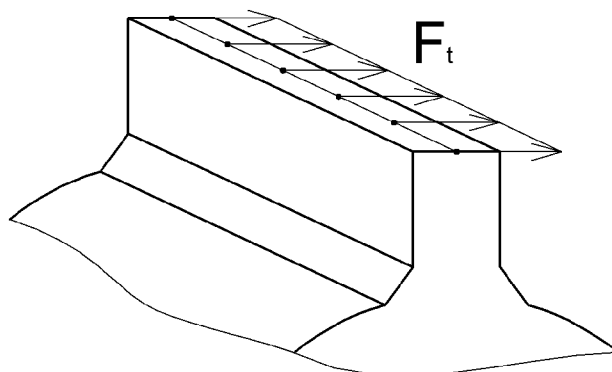
V modelu nebude rozlišován materiál svaru a základního materiálu. Všeobecně platí, že materiál svaru nabývá vyšší hodnoty meze kluzu R_e než základní materiál.

Tento model materiálu bude následně použit i pro výpočet efektivního vrubového napětí.

9.3.1.3 Zatížení a volba okrajových podmínek

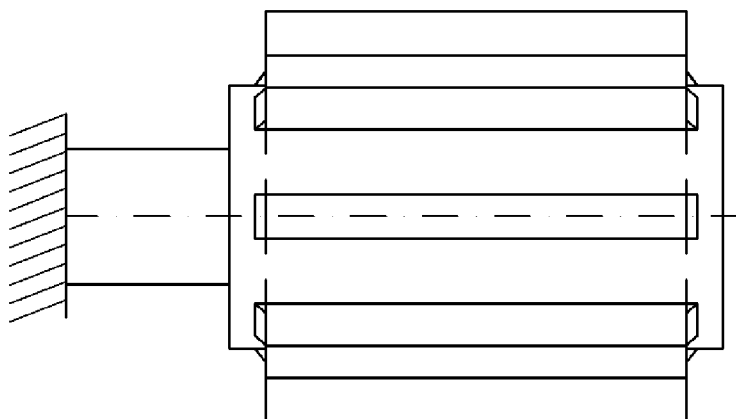
Zatěžující síla F_t , vypočtená v kapitole 9.1 bude rozložena po celé délce žebra rotorové hvězdy, jak je schematicky znázorněno na obr. 9.4. Při zadávání zatížení v programu

ANSYS je síla F_t podělena počtem uzlů na vnějším průměru žebra a do těchto uzlů umístěna, viz obr. 9.4.



Obr. 9.4 Zatěžující síla na rameni rotorové hvězdy

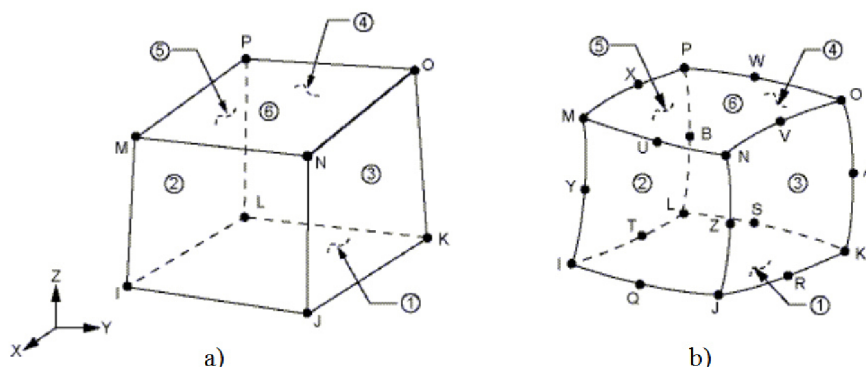
Na konec hřídele je připevněna klínová řemenice, ozubený převod nebo spojka. Řemenicí, řetězem, ozubeným soukolím nebo spojkou je hřídel motoru spojena s hnaným strojem. Bude předpokládáno, že elektrický motor není v okamžiku zapnutí schopen pohánět hnaný stroj. Proveďte tedy vetknutí konce hřídele, jak je znázorněno na obr. 9.5. Zároveň, část žebrované hřídele, která nepřenáší točivý moment, bude pro zjednodušení z modelu odstraněna. Za stejných podmínek bude zatížen model pro výpočet efektivního vrubového napětí.



Obr. 9.5 Vetknutí žebrované hřídele

9.3.1.4 Typ elementu - extrapolované nominální napětí

Při vytváření sítě konečných prvků pro vyjádření extrapolovaného nominálního napětí je v prostředí ANSYS použito elementů *Solid 186* a *Solid 185*, obr. 9.6.

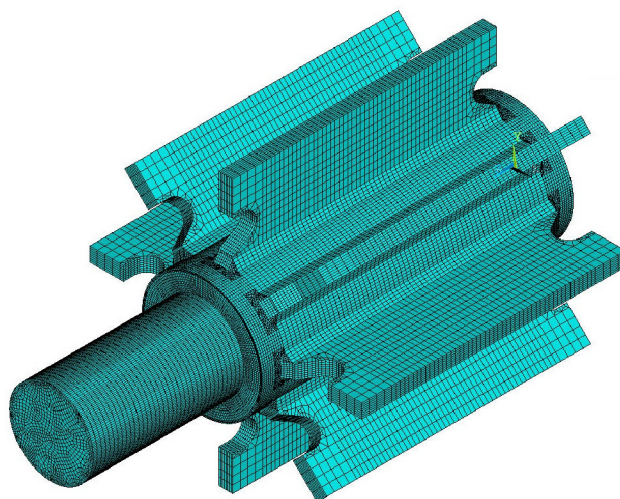
Obr. 9.6 Elementy modelu: a) *Solid 185*, b) *Solid 186* [8]

Pro vytvoření sítě konečných prvků modelu kompletní žebrované hřídele je použit element *Solid 186*. Při vyhodnocování extrapolovaného nominálního napětí bude provedena citlivostní analýza na velikost a typ elementu v kritickém místě žebrované hřídele.

V případě *Solidu 186* se jedná o objemový element s kvadratickými bázovými funkcemi. Element je definován 20 uzly. Každý uzel má tři stupně volnosti. Těmito stupni volnosti jsou posuvy ve směru os x , y a z .

Solid 185 je objemový element s lineárními bázovými funkcemi. Element je definován 8 uzly. Stejně jako v předchozím případě každý uzel má tři stupně volnosti. Jsou jimi posuvy ve směru os x , y a z . [8]

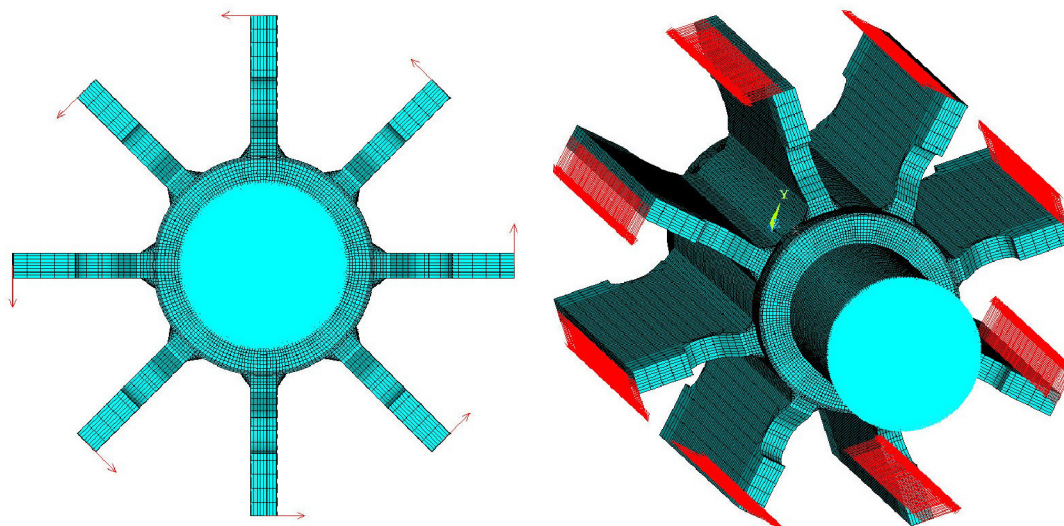
9.3.1.5 Model vytvořený v programu ANSYS - extrapolované nominální napětí



Obr. 9.7 Model hřídele a vytvořená síť konečných prvků

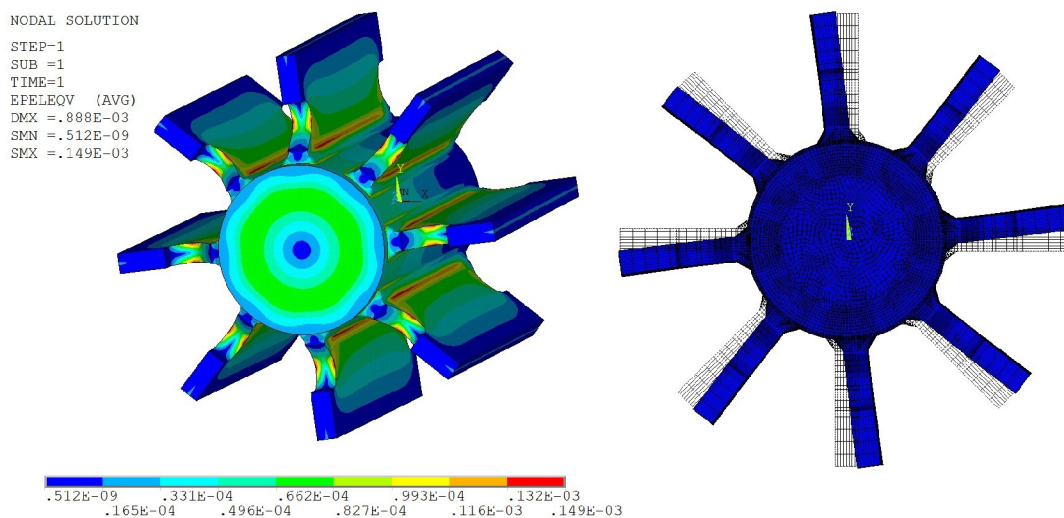
Dle výkresové dokumentace a postupu, popsaného výše, jsem vytvořil model svařované žebrované hřídele v programu ANSYS. Geometrie modelu je rozdílná

od geometrie skutečné, nicméně takto provedené úpravy by neměly mít vliv na deformaci a napjatost ve vyšetřovaném místě hřídele. Mnou vytvořená geometrie a síť konečných prvků je na obr. 9.7. Zatížení a okrajové podmínky v prostředí ANSYS jsou zachyceny na obr. 9.8. Červeně vykreslené síly na obr. 9.8 způsobují točivý moment o velikosti $M_{max} = 245,25 \text{ kN}\cdot\text{m}$.



Obr. 9.8 Zatížení a volba okrajových podmínek pro výpočet žebrované hřídele

Jelikož je použit lineárně elastický model, je vhodné si vykreslit hodnoty přetvoření. Jak je zřejmé z obr. 9.9, hodnota maximálního přetvoření $\varepsilon_{max} = 0,149 \cdot 10^{-3}$. Hodnoty maximální deformace tedy nepřekračují hranici 0,02%. Společně s přetvořením je v obr. 9.9 znázorněna i deformace hřídele.



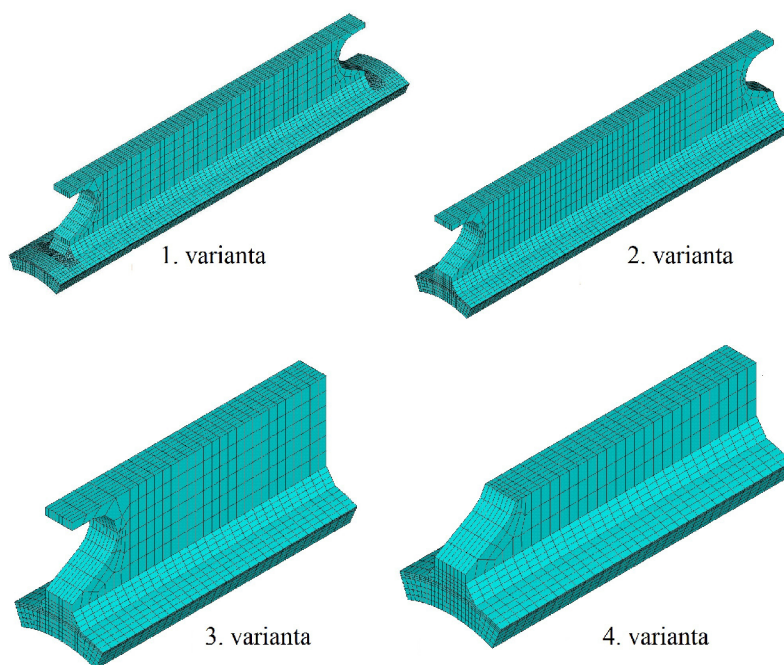
Obr. 9.9 Vzniklá přetvoření a deformace při zatížení žebrované hřídele

Pro zjednodušení výpočtu jsem se rozhodl použít submodeling. Při vyjádření deformací modelu kompletní rotorové hřídele není nutné použít jemnou síť. Nicméně velikost elementu pro vyhodnocení extrapolovaného nominálního napětí σ_{hS} a efektivního vrubového napětí σ_{ef} je, dle dokumentu [4], předepsána.

Submodel je část geometrie, oddělený od geometrie hranicemi. Deformace, vypočtené pro celkovou geometrii, jsou v místě hranice submodelu a kompletního modelu totožné. Síť konečných prvků submodelu je následně možné vhodně upravovat. Při komplexní analýze kritického místa tedy není nutné modelovat jemnou síť konečných prvků pro kompletní geometrii hřídele. Tím je možné znatelně zkrátit čas výpočtu.

Submodeling je založen na St. Venantově principu. Je-li silová soustava nahrazena staticky ekvivalentní silovou soustavou, rozložení napětí a přetvoření je ovlivněno pouze v blízkém okolí působící silové soustavy. Stejně tak v případě submodelingu hodnota napětí je ovlivněna pouze v blízkém okolí hranice submodelu. Jsou-li hranice submodelu dostatečně vzdáleny od vyšetřované oblasti, lze v této oblasti dosáhnout přesných výsledků. [8]

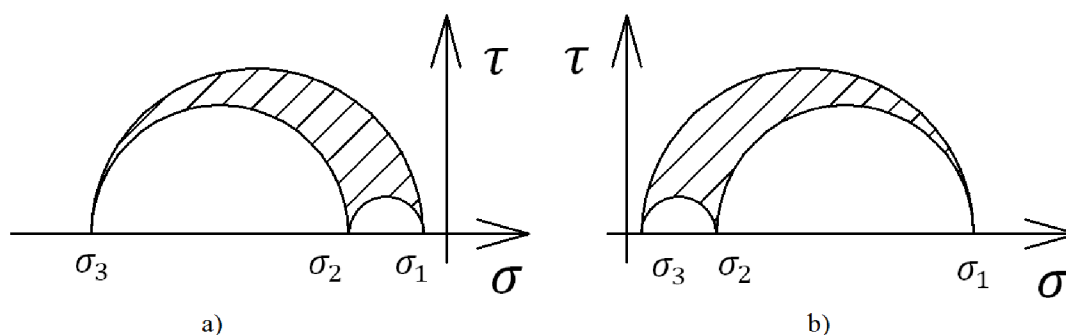
Při vytváření submodelu jsem redukoval model kolem kritického místa žebrované hřídele. Všechny čtyři varianty vykazovaly stejné hodnoty napjatosti v kritickém místě. Poslední variantu submodelu je tedy možné použít k analýzám přístupem extrapolovaného nominálního napětí, případně efektivního vrubového napětí. Varianty jednotlivých submodelů jsou znázorněny na obr. 9.10.



Obr. 9.10 Geometrie a síť konečných prvků submodelu

9.3.2 Vyjádření hodnot extrapolovaného nominálního napětí

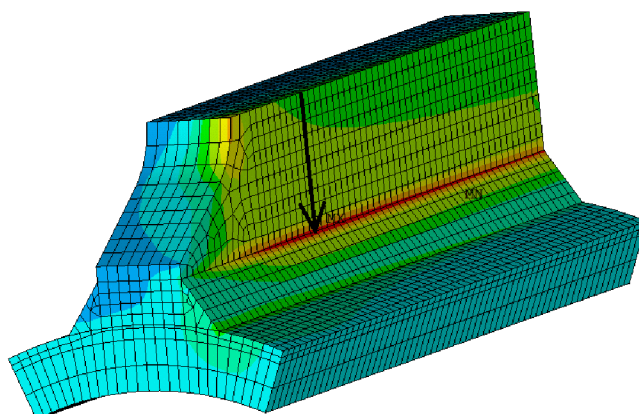
Křivky únavové pevnosti jsou odvozeny pro hodnoty normálových napětí, které mají dominantní vliv na daný typ porušení. V kritické oblasti řešené žebrované hřídele vzniká obecná trojosá napjatost. V závislosti na směru působení zatěžující síly F_t je tato napjatost v kritické oblasti tahová či tlaková. Schematicky jsou napjatosti znázorněny na obr. 9.11.



Obr. 9.11 Znázornění napjatosti vyšetřované oblasti v Mohrově rovině pro:

a) tlakovou napjatost, b) tahovou napjatost

Bude-li pro vyhodnocení únavové životnosti zvoleno nejvyšší hlavní napětí, je možné řešení označit jako konzervativní. Hodnoty nejvyššího hlavního napětí σ_1 v tahové oblasti jsou v grafech 9-1 až 9-6 extrapolovány lineárně nebo kvadraticky, v závislosti na velikosti použitého elementu.



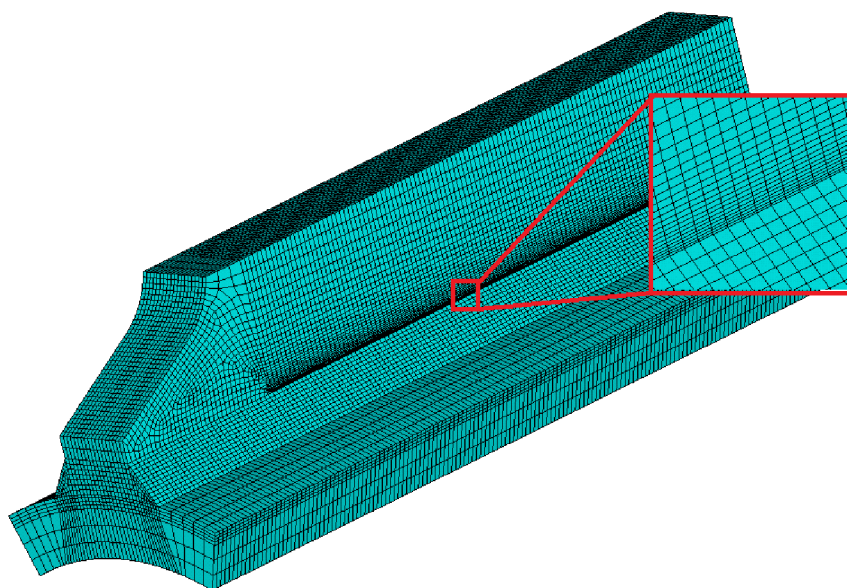
Obr. 9.12 Cesta pro extrapolaci napětí - velikost elementu 10 mm

Jak je uvedeno v kapitole 6.2.4, velikost elementu pro vyjádření extrapolovaného nominálního napětí je 10 mm, 4 mm nebo elementy menší velikosti.

Jelikož je předpokládán strmý nárůst napětí v místě singularity, bude provedena analýza primárně použitím elementu *Solid 186*. Hodnoty extrapolovaného nominálního

napětí při použití elementu *Solid 186* a *Solid 185* budou v závěru kapitoly porovnány v grafu citlivostní analýzy.

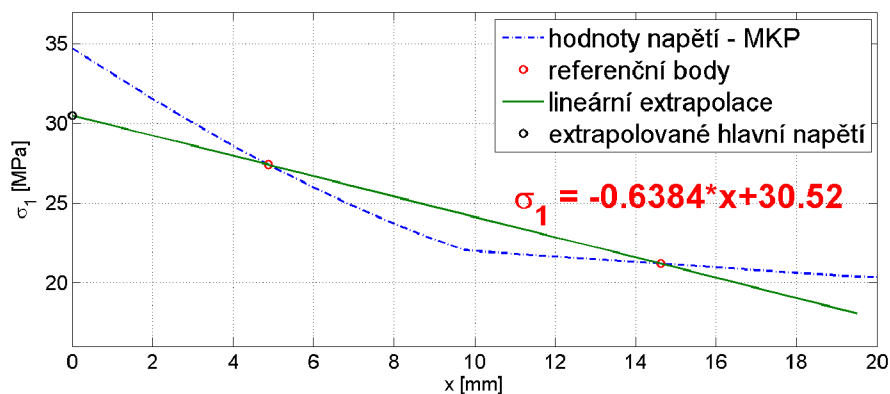
Síť submodelu, společně s vyznačenou cestou pro určení extrapolovaného nominálního napětí, je zobrazena na obr. 9.12. Cesta je vytvořena v místě s hodnotou nejvyššího hlavního napětí. Na obr. 9.13 je znázorněno zjemnění sítě konečných prvků ve vyšetřované oblasti.



Obr. 9.13 Zjemnění sítě konečných prvků

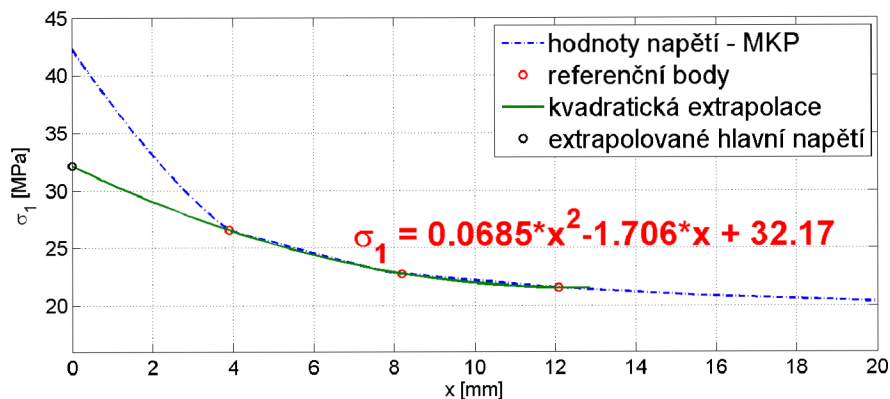
Extrapolované napětí je zároveň možné vyjádřit vztahy (2) a (3), uvedenými v kapitole 6.2.1.

$$\sigma_{1,10mm} = 1,5 \cdot \sigma_{5mm} - 0,5 \cdot \sigma_{15mm} = 1,5 \cdot 27,4 - 0,5 \cdot 21,2 = 30,5 \text{ MPa}$$



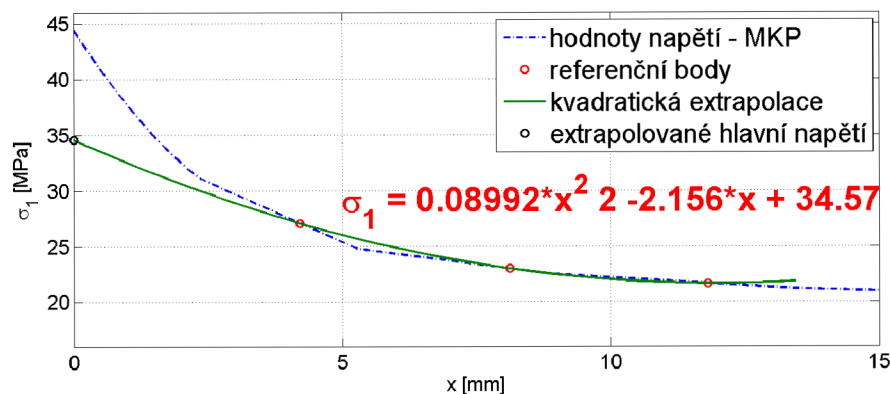
Graf 9-1 Extrapolované nejvyšší hlavní napětí - velikost elementu 10 mm

$$\sigma_{1,4mm} = 3 \cdot \sigma_{4mm} - 3 \cdot \sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} = 3 \cdot 26,6 - 3 \cdot 22,8 + 20,8 = 32,2 \text{ MPa}$$



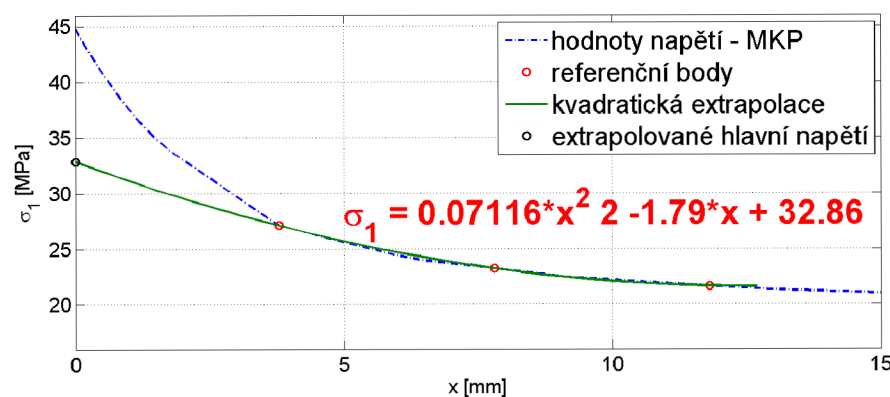
Graf 9-2 Extrapolované nejvyšší hlavní napětí - velikost elementu 4 mm

$$\sigma_{1,3mm} = 3 \cdot \sigma_{4mm} - 3 \cdot \sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} = 3 \cdot 27,1 - 3 \cdot 23,0 + 22,3 = 34,6 \text{ MPa}$$



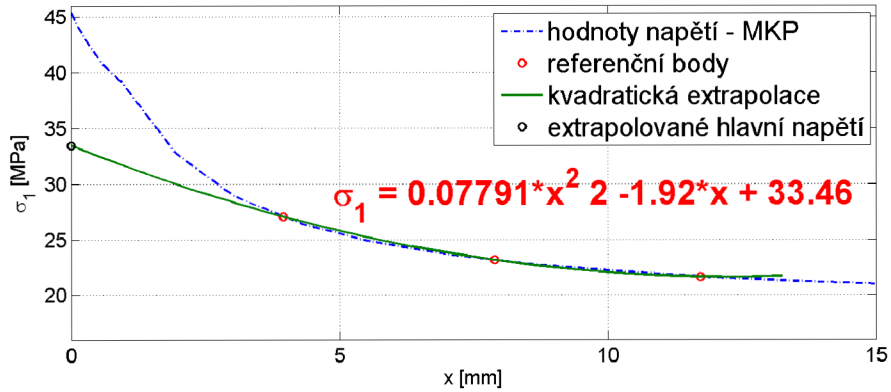
Graf 9-3 Extrapolované nejvyšší hlavní napětí - velikost elementu 3 mm

$$\sigma_{1,2mm} = 3 \cdot \sigma_{4mm} - 3 \cdot \sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} = 3 \cdot 27,1 - 3 \cdot 23,2 + 21,2 = 32,9 \text{ MPa}$$



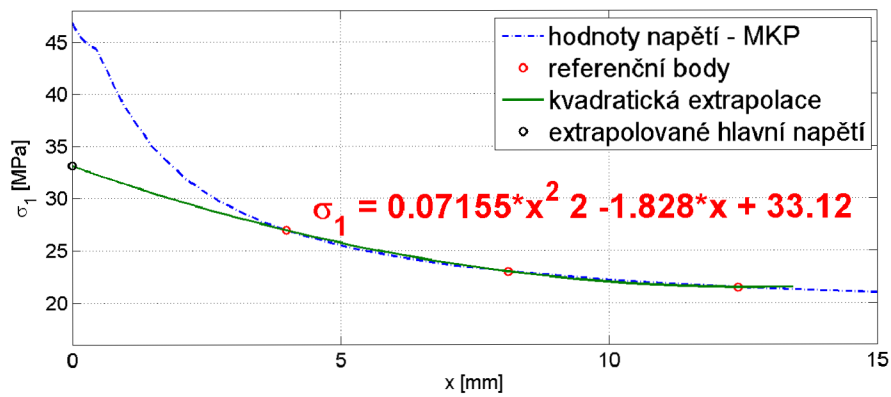
Graf 9-4 Extrapolované nejvyšší hlavní napětí - velikost elementu 2 mm

$$\sigma_{1,1mm} = 3 \cdot \sigma_{4mm} - 3 \cdot \sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} = 3 \cdot 27,1 - 3 \cdot 23,2 + 21,8 = 33,5 \text{ MPa}$$

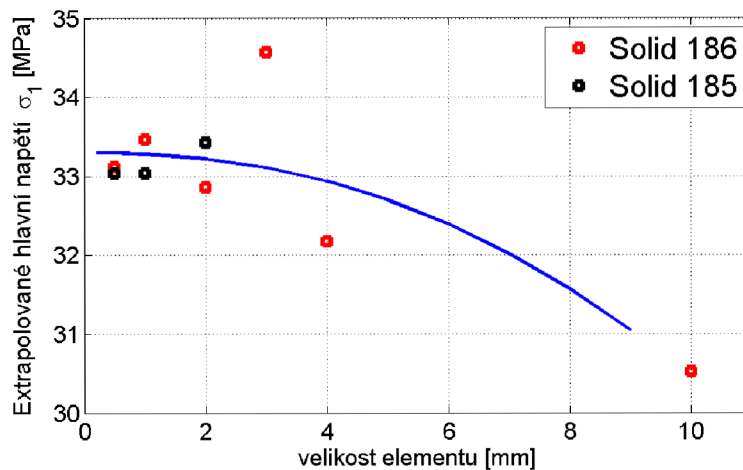


Graf 9-5 Extrapolované nejvyšší hlavní napětí - velikost elementu 1 mm

$$\sigma_{1,0.5mm} = 3 \cdot \sigma_{4mm} - 3 \cdot \sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} = 3 \cdot 27,0 - 3 \cdot 23 + 21,1 = 33,1 \text{ MPa}$$



Graf 9-6 Extrapolované nejvyšší hlavní napětí - velikost elementu 0,5 mm



Graf 9-7 Citlivostní analýza velikosti a typu elementu v kritickém místě

Jak je zřejmé z grafu 9-7, extrapolované hlavní napětí σ_1 nepřekročí hodnotu 34 MPa. Je tedy možné hodnotu 34 MPa zvolit jako výsledné extrapolované hlavní napětí. Zvolená hodnota napětí je konzervativní.

Pro následné vyhodnocení únavové životnosti svařované žebrované hřídele bude hodnota výsledného extrapolovaného hlavního napětí σ_1 označena jako extrapolované nominální napětí σ_{hs} .

$$\sigma_1 = \sigma_{hs} = 34 \text{ MPa.}$$

Hodnota rozkmitu extrapolovaného nominálního napětí pro harmonické střídavé zatěžování je tedy následující

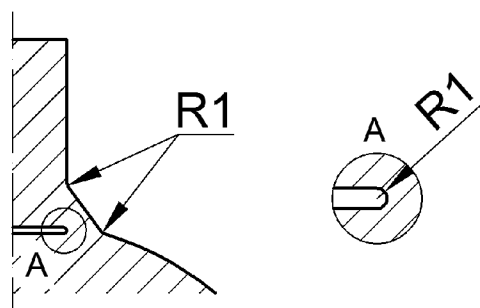
$$\Delta\sigma_{hs} = \sigma_{hs,max} - \sigma_{hs,min} = 34 - (-34) = 68 \text{ MPa.}$$

9.4 Hodnota efektivního vrubového napětí

9.4.1 Výpočtový model - efektivní vrubové napětí

Pro model efektivního vrubového napětí bude použit stejný model materiálu jako v případě modelu extrapolovaného nominálního napětí. Stejně tak okrajové podmínky a zatížení se shodují. Geometrii je nutné pozměnit u submodelu.

9.4.1.1 Geometrie submodelu - efektivní vrubové napětí



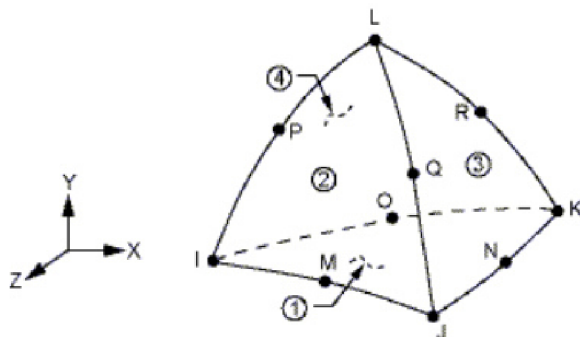
Obr. 9.14 Model s přítomnými vruby

Pro analýzu dle přístupu efektivního vrubového napětí je nutné upravit geometrii submodelu. V místě paty a kořene svaru je umístěn vrub o velikosti rádiusu $r = 1$ mm. Vrub o stejném rozměru je nutné vymodelovat i v místě tzv. dutiny. Schematicky je tato provedená úprava geometrie zobrazena na obr. 9.14.

9.4.1.2 Typ elementu - efektivní vrubové napětí

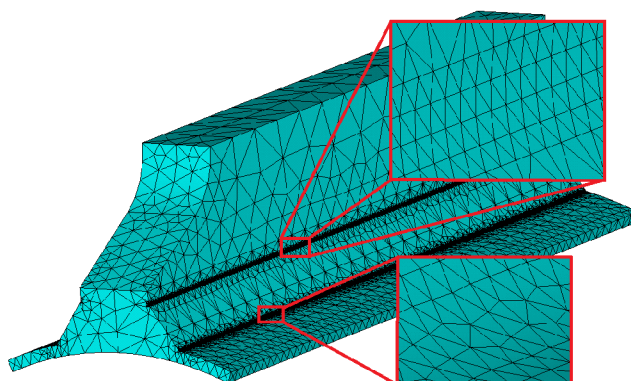
Při vytváření sítě konečných prvků pro výpočet efektivního vrubového napětí bude použit z důvodu složitosti geometrie element *Solid 187*. Stejně jako v případě solidu 186 se jedná o prvek s kvadratickými báзовými funkcemi. Element má 10 uzlů. Každý uzel má

definovány tři stupně volnosti. Tyto stupně volnosti zahrnují posuvy ve směru os x , y a z . Element *Solid 187* je znázorněn na obr. 9.15.



Obr. 9.15 Element *Solid 187* [8]

9.4.1.3 Submodel vytvořený v programu ANSYS - efektivní vrubové napětí



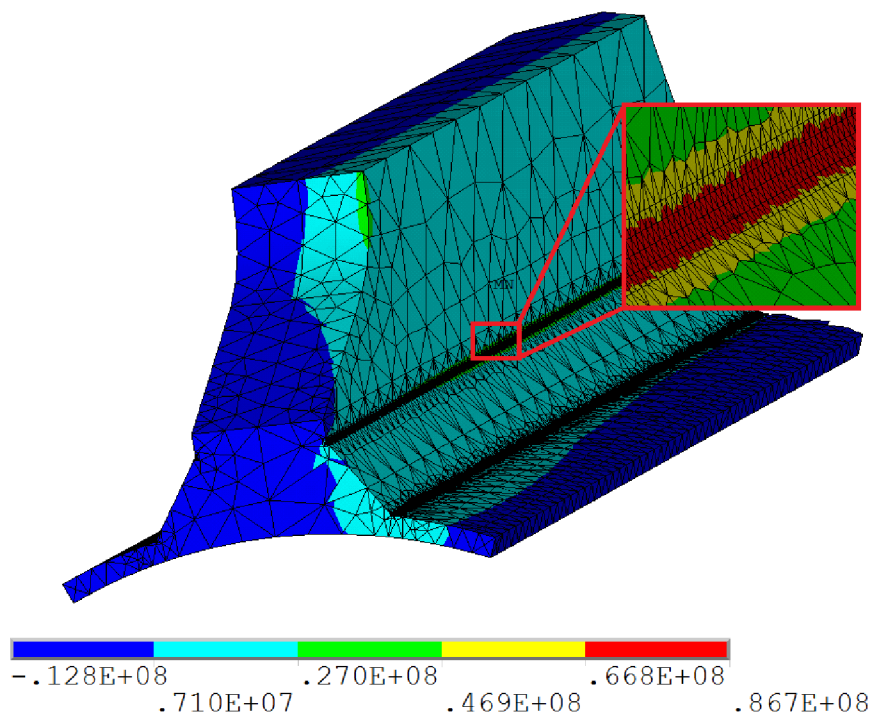
Obr. 9.16 Geometrie submodelu a síť konečných prvků pro vyjádření efektivního vrubového napětí

Do místa paty a kořene svaru byl přidán vrub a velikosti $r = 1$ mm, dle obr. 9.14. Zároveň, dle doporučení v dokumentu [4], bylo nutné definovat velikost elementu v místě vrubu, viz kapitola 6.3.1. Velikost elementu v místě vrubu je 0,25 mm. Submodel pro vyjádření efektivního vrubového napětí je společně s vytvořenou sítí konečných prvků na obr. 9.16. Stejná velikost elementů je definována i ve vrubu mezi žebrem a hřídélí.

9.4.2 Vyjádření hodnot efektivního vrubového napětí

V místě vrubu vzniká obecná trojosá napjatost, viz obr. 9.11. Stejně jako v případě extrapolovaného nominálního napětí je pro vyhodnocení vhodné zvolit, z hlediska

bezpečnosti výpočtu, nejvyšší hodnotu hlavního napětí ve vyšetřované oblasti. Tento postup je pak možné označit jako řešení konzervativní. Rozložení nejvyššího hlavního napětí v místě vrubu je znázorněno na obr. 9.17. Hodnota nejvyššího hlavního napětí bude následně označena jako efektivní vrubové napětí σ_{ef} . Stupnice napětí na obr 9.17 je v jednotkách [Pa].



Obr. 9.17 Hodnota efektivního vrubového napětí -
jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 22$ mm

Získaná hodnota efektivního vrubového napětí tedy je

$$\sigma_{ef} = 86,7 \text{ MPa}$$

Hodnota rozkmitu efektivního vrubového napětí pro harmonické střídavé zatěžování je následující

$$\Delta\sigma_{ef} = \sigma_{ef,max} - \sigma_{ef,min} = 86,7 - (-86,7) = 173,4 \text{ MPa.}$$

10 URČENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI ŽEBROVANÉ HŘÍDELE

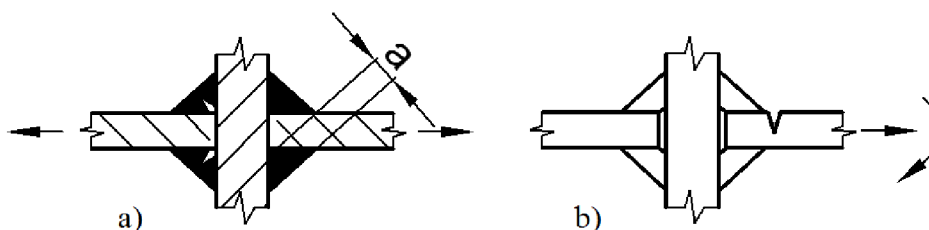
V předchozí kapitole byly vyjádřeny hodnoty rozkmitu napětí při harmonickém střídavém zatěžování, a to použitím přístupu nominálního napětí, extrapolovaného nominálního napětí a efektivního vrubového napětí. Získané hodnoty rozkmitu napětí lze společně s křivkami únavové pevnosti použít k určení únavové životnosti svařované žebrované hřídele.

10.1 Volba kategorie detailu

Před samotným vyhodnocením pomocí křivek únavové pevnosti je nutné pro jednotlivé přístupy určit kategorii detailu, viz kapitola 7.

10.1.1 Kategorie detailu pro přístup nominálního napětí

Pro vyjádření únavové životnosti přístupem nominálního napětí není možné zvolit vhodnou kategorii detailu a zatížení. Je zvolena pouze kategorie podobná. Jednou z variant je kategorie detailu s hodnotou referenční únavové pevnosti $\Delta\sigma_{c,nom} = 36$ MPa. [4] Konstrukční detail a způsob zatížení je na obr. 10.1 a). Jedná se o křížový svar, případně T-svar. Porušení je iniciováno v kořeni koutového svaru.



Obr. 10.1 Kategorie detailu: a) nominální napětí, b) extrapolované nominální napětí [4]

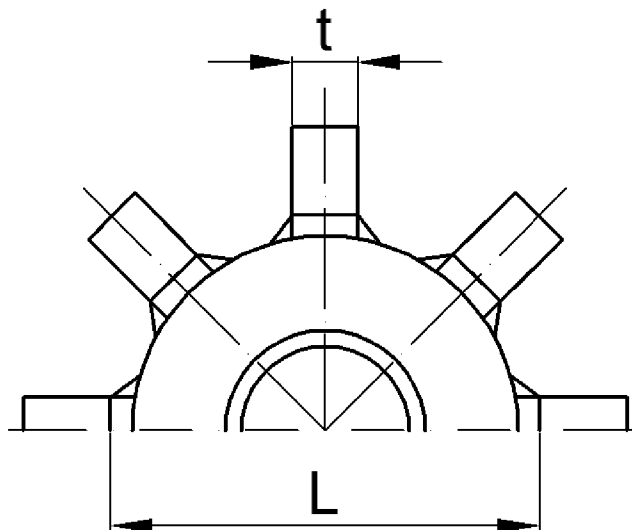
10.1.2 Kategorie detailu pro přístup extrapolovaného nominálního napětí

Pro vyhodnocení únavové životnosti extrapolovaného nominálního napětí je vhodný konstrukční detail s referenční únavovou pevností $\Delta\sigma_{c,hs} = 90$ MPa. Jedná se o křížový svařový spoj se zatíženými koutovými svary. Konstrukční detail spolu s působícím zatížením je znázorněn na obr. 10.1 b). [4]

10.1.2.1 Vliv velikosti svařované konstrukce na hodnotu referenční únavové pevnosti

Hodnotu referenční únavové pevnosti pro vyhodnocení únavové životnosti svařované konstrukce je nutné upravit redukčním součinitelem k_s , viz kapitola 7.2.1. Jelikož referenční únavová pevnost pro přístup nominálního napětí je nejnižší možnou hodnotou a v případě efektivního vrubového napětí se redukční součinitel neaplikuje, bude kategorie detailu

upravena pouze pro přístup extrapolovaného nominálního napětí. Hodnota efektivní tloušťky t_{eff} je závislá na šířce žebra $t = 65$ mm a vzdálenosti $L = 633$ mm. Tyto rozměry jsou znázorněny na obr. 10.2.



Obr. 10.2 Rozměry pro určení redukčního součinitele k_s

Pro případ $L/t > 2$ platí $t_{eff} = t$. Efektivní tloušťka je tedy $t_{eff} = 65$ mm. Hodnota referenční tloušťky je stanovena jako $t_{ref} = 25$ mm. Exponent charakterizující typ svaru je dle [4] pro koutový svar $n = 0,3$. Je tedy možné vyjádřit hodnotu redukčního součinitele k_s , dle výše uvedeného vztahu (11).

$$k_s = \left(\frac{t_{ref}}{t_{eff}} \right)^n = \left(\frac{25}{65} \right)^{0,3} = 0,75$$

Hodnota referenční únavové pevnosti pro vyhodnocení extrapolovaného nominálního napětí bude tímto redukčním součinitelem vynásobena.

$$\Delta\sigma_{c,hs,red} = k_s \cdot \Delta\sigma_{c,hs} = 0,75 \cdot 90 = 67,5 \text{ MPa}$$

Nejbližší nižší hodnota referenční únavové pevnosti je 63 MPa. Pro vyhodnocení únavové životnosti přístupem extrapolovaného nominálního napětí bude uvažována hodnota referenční únavové pevnosti

$$\Delta\sigma_{c,hs,red} = 63 \text{ MPa.}$$

10.2 Určení únavové životnosti z křivek únavové pevnosti

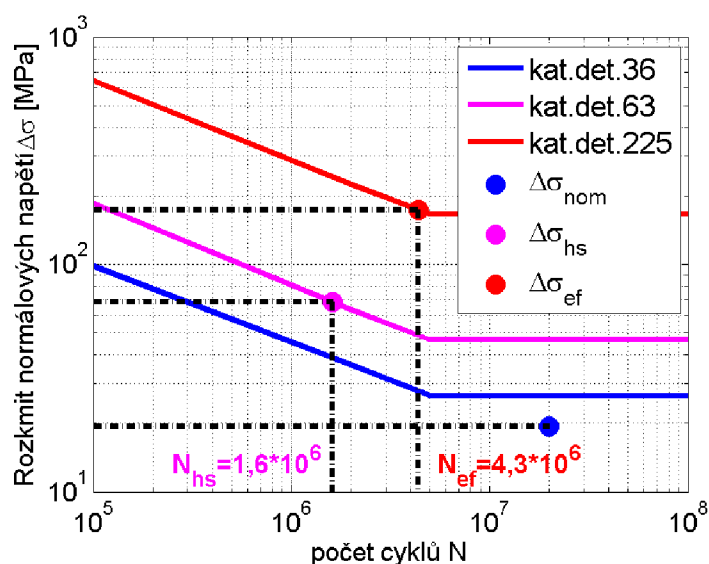
Dle normy ČSN 1993-1-9 je hodnota meze únavy $\Delta\sigma_D$ pro konstantní amplitudu napětí určena pro počet $5 \cdot 10^6$ cyklů. Hodnotu meze únavy lze vyjádřit z hodnoty referenční únavové pevnosti $\Delta\sigma_C$ vztahem (13).

$$\Delta\sigma_D = 0,737 \cdot \Delta\sigma_C \quad (13)$$

Hodnoty rozkmitů napětí, vyjádřených pomocí tří odlišných přístupů, jsou zaneseny spolu s křivkami únavové pevnosti do grafu 10-1. Hodnoty napětí, referenční únavové pevnosti $\Delta\sigma_C$ a meze únavy $\Delta\sigma_D$ pro jednotlivé kategorie detailu jsou zároveň uvedeny v tabulce 10-1.

Kategorie detailu	N		Hodnota rozkmitu napětí	Použitá metoda	Určená únavová životnost N
	$2 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$			
	$\Delta\sigma_C$ [MPa]	$\Delta\sigma_D$ [MPa]	$\Delta\sigma$ [MPa]		
36	36	26	19,4	Nominální napětí	neomezená
63	63	46	68	Extrapolované nominální napětí	$1,6 \cdot 10^6$
225	225	166	173,4	Efektivní vrubové napětí	$4,3 \cdot 10^6$

Tab. 10-1 Hodnoty napětí, křivek únavové pevnosti a určené hodnoty únavové životnosti svařované žebrované hřídele - jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 22$ mm



Graf 10-1 Únavová životnost žebrované hřídele - jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 22$ mm

Jak je zřejmé z vypočtených hodnot, přístup extrapolovaného nominálního napětí σ_{hs} predikuje nejnížší hodnotu únavové životnosti. K porušení žebrované hřídele by mělo, dle výpočtu, dojít v základním materiálu, a to po překročení $1,6 \cdot 10^6$ cyklů. Vznik porušení, iniciovaný v patě či kořeni vrubu, vyjádřen efektivním vrubovým napětím σ_{ef} , by nastal po překročení $4,3 \cdot 10^6$ cyklů. Přístup nominálního napětí predikuje neomezenou životnost svařované žebrované hřídele při definovaných podmínkách.

11 VARIANTY KOUTOVÉHO SVARU

Analýza únavové životnosti svařované žebrované hřídele byla provedena taktéž pro svarové spoje odlišných rozměrů. Pozměněn byl rozměr jmenovité tloušťky svarového spoje a . Další analýza byla provedena pro rozměr jmenovité tloušťky o velikosti 18 mm a 26 mm. Jako v předchozím případě se jedná a harmonické střídavé zatěžování.

11.1 Jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 18$ mm

Hodnota nominálního napětí svarového spoje se jmenovitou tloušťkou $a = 18$ mm dle vztahu (13) je

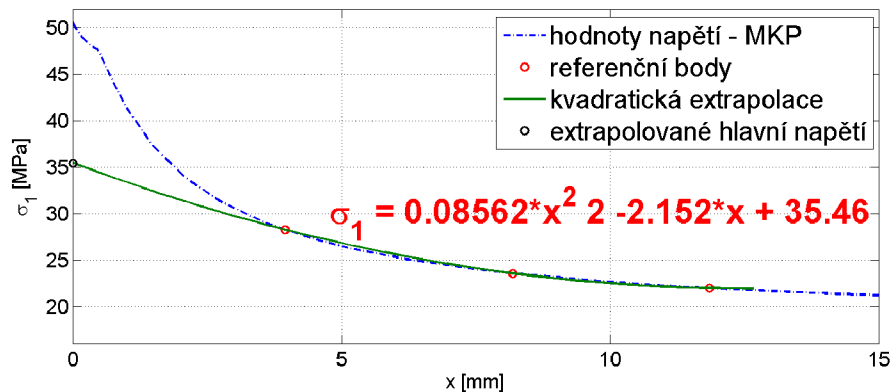
$$\sigma_{nom} = \frac{F_t \cdot l}{a \cdot L \cdot r} = \frac{48\,280 \cdot 0,355}{0,018 \cdot 1,232 \cdot 0,065} = 11,9 \text{ MPa}$$

Hodnota rozkmitu nominálního napětí

$$\Delta\sigma_{nom} = \sigma_{nom,max} - \sigma_{nom,min} = 11,9 - (-11,9) = 23,8 \text{ MPa}$$

Postup při vyjádření extrapolovaného nominálního napětí je shodný s postupem v kapitole 9.3.2. V místě singularity byl použit element *Solid 186* o velikosti 0,5 mm. Extrapolace nejvyššího hlavního napětí σ_1 je zobrazena v grafu 11-1. Zároveň je možné hodnotu extrapolovaného nominálního napětí vyjádřit vztahem (2).

$$\sigma_{1,0.5mm} = 3 \cdot \sigma_{4mm} - 3 \cdot \sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} = 3 \cdot 28,3 - 3 \cdot 23,6 + 21,4 = 35,5 \text{ MPa}$$



Graf 11-1 Extrapolované nejvyšší hlavní napětí - jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 18$ mm

Rozkmit extrapolovaného nominálního napětí ($\sigma_1 = \sigma_{hs}$) je

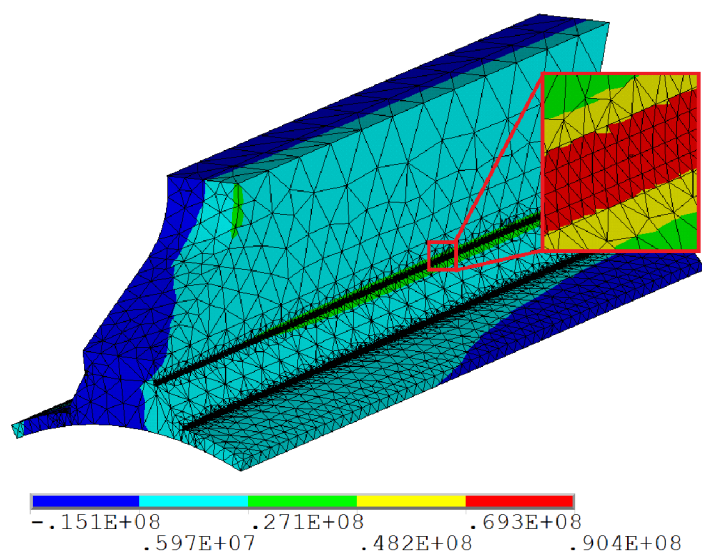
$$\Delta\sigma_{hs} = \sigma_{hs,max} - \sigma_{hs,min} = 35,5 - (-35,5) = 71 \text{ MPa.}$$

Rozložení nejvyššího hlavního napětí σ_1 , vyjádřené přístupem efektivního vrubového napětí, je znázorněno na obr. 11.1. Efektivní vrubové napětí nabývá v místě vrubu maximální hodnoty

$$\sigma_1 = \sigma_{ef} = 90,4 \text{ MPa.}$$

Hodnota rozkmitu efektivního vrubového napětí je

$$\Delta\sigma_{ef} = \sigma_{ef,max} - \sigma_{ef,min} = 90,4 - (-90,4) = 180,8 \text{ MPa.}$$

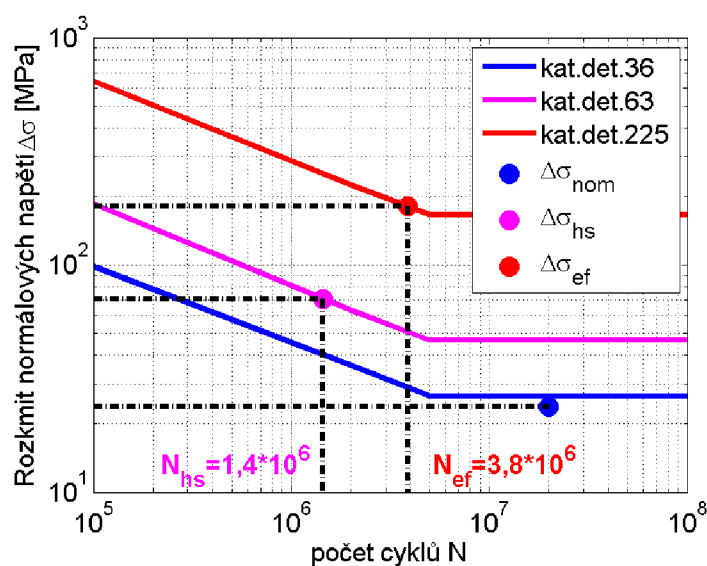


Obr. 11.1 Hodnota efektivního vrubového napětí - jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 18 \text{ mm}$

Nyní je možné predikovat únavovou životnost svařované žebrované hřídele pro daný rozměr svaru pomocí jednotlivých přístupů. Křivky únavové pevnosti společně s hodnotami napětí jsou zakresleny v grafu 11-2. Jednotlivé hodnoty napětí a počtu cyklů jsou zapsány v tabulce 11-1.

Kategorie detailu	N		Hodnota rozkmitu napětí	Použitá metoda	Určená únavová životnost N
	$2 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$			
	$\Delta\sigma_C$ [MPa]	$\Delta\sigma_D$ [MPa]	$\Delta\sigma$ [MPa]		
36	36	26	23,8	Nominální napětí	neomezená
63	63	46	71	Extrapolované nominální napětí	$1,4 \cdot 10^6$
225	225	166	180,8	Efektivní vrubové napětí	$3,8 \cdot 10^6$

Tab. 11-1 Hodnoty napětí, křivek únavové pevnosti a určené hodnoty únavové životnosti svařované žebrované hřídele - jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 18 \text{ mm}$



Graf 11-2 Únavová životnost žebrované hřídele - jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 18$ mm

11.2 Jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 26$ mm

Hodnota nominálního napětí svarového spoje se jmenovitou tloušťkou $a = 26$ mm dle vztahu (13)

$$\sigma_{nom} = \frac{F_t \cdot l}{a \cdot L \cdot r} = \frac{48\,280 \cdot 0,355}{0,026 \cdot 1,232 \cdot 0,065} = 8,2 \text{ MPa.}$$

Hodnota rozkmitu nominálního napětí je

$$\Delta\sigma_{nom} = \sigma_{nom,max} - \sigma_{nom,min} = 8,2 - (-8,2) = 16,4 \text{ MPa}$$

Postup při vyjádření extrapolovaného nominálního napětí je shodný s postupem v kapitole 9.3.2. V místě singularity byl použit element *Solid 186* o velikosti 0,5 mm. Extrapolace nejvyššího hlavního napětí σ_1 je zobrazena v grafu 11-3. Hodnotu extrapolovaného nominálního napětí je možné vyjádřit vztahem (2).

$$\sigma_{1,0.5mm} = 3 \cdot \sigma_{4mm} - 3 \cdot \sigma_{8mm} + \sigma_{12mm} = 3 \cdot 26,4 - 3 \cdot 22,9 + 21,6 = 32,1 \text{ MPa}$$

Rozkmit extrapolovaného nominálního napětí ($\sigma_1 = \sigma_{hs}$) je

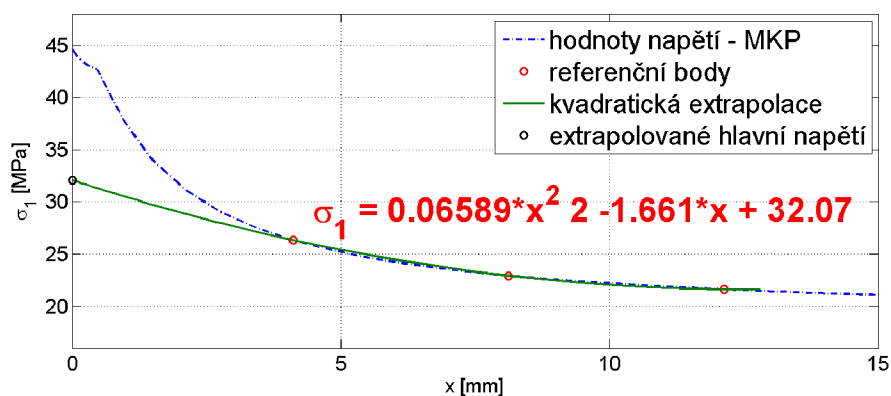
$$\Delta\sigma_{hs} = \sigma_{hs,max} - \sigma_{hs,min} = 32,1 - (-32,1) = 64,2 \text{ MPa.}$$

Rozložení nejvyššího hlavního napětí, vyjádřené přístupem efektivního vrubového napětí, je znázorněno na obr. 11.2. Efektivní vrubové napětí nabývá v místě vrubu maximální hodnoty

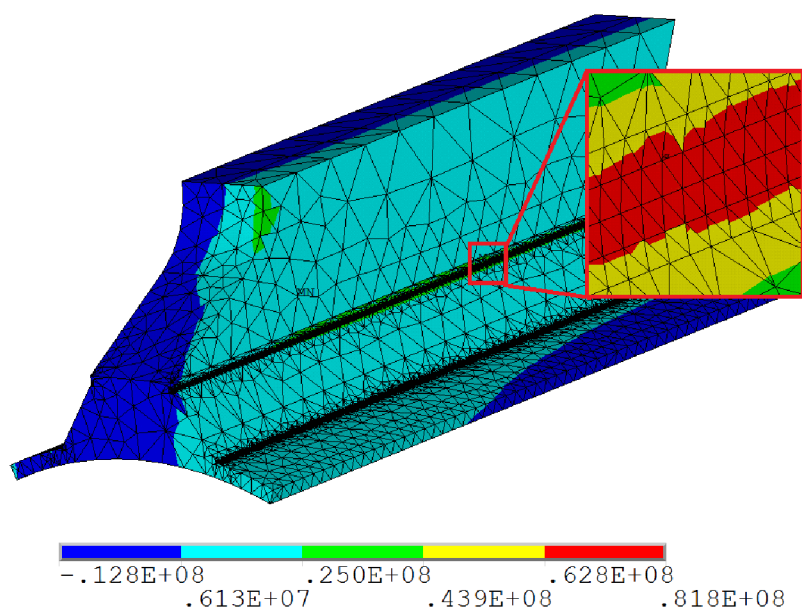
$$\sigma_1 = \sigma_{ef} = 81,8 \text{ MPa.}$$

Hodnota rozkmitu efektivního vrubového napětí je

$$\Delta\sigma_{ef} = \sigma_{ef,max} - \sigma_{ef,min} = 81,8 - (-81,8) = 163,6 \text{ MPa.}$$



Graf 11-3 Extrapolované nejvyšší hlavní napětí -
jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 26$ mm

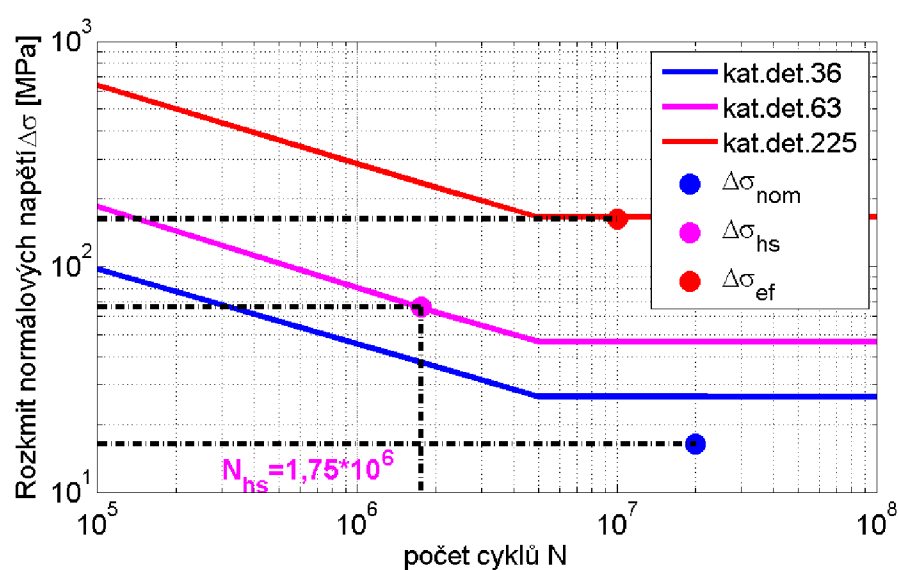


Obr. 11.2 Hodnota efektivního vrubového napětí -
jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 26$ mm

Hodnoty únavové životnosti žebrované hřídele predikované pomocí jednotlivých přístupů jsou zapsány v tabulce 11-2. Křivky únavové pevnosti společně s hodnotami napětí jsou zakresleny v grafu 11-4.

Kategorie detailu	N		Hodnota rozkmitu napětí	Použitá metoda	Určená únavová životnost N
	2,00E+06	5,00E+06			
	$\Delta\sigma_C$	$\Delta\sigma_D$	$\Delta\sigma$		
	[MPa]	[MPa]	[MPa]		
36	36	26	16,4	Nominální napětí	neomezená
63	63	46	64,2	Extrapolované nominální napětí	$1,75 \cdot 10^6$
225	225	166	163,6	Efektivní vrubové napětí	neomezená

Tab. 11-2 Hodnoty napětí, křivek únavové pevnosti a určené hodnoty únavové životnosti svařované žebrované hřídele - jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 26$ mm



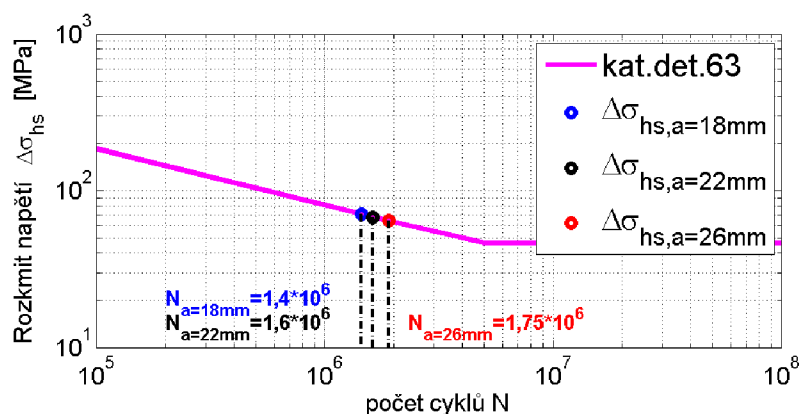
Graf 11-4 Únavová životnost žebrované hřídele - jmenovitá tloušťka svarového spoje $a = 26$ mm

12 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Predikce únavové životnosti svařované žebrované hřídele byla provedena na zjednodušeném modelu, vytvořeném v konečno-prvkovém programu ANSYS 15.0. Zároveň bylo využito přístupu nominálního napětí ve svarovém spoji. Ve výpočtu nejsou uvažovány výrobní nepřesnosti.

Hřídel po svařování prochází tepelným zpracováním. Materiál svařované žebrované hřídele je tedy uvažován izotropní, lineárně elastický v celém objemu součásti.

Dominantní zatížení způsobující porušení žebrované hřídele je točivý moment. Časový průběh zatěžující síly, způsobující torzní kmitání v náběhovém intervalu elektrického motoru, je uvažován jako harmonicky střídavý. Z provedené deformačně napjatostní analýzy byla zjištěna napjatost a spolehlivost žebrované hřídele v místě svaru.



Graf 12-1 Porovnání únavové životnosti pro rozdílné jmenovité tloušťky svarového spoje

Pro takto definované zatěžování a model žebrované hřídele byla predikována hodnota únavové životnosti. Ze získaných hodnot vyplývá, že případné porušení svařované žebrované hřídele nastává v základním materiálu žebra. Hodnota predikované únavové životnosti byla určena přístupem extrapolovaného nominálního napětí. Únavová životnost pro jednotlivé jmenovité tloušťky svarového spoje je znázorněna v grafu 12-1. Hodnoty rozkmitu napětí, počtu cyklů do porušení jsou vypsány v tab. 12-1.

Jmenovitá tloušťka svarového spoje a [mm]	Rozkmit extrapolovaného nominálního napětí $\Delta\sigma_{hs}$ [MPa]	Počet cyklů do porušení N
18	71	$1,4 \cdot 10^6$
22	68	$1,6 \cdot 10^6$
26	64,2	$1,75 \cdot 10^6$

Tab. 12-1 Počet cyklů do porušení

13 ZÁVĚR

Pro specifickou geometrii svařované žebrované hřídele byl v konečno-prvkovém programu ANSYS 15.0 vytvořen parametrický model v APDL jazyce. Následně, pro dané předpoklady řešení, byla stanovena napjatost v kritickém místě žebrované hřídele, konkrétně ve svaru a jeho blízkém okolí. Získané hodnoty napjatosti v kombinaci s křivkami únavové pevnosti byly využity k predikci únavové životnosti.

Samotná analýza vychází primárně z podkladů Mezinárodního svářečského institutu (IIW), které jsou pouze doporučeními pro vyhodnocování únavové životnosti svařovaných součástí. Výsledky získané z analýzy je tedy v praxi nutné ověřit experimentálně.

Společnost SEM Drásov s.r.o. požaduje únavovou životnost žebrované hřídele vyšší jak $1 \cdot 10^6$ cyklů. Z výsledků je možné konstatovat, že predikovaná únavová životnost svařované hřídele, konkrétně svarový spoj, za daných předpokladů splňuje dané požadavky.

Dalším, možno říci nejdůležitějším, krokem při analýze únavové životnosti by byl experiment, ověřující výpočtem získané hodnoty napětí. Získat hodnoty napětí na skutečné svařované hřídeli je možné užitím tenzometrů. Jelikož se jedná o rotující hřídel, jsou podmínky měření ztížené. Jednou z možností je užití telemetrie, která umožňuje bezdrátový přenos dat. Měření průběhu napětí na žebrech rotorové hřídele je vhodné téma závěrečných prací do dalších let.

POUŽITÉ SYMBOLY

σ_{nom}	[Pa]	nominální napětí
σ_{hs}	[Pa]	extrapolované nominální napětí
σ_{ef}	[Pa]	efektivní vrubové napětí
σ_1	[Pa]	nejvyšší hlavní napětí
σ_c	[Pa]	referenční únavová pevnost
σ_D	[Pa]	mez únavy
a	[m]	jmenovitá tloušťka svarového spoje
l_w	[m]	délka svarového spoje
R_e	[Pa]	mez kluzu
$\Delta\sigma$	[Pa]	rozkmit napětí
k_s	[-]	redukčním součinitelem únavové pevnosti s uvažováním účinků velikosti
F_t	[N]	zatěžující síla
N_r	[-]	počet ramen rotorové hvězdy
D_i	[m]	vnější průměr rotorové hvězdy
E	[Pa]	modul pružnosti v tahu
μ	[-]	Poissonovo číslo

LITERATURA

- [1] Siemens Česká republika. Siemens Electric Machines Drásov s.r.o..[online]. Dostupné z: https://www.cee.siemens.com/web/cz/cz/corporate/portal/home/produkty_a_sluzby/sem/Documents/presentation.pdf. [citováno 2015-8-5].
- [2] CIGÁNEK, Ladislav. *Stavba elektrických strojů: Celost. vysokošk. učebnice*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1958, 714s.
- [3] KOPYLOV, Igor Petrovič. *Stavba elektrických strojů: celostátní vysokoškolská učebnice pro elektrotechnické fakulty vysokých škol technických*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1988, 685 s.
- [4] HOBACHER, A. *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*. International Institute of Welding, doc. XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07. Paris. December 2008
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [6] ONDRÁČEK, E. - JANÍČEK, P. - VRBKA, J. - BURŠA, J. *Mechanika těles: Pružnost a pevnost I*. 3. přeprac. vyd. Brno: CERM. 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X
- [7] *ČSN EN 1993-1-9 ed. 2 (731401) A Eurokód 3*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013, 41 s. Česká technická norma.
- [8] ANSYS Inc. *ANSYS Mechanical 15.0 Help*.