

Analýza napětí v klikových hřídelích kompresorů

Bc. Stanislav Kolařík

Diplomová práce
2023



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Bc. Stanislav Kolařík
Osobní číslo:	T21515
Studijní program:	N3909 Procesní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní inženýrství
Forma studia:	Kombinovaná
Téma práce:	Analýza napětí v klikových hřídelích kompresorů

Zásady pro vypracování

- Literární přehled
- Návrh numerického modelu
- Řešení modelu
- Vyhodnocení výsledků

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., C MISCHE a G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM VUT, 2010. ISBN 9788021426290.
BOWER, Allan F. *Applied mechanics of solids*. Boca Raton: CRC Press, 2010. ISBN 978-1-4398-0247-2.
KUROWSKI, P.M. *Finite element analysis for design engineers*. Warrendale, United States: PA: SAE International, 2016. ISBN 9780768082319.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jakub Javořík, Ph.D.**
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání diplomové práce: **2. ledna 2023**
Termín odevzdání diplomové práce: **12. května 2023**

prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D. v.r.
děkan

L.S.

Ing. Martin Bednařík, Ph.D. v.r.
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 7. února 2023

PROHLÁŠENÍ AUTORA DIPLOMOVÉ PRÁCE

Beru na vědomí, že:

- diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užit své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování diplomové práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem diplomové práce jakýkoliv softwarový produkt, považuji se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Prohlašuji,

- že jsem diplomové práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....
podpis studenta

ABSTRAKT

Předmětem této práce je analýza napětí klikové hřídele chladírenského pístového kompresoru. K touto účelu je využito metody konečných prvků. Pro uvedení do této problematiky jsou v teoretické části nastíněny základní potřebné charakteristiky mechaniky pevných těles a také je zde stručně zmíněn princip a postup výpočtů pomocí metody konečných prvků. Je zde také popsána funkce chladírenského okruhu a základní dělení chladírenských kompresorů a jejich součástí, kde je hlavní pozornost věnována klikové hřídeli. Nejdříve je analyzováno mechanické chování klikového mechanismu v průběhu pracovního cyklu kompresoru a jsou identifikovány kritické oblasti s maximálními hodnotami koncentrací napětí. Poté je zde snaha tyto hodnoty optimalizovat. K touto záměru je využito metody konečných prvků.

Klíčová slova: hřídel, kompresor, FEM analýza, chladírenství, napětí, únavová životnost,

ABSTRACT

Subject of this work is stress analysis of crankshaft of refrigeration piston compressor. Method of final element is used for this purpose. To get into this issue there are, in theoretical part, fundamental requirements for mechanical characteristics of solid particles outlined and briefly, element method and calculation procedure of finite elements method is used. The function of refrigeration circuit and fundamental division of refrigeration compressors and its parts are described. Mainly with attention to the crankshaft. Mechanical principle of crankshaft is analyzed during the work cycle of compressor and to identify critical areas with maximal stress concentration readings. Then, there is an effort to optimize these values (readings). Finite element method is used for this purpose.

Keywords: shaft, compressor, FEM analysis, refrigeration, stress, fatigue life,

Rád bych zde poděkoval doc. Ing. Jakobovi Javoříkovi, Ph.D za ochotu, čas, profesionální přístup a trpělivost při vedení této diplomové práce. Dále bych chtěl také poděkovat svým kolegům ze zaměstnání za praktické věcné připomínky k tématu této práce.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

ÚVOD	9
I TEORETICKÁ ČÁST	10
1 MECHANIKA PEVNÝCH TĚLES	11
1.1 ZÁKLADNÍ DRUHY NAMÁHÁNÍ	11
1.1.1 OHYB	11
1.1.2 KRUT	13
1.2 PROSTOROVÁ NAPJATOST	14
1.3 TEORIE PORUŠENÍ	15
1.3.1 HOUŽEVNATÉ MATERIÁLY	16
1.3.2 KŘEHKÉ MATERIÁLY	19
1.4 ÚNAVOVÉ PORUŠOVÁNÍ.....	20
1.4.1 ZATĚŽUJÍCÍ CYKLY	20
1.4.2 ÚNAVOVÝ LOM.....	21
1.4.3 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST	22
1.5 KONCENTRACE NAPĚTÍ.....	23
2 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ	25
2.1 STRUKTURA KONEČNĚ-PRVKOVÉ ANALÝZY	25
2.2 PREPROCESSING	26
2.2.1 PROCES DISKRETIZACE	26
2.2.2 KONVERGENCE.....	28
2.2.3 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI	29
2.2.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY	29
2.3 PROCESSING	29
2.4 POSTPROCESSING.....	29
3 CHLADÍRENSTVÍ	31
3.1 HISTORIE.....	31
3.2 POUŽÍVANÉ PRINCIPY CHLAZENÍ	31
3.2.1 CHLAZENÍ VZDUCHEM	31
3.2.2 CHLAZENÍ VODOU	32
3.2.3 TERMoeLEKTRICKÉ CHLAZENÍ	32
3.2.4 KOMPRESOROVÉ CHLAZENÍ	32
3.3 KOMPRESOROVÝ CHLADÍRENSÝ OKRUH.....	33
4 KOMPRESOR	35
4.1 FUNKCE KOMPRESORU V CHLADÍRENSKÉM OKRUHU	35
4.2 ROZDĚLENÍ KOMPRESORŮ	35
4.2.1 ROZDĚLENÍ PODLE PRINCIPU ČINNOSTI.....	35
4.2.2 ROZDĚLENÍ PODLY TYPU KONSUKCE	36

4.3	PÍSTOVÝ KOMPRESOR.....	37
4.3.1	PRINCIP ČINNOSTI.....	38
4.3.2	INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM.....	38
4.4	KLIKOVÁ HŘÍDEL A KLIKOVÝ MECHANISMUS	39
4.4.1	OBVYKLÁ USPOŘÁDÁNÍ	41
4.4.2	TECHNLOGIE VÝROBY.....	41
4.4.3	SILOVÉ PŮSOBENÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU	43
II	PRAKTICKÁ ČÁST.....	45
5	CÍLE PRÁCE	46
6	POPIS PROBLEMATIKY	47
6.1	KLIKOVÝ MECHANISMUS A JEHO KONKRÉTNÍ USPOŘÁDÁNÍ	48
7	METODIKA PRÁCE.....	50
7.1	ANALÝZA ZATÍŽENÍ A JEHO PŮSOBÍCÍCH SIL	50
7.1.1	PRACOVNÍ OBLAST KOMPRESORU A DEFINICE ZATÍŽENÍ	50
7.1.2	VÝPOČET PRŮBĚHŮ SIL OD TLAKU PLYNU	52
7.1.3	VÝPOČET SIL OD SETRVAČNÝCH HMOT	54
7.1.4	ANALÝZA SILOVÝCH ÚČINKŮ MECHANISMU	58
7.2	FEM ANALÝZA.....	82
7.2.1	GEOMETRICKÝ MODEL	82
7.2.2	VYTVOŘENÍ MATEMATICKÉHO MODELU	82
7.2.3	DEFINICE OKRAJOVÝCH PODMÍNEK	85
7.2.4	VOLBA SOLVERU.....	88
8	VÝSLEDKY	89
8.1	NÁVRH NOVÉ GEOMETRIE VRUBU	92
9	DISKUZE VÝSLEDKŮ.....	94
	ZÁVĚR	100
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	102
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	106
	SEZNAM OBRÁZKŮ	113
	SEZNAM TABULEK.....	116

ÚVOD

Kliková hřídel pístového kompresoru je součástí klikového mechanismu, jejímž úkolem je transformace elektrické energie na energii potenciální tlakovou, tepelnou a kinetickou. Toho je dosahováno pomocí přenosu kroutícího momentu elektromotoru na přímočarý vratný pohyb pístů ve válcích, kde probíhá komprese chladírenského plynu. Hřídel je jednou z nejvíce namáhaných součástí celého kompresoru. V průběhu chodu kompresoru zde působí řada silových účinků, způsobující napětí, jejichž analýza je předmětem této práce. Protože je kompresor prvkem chladírenského okruhu, je zde stručně popsáno jeho fungování s cílem definice maximálního zatížení v závislosti na jeho dovolených provozních podmínkách. Dále je zapotřebí analýza prostorových silových účinků působících na klikový mechanismus a definování z nich vyplývajících způsobů namáhání. Po nalezení kritických oblastí s nejvyššími koncentracemi napětí je zde posuzován vliv geometrie kritických oblastí na velikost vznikajících napětí při stejných hodnotách zatížení. K tomuto účelu je využito výpočtů s pomocí metody konečných prvků.

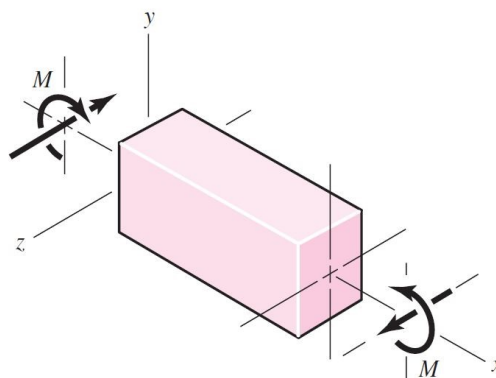
I. TEORETICKÁ ČÁST

1 MECHANIKA PEVNÝCH TĚLES

1.1 ZÁKLADNÍ DRUHY NAMÁHÁNÍ

1.1.1 OHYB

Ohyb je takový způsob namáhání, kdy působením vnějších silových účinků vzniká rovinné, nebo případně prostorové zakřivení osy původně přímého prutu. Převažuje-li u přímého prutu namáhání ohybem a je-li výslednicí vnitřních sil uvažovaných v průřezu kolmém na osu prutu silová dvojice, která tvoří ohybový moment M_0 , lze jej nazvat nosníkem. Pro případ namáhání prostým ohybem (Obr. 1) musí platit, že jiné vnitřní účinky sil kromě ohybového momentu musí být nulové.[1]



Obrázek 1 Prostý ohyb [1]

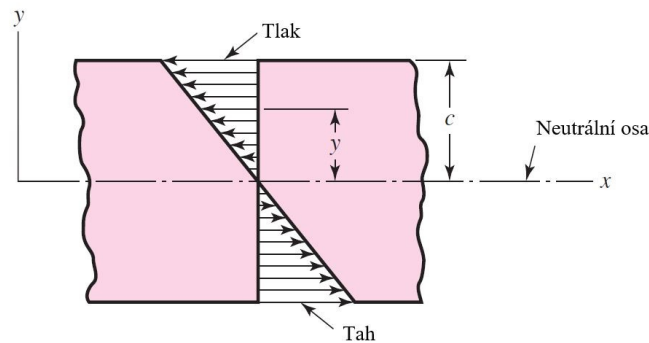
Vnitřní silové účinky jsou vyšetřovány pomocí metody myšleného řezu. Pro použití této metody musí být ovšem platné předpoklady:

- Namáhání je tvořeno prostým ohybem
- Materiál je stejnorodý a izotropní
- Nosník je před zatížením přímý a prismatický
- Namáhání probíhá za platnosti Hookova zákona
- Osa symetrie příčného řezu je v rovině ohybu
- Příčné průřezy jsou i po deformaci rovinné

Vlivem vnějších silových účinků vzniká u prostého ohybu nosníku jeho deformace, způsobující tahové a tlakové namáhání vláken (Obr. 2) v závislosti na poloze od neutrální osy. [1] Výslednicemi vnitřních silových účinků v daných řezech nosníku je ohybový moment M_o a posouvající síla T , které vytváří normálové napětí σ a tečné napětí τ . Tato napětí jsou tedy funkcemi ohybového momentu a posouvající síly:

$$\sigma = f_1 [M_o(x)] \text{ [Pa]} \quad (1.1)$$

$$\tau = f_2 [T(x)] \text{ [Pa]} \quad (1.2)$$



Obrázek 2 Napětí u prostého ohybu [1]

Pro zjištění maximálních hodnot napětí pro danou geometrii průřezu nosníku platí:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_o c}{J_z} \text{ [Pa]} \quad (1.3)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_o c}{J_z} = \frac{M_o}{W_o} \text{ [Pa]} \quad (1.4)$$

Pro zjištění hodnot napětí pro konkrétní vzdálenost od neutrální osy y platí:

$$\sigma_y = \frac{M_o y}{J_z} \text{ [Pa]} \quad (1.5)$$

Tahové, či tlakové napětí je přímo úměrné vzdálenosti od neutrální osy.

1.1.2 KRUT

Prut je zkrucován, pokud na něj působí dvě silové dvojice, které leží v rovinách kolmých k jeho ose. Silové dvojice vyvolávají krutící moment M_k , který způsobuje otáčení průřezů proti sobě (Obr. 3). Pro prut kruhového průřezu se úhel natočení zjistí: [1]

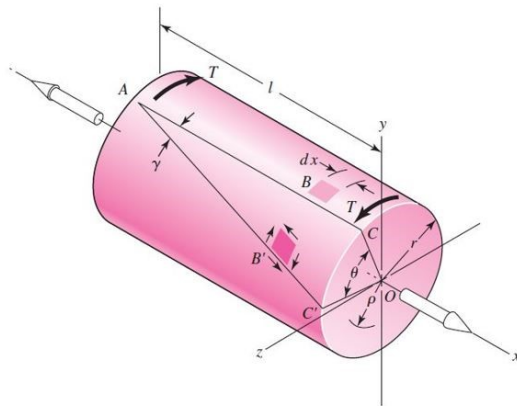
$$\varphi = \frac{M_k l}{G J_p} \text{ [rad]} \quad (1.6)$$

M_k – krutící moment

l – délka prutu

G – modul pružnosti ve smyku

J_p – polární kvadratický moment průřezu



Obrázek 3 Krut [1]

Rozložení smykového napětí pro prut o kruhovém průřezu je závislé na vzdálenosti od osy prutu a je definováno vztahem:

$$\tau = \frac{M_k \rho}{J_p} \text{ [Pa]} \quad (1.7)$$

Maximální hodnota napětí je tedy na obvodu průřezu:

$$\tau_{\max} = \frac{M_k r}{J_p} \text{ [Pa]} \quad (1.8)$$

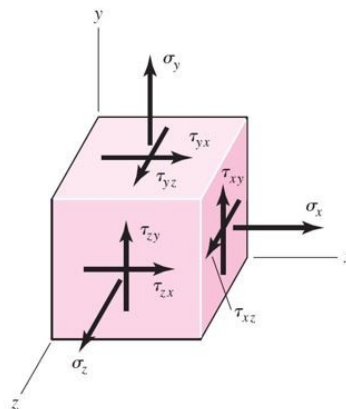
Pro platnost těchto vztahů musí platit předpoklady:

- Prut je vystaven prostému krutu a řezy jsou v dostatečné vzdálenosti od místa působení zatížení a změny průměru příčného řezu.
- Původní rovinné a rovnoběžné příčné průřezy zůstanou i po zkroucení rovinné a rovnoběžné. Radiální přímky zůstávají stejné.
- Platí zde Hookův zákon:

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \text{ [Pa]} \quad (1.9)$$

1.2 PROSTOROVÁ NAPJATOST

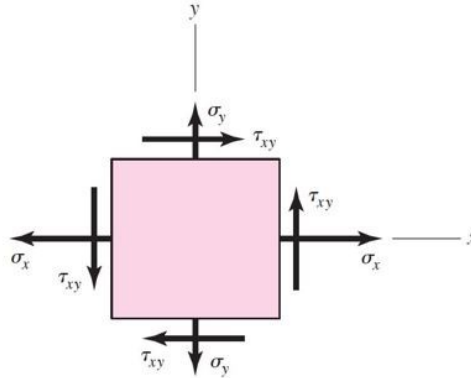
Pro sumarizaci napětí, působícího na těleso v prostoru, je třeba vycházet z podmínek statické rovnováhy. Jsou zde vedeny řezy myšlenými rovinami, které ohraničují vzniklý elementární prvek. V každé rovině působí dvě tečná a jedno normálové napětí (Obr. 4). Napjatost v jakékoliv rovině, procházející tímto bodem, lze pak dopočítat pomocí transformačních rovnic. Protože se jedná o elementární prvek, jehož rozměry se blíží k nule, budou velikosti protilehlých napětí stejné, pouze opačné orientace. Díky tomu je pro úplný popis prostorové napjatosti dostačující znát těchto devět složek napětí $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{yx}, \tau_{zx}, \tau_{xy}, \tau_{zy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$. [1]



Obrázek 4 Složky napětí [1]

Dle zákona o sdružených smykových napětí platí: $\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}, \tau_{xz} = \tau_{zx}$. Proto lze dále ještě zredukovat složky napětí pouze na tyto složky: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{yz}, \tau_{xy}, \tau_{zx}$.

Speciálním případem prostorové napjatosti, který vznikne, jsou-li složky napětí ve dvou vzájemně rovnoběžných rovinách nulové, je hojně se vyskytující rovinná napjatost (Obr. 5).



Obrázek 5 Rovinná napjatost [1]

1.3 TEORIE PORUŠENÍ

Protože se v běžné praxi nevyskytují pouze ideální způsoby namáhání, ale jejich různé kombinace, nelze pro návrh dílu postupovat pouze podle teorie čistého ohybu, krutu atp. K určení mezního stavu různých kombinací namáhání je zapotřebí zjistit redukovaná napětí, na základě některých existujících teorií porušení. K zajištění správné funkce součásti je nutné ji navrhnout tak, aby nedošlo k jejímu porušení ať už se jedná o přetržení součásti, či pouze plastické deformace, nebo vznik trhlin. Pro volbu teorie porušení je nutné zvážit vlastnosti materiálu. Je nutné volit rozdílné teorie pro materiály křehké a houževnaté. Obecně je považován za houževnatý materiál takový, který má zjistitelnou mez kluzu a k porušení dochází při deformaci nad $\varepsilon_f \geq 0,05$. Mez kluzu v tahu a v tlaku je stejná. Pro křehké materiály platí, že zde není mez kluzu, k porušení/lomu dochází na mezi pevnosti. Mez pevnosti v tahu a tlaku je rozdílná. Deformace při porušení $\varepsilon_f \leq 0,05$. Pro každý typ materiálu existuje více teorií, které uvažují mezní stav pode kritické deformace, nebo kritického napětí. [1]

1.3.1 HOUŽEVNATÉ MATERIÁLY

Pro houževnaté materiály existuje více teorií porušení, mezi něž patří teorie maximálních smykových napětí, teorie měrné energie, či Coulomb-Mohrova teorie.

TEORIE MĚRNÉ ENERGIE NAPJATOSTI ZMĚNY TVARU

Podle této teorie, která je také nazývána jako Hubertova-von Misesova-Henckyova teorie (HMH), je pro vznik plastických deformací materiálu při víceosé napjatosti zapotřebí dosažení stejných, nebo vyšších hodnot objemové hustoty deformační energie změny tvaru, než je tomu u zkoušky čistým tahem, či tlakem. Deformace jsou uvažovány spíše jako vliv úhlového přetvoření, nežli vliv prostého tahu, či tlaku. Objemová hustota deformační energie elementárního prvku při tříosé napjatosti je vyjádřena s pomocí tří hlavních napětí σ_I , σ_{II} a σ_{III} jako: [1]

$$\lambda = \frac{1}{2}(\varepsilon_1\sigma_I + \varepsilon_2\sigma_{II} + \varepsilon_3\sigma_{III}) = \quad (1.10)$$

$$\frac{1}{2E}[\sigma_I^2 + \sigma_{II}^2 + \sigma_{III}^2 - 2\mu(\sigma_I\sigma_{II} + \sigma_{II}\sigma_{III} + \sigma_{III}\sigma_I)] [-]$$

Jejími složkami jsou měrná energie napjatosti změny objemu λ_v a měrná energie napjatosti změny tvaru λ_d . Hydrostatická složka napětí, která způsobuje pouze objemové změny, ale nikoliv změny tvaru, je vyjádřena:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_I + \sigma_{II} + \sigma_{III}}{3} \text{ [Pa]} \quad (1.11)$$

Měrná energie napjatosti změny objemu je pak:

$$\lambda_v = \frac{3\sigma_m^2}{2E}(1 - 2\mu) [-] \quad (1.12)$$

Odečtením měrné energie napjatosti změny objemu od celkové měrné energie napjatosti je dána měrná energie napjatosti změny tvaru:

$$\lambda_d = \frac{1 + \mu}{3E} \left[\frac{(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{III} - \sigma_I)^2}{2} \right] \quad (1.13)$$

Redukované napětí je poté vyjádřeno jako:

$$\sigma_{\text{red}} = \left[\frac{(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{III} - \sigma_I)^2}{2} \right]^{1/2} \text{ [Pa]} \quad (1.14)$$

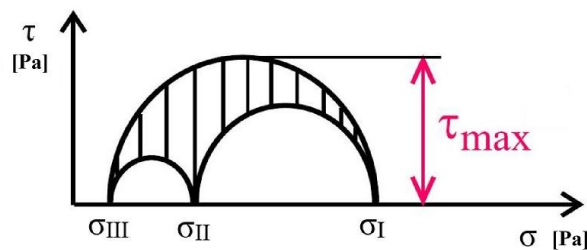
V případě, že je jedno ze tří hlavních napětí nulové, vzniká rovinná napjatost. Redukované napětí je dáno rovnicí, která v rovině, tvořenou osami σ_I a σ_{II} , definuje elipsu:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_I^2 - \sigma_I \sigma_{II} + \sigma_{II}^2} \text{ [Pa]} \quad (1.15)$$

TEORIE MAXIMÁLNÍCH SMYKOVÝCH NAPĚTÍ

Tato teorie, známá, taktéž jako Trescova, vznikla na základě pozorování porušení na zkušebních vzorcích zatížených tahem, kdy se skluzové čáry a později i lomové plochy objevují pod úhlem 45° od směru působícího tahového napětí. Pod tímto úhlem dosahuje svého maxima smykové napětí (Obr. 6). Proto je podle této teorie pro určení mezního stavu materiálu rozhodující hodnota smykového napětí, jehož maximum lze odvodit z Mohrovy kružnice. Pro výpočet maximálního smykového napětí platí: [1]

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_I - \sigma_{III}}{2} \leq \tau_{\text{dov}} \text{ [Pa]} \quad (1.16)$$



Obrázek 6 Maximální smykové napětí [1]

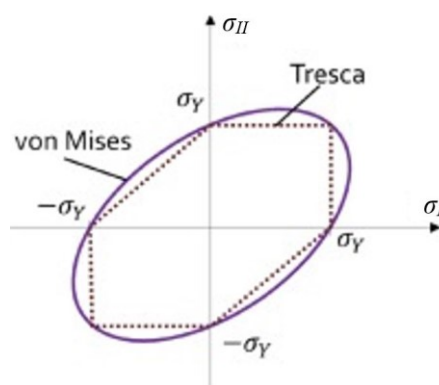
K plastické deformaci dochází, je-li rozdíl σ_I a σ_{III} vyšší, než mez kluzu R_e . Protože je velikost maximálního smykového napětí polovinou rozdílu hlavních napětí, je také mez kluzu ve smyku R_{se} definována jako:

$$R_{se} = \frac{R_e}{2} \text{ [Pa]} \quad (1.17)$$

V případě rovinné napjatosti může docházet k porušení ve třech případech s ohledem na uspořádání hlavních napětí:

- Pokud platí $\sigma_I \geq \sigma_{II} \geq 0$, dojde k porušení, pokud $\sigma_I \geq R_e$.
- Pokud platí $\sigma_I \geq 0 \geq \sigma_{II}$, dojde k porušení, pokud $\sigma_I - \sigma_{II} \geq R_e$.
- Pokud platí $0 \geq \sigma_I \geq \sigma_{II}$, dojde k porušení, pokud $\sigma_{II} \geq -R_e$.

Vynesením uvedených závislostí do roviny, tvořeno osami σ_I a σ_{II} , vzniká přímkami ohraničená oblast, ve které nedochází k plastickým deformacím. I když tato teorie není nejpřesnější, je často používána, protože poskytuje rychlé řešení. Její výsledky jsou nepatrně konzervativnější než například u teorie měrné energie napjatosti (Obr. 7):



Obrázek 7 Porovnání teorií Von Mises a Tresca [2]

Redukované napětí podle Trescovy teorie pak lze zjistit z rovnice:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \text{ [Pa]} \quad (1.18)$$

1.3.2 KŘEHKÉ MATERIÁLY

Co se týče křehkých materiálů, existuje pro ně také více teorií porušení jako jsou například teorie maximálního normálového napětí, Coulomb-Mohrova teorie pro křehké materiály, nebo modifikace I. a II. Mohrovy teorie. Nejkonzervativnějších výsledků se dosahuje pomocí Coulomb-Mohrova teorie. Pro výpočet pevnosti je nejdříve zapotřebí pomocí rovnice pro rovinnou napjatost zjistit hlavní napětí σ_I a σ_{II} .

$$\sigma_I, \sigma_{II} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \text{ [Pa]} \quad (1.19)$$

Dále pak záleží na velikostí hlavních napětí:

- Pokud platí že $\sigma_I \geq \sigma_{II} \geq 0$, pevnost se určí z podmínky:

$$\sigma_I = \frac{R_m}{k} \text{ [Pa]} \quad (1.20)$$

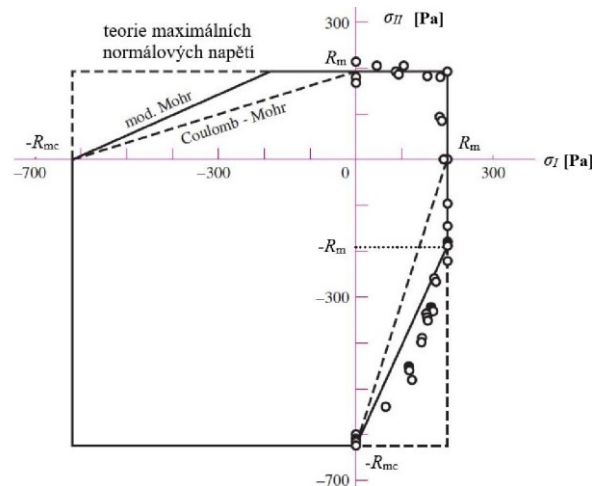
- Pokud platí že $\sigma_I \geq 0 \geq \sigma_{II}$, pevnost se určí z podmínky:

$$\frac{\sigma_I}{R_m} - \frac{\sigma_{II}}{R_{mc}} = \frac{1}{k} \text{ [Pa]} \quad (1.21)$$

- Pokud platí že $0 \geq \sigma_I \geq \sigma_{II}$, pevnost se určí z podmínky:

$$\sigma_{II} = -\frac{R_{mc}}{k} \text{ [Pa]} \quad (1.22)$$

Zde je uvedeno srovnání teorií pro křehké materiály, kde je zřejmé, že Coulomb-Mohrova teorie (Obr. 8) je nejkonzervativnější:



Obrázek 8 Coulomb-Mohrova teorie [1]

1.4 ÚNAVOVÉ PORUŠOVÁNÍ

Ne vždy jsou součásti namáhány pouze staticky. Zatěžování součástí může být v čase proměnné, jak je tomu u hřídelí, které jsou v průběhu otáčky cyklicky namáhány na ohyb, případně kombinaci více druhů namáhání. Přestože v takových případech není překročena mez pevnosti materiálu, dojde u součásti po určitém čase k porušení. Nebezpečí hrozí v tom, že zde vznikající porušení nelze včas pozorovat, jak je tomu v případě statického namáhání, kdy porušení předchází většinou velké deformace. [1]

1.4.1 ZATĚŽUJÍCÍ CYKLY

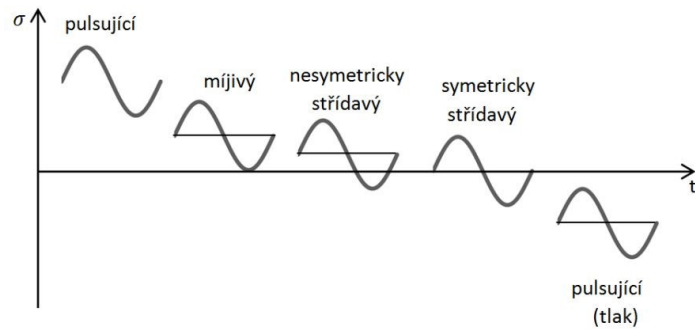
Ke specifikaci charakteru cyklického namáhání je zapotřebí rozlišit o který ze základních typů cyklů se jedná. Rozlišují se podle hodnot nominálního napětí σ_{nom} , velikosti amplitudy napětí σ_a a součinitelem asymetrie cyklu R . [1]

$$\sigma_{nom} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \text{ [Pa]} \quad (1.23)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \text{ [Pa]} \quad (1.24)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \text{ [-]} \quad (1.25)$$

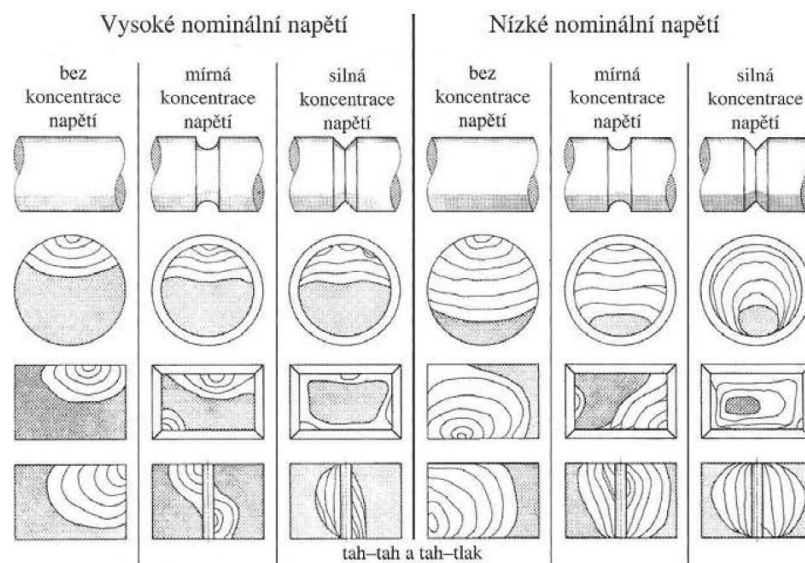
Podle výsledných hodnot nominálního napětí lze rozlišovat cyklus pulsující, míjivý a střídavý symetrický, či nesymetrický. (Obr. 9)



Obrázek 9 Cykly zatížení [34]

1.4.2 ÚNAVOVÝ LOM

Únavovému porušení předchází únavový lom. Jeho tvorbu charakterizují tři stádia. Prvním je nukleace, kdy vznikají první mikrotrhliny vlivem cyklické plastické deformace dané oblasti a jejich šíření přes dvě až pět zrn. Ve druhém stádiu pak vznikají makrotrhliny, charakterizované plochými rovnoběžnými lomovými plochami. Je na nich možná viditelnost postupových linií, které závisí na změnách cyklického namáhání. Třetím stádiem je statické odlomení oslabeného průřezu v průběhu posledního cyklu. Tvar lomové plochy (Obr. 10) je závislý na velikosti nominálního napětí, druhu namáhání, ale i velikosti koncentrace napětí. [1]

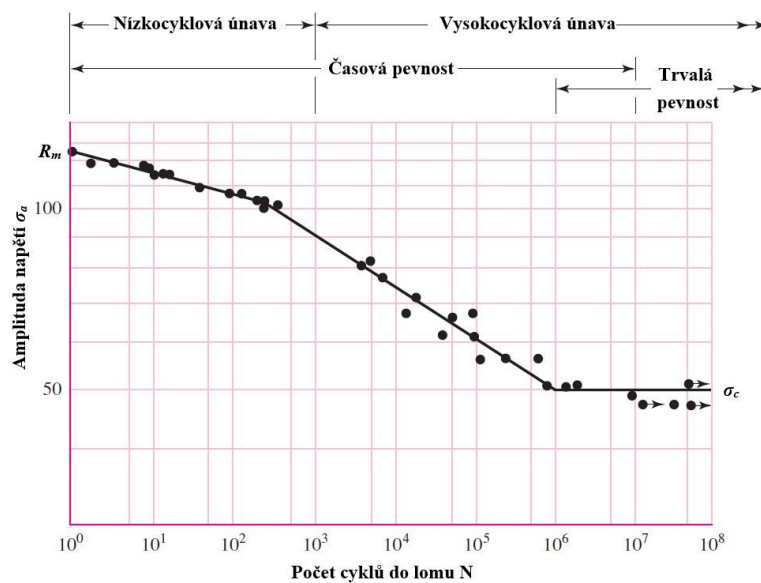


Obrázek 10 Lomové plochy [1]

1.4.3 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

Mezi tři hlavní metody, pomocí kterých lze určit únavovou životnost součástí, patří přístup napětěový, deformační a lineárně elastická lomová mechanika. Nejrozšířenějším přístupem je napětěový. Jeho přesnost je sice nejmenší, co se týče nízkocyklové únavy, ale výhodou je dostupnost velkého množství literatury a databází s materiálovými vlastnostmi, které je možno využívat.

Pro napětěovou metodu je nutno definovat závislost počtu cyklů do porušení na velikosti amplitudy napětí. Tuto závislost popisuje Wöhlerova křivka (Obr. 11). Data jsou získávána testováním zkušebních vzorků, ale i konkrétních součástí například ohybem za rotace, nebo střídavým ohybem. Po otestování dostatečného množství vzorků lze body proložit křivkou a získat tuto závislost. [1]

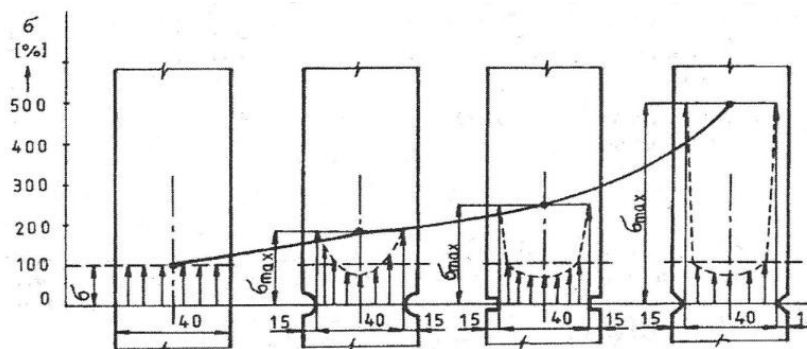


Obrázek 11 Wöhlerova křivka [1]

U ocelí je patrný zlom křivky. Dělí se podle počtů cyklů, kdy do 10^3 cyklů se jedná o nízkocyklovou, nad 10^3 o vysokocyklovou únavu. Pro navrhování součástí je ve většině případů snaha o dosažení trvalé pevnosti, která je u ocelí definována na minimální počet cyklů (10^6 - 10^7). Dochází k ní u přechodu křivky do horizontálního směru. Tato oblast je označována jako mez únavy σ_c . Lze také určit časovou pevnost pro počet cyklů omezený do 10^7 , ale pro takové případy je s ohledem na požadovanou přesnost vhodné zvolit jiný přístup posouzení únavové životnosti. [1]

1.5 KONCENTRACE NAPĚTÍ

Navrhování rozměrů součástí na základě statických pevnostních výpočtů, ať už jde o tah, tlak, ohyb, krut či smyk, uvažuje účinky zatížení na danou geometrii, kde se předpokládá její spojitost. Reálně se ovšem na součástech vyskytují různé nepravidelnosti, přechody, změny průřezů, které si vyžaduje ať už konstrukční návrh, nebo výrobní technologie. V takových oblastech je třeba při návrhu dílu dbát zvýšené pozornosti, protože se zde vyskytují zvýšené hodnoty napětí (Obr. 12). V těchto nespojitostech dochází ke koncentracím napětí.



Obrázek 12 Vliv tvaru vrubu na velikost napětí [3]

Míra zvýšení napětí, kterou způsobuje přítomnost vrubu, je vyjádřena součinitelem tvaru K_t , popřípadě pro tečná napětí $K_{t\tau}$. Součinitel tvaru vyjadřuje poměr maximálního napětí vrubu σ_{max} vůči nominálnímu napětí σ_{nom} , což je napětí u geometrie bez vrubu.

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} [-] \quad (1.26)$$

$$K_{t\tau} = \frac{\tau_{max}}{\tau_{nom}} [-] \quad (1.27)$$

U statického namáhání není nutno zohlednit vliv vrubu pro houževnaté materiály ale pouze u materiálů křehkých. U cyklického namáhání je nutné vliv vrubu uvažovat u obou druhů materiálů. Pro cyklické namáhání se používá součinitel vrubu K_f . [4]

$$K_f = \frac{\sigma_c}{\sigma_c^*} [-]; (K_f \leq K_t); \quad (1.28)$$

Pro součásti s určitými typy vrubů, které se hojně vyskytují a kde také není příliš složitá geometrie dílu, je možné navrhnout rozměr součásti na základě existujících analytických výpočtů s velkou přesností. Výroba dílu s jednoduchou geometrií ale není vždy možná. Ať už z konstrukčních, technologických či jiných důvodů. V takovém případě by byl analytický výpočet příliš komplikovaný a nepřesný. Pro takové situace je mnohem efektivnější použití výpočtů s pomocí metody konečných prvků. [3]

2 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků je numerickou metodou s jejíž pomocí je možné řešit komplexní matematické modely, což je velmi užitečné a díky tomu je v dnešní době hojně využívána v nejrůznějších odvětvích ať už pro mechanické analýzy napětí, deformací, modální analýzy hledání vlastní frekvence součástí, termální analýzy, či analýzy proudění tekutin CFD (Computational fluid dynamics). Tato metoda existuje už od začátku dvacátého století, ale její masivní rozšíření muselo, vzhledem ke složitosti těchto výpočtů, počkat až na rozvoj výpočetní techniky. Princip této metody spočívá v tom, že je analyzovaný objekt, jakožto spojité kontinuum, rozdělen na malé části-prvky, jejichž počet je konečný. Chování jednotlivých prvků v jeho jednotlivých bodech, které jsou nazývány uzly, je popsáno matematickými rovnicemi. Takto vytvořený matematický model kopíruje chování reálného dílu s jistými nepřesnostmi, které jsou závislé na nastavení typu, velikosti a uspořádání elementů. Obecně lze říci, že s vyšším počtem menších prvků bude matematický model podobnější reálnému dílu, výsledky budou přesnější, ale takové řešení bude časově náročné. Pak závisí na konkrétní potřebě analýzy, zda je prioritou přesnost, či rychlost výpočtu. Pro řešení rovnic vytvořeného matematického modelu takzvané řešiče. Nejvíce známé a užívané jsou například: NASTRAN, ANSYS, ABAQUS, ADINA a jiné. Řešiče mohou být také integrovány přímo do CAD softwaru, kde je výhodné využití analýzy už ve stádiu návrhu součástí konstruktérem, což může znamenat časové i finanční úspory v porovnání s případnou potřebou testování fyzických prototypů. [5][6][7]

2.1 STRUKTURA KONEČNĚ-PRVKOVÉ ANALÝZY

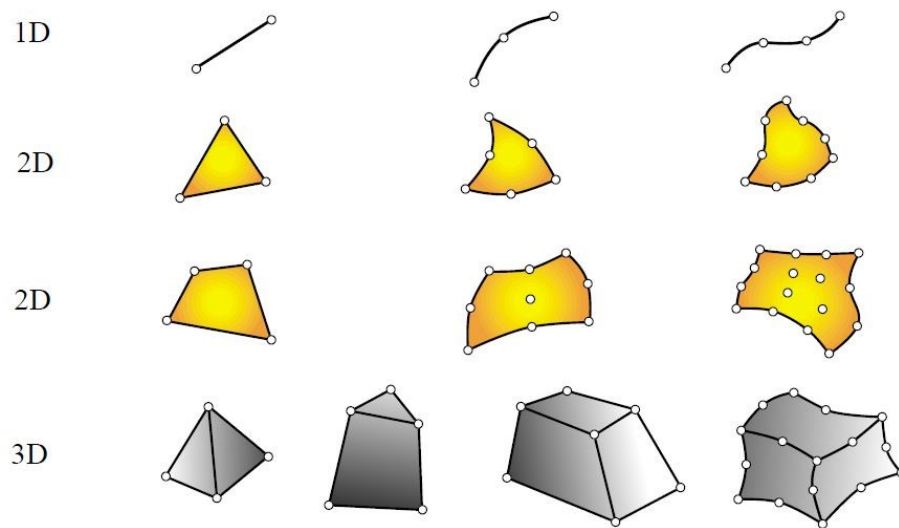
Analýza metodou konečných prvků se dělí do následujících tří základních kategorií. K provedení analýzy metodou konečných prvků je zapotřebí v první řadě příprava dat v podobě matematického modelu na základě CAD modelu a vytvořených okrajových podmínek, což spadá pod preprocessing. Tyto data jsou poté zpracovány konkrétním řešičem v rámci processingu. Zobrazení a analýza výsledků výpočtu pak probíhá v prostředí postprocessingu. [7]

2.2 PREPROCESSING

Pro tvorbu matematického modelu, který má věrně simulovat mechanické chování a materiálové vlastnosti fyzického dílu, je v první řadě třeba vytvoření 3D modelu v některém CAD softwaru. Tento model je třeba diskretizovat a vytvořit síť prvků podle konkrétních požadavků daného výpočtu. Proces diskretizace a obecné možnosti jejího nastavení jsou popsány níže. Poté je třeba kontrola správnosti takto vytvořené sítě. Pro konvergující síť je dále zapotřebí definovat materiálové vlastnosti a také okrajové podmínky. [7][8]

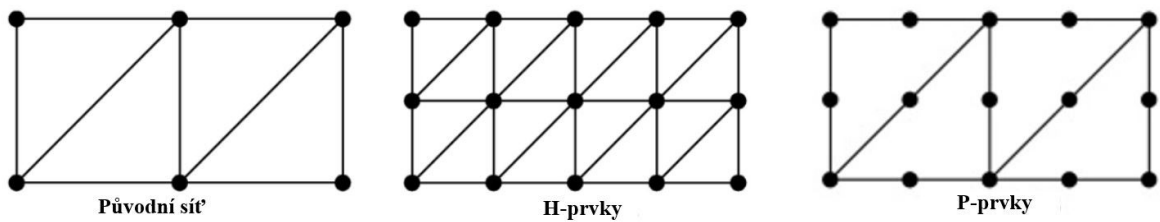
2.2.1 PROCES DISKRETIZACE

Pod procesem diskretizace se rozumí rozdělení geometrie dílu jakožto spojitého kontinua pomocí sítě, tvořené z jednotlivých prvků, jejichž počet je konečný. Každý prvek podle jeho typu obsahuje určitý počet uzlových bodů (Obr. 13). Chování jednotlivých prvků je charakterizováno posuny těchto uzlů, s jejichž pomocí je také distribuováno zatížení a reakce. Tím probíhá také diskretizace okrajových podmínek, které jsou ve skutečnosti spojitě. Oblasti posunutí jednotlivých prvků jsou definovány pomocí tvarových funkcí. Například u tříuzlového rovinného prvku jsou k popisu tvaru dostačující lineární funkce proto jej lze nazvat „element prvního řádu“. Deformaci takového elementu, lze definovat pomocí posunutí x a y každého uzlu. Prvek se třemi uzly má pak v rovině šest stupňů volnosti. V závislosti na potřebě výpočtu lze volit různé typy prvků. Pro jednoduché součásti, či konstrukce, tvořené z profilů, lze využít prutový prvek o dvou uzlech. Zde je třeba definovat tvar a rozměr profilu. Pro rovinné tvary lze využít tříuzlový i čtyřuzlový prvek a pro prostorové geometrie lze použít čtyřstěnný, pětistěnný i šestistěnný prvek stále s lineárními funkcemi tvaru. V případech, kdy je geometrie komplikovanější tak, že lineární funkce nedostačují k popsání jejího tvaru, se používají funkce druhého řádu. Základní tvar všech elementů zůstává stejný, ale na hranách jsou doplněny další uzly. Díky nim je možno dosáhnout nelineárního zakřivení prvků a tím věrněji simulovat deformace. Je však dosahováno maximálně zakřivení druhého řádu. U rovinných prvků mají uzly dva stupně volnosti pro posuv a jeden pro rotaci. Uzly prostorových prvků mají tři stupně volnosti pro posuv a tři pro rotaci. Počet stupňů volnosti jednotlivých elementů je pak závislý na celkovém počtu uzlů v prvku. [6][8]



Obrázek 13 Typy prvků [9]

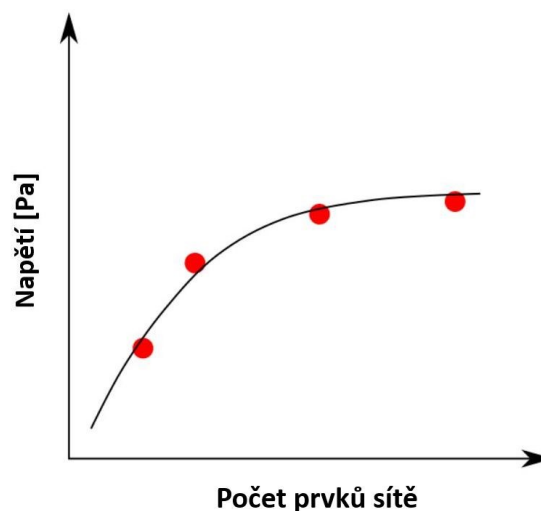
Vedle typu jsou také důležitými parametry velikost a uspořádání prvků. Velikost je charakterizována nejmenším opsaným průměrem kružnice. U jednodušších tvarů je možné s výhodou použít větších velikostí, ovšem u tvarově komplexnějších dílů je s ohledem na přesnost výsledků dobré použít menší velikost prvků. Protože se tím zvyšuje náročnost výpočtu, je třeba volit různá uspořádání tvorby sítě. Například v oblastech, kde jsou předpokládány koncentrace napětí je vhodné lokálně vytvořit prvky menších velikostí, naopak oblasti, které nejsou pro analýzu zajímavé lze volit větší velikost a tím dosáhnout efektivnějšího výpočtu. V případech, kdy se pomocí tvarových funkcí nepodaří přejmout původní geometrii dostatečně přesně, vznikají v síti určité „zdegenerované prvky“ a síť je třeba dále zpřesnit. Zde závisí na tom, zda se jedná o takzvané „H-prvky“, nebo „P-prvky“ (Obr. 14). Základní rozdíl je v tom, že síť, tvořená „H-prvky“ má pevné uspořádání, které již nelze modifikovat a jejich funkce nabývají nejvýše druhého řádu. Aby bylo možné takovou síť zpřesnit, je zapotřebí její přesíťování. U prvků typu P je možná automatická změna sítě, díky možnosti modifikace funkce na vyšší řád. Je možné použít až desátého řádu. Tvorba sítě může probíhat v ruční, poloautomatickém, či automatickém režimu. Nejčastěji je používán automatický režim, kde ale většina FEA programů umožňuje náhled a editaci parametrů sítě. [6][8]



Obrázek 14 H-prvky a P-prvky [10]

2.2.2 KONVERGENCE

Díky velké variabilitě možností tvorby konečně-prvkové sítě vzniká nejistota v míře chybovosti výpočtů v závislosti na nepřesnostech sítě. Pomocí procesu konvergence (Obr. 15) je možno zjistit míru chybovosti výsledků v závislosti na nastavených diskretizačních parametrech sítě. Pak je možné vytvoření takového nastavení matematického modelu, kdy bude dosahováno stejných výsledků výpočtů bez ohledu na nastavení parametrů diskretizace. Podle již zmiňovaných typů prvků sítě existují procesy „H-konvergence“ a „P-konvergence“. U „P-prvků“ a procesu „P-konvergence“ je pozorována závislost výsledných hodnot napětí, či deformací na změně řádu polynomů tvarových funkcí. Oproti tomu u „H-prvků“ a procesu „H-konvergence“ je to závislost napětí, či deformací na velikosti prvků a na jejich počtu. V obou případech se tedy jedná o závislost na počtech stupňů volnosti modelu konečných prvků. [6][8]



Obrázek 15 Konvergence [11]

2.2.3 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Vytvořená síť kopíruje pouze geometrii originálního dílu. Pro kompletní analýzu je zapotřebí definice materiálových vlastností, které jsou poté programem přiřazeny buďto k samotné geometrii, nebo ke konkrétním prvkům. Mezi nejdůležitější charakteristiky patří Youngův modul pružnosti v tahu E , vyjadřující závislost mezi napětím a deformací materiálu a poté Poissonovo číslo μ , udávající poměr zúžení materiálu k jeho protažení. Modul pružnosti ve smyku G není třeba definovat, protože jej lze odvodit: [7]

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \text{ [Pa]} \quad (2.1)$$

2.2.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Vnější zatížení a reakce působící na součást je třeba do FEM modelu definovat pomocí takzvaných okrajových podmínek. Ty lze přiřadit, stejně jako u materiálu, buďto přímo samotné geometrii, nebo patřičné oblasti prvků. Zde je třeba dbát pozornosti, aby bylo vytvořeno dostatečné množství vazeb. Mezi okrajové podmínky nepatří zatížení, způsobená gravitací, nebo setrvačností.

[7][8]

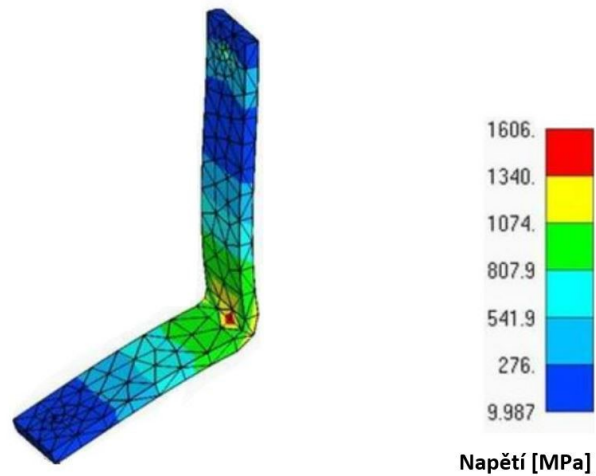
2.3 PROCESSING

V konkrétním řešiči je zpracovávána soustava diferenciálních rovnic, která pomocí matice tuhosti a vektorů posuvů a zatížení popisuje chování matematického modelu. Vedle lineárních řešení existují i soustavy s nelineárním chováním v případě nelineárního materiálu, nebo velkých deformací. [7]

2.4 POSTPROCESSING

V části „postprocessingu“ jsou zobrazovány a analyzovány výsledky výpočtu (Obr. 16). Jednotlivé uzly každého prvku jsou očíslovány, takže lze dohledat hodnoty deformací a napětí pro kterýkoliv bod součásti a samozřejmě i celkové maximální hodnoty napětí a

deformace součásti. V případě výskytu nezvyklých, či neúměrných výsledných hodnot je vhodné tyto hodnoty ověřit a porovnat s alespoň zjednodušeným kontrolním analytickým výpočtem a předejít tak případným chybám výpočtu. [7]



Obrázek 16 Výsledky analýzy [12]

3 CHLADÍRENSTVÍ

3.1 HISTORIE

Ačkoliv se chladírenství může jevit jako nový obor, už v dávných dobách existovaly pokusy o výrobu chladu, které se postupem času vyvinuly až do podoby soudobých technologií. Dochované důkazy nasvědčují tomu, že už 1 000 let před naším letopočtem používali v Číně chlazení přírodním sněhem a ledem. Řekové a Římané led uchovávali ve sklepech, či jámách a pro jeho izolaci jej pokrývali senem. Ještě v osmnáctém i devatenáctém století byl přírodní led ze zamrzlých rybníků odvážen do ledáren, kde sloužil ke konzervaci potravin. S pomocí izolace ledu dřevěnými pilinami byl umožněn také první transport surovin na delší vzdálenosti. V roce 1842 John Gorrie objevil chlazení pomocí odpařování čpavku. První uzavřený chladicí systém, který využíval expanze éteru a jeho opětovnou kompresi pomocí ručně poháněného kompresoru, sestrojil Jacob Perkins v roce 1843. Kombinací těchto principů vznikl v roce 1858 díky Ferdinandu Carré kompresorový chladicí okruh využívající čpavek. Za „otce klimatizace“ je považován Willis Carrier, který byl průkopníkem moderní klimatizace. Pomohl vyvinout první domácí chladicí jednotky a klimatizace, vyvinutá v roce 1933 se stala vzorem pro vývoj dalších chladících zařízení a rozšíření jejich produkce. První úspěšný polouzavřený kompresor, vhodný pro běžné použití v chladírenských okruzích, byl v roce 1939 představen společností Copeland. [13][14]

3.2 POUŽÍVANÉ PRINCIPY CHLAZENÍ

S odstupem času byly objeveny různé principy chlazení, které nacházejí uplatnění v širokém spektru průmyslových odvětví. Přestože je pro předmět této práce podstatné pouze chlazení kompresorové, uvádím zde pro přehlednost i některé další z nejpoužívanějších typů chlazení.

3.2.1 CHLAZENÍ VZDUCHEM

Chlazení vzduchem lze rozdělit na aktivní a pasivní. Aktivní chlazení používá k nucené cirkulaci média energetický zdroj, kdežto u pasivní varianty chlazení je cirkulace média způsobena změnou jeho hustoty vlivem změny jeho teploty vedením, či přestupem tepla.

Oba typy jsou čteně využívány u chlazení elektronických součástí, ale i například motorů i kompresorů. [15]

3.2.2 CHLAZENÍ VODOU

Velkou účinnost a rychlost nabízí vodní chlazení díky měrné tepelné kapacitě vody. Je využíván odvod tepla pomocí laminárního i turbulentního proudění vody, ale také lze využívat chlazení s pomocí odpařování, kde je využíváno skupenského tepla. Vodní chlazení má široké uplatnění. Je používáno například v chladících věžích elektráren. [16]

3.2.3 TERMOELEKTRICKÉ CHLAZENÍ

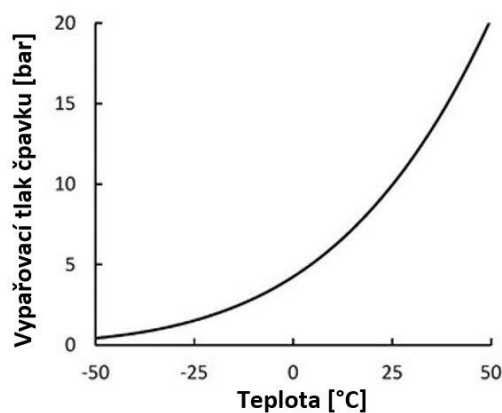
Další princip chlazení je pomocí termoelektrického jevu, kdy v termoelektrických člancích dochází k přeměně elektrické energie na tepelnou, popřípadě i naopak. Zde je využíváno několika jevů. U Seebeckova jevu vzniká takzvané termoelektrické napětí, je-li obvod za průchodu elektrického proudu tvořen prvkem, který je složen ze dvou různých kovů, jejichž spoje jsou udržovány na různých teplotních hodnotách. Inverzním jevem k Seebeckovu je Peltierův jev. Vznikne při průtoku stejnosměrného proudu Seebeckovým obvodem, kdy je poté jeden spoj článku ohříván a druhý ochlazován. Pořadí ohřívání a chlazení konce závisí na směru protékajícího proudu. Na základě tohoto principu funguje takzvaný termočlánek, který nachází využití při měření teploty, ale také k chlazení. U dalšího Thomsonova termoelektrického jevu lze generovat, či odebírat teplo při průchodu proudu objemem vodiče, na který působí teplotní gradient. Tento jev ale není využíván. [17]

3.2.4 KOMPRESOROVÉ CHLAZENÍ

Nejrozšířenější metodou chlazení je chlazení kompresorové. Zde je využíváno skupenských změn kondenzace a vypařování chladiv, jejichž vypařovací teploty jsou za tlaků, podobných tlaku atmosférickému, značně nižší než 0 °C. K tomuto chlazení je zapotřebí okruh obsahující kompresor, kondenzátor, expanzní ventil a výparník. Princip funkce je vysvětlen dále. Jeho využití je v nesčetném množství soukromých i průmyslových chladících, mrazících, či klimatizačních aplikacích. [13]

3.3 KOMPRESOROVÝ CHLADÍRENSÝ OKRUH

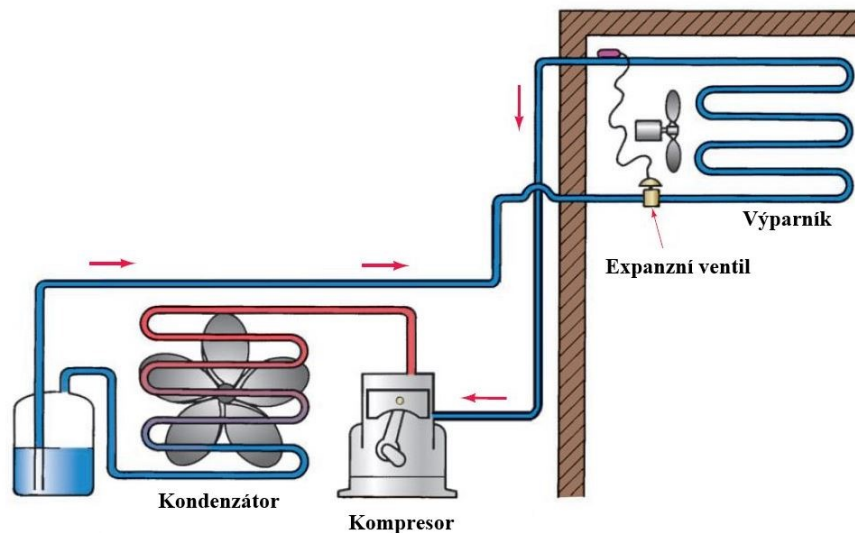
Vypařovací oběh je nejběžněji používaným typem chladírenského okruhu. Médiem je chladivo, což je látka, která má vypařovací teplotu při atmosférickém tlaku nižší než 0 °C. Pro příklad je uvedena závislost vypařovací teploty čpavku na tlaku (Obr. 17). Pro atmosférický tlak je vypařovací teplota 33 °C.



Obrázek 17 Vypařovací teplota čpavku [20]

Vypařovací teplota homogenních kapalin je závislá na tlaku. Při rostoucím tlaku se teplota varu zvyšuje a naopak. Je tedy možné pomocí tlaku a teploty řídit vypařování i kondenzaci kapalin. Pokud bude uzavřená nádoba o určité teplotě a tlaku částečně naplněná kapalným chladivem a jeho parami a část chladiva se odčerpá, snížení tlaku vyvolá nerovnováhu. Chladivo začne vřít, ale protože je zde potřebná energie pro vypařování, je odebráno teplo chladiva v nádobě a nádoby samotné. Pomocí dostatečného teplotního spádu mezi prostředím a ochlazenou nádobou je umožněno chlazení. Na základě tohoto principu funguje chladírenský okruh. Pouze s tím rozdílem, že je vypařované chladivo kontinuálně odsáváno z výparníku, který je umístěn v prostoru, určeném k chlazení. Odsávání probíhá za pomoci kompresoru, který chladivo v plynném skupenství o nízkém tlaku dále stlačí na vyšší tlak a teplotu. V kondenzátoru je odevzdáváno takové množství tepla, aby byla zajištěna kondenzace. V případě zmíněného čpavku je možné dosáhnout kondenzace při absolutním tlaku 10 bar za teploty 25 °C. Zkapalněné chladivo je možno opět použít pro chlazení, ale

aby bylo možné dosáhnout jeho vypaření v teplotách ochlazovaného prostředí, je nutné snížení tlaku pomocí škrticího ventilu, který je umístěn před výparníkem. Pokud by v případě čpavku bylo dosaženo absolutního tlaku 5 bar, bude vypařovací teplota 0 °C. Pomocí takového okruhu je tedy teplo, odebírané výparníkem z vnitřního prostředí, odevzdáváno pomocí kondenzátoru do vnějšího prostředí. Okruh je rozdělen na vysokotlakou část a nízkotlakou část. Vysoký tlak je mezi kompresorem a expanzním ventilem. Pokud by v okruhu ventil nebyl, tlak by se vyrovnal a systém by nefungoval. Pro vytvoření tlakového rozdílu v systému slouží kompresor. Proto je tento typ chlazení nazýván kompresorovým (Obr. 18). [13][18]



Obrázek 18 Chladírenský okruh [13]

4 KOMPRESOR

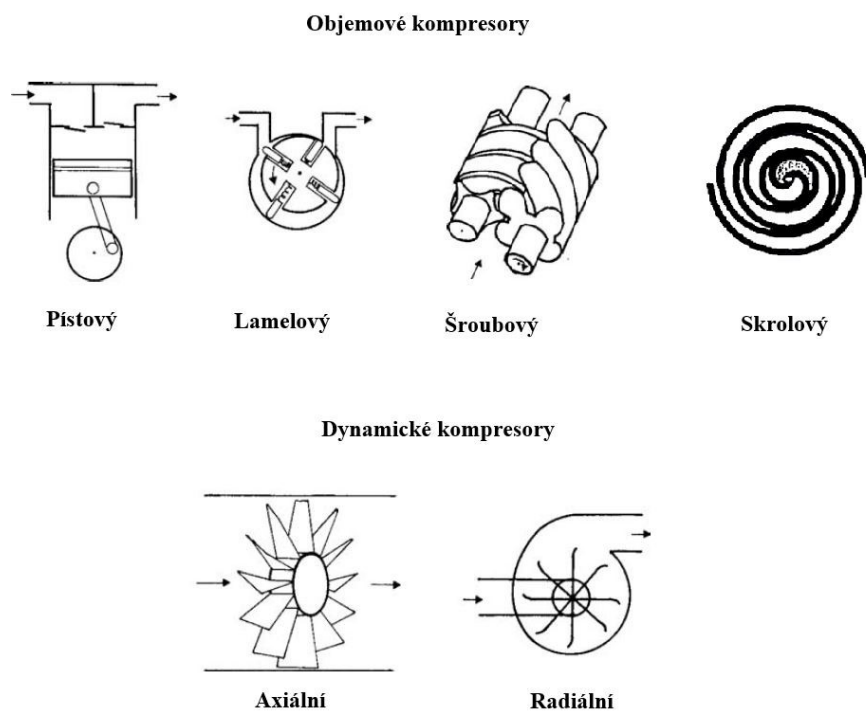
4.1 FUNKCE KOMPRESORU V CHLADÍRENSKÉM OKRUHU

Kompresor je srdcem chladírenského okruhu. Prostřednictvím kompresoru je transformována elektrická energie elektromotoru na energii mechanickou, která je dále předávána chladivu jako energie tlaková a tepelná. Kromě vytváření tlakového a teplotního spádu a vytváření toku chladiva v okruhu, je také úkolem kompresoru odsávání par z výparníku a tím udržování potřebného vypařovacího tlaku. [19]

4.2 ROZDĚLENÍ KOMPRESORŮ

4.2.1 ROZDĚLENÍ PODLE PRINCIPU ČINNOSTI

Podle principu činností se kompresory rozdělují do dvou kategorií, kterými jsou objemové a dynamické (Obr. 19). U objemových kompresorů je stlačování plynu způsobeno zmenšením objemu v pracovní části, které mají různé geometrie. Mezi tento typ se řadí například pístové, šroubové, rotační, nebo skrolové kompresory. U dynamických kompresorů způsobuje stlačení plynu kinetická energie, která je transformována na energii tlakovou. Tyto kompresory lze rozdělit na radiální a axiální. [13][21]



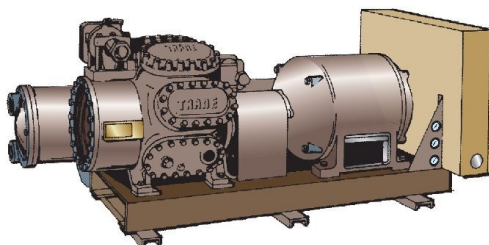
Obrázek 19 Typy kompresorů [21][22]

4.2.2 ROZDĚLENÍ PODLY TYPU KONSTRUKCE

Dalším hlediskem dělení kompresorů je způsob jejich konstrukce, a to na otevřené, hermetické a polo-hermetické.

OTEVŘENÉ KOMPRESORY:

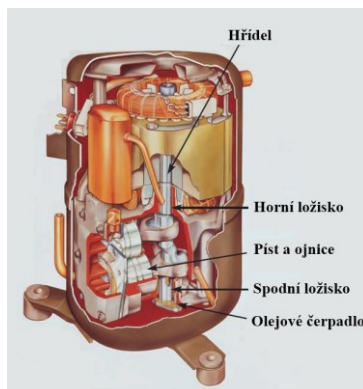
U otevřených kompresorů (Obr. 20) je motor kompresoru umístěn samostatně mimo tělo kompresoru. Jeho propojení je pomocí hřídele, který musí být dostatečně utěsněny, aby nedocházelo k úniku chladiva z kompresoru. Výhodou je snadná opravitelnost, možnost použití různých typů motorů i možnost velkých výkonů až 2 MW. Nevýhodou je komplikovanější montáž, větší rozměry a hlučnost kompresoru. [13]



Obrázek 20 Otevřený kompresor [13]

HERMETICKÉ KOMPRESORY:

Jedná se o hermeticky uzavřený celek v nerozebíratelném plášti (Obr. 21). Výhodou jsou malé rozměry. Díky tomu je možné kompaktní uspořádání v systému a snadná montáž. S ohledem na malé rozměry a také malé výkony mají kompresory nízkou úroveň vibrační a hlučnosti. Nerozebíratelnost pláště znemožňuje opravy kompresoru, proto zde jsou požadavky na vysokou spolehlivost a životnost. [13][21]



Obrázek 21 Hermetický kompresor [13]

POLO-HERMETICKÉ KOMPRESORY:

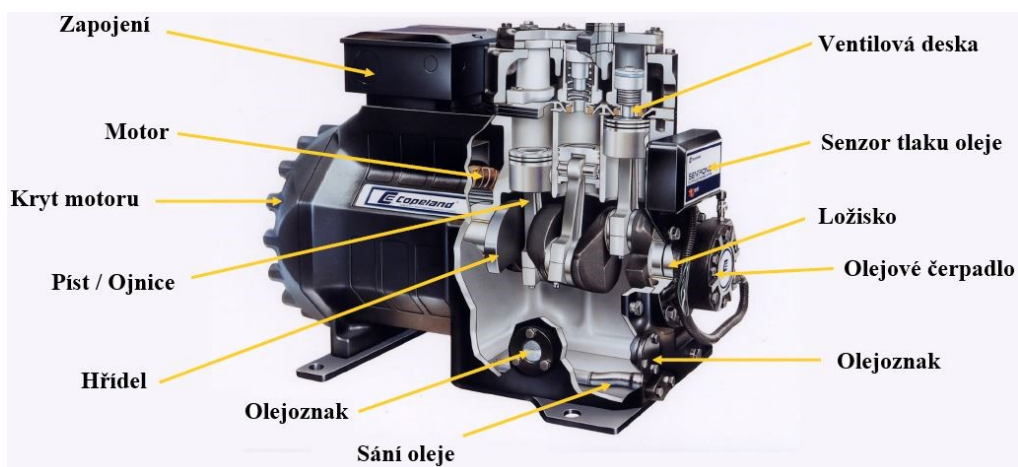
V případě polo-hermetických kompresorů (Obr. 22) jsou hlavní části utěsněny stejně, jako u hermetických kompresorů, ale je zde možná rozebíratelnost a díky tomu i případné opravy a výměny dílů. Mají kompaktnější rozměry a nižší hlučnost, než otevřené kompresory. Nacházejí uplatnění pro nižších a středních výkonů až 300 kW. Výhodou je jejich nízká cena. [13][21]



Obrázek 22 Polo-hermetický kompresor [23]

4.3 PÍSTOVÝ KOMPRESOR

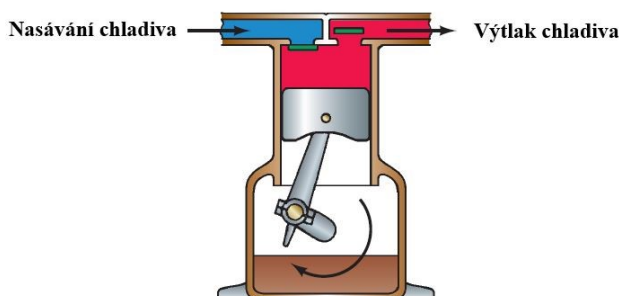
Použití pístových kompresorů je velmi rozšířené, a to nejen pro aplikaci v chladírenství. Výhodou je možnost variace od malých výkonů v řádech desetin m^3h^{-1} až po desetitisíce m^3h^{-1} podle velikosti a typu konstrukce kompresoru. Pro účel této práce je zde popsán princip funkce jednočinného jednostupňového polo-hermetického kompresoru (Obr. 23). [24]



Obrázek 23 Pístový kompresor [23]

4.3.1 PRINCIP ČINNOSTI

Pomocí elektromotoru je poháněn klikový mechanismus, čímž je převáděna elektrická energie na kinetickou energii ve formě přímočarého vratného pohybu pístů ve válcích kompresoru. Chladivo z výparníku je nasáváno do kompresoru skrze sací uzavírací ventil na krytu motoru. Vlivem podtlaku, vyvolaným pohybem pístu ve válci směrem do dolní úvrati, je nasáváno chladivo do prostoru válce. Následný pohyb pístu vzhůru vytváří kompresi chladiva a vytlačí jej výtlačným ventilem ven z prostoru válce do výtlačné komory a poté dále do konkrétního chladicího okruhu. [21][24]

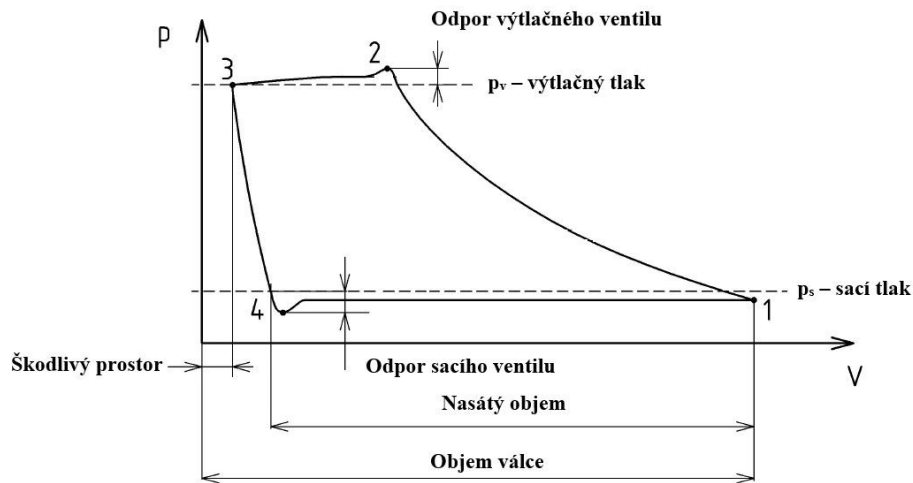


Obrázek 24 Fáze komprese [13]

4.3.2 INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM

Průběhy tlaků ve válci v rámci jednoho cyklu kompresoru jsou popsány indikátorovým diagramem (Obr. 25). Křivky závislosti tlaku na objemu ve válci jsou rozděleny do čtyř úseků. Mezi body 1 a 2 probíhá komprese plynu v uzavřeném prostoru válce. Mezi body 2 a 3 dochází při překonání kondenzačního tlaku k otevření výtlačného ventilu a poté k proudění pracovní látky do výtlačné části. Překmit tlaku u bodu 2 je způsoben nutností překonat odpor výtlačného ventilu vůči otevření. Díky existenci škodlivého prostoru zůstává ve válci malý objem plynu, který není vytlačován a po ukončení výtlačku dochází k jeho expanzi mezi body 3 a 4. Tím dochází ke ztrátám objemové účinnosti kompresoru. Pro nasávání plynu je nutné pohybem pístu do dolní úvrati dosáhnout nižšího tlaku, než je vypařovací tlak na sání. K tomu dochází mezi body 4 a 1, kde je také nutný překmit pro překonání odporu sacích ventilů. Po návratu do bodu 1 se cyklus opakuje. U ideálního indikátorového diagramu jsou fáze sání a výtlačku uvažovány jako isobarické procesy, ale u reálného procesu se průběhy tlaků mění díky odporům sacího a výtlačného ventilu a

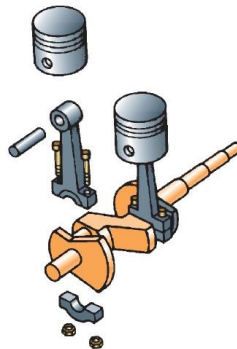
odporům v potrubí okruhu. Také proces komprese je u ideálního diagramu považován za adiabatický, ale reálný jev je polytropický. [18][21]



Obrázek 25 Indikátorový diagram [25]

4.4 KLIKOVÁ HŘÍDEL A KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus kompresoru (Obr. 26) má za úkol přenášet rotační pohyb elektromotoru na přímočarý vratný pohyb pístů ve válci pomocí součástí klikové hřídele, ojnic a pístů a zajistit tím funkci kompresoru.

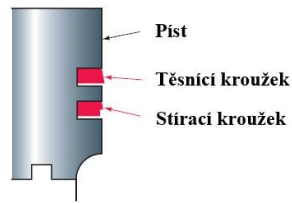


Obrázek 26 Součásti klikového mechanismu [13]

PÍSTY:

Písty, upevněné k ojnicím pomocí pístních čepů. Přímočarým vratným pohybem převádí svoji kinetickou energii na tlakovou, tepelnou a kinetickou energii chladiva. Ve válcích jsou utěsněny pístními kroužky (Obr. 27). Horní kroužek slouží k těsnění mezi pracovním

prostorem a prostorem klikové skříně. Spodní kroužek stírá olej ze stěn válce. Pisty jsou namáhány rozdílem tlaků pracovního prostoru a prostoru klikové skříně. [13]



Obrázek 27 Pistní kroužky[13]

OJNICE:

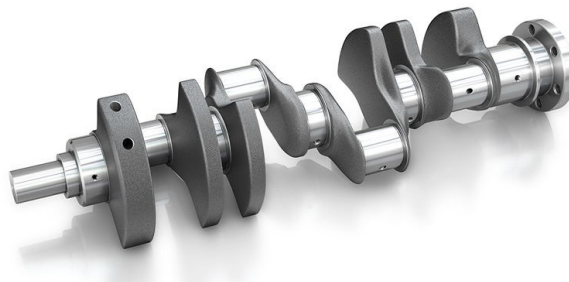
Ojnice má za úkol spojení čepu klikové hřídele s pístním čepem a přenos rotačního pohybu hřídele na posuvný pohyb pístu. Na píst přenáší také velké síly, proto je požadována vysoká pevnost a zároveň nízká hmotnost. [13]



Obrázek 28 Ojnice [27]

KLIKOVÁ HŘÍDEL:

Pomocí klikové hřídele je celý mechanismus otočně uložen v ložiscích těla kompresoru. Zajišťuje funkci mechanismu, jak již bylo zmíněno výše. Může také pohánět olejové čerpadlo a skrze vrtané kanály distribuovat olej do styčných ploch. Protože se jedná o rotační součást, je zde kladen důraz na přesnost výroby a nízkou váhu. Součást se také vyvažuje přidáním vývažků, nebo odvrtáním materiálu za oblastí k tomu určených. [13]



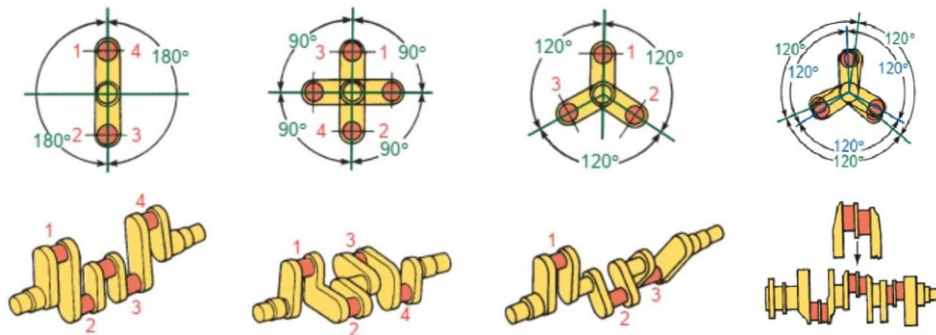
Obrázek 29 Kliková hřídel [26]

4.4.1 OBVYKLÁ USPOŘÁDÁNÍ

Existují různá uspořádání klikových hřídelí (Obr. 30), která vždy vycházejí z požadavků na konstrukci konkrétních kompresorů. Ideální uspořádání hřídele musí zajistit plynulé rozložení zatížení v průběhu pracovního cyklu a také vyvážení setrvačných sil a momentů a tím zajištění rovnoměrnosti chodu kompresoru. Pro úhel přesazení mezi zalomeními φ , kde i je počet válců kompresoru platí:

$$\varphi = \frac{360^\circ}{i} [^\circ] \quad (4.1)$$

Příklady přesazení ojnicích čepů hřídelí jsou uvedeny na obrázku:



Obrázek 30 Uspořádání hřídelí [28]

Důležité je také volba uspořádání s ohledem na pořadí komprese jednotlivých válců. Zde platí, že po sobě jsou komprese by měly probíhat v co možná nejvzdálenějších válcích. Tím je možné eliminovat zatížení hlavních ložisek i samotné klikové hřídele. [29]

4.4.2 TECHNOLOGIE VÝROBY

Materiály, používané pro výrobu hřídelí, úzce souvisí s použitou technologií výroby, což ve výsledku určuje také jejich mechanické vlastnosti, životnost a také výrobní náklady. Mezi nejpoužívanější způsoby výroby patří obrábění, slévání a kování.

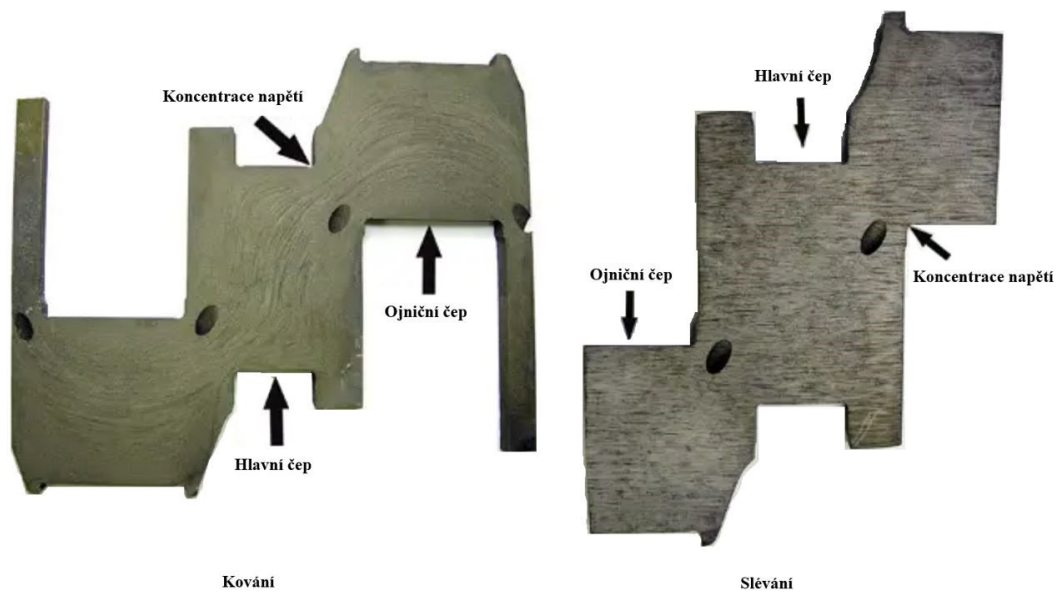
ODLÉVANÉ HŘÍDELE:

Odlévání obecně poskytuje možnost jednoduše vyrábět tvarově složité díly, jimiž klikové hřídele bezpochyby jsou. Díky tomu je způsob výroby levnější, než u obrábění a kování, a proto je tato metoda často využívána v sériové výrobě. Používá se mnoho druhů litin od šedé

až po tvárnou. Mechanické vlastnosti litin jsou ale horší. Mají nižší hodnoty Youngova modulu, tažnosti a únavové pevnosti. Kvůli složité geometrii dochází k nerovnoměrnému ochlazování materiálu a tím ke vzniku vnitřních pnutí. Také se zde může objevovat materiálová nehomogenita, či vměstky, což může zapříčinit nežádoucí vznik vrubů. [29]

KOVANÉ HŘÍDELE:

Další možnou technologií výroby hřídelí je zápustkové kování. Zpracování materiálu probíhá ve více operacích postupovým zápustkovým kovááním. Díky tomu jsou ve směru největšího namáhání zhuštěny vlákna materiálu (Obr. 31), což pomáhá zvýšit únavovou pevnost a houževnatost. Také se zde v porovnání s odléváním objevuje méně vnitřních a povrchových vad. Náklady na pořízení strojů a nástrojů jsou ale velmi vysoké, proto je tato technologie používána převážně pro sériovou výrobu. Rozdílnost struktury materiálu u technologie slévání a kování je patrná z obrázku. [29][30]



Obrázek 31 Struktura materiálu hřídelí [31]

CELOOBRÁBĚNÉ HŘÍDELE:

Technologie obrábění umožňuje výrobu hřídelí bez deformací zrn materiálu a s menším zbytkovým pnutím, než je tomu u kováání. Mechanické vlastnosti jsou velmi dobré, ale vzhledem k náročnosti výroby, kde kromě dlouhého výrobního času také vzniká velké

množství nevyužitého obrobeného materiálu, jsou takto vyrobené díly velmi nákladné. Proto je obrábění použito spíše pro kusovou výrobu prototypů, nebo aplikací, kde je vyžadováno vysoké namáhání součástí. [29]

4.4.3 SILOVÉ PŮSOBENÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

Na klikový mechanismus působí primární zatížení, vyvozené tlakem od komprese plynu ve válcích. Vlivem pohybu mechanismu jsou vyvozovány také sekundární silové účinky způsobené setrvačnými silami. Takto vzniklá soustava sil je v čase proměnlivá co do velikosti i směru sil. Kompresí chladiva ve válci vzniká tlak. Jeho působením na kruhovou plochu pístu, definovanou průměrem D vzniká síla od tlaku F_p . Pro úplný výpočet této síly je zapotřebí rozdíl tlaků na horní a spodní ploše pístu. Zde je uvažován pod pístem atmosférický tlak p_a : [32]

$$F_p = \pi \frac{D^2}{4} (p - p_a) \text{ [N]} \quad (4.2)$$

Setrvačná síla posuvných částí F_{pos} je způsobena zrychlením hmotností pístní skupiny m_{ps} a redukované hmotnosti ojnice m_{o1} : [33]

$$F_{pos} = (m_{ps} + m_{o1}) \cdot a \text{ [N]} \quad (4.3)$$

Celková síla od pístní skupiny je pak: [33]

$$F_c = F_p + F_{pos} \text{ [N]} \quad (4.4)$$

Složka síly F_c je dále rozdělena na složky normálovou F_n , která je kolmá na stěnu válce a ojnicí F_o , působící ve směru osy ojnice. Pro namáhání ojnicího čepu klikové hřídele je důležitá složka F_o , která se v závislosti na úhlu natočení ojnice β vypočítá: [32][33]

$$F_o = \frac{F_c}{\cos\beta} \text{ [N]} \quad (4.5)$$

V oblasti ojnicního čepu je složka F_o rozdělena na složky radiální F_r a tangenciální F_t . Radiální složka působí vždy v ose ramene klikové hřídele. Vypočte se: [33]

$$F_r = F_o \cdot \cos(\alpha + \beta) \text{ [N]} \quad (4.6)$$

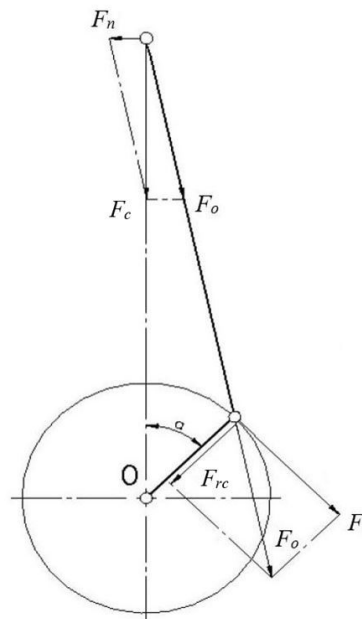
Protože zde působí také odstředivá síla F_{rod} , vznikající od rotační redukované části hmotnosti ojnice m_{o2} a od hmotností rotujících částí hřídele m_r , vypočte se F_{rod} a celková radiální síla F_{rc} podle následujícího vzorce, kde ω je úhlová rychlost a r je délka ramene kliky: [33]

$$F_{rod} = (m_{o2} + m_r) \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad (4.7)$$

$$F_{rc} = F_r + F_{rod} \text{ [N]} \quad (4.8)$$

Tangenciální síla F_t , která má otáčivý účinek na klikovou hřídel a způsobuje tedy kroutící moment, jehož velikost opačného směru je nutné překonat motorem kompresoru, je dána: [33]

$$F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta) \text{ [N]} \quad (4.9)$$



Obrázek 32 Síly klikového mechanismu [32]

Kroutící moment M_k je dán součinem ramene kliky r a tangenciální síly F_t . [33]

$$M_k = F_t \cdot r \text{ (Nm)} \quad (4.10)$$

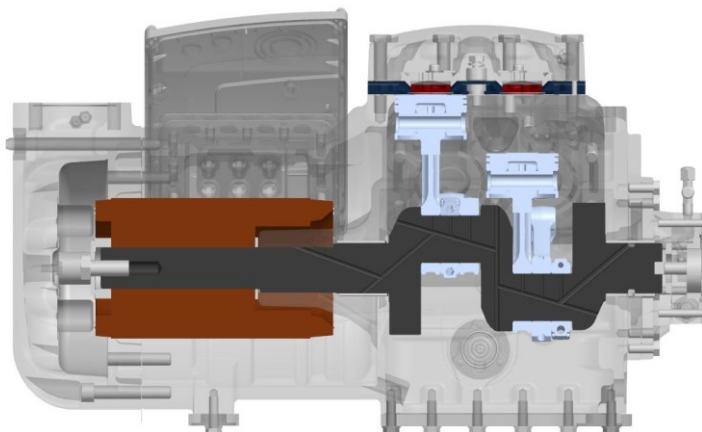
II. PRAKTICKÁ ČÁST

5 CÍLE PRÁCE

Cílem této práce je staticky analyzovat napětí, působící na klikovou hřídel, která je součástí klikového mechanismu pístového kompresoru, určeného pro aplikaci v chladírenství. Výsledná napětí dále vyhodnotit, odhalit kritické oblasti s nejvyššími koncentracemi napětí, nalézt a výpočtově ověřit vhodné řešení pro jejich eliminaci se záměrem zvýšení mechanické odolnosti, únavové životnosti dílu a potažmo životnosti celého kompresoru.

6 POPIS PROBLEMATIKY

Kliková hřídel, která je předmětem této analýzy, je součástí chladírenského kompresoru (Obr. 33). Jedná se o polo-hermetický pístový kompresor se šesti válci, využívaný v chladírenských okruzích.

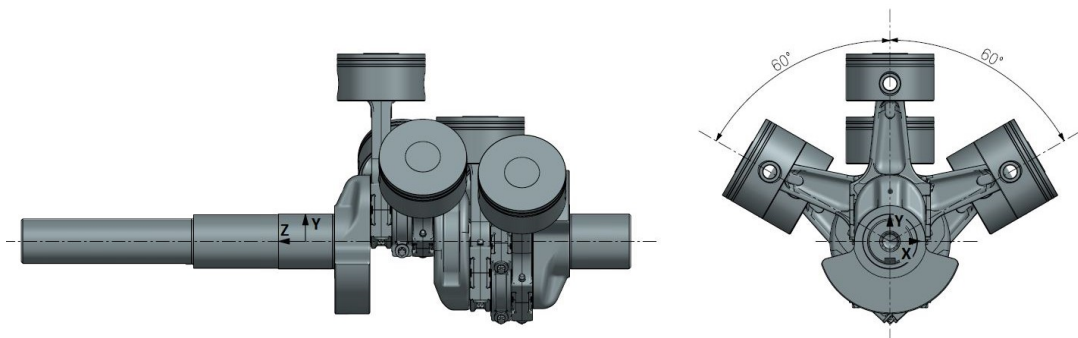


Obrázek 33 Řez kompresorem [35]

Rotační pohyb hřídele je vytvářen pomocí elektromotoru a je dále převáděn na přímočarý vratný pohyb pístů ve válcích, což s pomocí sacích a výtlačných ventilů dále umožňuje požadovanou kompresi chladiva a jeho cirkulaci v chladírenském okruhu. Právě komprese chladiva způsobuje primární zatížení klikového mechanismu. Síly od tlaku plynů jsou označovány jako primární. V důsledku rotačního pohybu hřídele dochází ke zrychlení rotačních a posuvných hmot, čímž vznikají také setrvačné síly, které jsou označovány jako sekundární. Protože je hřídel spolu s ostatními součástmi klikového mechanismu nejvíce namáhanou součástí, je důležité analyzovat namáhání a odhalit oblasti s výskytem největších hodnot koncentrací napětí a zajistit bezpečné fungování součásti. Na základě pozorování již porušených hřídelí je pozornost věnována oblastem zápichů na ojnicích čepech, kde právě k porušení fyzicky dochází.

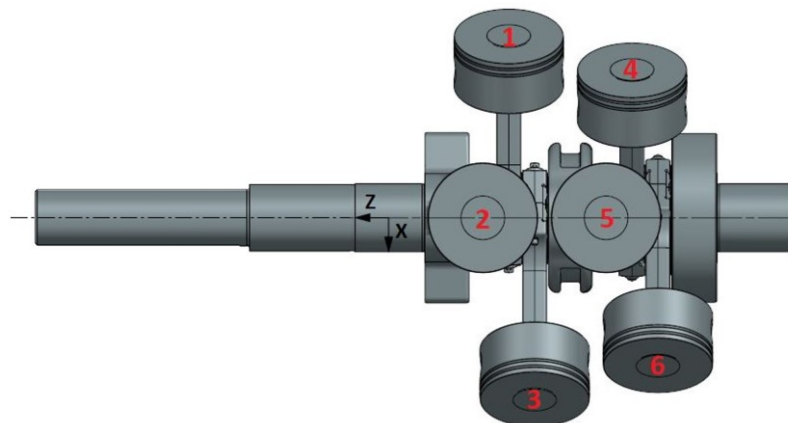
6.1 KLIKOVÝ MECHANISMUS A JEHO KONKRÉTNÍ USPOŘÁDÁNÍ

Mezi hlavní součásti klikového mechanismu (Obr. 34) patří kliková hřídel, ojnice, písty, ložiska a pístní čepy. Klikový mechanismus analyzovaného šestiválcového kompresoru obsahuje klikovou hřídel se dvěma ojničními čepi, jejichž úhel přesazení je $\varphi = 180^\circ$. Na každém ojničním čepu jsou uloženy tři ojnice. Osy jednotlivých válců jsou vůči sobě natočeny o 60° .



Obrázek 34 Klikový mechanismus

Pořadí uspořádání jednotlivých ojnic na hřídeli není totožné s pořadím po sobě jdoucích kompresí. Pro usnadnění orientace je dále voleno indexování jednotlivých sil a momentů podle pořadí komprese, jak je uvedeno na obrázku:



Obrázek 35 Pořadí po sobě jdoucích kompresí

Výroba probíhá pomocí technologie kování. Materiálem hřídele je ocel EN 10083. Její mechanické vlastnosti jsou uvedeny v tabulce:

Tabulka 1 Materiálové vlastnosti

Vlastnost	Hodnota [MPa]
Mez kluzu (R_e)	770
Mez pevnosti (R_m)	1250
Mez únavy (σ_c)	545
Modul pružnosti v tahu (E)	$173 \cdot 10^3$
Poissonovo číslo (μ)	0,29

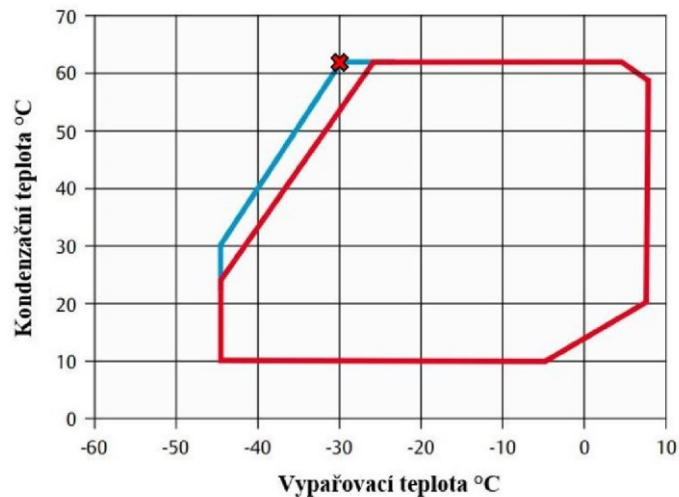
7 METODIKA PRÁCE

7.1 ANALÝZA ZATÍŽENÍ A JEHO PŮSOBÍCÍCH SIL

Pro analýzu napětí hřídele odhalení jeho kritických oblastí je zapotřebí několika dílčích kroků, které jsou zde popsány. Nejprve je definováno zatížení, vyplývající z pracovní oblasti kompresoru a také jsou také uvažovány zatížení mechanismu vlivem setrvačných hmot jeho jednotlivých součástí. Celkové zatížení je rozloženo na jednotlivé složky, jejichž účinky jsou zkoumány při různých polohách natočení klikové hřídele. Po dokončení analýzy průběhu napětí jsou stanoveny kritické průřezy, v nichž se vyskytuje největší míra namáhání. Výskyt nejvyšších hodnot napětí v těchto oblastech je očekáván ve vrubech, proto je poté věnována pozornost jejich geometrii. Míra koncentrace napětí je nejprve odhadována pomocí analytického výpočtu a poté ověřena výpočtem pomocí metody konečných prvků. Pro záměr snížení maximálních hodnot napětí je dále navrženo několik jiných variant geometrií zápičů. Po nalezení geometrie s nejpříznivějším vlivem na nárůst napětí ve vrubu jsou porovnány hodnoty maximálních napětí mechanismu u původní a nové varianty. Míra zlepšení je poté vyhodnocena formou koeficientu bezpečnosti.

7.1.1 PRACOVNÍ OBLAST KOMPRESORU A DEFINICE ZATÍŽENÍ

Kompresor je schopen pracovat v určitém rozmezí pracovních teplot a tlaků chladiva, aby bylo možné pokrýt nároky na požadované teploty chlazení při různých teplotách prostředí. Tato pracovní oblast kompresoru a daného chladiva je definována pomocí kondenzační a vypařovací teploty. Největší zatížení klikové hřídele od komprese plynu je při maximálním rozdílu sacího a výtlačného tlaku. Tohoto stavu je v pracovní oblasti pro chladivo R404a dosaženo při hodnotách vypařovací teploty -30° a kondenzační teploty 62° , kdy jsou hodnoty tlaku na sání $p_s = 1,5$ bar a výtlačného tlaku $p_v = 30$ bar (Obr. 36). Maximálním rozdílem tlaků je $\Delta p = 28,5$ bar. Ačkoliv se jedná o krajní oblast, kde je očekáván chod kompresoru pouze ojediněle, pro bezpečné fungování okruhu musí být zajištěno, že součásti kompresoru jsou navrženy tak, aby trvale odolávaly zatížení, vyplývající z této pracovní oblasti.



Obrázek 36 Pracovní oblast kompresoru [36]

Tohoto rozdílu tlaků je dosahováno v horní úvrati a jejím blízkém okolí. Tlak plynu je ale v průběhu komprese proměnný a protože je výsledné zatížení hřídele způsobeno kombinací sil od tlaků všech válců, je třeba zjistit přesné průběhy tlaků v závislosti na natočení hřídele. Komprese chladiva je kompresí polytropickou, pro kterou platí závislost tlaku p , objemu V a experimentálně získaného polytropického indexu n : [38]

$$pV^n = \text{konstantní} \quad (7.1)$$

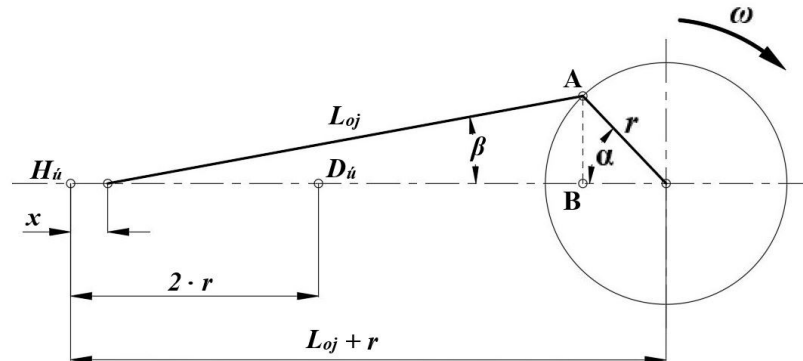
Z rovnice lze odvodit vztah pro výpočet aktuálního tlaku p_2 v závislosti na měnícím se poměru původního objemu V_1 ku aktuálnímu objemu V_2 , na sacím tlaku p_s a na polytropickém indexu n . [38]

$$p_s V_1^n = p_2 V_2^n \rightarrow p_2 = p_s \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad [\text{Pa}] \quad (7.2)$$

Ze vztahu je také zřejmé, že se zvyšujícím se polytropickým indexem bude hodnota aktuálního tlaku stoupat. Chladivo R404a a jeho pracovní oblast je zde voleno, protože jeho hodnota polytropického indexu je ze všech, pro tento kompresor dostupných chladiv, nejvyšší. Jeho hodnota je $n = 1,14$. [37]

7.1.2 VÝPOČET PRŮBĚHŮ SIL OD TLAKU PLYNU

Nejdříve je třeba zjistit úhel natočení ojnice β .



Obrázek 37 Klikový mechanismus

Pomocí vzdálenosti bodů A a B, která je společná pro oba trojúhelníky, lze definovat vztah:

$$r \cdot \sin \alpha = L_{oj} \cdot \sin \beta \rightarrow \beta = \arcsin \left(\frac{r}{L_{oj}} \cdot \sin \alpha \right) [^\circ] \quad (7.3)$$

Dráhu pístu x lze spočítat pomocí průmětů délek L_{oj} a r do osy válce:

$$x = r + L_{oj} - (L_{oj} \cdot \cos \beta - r \cdot \cos \alpha) [\text{mm}] \quad (7.4)$$

Objem nasátého chladiva V_1 je:

$$V_1 = 2r \cdot \frac{\pi D_v^2}{4} = 2 \cdot 28,75 \cdot \frac{\pi \cdot 80,6}{4} = 2,934 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (7.5)$$

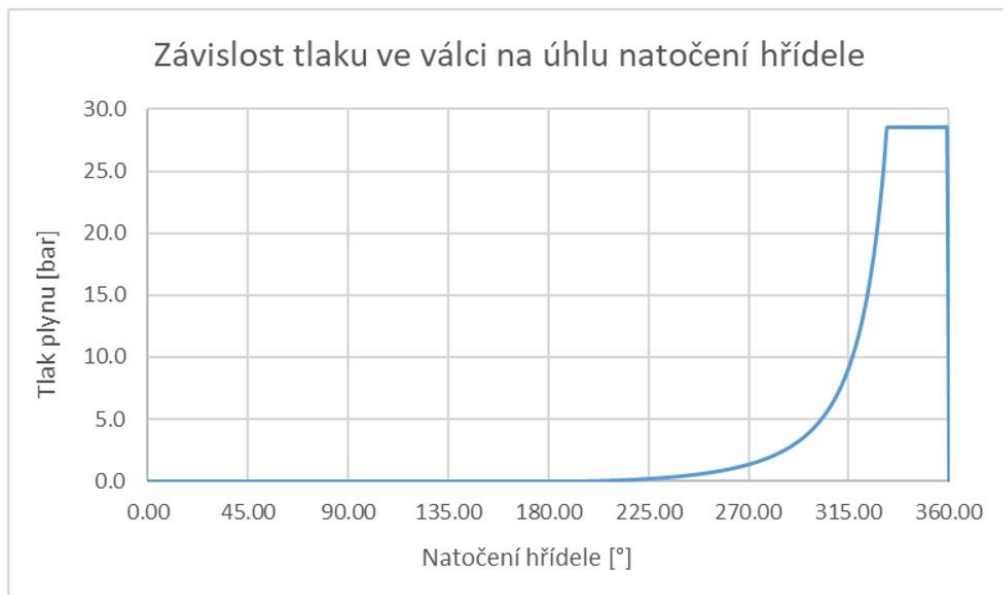
Aktuální objem ve válci V_2 pak bude:

$$V_2 = x \cdot \frac{\pi D_v^2}{4} [\text{m}^3] \quad (7.6)$$

Pro získání konkrétních hodnot tlaků v závislosti na natočení hřídele je třeba dosadit rovnice 7.3, 7.4, 7.5 a 7.6 do rovnice 7.2.

$$p_2 = p_s \left\{ \frac{2r \cdot \frac{\pi D_v^2}{4}}{\frac{\pi D_v^2}{4} \left[r(1 - \cos\alpha) + L_{oj} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L_{oj}} \cdot \sin\alpha \right)^2} \right) \right]} \right\}^n \quad [\text{Pa}] \quad (7.7)$$

Zde je zobrazen průběh tlaku. (Obr. 38) Jeho uvažovaná maximální hodnota, které může být při kompresi dosaženo, je redukována na 30 bar, což je maximální tlak v kondenzátoru podle pracovní oblasti kompresoru. Maximální rozdíl tlaků je tedy 28,5 bar. Ve skutečnosti dochází v průběhu výtlačku ke zvýšení tlaku vlivem odporu výtlačného ventilu. Protože jsou ale tyto hodnoty vzhledem k maximálnímu tlaku od komprese relativně malé, nebudou dále uvažovány.



Obrázek 38 Závislost tlaku ve válci na natočení hřídele

Na základě vypočteného průběhu tlaku je definován průběh síly pomocí vztahu:

$$F = \frac{\pi D_v^2}{4} \cdot (p_2 - p_s) [N] \quad (7.8)$$

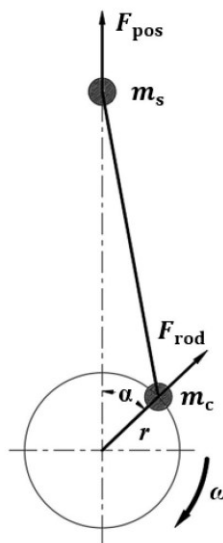


Obrázek 39 Závislost síly od tlaku plynu na natočení hřídele

Nejvyšší hodnoty, kterou je 14 544,6 N síla F_p dosahuje v průběhu výtlačku chladiva v horní úvrati. Na obr. 39 je zobrazen průběh tlaku pro válec číslo 2, kdy je úhel natočení hřídele α mezi hodnotami $212^\circ - 360^\circ$.

7.1.3 VÝPOČET SIL OD SETRVAČNÝCH HMOT

Pro získání celkové hodnoty zatížení, které působí na klikový mechanismus, je potřeba také uvažovat síly vznikající od rotačních F_{rod} a síly od posuvných hmot F_{pos} . [4]



Obrázek 40 Síly rotačních a posuvných hmot

VÝPOČET POSUVNÝCH HMOT:

Pro výpočet je třeba znát hmotnosti jednotlivých částí. Do posuvných hmot m_s patří hmotnost pístní skupiny m_{ps} (píst a pístní čep) a část hmotnosti ojnice, která musí být redukována na hmotnost posuvnou m_{o1} a rotační m_{o2} .

Tabulka 2 Hmotnosti pístní skupiny

Díl	Hmotnost [Kg]
Píst	0,2
Pístní čep	0,08
Ojnice	0,23

Skutečná hmotnost ojnice m_o je nahrazena ekvivalentní soustavou dvou hmotných bodů, kdy posuvný hmotný bod je umístěn ve středu malého ojnicního oka a rotační hmotný bod ve středu velkého ojnicního oka. Zjednodušeně lze pro rychloběžné stroje použít výpočet: [4]

$$m_{o1} = 0,3 \cdot m_o = 0,3 \cdot 0,23 = 0,07 \text{ Kg} \quad (7.9)$$

$$m_{o2} = 0,7 \cdot m_o = 0,7 \cdot 0,23 = 0,16 \text{ Kg} \quad (7.10)$$

Hmotnost posuvných hmot je:

$$m_s = m_{ps} + m_{o1} = (0,2 + 0,08) + 0,07 = 0,35 \text{ Kg} \quad (7.11)$$

VÝPOČET ROTAČNÍCH HMOT:

Pro výpočet rotačních hmot je třeba určit hmotnost rotujících částí m_c pomocí redukové rotační hmoty ojnice m_{o2} a hmotnosti zalomení m_r , které se zjistí pomocí hmotností jednotlivých částí kliky m_i a vzdáleností jejich těžišť od osy hřídele r_i . Poloměr rotace osy ojnicního čepu $r = 28,75$ mm. Z 3D modelu byly pro jednotlivé části zalomení získány hodnoty hmotností m_i a vzdáleností jejich těžišť od osy r_i .

Tabulka 3 Hmotnosti a poloměry zalomení

Část zalomení	Hmotnost m_i [Kg]	Poloměr těžiště r_i [mm]
Zalomení 1 (m_1/ r_1)	2,25	-8,9
Zalomení 2 (m_2/ r_2)	0,73	28,75
Ojniční čep (m_3/ r_3)	2,34	2,34

Hmotnost zalomení je: [4]

$$m_r = \sum \frac{m_i r_i}{r} = \frac{(2,25 \cdot 0,0089) + (0,73 \cdot 0,02875) + (2,34 \cdot 0,00234)}{28,75} \quad (7.12)$$

$$= 0,196 \text{ Kg}$$

Hmotnost rotujících částí zalomení pak je:

$$m_c = m_r + m_{o2} = 0,196 + 0,16 = 0,357 \text{ Kg} \quad (7.13)$$

ODSTŘEDIVÁ SÍLA ROTUJÍCÍCH HMOT:

Podle rovnice (7.6) je vypočtena odstředivá síla rotačních hmot F_{rod} . Hodnota úhlové rychlosti je $\omega = 152 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$. [4]

$$F_{rod} = m_c \cdot r \cdot \omega^2 = 0,357 \cdot 28,75 \cdot 152 = 236,8 \text{ N} \quad (7.14)$$

Protože jsou otáčky kompresoru konstantní, je také konstantní velikost této síly. Mění se pouze její směr.

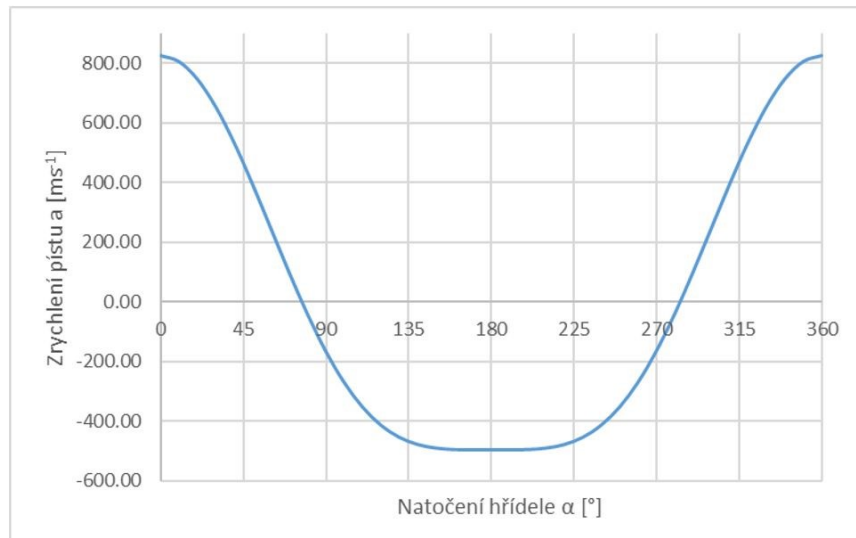
SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH HMOT:

Výpočet setrvačných sil od posuvných hmot je dán součinem posuvných hmot m_s a zrychlení a [ms^{-2}]. K výpočtu je zapotřebí znát poměr λ_k , který je dán podílem délky ramene hřídele r ku délce ojnice L_{oj} , úhlovou rychlost a konkrétní úhel natočení klikové hřídele α . [4]

$$\lambda_k = \frac{r}{L_{oj}} = \frac{28,75}{115,2} = 0,25 [-] \quad (7.15)$$

Výpočet zrychlení je: [4]

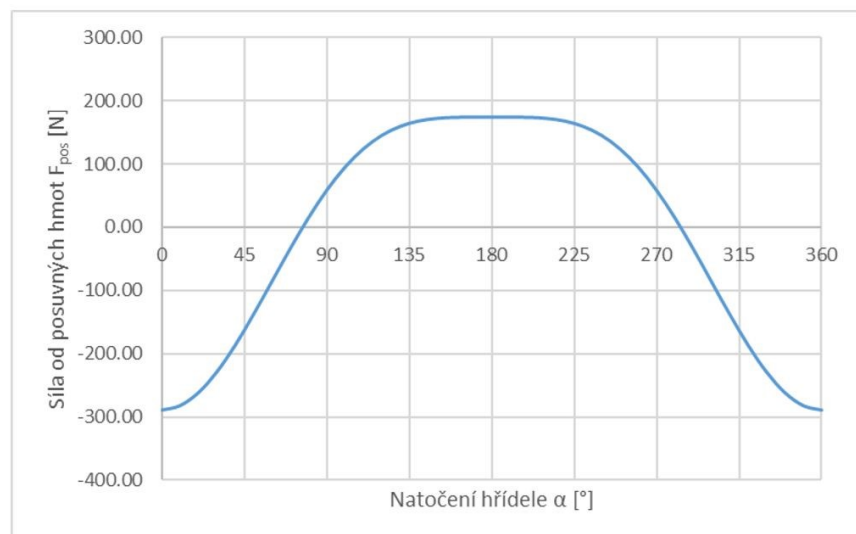
$$a = r \cdot \omega^2 (\cos\alpha + \lambda_k \cdot \cos 2\alpha) \text{ [N]} \quad (7.16)$$



Obrázek 41 Závislost zrychlení pístu na natočení hřídele

Po dosazení konkrétních hodnot zrychlení do rovnice (7.9) lze získat průběh setrvačné síly od posuvných hmot na otáčku hřídele.

$$F_{\text{pos}} = -m_s \cdot a \text{ [N]} \quad (7.17)$$

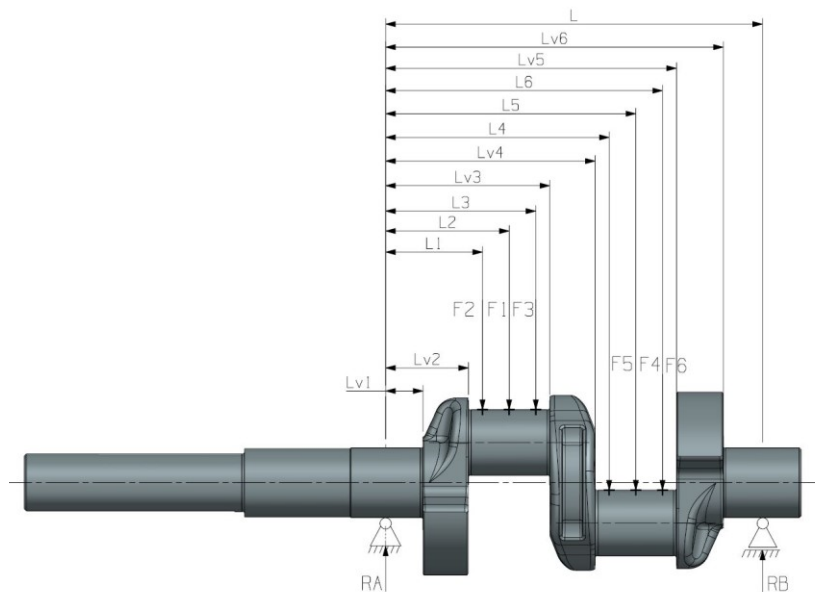


Obrázek 42 Síly od posuvných hmot

Nejvyšších hodnot zrychlení a také síly od posouvajících hmot se vyskytuje v horní úvrati, kdy je hodnota $F_{\text{pos}} = 289 \text{ N}$. Protož jsou hodnoty zatížení F_{pos} a F_{rod} poměrně malé vzhledem k maximálním silám od tlaku plynů, nebude s nimi dále ve výpočtu uvažováno.

7.1.4 ANALÝZA SILOVÝCH ÚČINKŮ MECHANISMU

Kliková hřídel je uložena pomocí kluzných hydrodynamických ložisek, které díky olejovému filmu dovolují natočení vlivem průhybu hřídele. Proto je zde zvoleno zjednodušení výpočtu a je postupováno jako při vyšetřování napětí u staticky určitého nosníky. Pro potřeby následujících výpočtů jsou zde uvedeny vzdálenosti působíšť jednotlivých sil, přenášených ojnicemi na ojnicní čepy hřídele a jejich reakcí, působících v oblasti uložení v ložiskách. (Obr. 43) Pořadí uspořádání jednotlivých ojnic na hřídeli není totožné s pořadím po sobě jdoucích kompresí.



Obrázek 43 Pořadí po sobě jdoucích kompresí

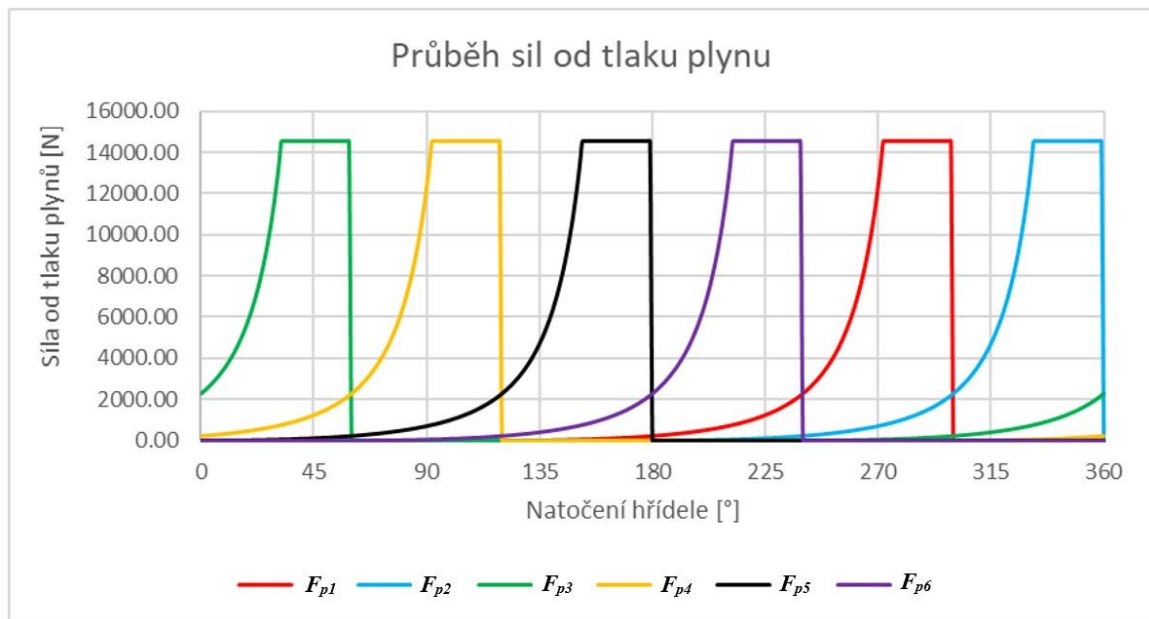
Hodnoty jednotlivých vzdáleností a jiných parametrů, důležitých pro následující výpočty je uvedeno v následující tabulce:

Tabulka 4 Parametry hřídele

Parametr	Hodnota [mm]
Zdvih (H)	51,5
Vrtání válce (D_v)	80,6
Rozteč os ojnice (L_{oj})	115,2
Rameno kliky (r)	25,75
Průměr hřídele (D_{hr})	50
Průměr ojnicního čepu (D_{oj})	47
Šířka ramene kliky (b)	65
Výška ramene kliky (h)	125
Vzdálenost mezi ložisky (L)	269,5
Vzdálenost válce č. 1 (L_2)	68,8
Vzdálenost válce č. 2 (L_1)	87,9
Vzdálenost válce č. 3 (L_3)	106,9
Vzdálenost válce č. 5 (L_4)	159,4
Vzdálenost válce č. 4 (L_5)	178,5
Vzdálenost válce č. 6 (L_6)	197,5
Vzdálenost vrubu č. 1 (L_{V1})	26,9
Vzdálenost vrubu č. 2 (L_{V2})	59
Vzdálenost vrubu č. 3 (L_{V3})	117,6
Vzdálenost vrubu č. 4 (L_{V4})	149,6
Vzdálenost vrubu č. 5 (L_{V5})	208,1
Vzdálenost vrubu č. 6 (L_{V6})	241,2

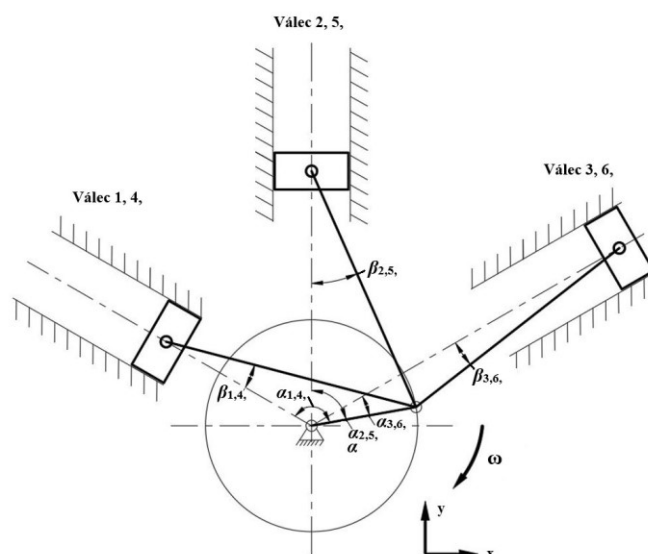
PRŮBĚHY SLOŽEK SIL OD TLAKU PLYNŮ:

Pro zjištění celkového zatížení je nutno zobrazit kombinaci průběhů současně působících sil od tlaku plynů všech válců, které jsou mezi sebou natočeny o 60°. (Obr. 44)



Obrázek 44 Celkový průběh sil od tlaku plynů za otáčku hřídele

Vypočtené průběhy sil od tlaku plynů je třeba rozložit na jednotlivé složky, aby bylo možné zjistit velikosti jednotlivých namáhání klikové hřídele a v závislosti na nich určit nejvíce namáhané oblasti. K tomuto účelu je nutný přepočet úhlu natočení hřídele α a úhlu natočení ojnice β pro jednotlivé válce. (Obr. 45) Úhly jsou indexovány v souladu s pořadím kompresí válců. Kladný smysl úhlů je vždy vpravo od osy válců, jak je znázorněno na obrázku. Základní úhel natočení celého mechanismu α od kladné osy y je totožný s úhlem natočení ojničního čepu druhého válce α_2 .



Obrázek 45 Úhly v klikovém mechanismu

Ostatní úhly jsou posunuty následovně:

$$\alpha_1 = \alpha_2 + 60 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (7.18)$$

$$\alpha_3 = \alpha_2 - 60 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (7.19)$$

Protože jsou ojnicí čepy přesazeny o 180° , úhly válců 4, 5 a 6 druhého čepu jsou analogicky posunuty:

$$\alpha_4 = \alpha_1 + 180 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (7.20)$$

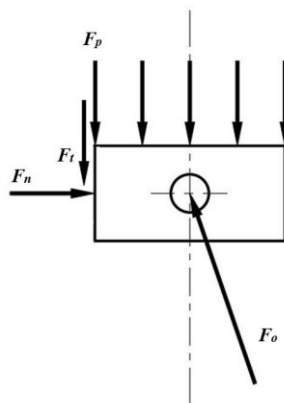
$$\alpha_5 = \alpha_2 + 180 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (7.21)$$

$$\alpha_6 = \alpha_3 + 180 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (7.22)$$

Úhly natočení jednotlivých ojnic β jsou odvozeny z rovnice 7.3: [4]

$$\beta_i = \arcsin\left(\frac{r}{L_{oj}} \cdot \sin\alpha_i\right) \text{ [}^\circ\text{]} \quad (7.23)$$

Síla od tlaku plynů, působí na horní stranu pístu. Tuto sílu vyrovnávají reakce od nezátíženého binárního členu ojnice F_o a normálové síly F_n , působící od stěny válce.



Obrázek 46 Síly působící na píst

Normálové síly jednotlivých válců se vypočítají jako:

$$F_{ni} = F_{pi} \cdot \operatorname{tg}\beta_i \text{ [N]} \quad (7.24)$$

Normálová síla vytváří také třecí sílu F_t , která působí proti pohybu pístu:

$$F_{ti} = f \cdot F_{ni} \text{ [N]} \quad (7.25)$$

Protože je ale koeficient tření mezi plochami pístu a stěnami válce malý, je dále vliv normálových a třecích sil zanedbán. Ojnicní síly F_{oi} jednotlivých válců se zjistí podle vzorce:

$$F_{oi} = \frac{F_{pi}}{\cos\beta_i} \text{ [N]} \quad (7.26)$$

Aby bylo možné dále snadněji analyzovat celkové účinky jednotlivých složek, jsou síly, působící na ojnice F_{oi} rozloženy do složek globálního souřadného systému x a y pomocí těchto vztahů:

$$F_{x1,4} = F_{o1,4} \cdot \sin(\beta_{1,4} + 60^\circ) \text{ [N]} \quad (7.27)$$

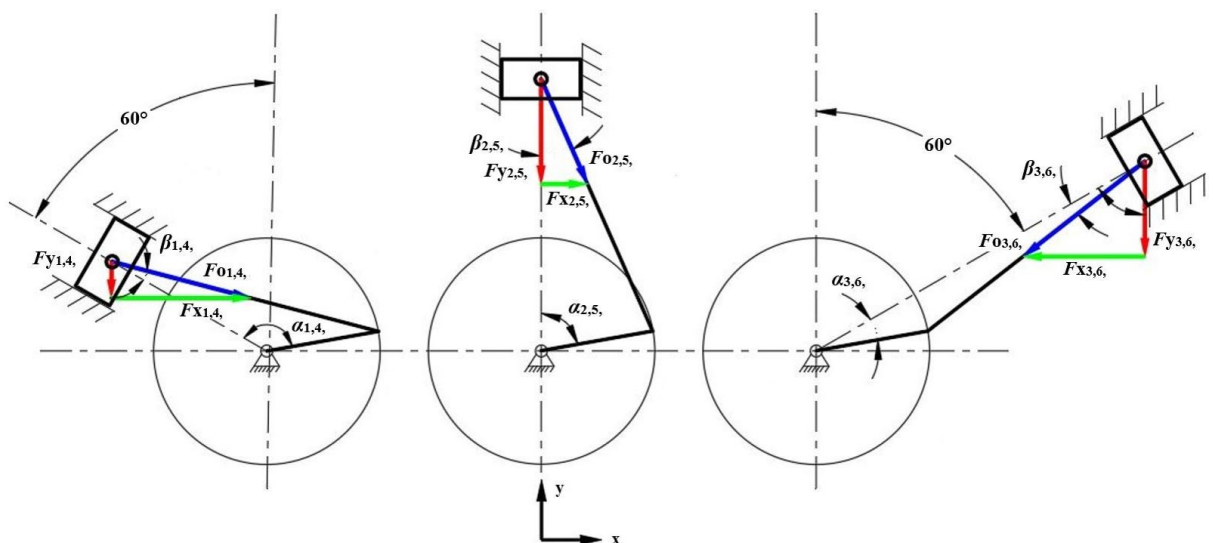
$$F_{y1,4} = F_{o1,4} \cdot \cos(\beta_{1,4} + 60^\circ) \text{ [N]} \quad (7.28)$$

$$F_{x2,5} = F_{o2,5} \cdot \sin\beta_{2,5} \text{ [N]} \quad (7.29)$$

$$F_{y2,5} = F_{o2,5} \cdot \cos\beta_{2,5} \text{ [N]} \quad (7.30)$$

$$F_{x3,6} = F_{o3,6} \cdot \sin(60^\circ - \beta_{3,6}) \text{ [N]} \quad (7.31)$$

$$F_{y3,6} = F_{o3,6} \cdot \cos(60^\circ - \beta_{3,6}) \text{ [N]} \quad (7.32)$$



Obrázek 47 Rozklad ojnicních sil

V následujících tabulkách jsou pro názornost uvedeny zaokrouhlené hodnoty těchto složek v průběhu otáčky hřídele pro úhly natočení odstupňované po patnácti stupních:

Tabulka 5 Složky sil F_x

α [°]	F_{x1} [N]	F_{x2} [N]	F_{x3} [N]	F_{x4} [N]	F_{x5} [N]	F_{x6} [N]	ΣF_x [N]
0	0	0	-2232	170	0	0	-2061
15	0	0	-4504	301	-1	0	-4203
30	0	0	-13422	583	-8	0	-12847
45	0	0	-13065	920	-20	0	-12165
60	0	0	0	1728	-49	0	1679
75	0	0	0	3663	-100	-10	3553
90	0	0	0	9936	-181	-44	9711
105	0	0	0	12128	-306	-109	11713
120	0	0	0	0	-503	-220	-724
135	10	0	0	0	-841	-401	-1233
150	38	0	0	0	-1547	-703	-2212
165	88	0	0	0	-937	-1227	-2075
180	163	0	0	0	0	-2139	-2038
195	301	-1	0	0	0	-4503	-4203
210	521	-6	0	0	0	-11483	-10968
225	920	-20	0	0	0	-13064	-12164
240	1728	-49	0	0	0	0	1678
255	3663	-100	-10	0	0	0	3552
270	9936	-181	-44	0	0	0	9711
285	12128	-306	-109	0	0	0	11712
300	0	-503	-220	0	0	0	-724
315	0	-841	-401	10	0	0	-1233
330	0	-1547	-703	38	0	0	-2212
345	0	-937	-1227	88	0	0	-2076
360	0	0	-2231	170	0	0	-2061

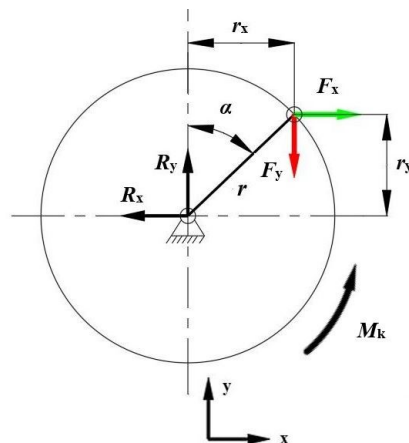
Tabulka 6 Složky sil F_y

α [°]	F_{y1} [N]	F_{y2} [N]	F_{y3} [N]	F_{y4} [N]	F_{y5} [N]	F_{y6} [N]	ΣF_y [N]
0	0	0	-706	-155	0	0	-863
15	0	0	-1629	-289	-11	0	-1931
30	0	0	-5843	-569	-58	0	-6471

45	0	0	-6461	-885	-114	0	-7461
60	0	0	0	-1578	-225	0	-1804
75	0	0	0	-3085	-406	-5	-3497
90	0	0	0	-7523	-707	-18	-8249
105	0	0	0	-8083	-1240	-39	-9363
120	0	0	0	0	-2286	-69	-2356
135	-6	0	0	0	-4715	-116	-4838
150	-29	0	0	0	-12366	-196	-12592
165	-74	0	0	0	-14546	-354	-14974
180	-148	0	0	0	0	-672	-15366
195	-289	-11	0	0	0	-1629	-1931
210	-510	-47	0	0	0	-4843	-5401
225	-885	-114	0	0	0	-6461	-7461
240	-1578	-225	0	0	0	0	-1804
255	-3085	-406	-5	0	0	0	-3497
270	-7523	-707	-18	0	0	0	-8249
285	-8083	-1240	-39	0	0	0	-9363
300	0	-2286	-69	0	0	0	-2356
315	0	-4715	-116	-6	0	0	-4838
330	0	-12366	-196	-29	0	0	-12592
345	0	-14546	-354	-74	0	0	-14974
360	0	0	-706	-155	0	0	-863

VÝPOČET KROUTÍCÍCH MOMENTŮ

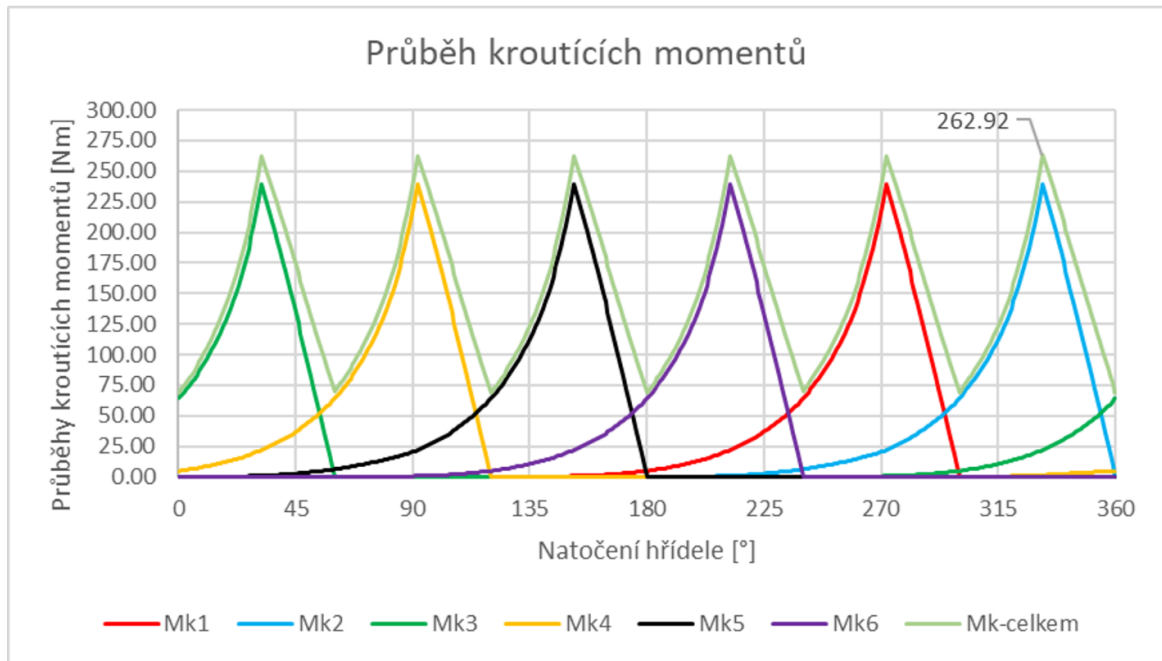
Pomocí složek sil F_{xi} a F_{yi} je dle možné určit kroučící momenty M_{ki} od každého válce.



Obrázek 48 Rozklad ojnicních sil

Složky ojnicích sil F_{xi} a F_{yi} působí na ojnicí čepy klikové hřídele a vytváří otáčivý účinek na ramenu r . Jednotlivé kroutící momenty M_{ki} jsou výsledkem působení:

$$M_{ki} = F_{xi} \cdot r_{yi} + F_{yi} \cdot r_{xi} \rightarrow F_{xi} \cdot r \cdot \cos\alpha + F_{yi} \cdot r \cdot \sin\alpha \quad [\text{N}] \quad (7.33)$$



Obrázek 49 Průběhy kroutících momentů

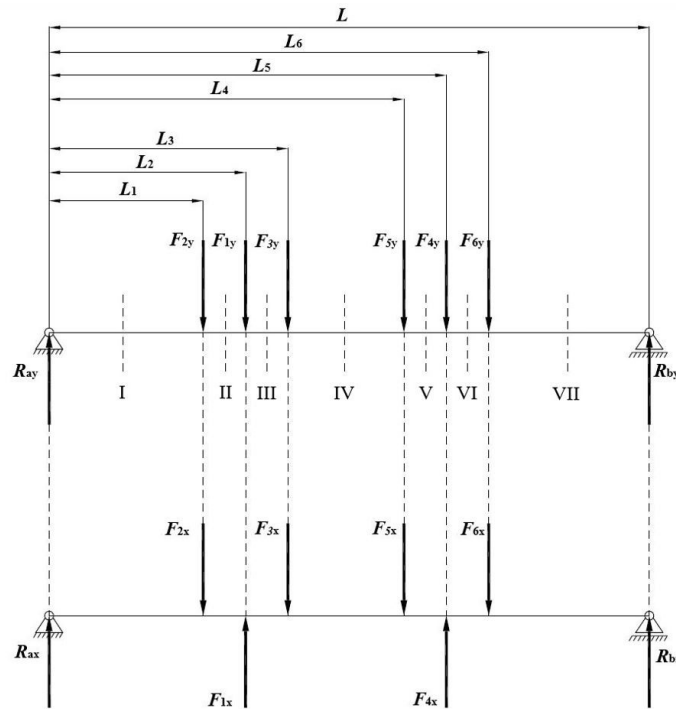
Na obrázku (Obr. 49) lze vidět průběhy jednotlivých momentů i jejich celkového součtu. Nejvyšší hodnota kroutících momentů je $M_{k-max} = 262,9 \text{ Nm}$.

Z orientační kontroly statické pevnosti lze vidět, že se jedná o napětí relativně nízké:

$$\tau_{k-max} = \frac{M_{k-max}}{0,2 \cdot D_{hr}^3} = \frac{262,9}{0,2 \cdot 50^3} = 10,5 \text{ MPa} \quad (7.34)$$

VÝPOČET REAKCÍ

Z vypočtených složek sil F_x a F_y se dále určí reakce v podpěrách R_a a R_b .



Obrázek 50 Síly v rovinách x a y

V rovině y je z momentové podmínky k bodu R_{ay} je odvozen vztah pro zjištění R_{by} :

$$R_{by} = \frac{F_{y1} \cdot L_2 + F_{y2} \cdot L_1 + F_{y3} \cdot L_3 + F_{y4} \cdot L_5 + F_{y5} \cdot L_4 + F_{y6} \cdot L_6}{L} \quad [\text{N}] \quad (7.35)$$

Reakce R_{ay} je určena z rovnováhy sil:

$$R_{ay} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} + F_{y5} + F_{y6} - R_{by} \quad [\text{N}] \quad (7.36)$$

Stejně tak pro reakce v rovině x, pouze s tím rozdílem, že u sil F_x působí složky F_{x1} a F_{x4} vždy proti ostatním.

$$R_{bx} = \frac{F_{x2} \cdot L_1 - F_{x1} \cdot L_2 + F_{x3} \cdot L_3 + F_{x5} \cdot L_4 - F_{x4} \cdot L_5 + F_{x6} \cdot L_6}{L} \quad [\text{N}] \quad (7.37)$$

$$R_{ax} = F_{x2} + F_{x3} + F_{x5} + F_{x6} - F_{x1} - F_{x4} - R_{bx} \quad [\text{N}] \quad (7.38)$$

VÝPOČET PRŮBĚHŮ OHYBOVÝCH MOMENTŮ A POSOUVAJÍCÍCH SIL

Pro zjištění průběhu napětí hřídele je zapotřebí vyšetření průběhů ohybových momentů a posouvajících sil v sedmi řezech.

ŘEZ I (pro $0 \leq x \leq L_1$):

$$M_{ox} = R_{ax} \cdot x \quad [\text{Nm}] \quad (7.39)$$

$$T_x = R_{ax} \quad [\text{N}] \quad (7.40)$$

$$M_{oy} = R_{ay} \cdot x \quad [\text{Nm}] \quad (7.41)$$

$$T_y = R_{ay} \quad [\text{N}] \quad (7.42)$$

ŘEZ II (pro $0 \leq x \leq L_2 - L_1$):

$$M_{ox} = R_{ax} \cdot (L_1 + x) - F_{2x} \cdot x \quad [\text{Nm}] \quad (7.43)$$

$$T_x = R_{ax} - F_{2x} \quad [\text{N}] \quad (7.44)$$

$$M_{oy} = R_{ay} \cdot (L_1 + x) - F_{2y} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (7.45)$$

$$T_y = R_{ay} - F_{2y} \text{ [N]} \quad (7.46)$$

ŘEZ III (pro $0 \leq x \leq L_3 - L_2$):

$$M_{ox} = R_{ax} \cdot (L_2 + x) - F_{2x}(L_2 - L_1 + x) + F_{1x} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (7.47)$$

$$T_x = R_{ax} - F_{2x} + F_{1x} \text{ [N]} \quad (7.48)$$

$$M_{oy} = R_{ay} \cdot (L_2 + x) - F_{2y}(L_2 - L_1 + x) - F_{1y} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (7.49)$$

$$T_y = R_{ay} - F_{2y} - F_{1y} \text{ [N]} \quad (7.50)$$

ŘEZ IV (pro $0 \leq x \leq L_4 - L_3$):

$$M_{ox} = R_{ax} \cdot (L_3 + x) - F_{2x}(L_3 - L_1 + x) + F_{1x}(L_3 - L_2 + x) - F_{3x} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (7.51)$$

$$T_x = R_{ax} - F_{2x} + F_{1x} - F_{3x} \text{ [N]} \quad (7.52)$$

$$M_{oy} = R_{ay} \cdot (L_3 + x) - F_{2y}(L_3 - L_1 + x) + F_{1y}(L_3 - L_2 + x) - F_{3y} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (7.52)$$

$$T_y = R_{ay} - F_{2y} - F_{1y} - F_{3y} \text{ [N]} \quad (7.54)$$

ŘEZ V (pro $0 \leq x \leq L_5 - L_4$):

$$M_{ox} = R_{bx}(L - L_5 + x) - F_{6x}(L_6 - L_5 + x) + F_{4x} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (7.55)$$

$$T_x = -R_{bx} + F_{6x} - F_{4x} \text{ [N]} \quad (7.56)$$

$$M_{oy} = R_{by}(L - L_5 + x) - F_{6y}(L_6 - L_5 + x) - F_{4y} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (7.57)$$

$$T_y = -R_{by} + F_{6y} + F_{4y} \text{ [N]} \quad (7.58)$$

ŘEZ VI (pro $0 \leq x \leq L_6 - L_5$):

$$M_{ox} = R_{bx}(L - L_6 + x) - F_{6x} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (7.59)$$

$$T_x = -R_{bx} + F_{6x} \text{ [N]} \quad (7.60)$$

$$M_{oy} = R_{by}(L - L_6 + x) - F_{6y} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (7.61)$$

$$T_y = -R_{by} + F_{6y} \text{ [N]} \quad (7.62)$$

ŘEZ VII (pro $0 \leq x \leq L - L_6$):

$$M_{ox} = R_{bx} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (7.63)$$

$$T_x = -R_{bx} \text{ [N]} \quad (7.64)$$

$$M_{oy} = R_{by} \cdot x \text{ [Nm]} \quad (7.65)$$

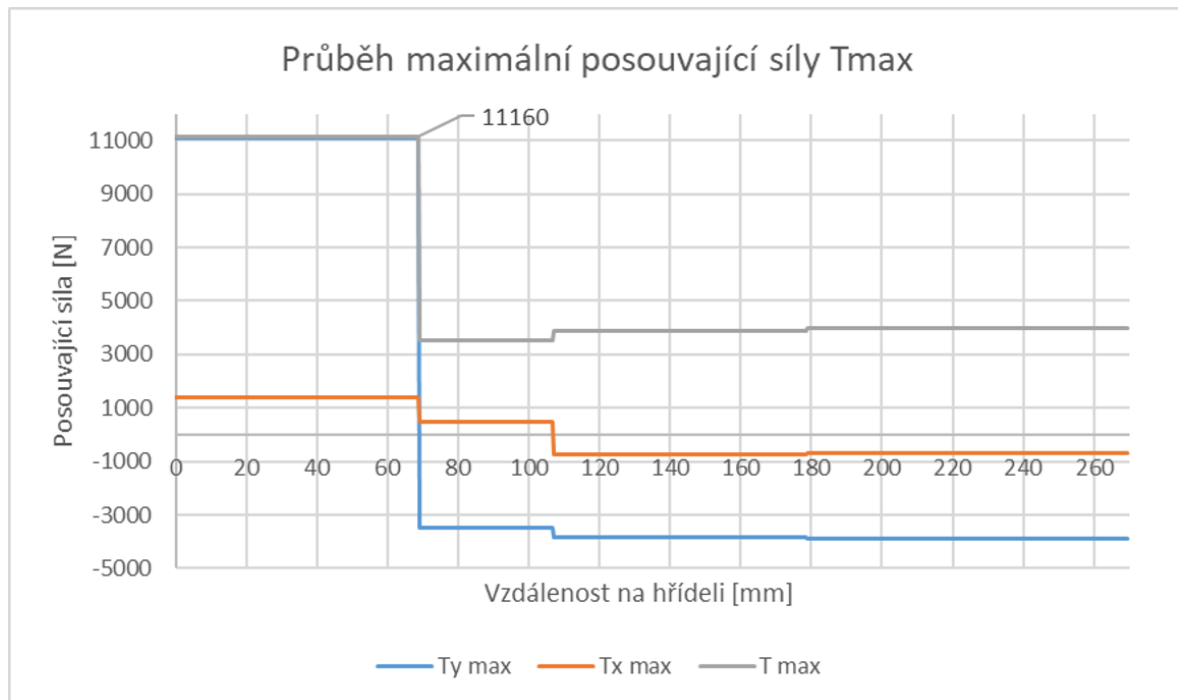
$$T_y = -R_{by} \text{ [N]} \quad (7.66)$$

Výsledné velikosti momentů a posouvajících sil pro daný úhel se jsou odvozeny dle vztahu:

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} \text{ [Nm]} \quad (7.67)$$

$$T = \sqrt{T_x^2 + T_y^2} \text{ [N]} \quad (7.68)$$

Maximální velikost posouvající síly byla nalezena v řezu č. I s hodnotou 11 160 N.

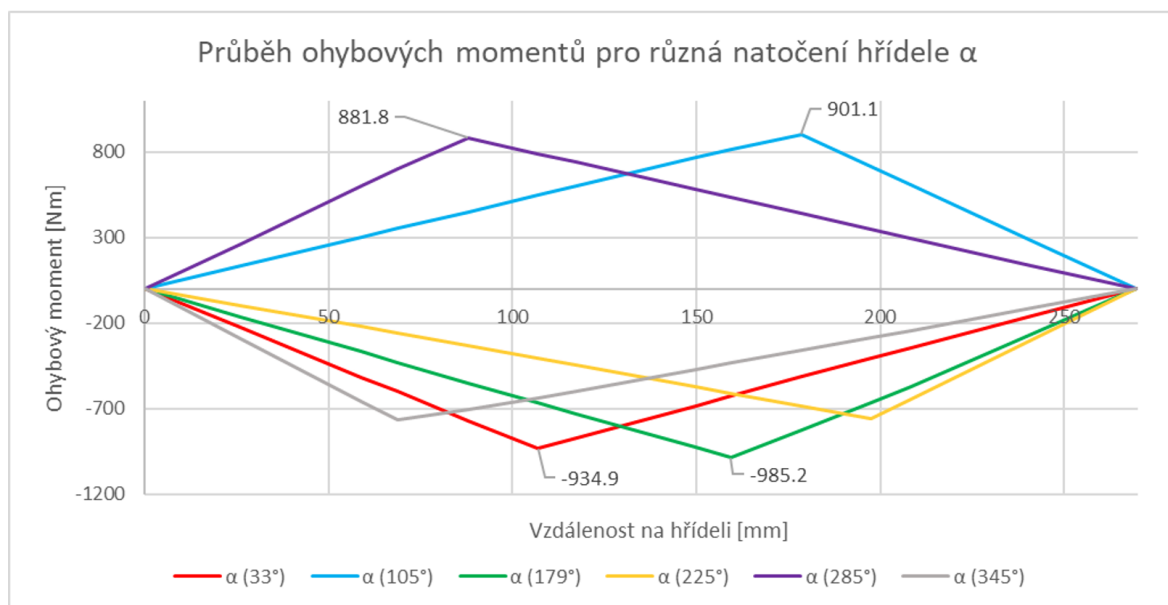


Obrázek 51 Posouvající síla

Kontrolním výpočtem smykového napětí u menšího průřezu bylo zjištěno maximální smykové napětí: [4]

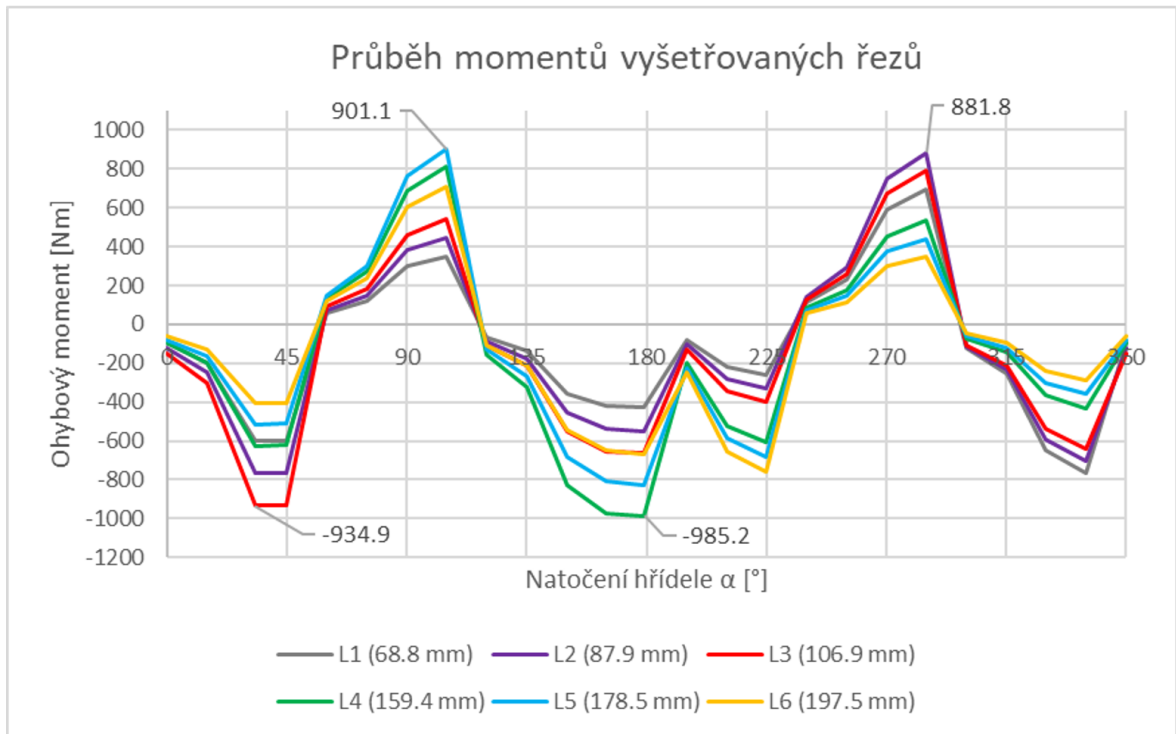
$$\tau_{p-max} = \frac{T_{max}}{\frac{\pi D_{oj}^2}{4}} = \frac{11160}{\frac{\pi 0,047^2}{4}} = 6,55 \text{ [MPa]} \quad (7.69)$$

Do grafu (Obr. 52) jsou vyneseny průběhy ohybových momentů s výskytem nejvyšších hodnot momentů podle úhlu natočení klikové hřídele α . Pro další účely analýzy byla záměrně upravena znaménka celkových momentů. Síly F_y působí vždy ve stejném směru, ale síly F_x jsou střídavé. Úpravou znamének je dosaženo toho, že je smysl celkových momentů shodný s momenty M_x od sil F_x . Z grafu vyplývá, že nejvyšší hodnoty ohybového momentu se vyskytují při úhlu natočení $\alpha 179^\circ$ s hodnotou ohybového momentu $-985,2 \text{ Nm}$ a při úhlu $\alpha 33^\circ$ s hodnotou ohybového momentu $-934,9 \text{ Nm}$.



Obrázek 52 Průběhy ohybových momentů hřídele

Na níže uvedeném grafu (Obr. 53) jsou zobrazeny průběhy ohybových momentů na otáčku klikové hřídele vždy pro konkrétní řezy. Nejvyšší hodnoty ohybového momentu, zmiňované výše, se vyskytují ve vzdálenostech 159,4 mm a 106,9 mm.



VÝPOČET PRŮBĚHŮ NAPĚTÍ

Na základě zjištěných průběhů ohybových momentů lze stanovit průběhy napětí, způsobených ohybem, pomocí vztahu pro výpočet ohybového napětí: [4]

$$\sigma_o = \frac{M_{oi}}{W_{oi}} \text{ [Pa]} \quad (7.70)$$

Protože se zde liší jednotlivé moduly průřezu v ohybu i v rámci jednotlivých řezů, jsou zde uvedeny výpočty jednotlivých modulů průřezů v ohybu pro následný výpočet průběhů napětí.

Modul průřezu hlavního průměru hřídele W_{o-hr} : [1]

$$W_{o-hr} = \frac{\pi D_{hr}^4}{64} \cdot \frac{2}{D_{hr}} = 1,22 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]} \quad (7.71)$$

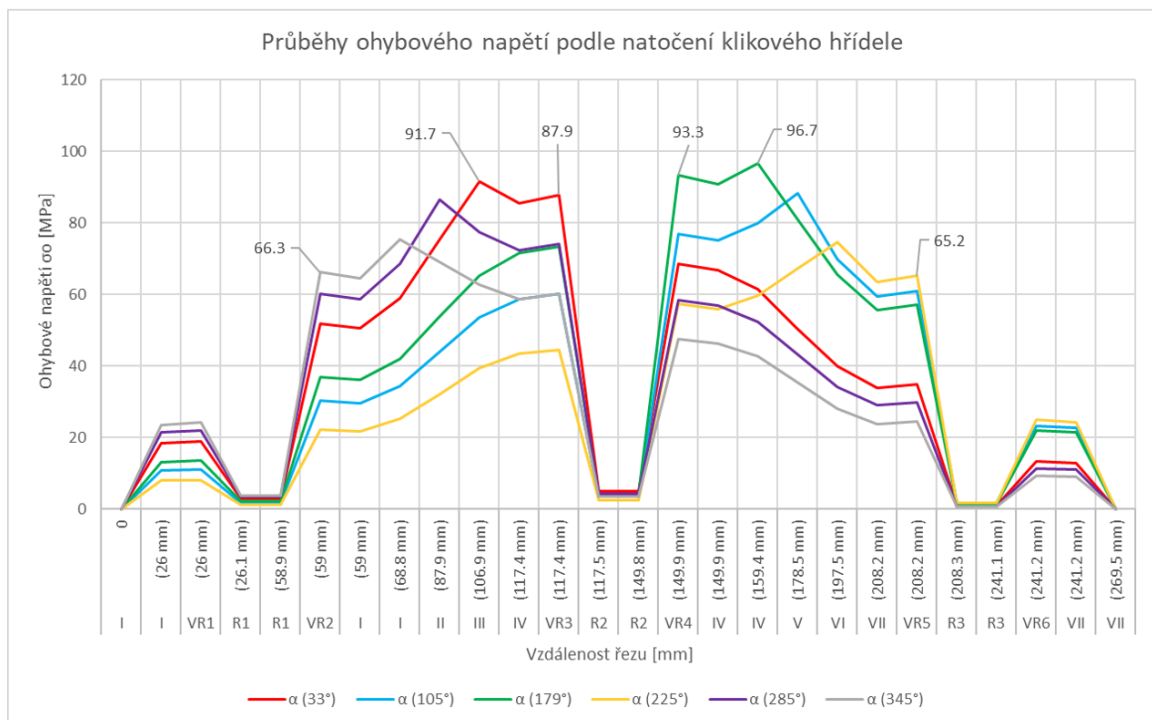
Modul průřezu ojnicního čepu hřídele W_{o-oj} : [1]

$$W_{o-oj} = \frac{\pi D_{hr}^4}{64} \cdot \frac{2}{D_{hr}} = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]} \quad (7.72)$$

Modul průřezu ramene kliky hřídele W_{o-r} , kde b_k je šířka ramene a h jeho výška : [1]

$$W_{o-r} = \frac{b_k h^2}{6} = 1,7 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]} \quad (7.73)$$

Zjištěné průběhy nejvyšších hodnot ohybového napětí jsou vyneseny v grafu (Obr. 54). Nejvyšší hodnoty ohybového napětí se vyskytují při $\alpha 179^\circ$ s hodnotou napětí 96,7 MPa v řezu č. *IV* a při úhlu $\alpha 33^\circ$ s hodnotou ohybového napětí 91,7 MPa v řezu č. *III*. V tomto grafu jsou zobrazeny vzdálenosti konkrétních řezů. Napětí v oblastech ramen hřídele (označeny jako „R1“, „R2“, „R3“) jsou velmi nízká. Naopak napětí v oblastech některých vrubů (označeny jako *VR1 – VR6*), se téměř blíží hodnotám maximálního ohybového napětí. Proto je zapotřebí zjistit jejich vliv na zvýšení napětí.

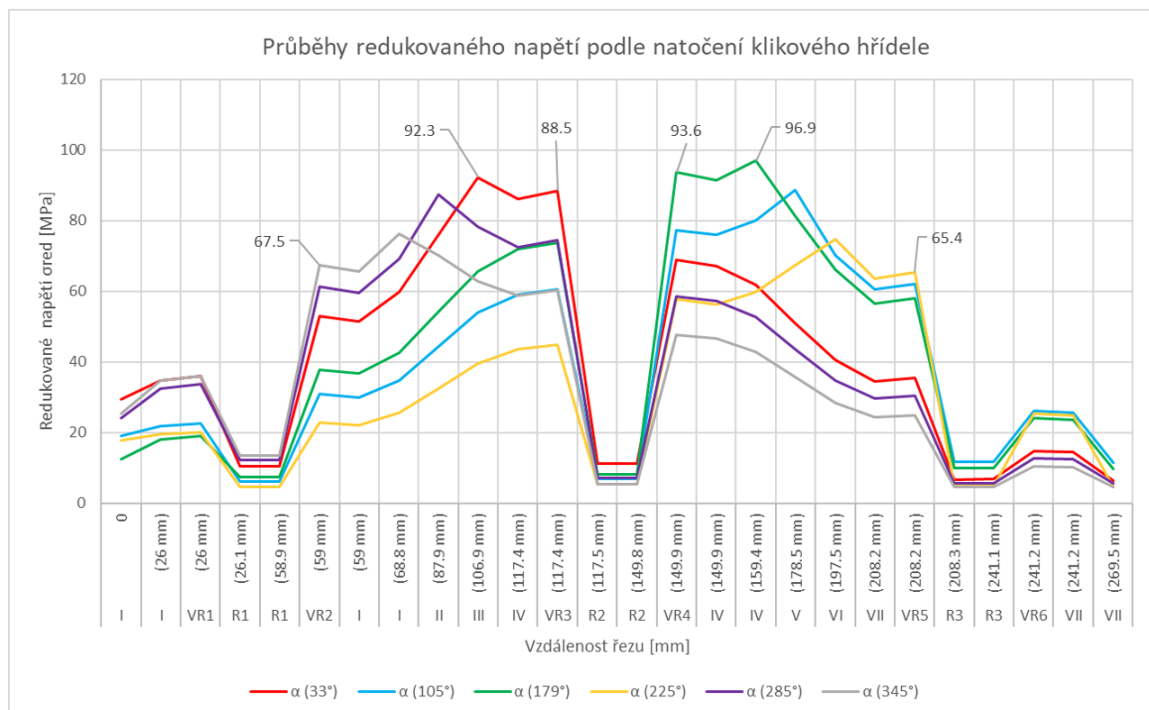


Obrázek 54 Průběhy ohybového napětí

Protože se zde jedná pouze o napětí ohybové, ale v některých sekcích se vyskytují i napětí, vznikající od kroutících momentů a posouvajících sil, je dále zjišťováno redukované napětí a jeho průběh. (Obr. 55) Pro jeho stanovení je užito vztahu: [1]

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4(\tau_k + \tau_p)^2} \text{ [Pa]} \quad (7.74)$$

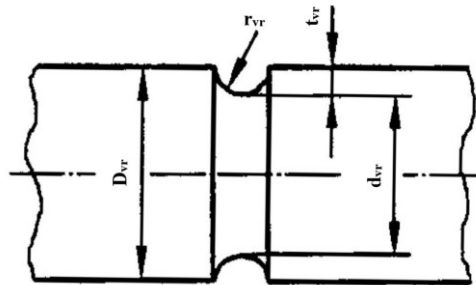
Kde σ_o je napětí od ohybu, τ_k je napětí od krutu a τ_p je napětí od posouvající síly.



Obrázek 55 Průběhy redukovaného napětí

Vzhledem k tomu, že výše zjištěná maximální napětí od krutu $\tau_{k-\text{max}}$ a od smyku $\tau_{p-\text{max}}$ jsou relativně nízká, průběh redukovaného napětí je v porovnání s průběhem ohybového napětí zvýšen jen nepatrně. Maximální hodnoty napětí zůstávají s ohledem na úhel natočení hřídele stejné, jako u průběhu ohybového napětí. Výsledná napětí ve vrubech budou sice ještě vyšší, ale bude se jednat o násobky vypočtených hodnot a proto lze již na základě tohoto definovat jako nejkritičtější oblasti právě vruby *VR3* a *VR4*. Přestože tato analýza průběhu postačuje k odhalení výskytu nejvyšších hodnot napětí a jejich lokace, nebyla by úplná bez odhadu zvýšení napětí ve zmiňovaných vrubech. Toho bude také využito při porovnání výsledků FEM analýzy, kde budou hodnoty napětí zvýšeny vlivem tvarových koncentrátorů. Tyto

hodnoty jsou zde odvozeny pomocí tvarového součinitele K_t , kde jeho hodnota závisí na poloměru vrubu r_{vr} , velkém a malém průměru D_{vr} a d_{vr} a hloubce vrubu t_{vr} .



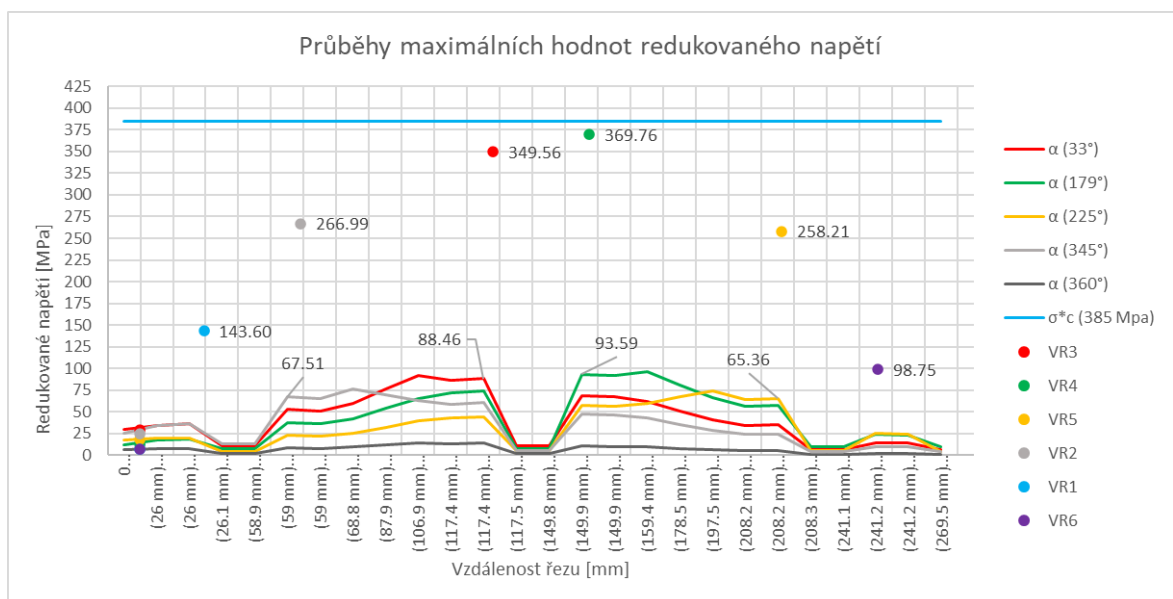
Obrázek 56 Tvarový součinitel vrubu [3]

Součinitel pro namáhání ohybem lze odvodit pomocí vztahu: [3]

$$K_t = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,2 \cdot \frac{r_{vr}}{t_{vr}} + 5,5 \cdot \frac{r_{vr}}{d_{vr}} \left(1 + 2 \cdot \frac{r_{vr}}{d_{vr}}\right)^2}} = [-] \quad (7.75)$$

Pro stávající geometrii vrubu jsou hodnoty $r_{vr} = 0,5$ mm, $D_{vr} = 47$ mm, $d_{vr} = 46$ mm a $t_{vr} = 0,5$ mm. Hodnota součinitele tvaru je pak $K_t = 3,95$. Redukované napětí ve vrubech je poté odvozeno dle vztahu: [3]

$$\sigma_{red} = \sqrt{(K_F \cdot \sigma_o)^2 + 4(\tau_k + \tau_p)^2} \text{ [Pa]} \quad (7.76)$$



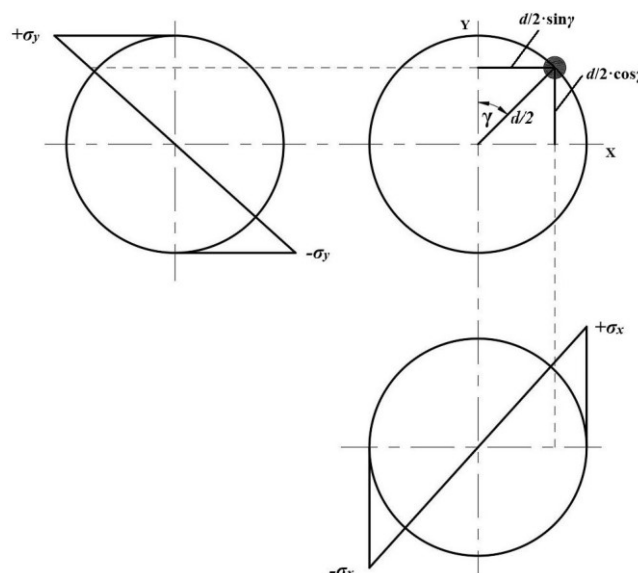
Obrázek 57 Redukovaného napětí vrubů

I po zahrnutí součinitele K_t vykazují nejvyšší hodnoty napětí oblasti stejných vrubů. (Obr. 57) Nejvyšší napětí vychází ve vrubu $VR4$ a to 369,76 MPa, což ale stále nepřekračuje korigovanou mez únavy materiálu. Protože ale součást není namáhána pouze staticky, je dále zapotřebí dále analyzovat chování napětí konkrétních průřezů.

VÝPOČET PRŮBĚHU NAPĚTÍ KONKRÉTNÍHO BODU PRŮŘEZU HŘÍDELE

Výše zjištěná maximální napětí v oblastech kritických průřezů jsou stanovena pro celý průřez. Při posuzování životnosti součásti je zapotřebí zjistit průběhy maximálních napětí na obvodu kritického průřezu a ověřit únavovou životnost. Protože zde dominuje ohybové napětí, je zde vyšetřován pouze průběh ohybového napětí. Jeho velikost je závislá na vzdálenosti od neutrální osy a ohybových momentech M_{ox} a M_{oy} . Celkovou hodnotu ohybového napětí lze zjistit pro jakýkoliv bod na obvodu hřídele, pootočeného o úhel γ , jako součet ohybového napětí σ_{ox} a σ_{oy} jako:

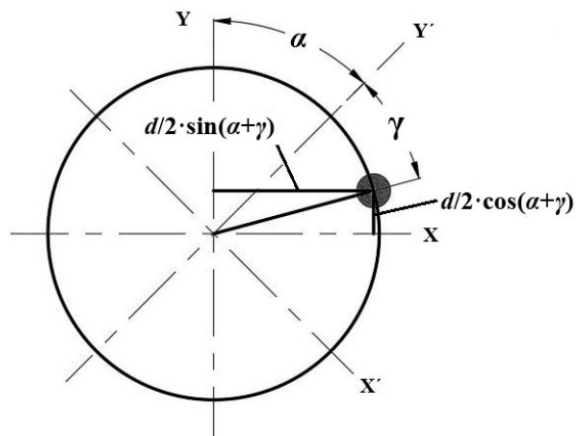
$$\sigma_o = \sigma_{ox} + \sigma_{oy} = \frac{M_{ox}}{J_x} \cdot \frac{d}{2} \sin\gamma + \frac{M_{oy}}{J_y} \cdot \frac{d}{2} \cos\gamma \quad [\text{Pa}] \quad (7.77)$$



Obrázek 58 Průběh napětí na obvodu hřídele

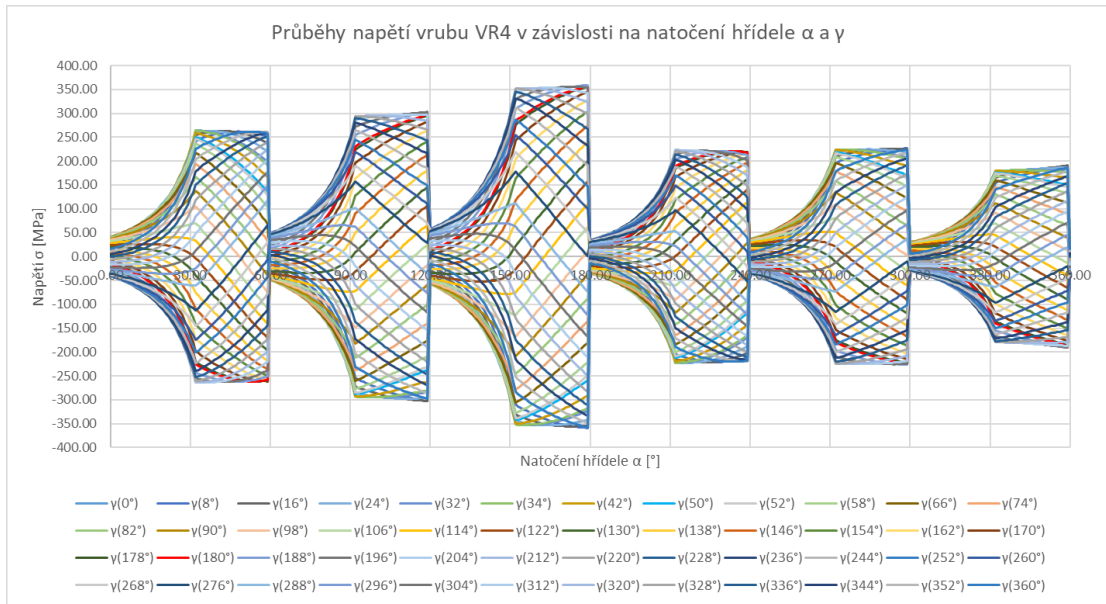
V případě natočení hřídele, pro který je zvolen souřadný systém x', y' , oproti hlavnímu souřadnému systému o úhel α , se průběhy napětí bodu zjistí: [4]

$$\sigma_o = \frac{M_{ox}}{J_x} \cdot \frac{d}{2} \sin(\alpha + \gamma) + \frac{M_{oy}}{J_y} \cdot \frac{d}{2} \cos(\alpha + \gamma) \text{ [Pa]} \quad (7.78)$$



Obrázek 59 Průběh napětí na obvodu natočené hřídele

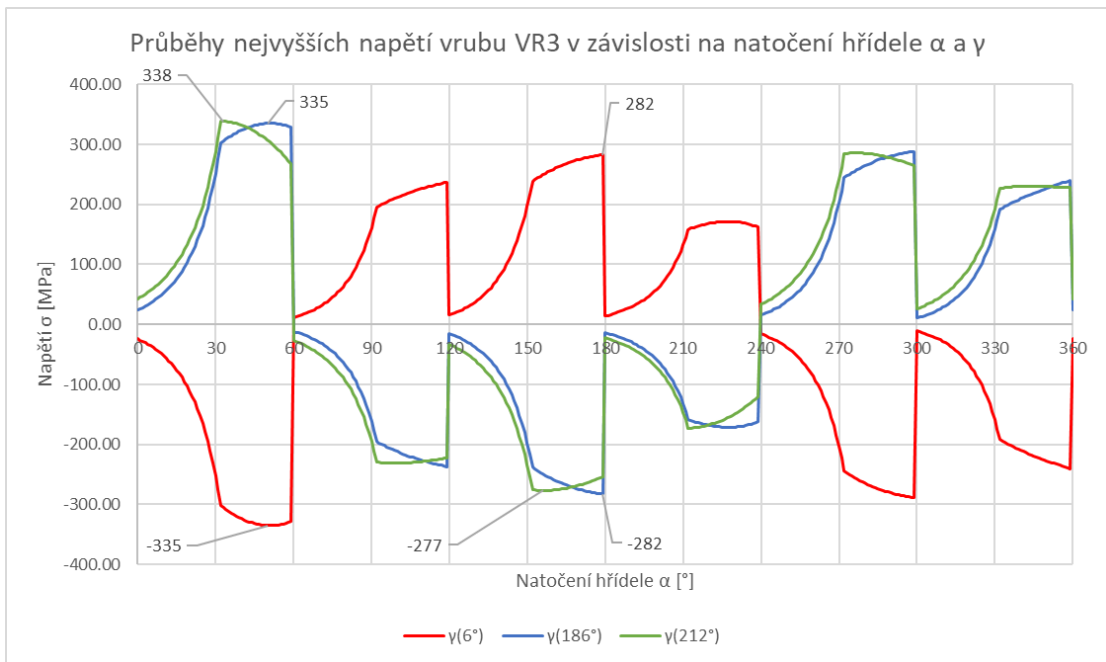
Pro únavovou životnost je zapotřebí nalezení bodu v konkrétním řezu hřídele, kde se vyskytují nejvyšší amplitudy napětí. K tomuto účelu byla na základě zmíněných vztahů pomocí programu Excel vytvořena tabulka s hodnotami ohybového napětí bodu na obvodu hřídele pro všechny kombinace úhlu natočení hřídele α a úhlu natočení bodu γ . Tabulka konkrétního řezu má tedy 360 řádků a 360 sloupců. Průběhy ohybových napětí se zahrnutým součinitelem tvaru $K_t = 3,95$ jsou zobrazeny na obrázku. (Obr. 60)



Obrázek 60 Průběhy redukovaného napětí vrubu

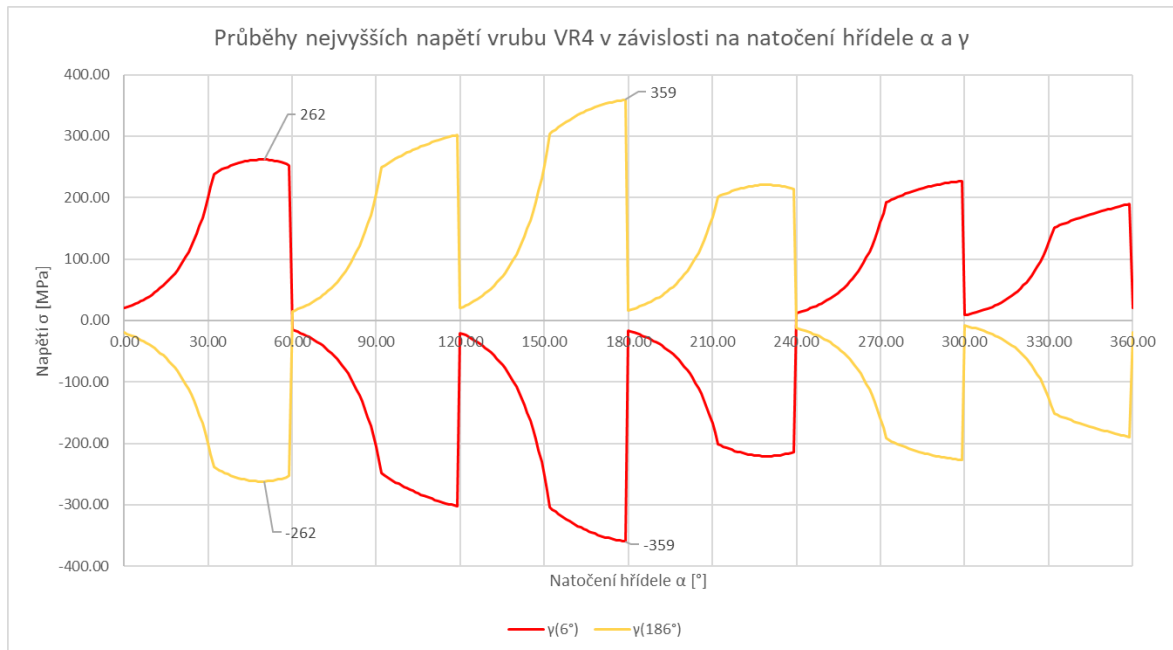
VYHODNOCENÍ NEJHORŠÍ SITUACE

Ze všech průběhů napětí bodů na vrubu *VR3* se vyskytují nejvyšší hodnoty napětí při úhlu natočení hřídele $\alpha = 33^\circ$ v kombinaci s pootočením bodu o úhel $\gamma = 212^\circ$ a nepatrně nižší, při úhlu $\alpha = 50^\circ$ v kombinaci s pootočením bodu o úhel $\gamma = 186^\circ$. Zde se vyskytuje nejvyšší rozkmit napětí mezi úhly $\alpha = 33^\circ/156^\circ$. Nejnižší hodnoty napětí je dosaženo úhlu natočení hřídele $\alpha = 50^\circ$ v kombinaci s pootočením bodu o úhel $\gamma = 6^\circ$.



Obrázek 61 Průběhy maximálních napětí vrubu *VR3*

U vrubu *VR4* se vyskytují nejvíce namáhané body při stejných úhlech $\gamma = 6^\circ$ a 186° a při úhlu natočení hřídele $\alpha = 179^\circ$. V těchto dvou průbězích se vyskytují jak maximální a minimální hodnoty napětí, tak i maximální rozkmit napětí u obou průběhů mezi úhly $\alpha = 50^\circ/179^\circ$.



Obrázek 62 Průběhy maximálních napětí vrubu *VR4*

Ze všech průběhů napětí bodů na vrubech *VR3* a *VR4* je vybrán nejhorší případ podle součinitele bezpečnosti k_u vyplývajícího z Goodmanova kritéria mezního stavu únavy, což umožňuje porovnání kombinací různých velikostí středního napětí a velikostí amplitud napětí. Součinitele je určen s pomocí hodnot středních napětí σ_m , amplitud napětí σ_a , meze pevnosti materiálu R_m a korigované meze únavy σ_c^* . [1]

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{R_m}} \quad [-] \quad (7.79)$$

Hodnotu korigované meze únavy je třeba stanovit na základě snížení meze únavy σ_c pomocí jednotlivých součinitelů Marinovy rovnice, zohledňujících reálné vlastnosti součástí. Součinitel vlivu jakosti povrchu k_a je zjištěn z meze pevnosti R_m a parametrů a a b , jejichž

hodnoty pro byly určeny z tabulky, kde pro povrch, dokončený broušením jsou jejich hodnoty $a = 1,58$ a $b = -0,085$. Součinitel je zjištěn ze vztahu:[1]

$$k_a = a \cdot R_m^b = 1,58 \cdot 1250^{-0,085} = 0,86 [-] \quad (7.80)$$

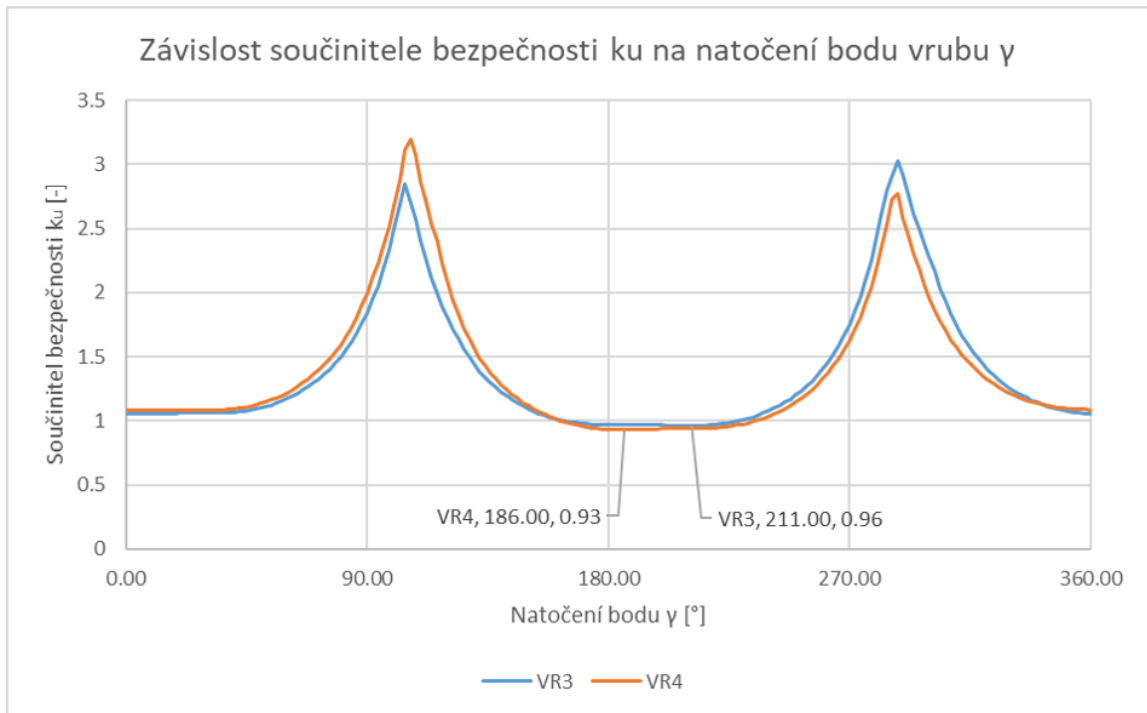
Součinitel vlivu velikosti tělesa k_b je zjištěn dle rovnice vhodné pro průměry do 51 mm. [1]

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{50}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,82 [-] \quad (7.81)$$

Ostatní součinitelé Marinovy rovnice, jako je součinitel vlivu teploty a vlivu zatěžování jsou rovny jedné. Nemají na snížení meze únavy vliv, proto nejsou do rovnice zahrnuty. Vyřazen je také záměrně součinitel vrubu K_f , který je již zahrnut ve zvýšeném napětí vrubů, což je výhodné i pro následné porovnání výsledků FEM výpočtů, kde je výsledné napětí již ovlivněno geometrií vrubů. Výpočet korigované meze únavy je:

$$\sigma_c^* = \sigma_c k_a k_b = 1250 \cdot 0,82 \cdot 0,86 = 385 \text{ MPa} \quad (7.82)$$

S pomocí této hodnoty lze dle rovnice (7.79) zjistit součinitel bezpečnosti k_u . Vzhledem k četnosti průběhů byl vytvořen graf se závislostí součinitele bezpečnosti na poloze zkoumaného bodu na obvodu hřídele (úhel natočení γ). (Obr. 63)

Obrázek 63 Průběh součinitele k_u vrubů $VR3$ a $VR4$

Nejkritičtější hodnoty se vyskytují při těchto podmínkách:

Tabulka 7 Případy nejvyššího napětí

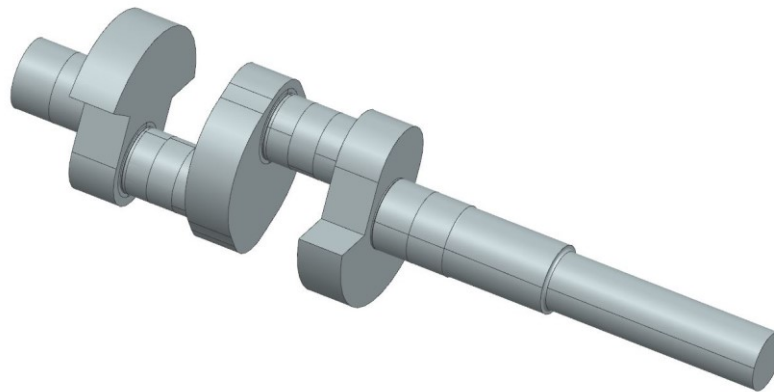
	Vrub $VR3$	Vrub $VR4$
Úhel α [°]	33°/156°	50°/179°
Úhel γ [°]	211°	186°
Maximální napětí σ_{\max} [MPa]	335,1 MPa	359,3 MPa
Minimální napětí σ_{\min} [MPa]	-282,4 MPa	-261,8 MPa
Střední napětí σ_m [MPa]	26,3 MPa	48,7 MPa
Amplituda napětí σ_a [MPa]	308,7 MPa	310,6 MPa
Součinitel bezpečnosti k_u [-]	0,96	0,93

Tyto hodnoty jsou založeny na zjednodušeném analytickém výpočtu. Pro dosažení přesných hodnot napětí je dále použit výpočet s pomocí metody konečných prvků, pro jehož okrajové podmínky jsou použity hodnoty zatížení, vyplývající ze zde uvedených situací.

7.2 FEM ANALÝZA

7.2.1 GEOMETRICKÝ MODEL

Pro účel výpočtu byl vytvořen zjednodušený geometrický model klikové hřídele (Obr. 64), kde byly záměrně vynechány tvarově komplikované oblasti přechodů různých ploch, úkosů a rádiusů, které by zvyšovaly časovou náročnost samotného výpočtu a jejich vliv na výsledky by byl zanedbatelný. Plochy hlavních čepů byly rozděleny v oblasti působících reakcí pro následnou možnost nastavení okrajových podmínek. Plochy ojnicích čepů jsou rozděleny podle kontaktních ploch jednotlivých ojnic, aby bylo možné aplikovat konkrétní zatížení sil F_x a F_y .



Obrázek 64 Geometrický model hřídele

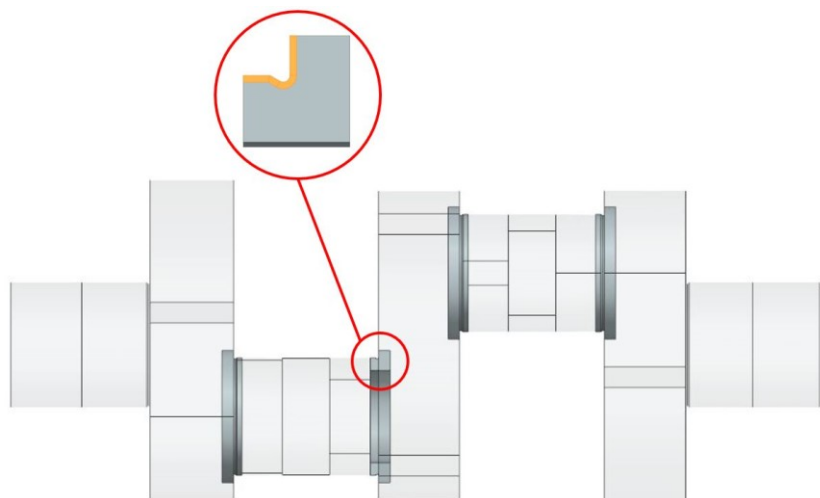
Plochy ojnicích čepů jsou také v závislosti na natočení hřídele konkrétního výpočtu rozděleny rovinou, která je kolmá k ose konkrétní ojnice, aby bylo možné věrně simulovat reálné zatížení působící od ojnic. Pro výpočet konkrétních úhlů rovin, označených jako δ_i , v souřadném systému hřídele bylo použito vztahu:

$$\delta_i = \alpha_i + \beta_i + 90^\circ \text{ [}^\circ\text{]} \quad (7.83)$$

7.2.2 VYTVOŘENÍ MATEMATICKÉHO MODELU

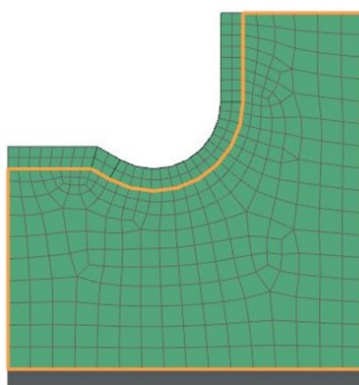
Pro možnost vhodné volby okrajových podmínek jsou oblasti vrubů modelovány odděleně od celkového tělesa. (Obr. 65) Plocha profilu vrubu je dále rozdělena na několik menších

ploch, které umožní lepší kontrolu distribuce jemnějších prvků v požadované oblasti a tím získání přesných výsledků.



Obrázek 65 Geometrický model vrubů

Takto vytvořený geometrický model je složen z mnoha oddělených těles a ploch, které je třeba spojit pomocí funkce „Mesh Mating“. Jedná se o vytvoření vazeb mezi párovými plochami. Pro tento model jich bylo vytvořeno 56. Tvorba konečně-prvkové sítě je volena tak, aby umožňovala lepší kontrolu distribuce jemnějších prvků v požadované oblasti a tím získání přesných výsledků. (Obr. 66) Oblast vrubů je proto síťována pomocí 2D elementů CQUAD8. Jedná se o rovinné prvky ve tvaru čtyřúhelníku, čítající osm uzlů. V oblasti s očekávaným nejvyšším napětím je volena velikost prvků 0,25 mm. Pro zbývající část profilu vrubu je volena velikost 0,5 mm.



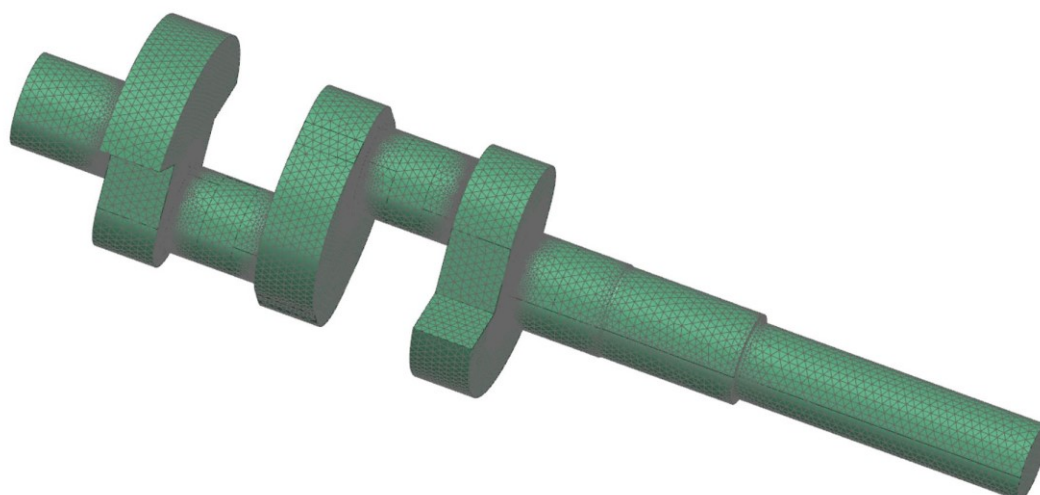
Obrázek 66 2D síť – profil vrubu

Rotací profilu rovinných prvků kolem osy čepu pomocí funkce 3D sweep jsou vytvořeny prostorové prvky ve tvaru šestistěnu CHEXA20 s dvaceti uzlovými body. Konečně-prvkový model každého vrubu obsahuje 119 852 prvků s 525 240 uzly.



Obrázek 67 3D prvky vrubu

Zbývající část modelu hřídele je síťována s použitím prvků CTETRA10. Jedná se o čtyřstěn o velikosti 4,5 mm. Tyto prvky obsahují čtyři interpolační body.

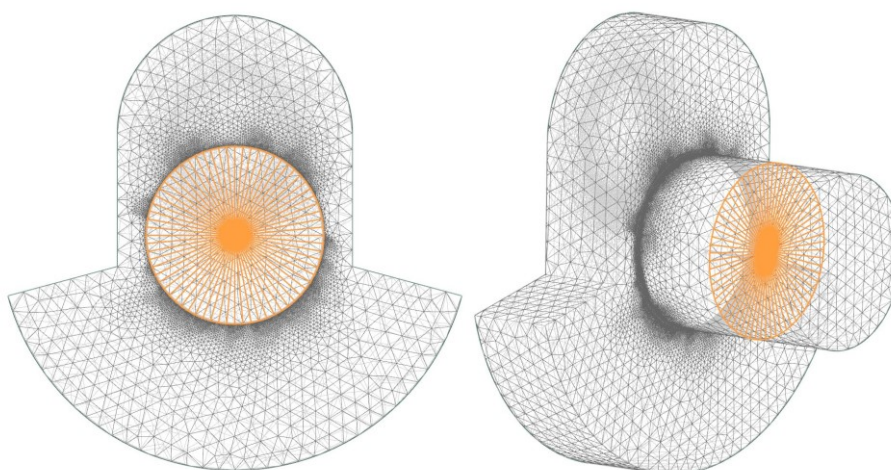


Obrázek 68 FEM model hřídele

Celkový počet prvků tohoto FEM modelu je 2 090 067 a počet uzlových bodů 4 501 900.

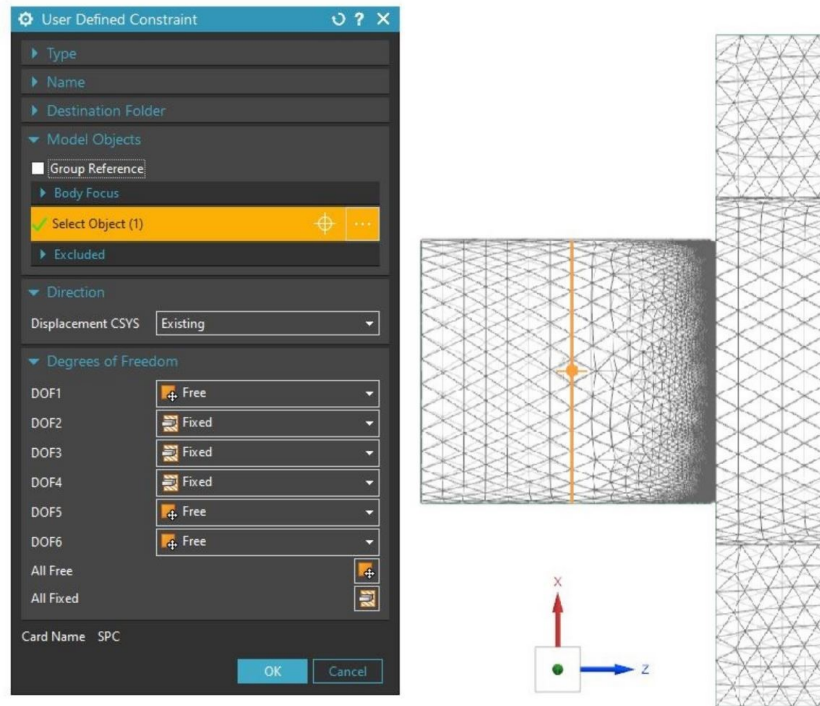
7.2.3 DEFINICE OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Pomocí rozdělených ploch hlavních čepů v oblastech reakcí jsou vytvořeny 1D propojení bodu na hranu RBE3.



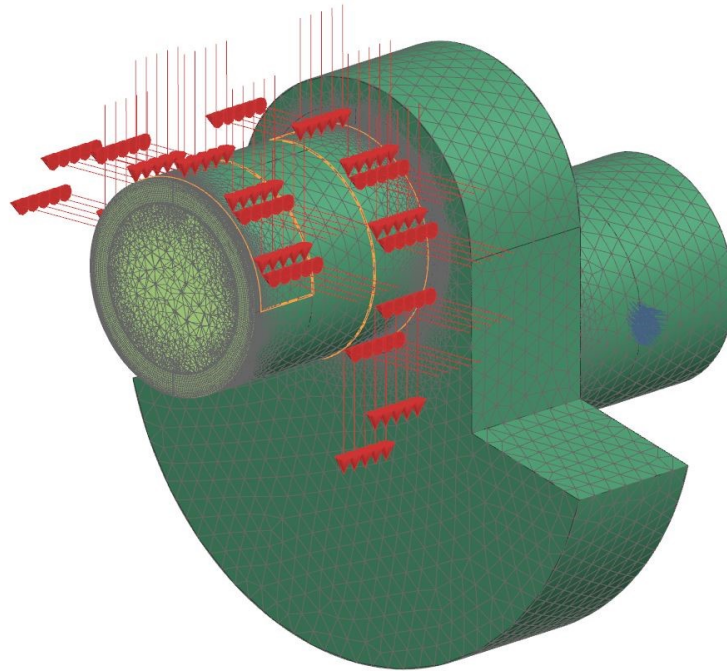
Obrázek 69 Propojení RBE3

Na tyto body jsou aplikovány uživatelské vazby SPC, které umožňují odebrání jednotlivých stupňů volnosti. (Obr. 70) Stupně volnosti jsou nastaveny v souladu s analytickým staticky určitým řešením. V obou podpěrách jsou povoleny pouze rotace kolem osy x a y (DOF4 a DOF5). Na straně reakce R_b je dále volný posun v ose z (DOF3).



Obrázek 70 Nastavení stupňů volnosti vazeb

Plochy ojnicního čepu byly rozděleny podle směru působení silových účinků od jednotlivých ojnic již při tvorbě modelu. Tyto plochy jsou zatíženy složkami ojnicních sil F_x a F_y . (Obr. 71)



Obrázek 71 Aplikace zatěžujících sil

Velikosti těchto sil vyplývají z analýzy nejvyšších průběhů napětí. V tabulce jsou uvedeny složky sil F_x a F_y , zatěžující hřídel při daných úhlech natočení. U každého vrubu je tedy zapotřebí provést separátní výpočet pro zjištění maximálního a minimálního napětí. Hodnoty zatěžujících sil konkrétních výpočtů je uveden v tabulce.

Tabulka 8 Okrajové podmínky

Síly F_x / F_y	Hodnoty sil při úhlu natočení $\alpha = 33^\circ$	Hodnoty sil při úhlu natočení $\alpha = 156^\circ$	Hodnoty sil při úhlu natočení $\alpha = 50^\circ$	Hodnoty sil při úhlu natočení $\alpha = 179^\circ$
Vrub	<i>VR3</i>		<i>VR4</i>	
Napětí	σ_{\max}	σ_{\min}	σ_{\max}	σ_{\min}
F_{x1}	0	58,6	0	163,8
F_{y1}	0	-46,9	0	-148,9
F_{x2}	0	0	0	0
F_{y2}	0	0	0	0
F_{x3}	-13422,1	0	-12910	0
F_{y3}	-5843,5	0	-6728,	0

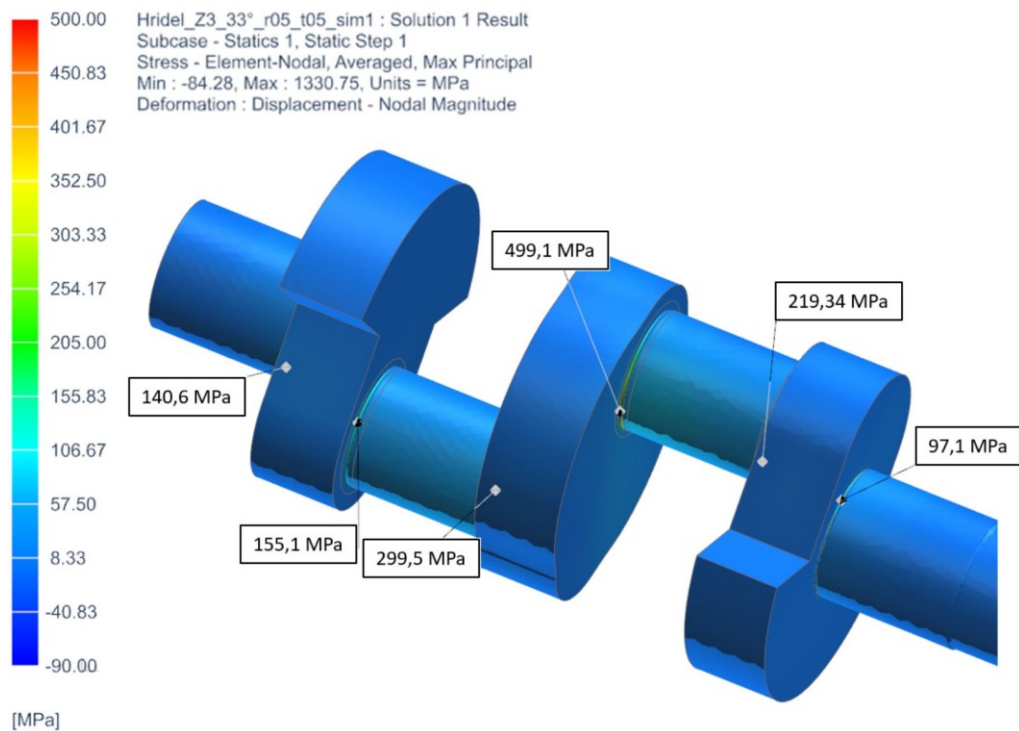
F_{x4}	582,9	0	1125,3	0
F_{y4}	-569,9	0	-1067,7	0
F_{x5}	-7,9	-1418,1	-28,2	-63,1
F_{y5}	-58,1	-14545,2	-145,6	-14544,6
F_{x6}	0	-909,8	0	-2139,1
F_{y6}	0	-256,2	0	-672,6

7.2.4 VOLBA SOLVERU

Pro tuto analýzu je volen lineární řešič SOL 101 Linear Statistics, který je součástí integrovaného solveru NX Nastran.

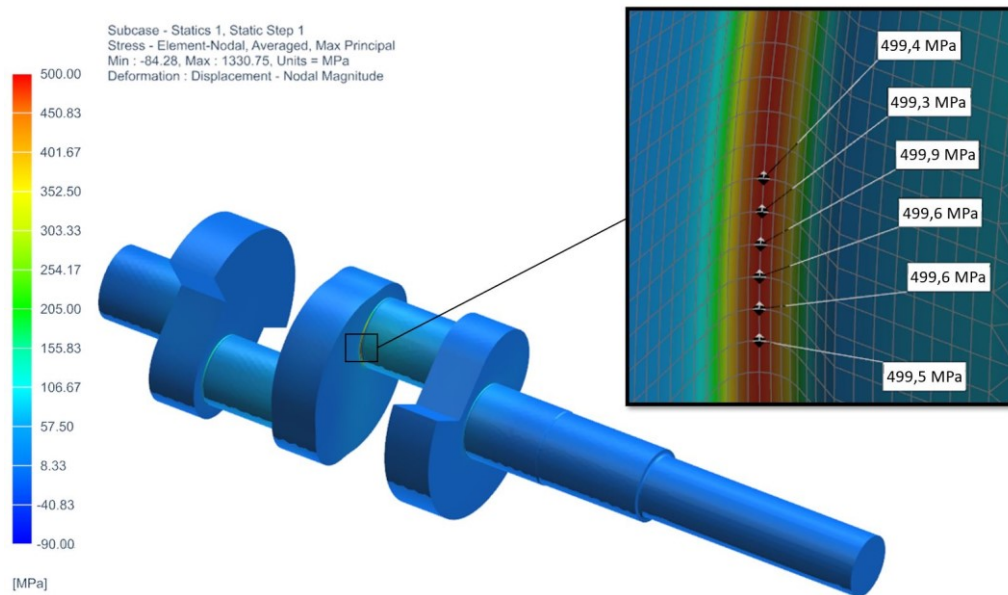
8 VÝSLEDKY

Vzhledem k tomu, že je pro výpočet podstatné rozlišovat tahové a tlakové napětí, kvůli velikostem středních napětí a amplitud, je zde porovnáváno napětí Maximum principal. Jedná se o hodnoty napětí konkrétních uzlů elementů. Na obrázku (Obr. 72) jsou vyneseny hodnoty napětí v jednotlivých vrubech. Jedná se o výsledky výpočtu se zatížením varianty natočení $\alpha = 33^\circ$, kde se vyskytuje nejvyšší napětí vrubu *VR3*. Ostatní hodnoty jsou zde vyneseny pouze orientačně, ale je z nich patrné, že se nejvyšší hodnoty napětí objevují u vrubů *VR3* a *VR4*, což potvrzuje výpočty průběhů napětí.



Obrázek 72 Výsledky napětí Max Principal

Výsledné hodnoty napětí každého vrubu byly získány aproximací pěti hodnot naměřeného maximálního/minimálního napětí. Po názornost je zde uveden příklad (Obr. 73) maximálního napětí vrubu *VR3*.



Obrázek 73 Aproximace hodnot napětí

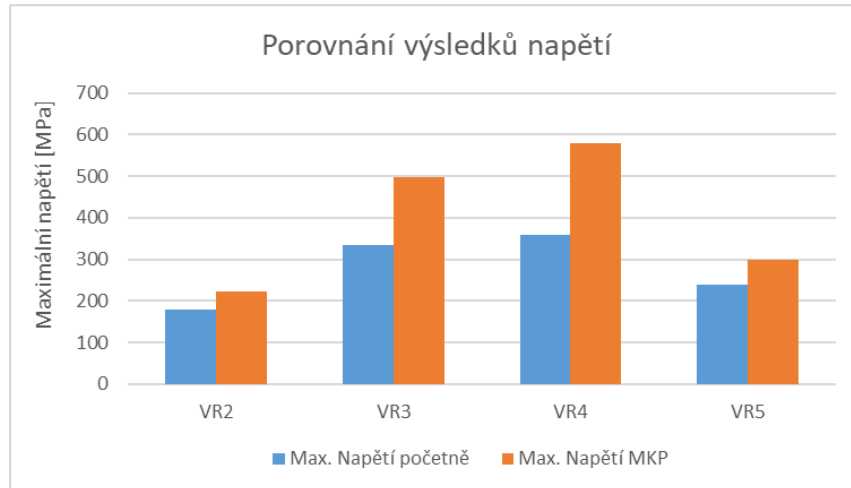
Hodnoty napětí a také výpočet hodnot středního napětí, amplitud napětí je uveden v následující tabulce.

Tabulka 9 Výsledné hodnoty napětí a bezpečnosti

	Vrub VR2	Vrub VR3	Vrub VR4	Vrub VR5
Úhel α [°]	33°/156°	33°/156°	50°/179°	50°/179°
Úhel γ [°]	211°	211°	186°	186°
Maximální napětí σ_{\max} [MPa]	223,5 MPa	497,7 MPa	580,1 MPa	298,8 MPa
Minimální napětí σ_{\min} [MPa]	-26,9 MPa	-86,5 MPa	-73,2 MPa	-20,5 MPa
Střední napětí σ_m [MPa]	98,3 MPa	205,6 MPa	253,4 MPa	139,1 MPa
Amplituda napětí σ_a [MPa]	125,1 MPa	292,1 MPa	326,7 MPa	159,6 MPa
Součinitel bezpečnosti k_u [-]	2,4	1,1	0,9	1,9

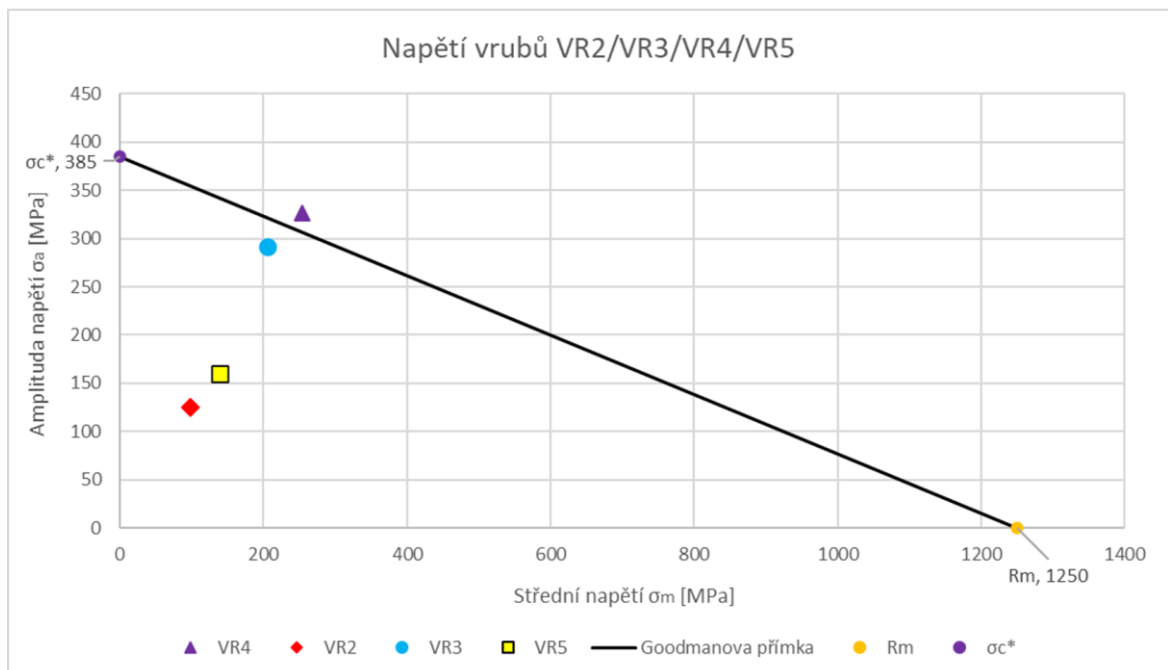
Hodnoty napětí jsou v porovnání s analytickým výpočtem vyšší. Pro názornost je uveden graf s porovnáním maximálních hodnot napětí ve vrubech VR3 a VR4, zjištěných oběma přístupy (Obrázek 74). Tyto rozdíly ve vypočtených hodnotách napětí přisuzují tomu, že analytický výpočet zohledňuje pouze obecný případ zatížení nosníku s kruhovými průřezy na dvou podpěrách. Neuvažuje ostatní komplikovanější tvary zalomení hřídele a také výsledné hodnoty napětí ve vrubech jsou závislé na tvarovém součiniteli vrubu K_t , jehož

hodnota, nemusí být úplně odpovídající. Naopak FEM výpočet obě tyto skutečnosti zohledňuje a proto výsledky této analýzy jsou věrohodnější. Protože účelem analytického výpočtu je pouze odhalit oblasti nejvyšších napětí, jsou tyto rozdíly akceptovatelné.



Obrázek 74 Porovnání maximálních napětí VR3/VR4

Na následujícím obrázku (Obr. 75) je v Goodmanovu diagramu uvedeno porovnání výsledných hodnotu jednotlivých vrubů. Goodmanova přímka představuje kritérium únavového porušení. Je konstruována pomocí bodů, kde na ose x je vynesena hodnota meze pevnosti materiálu R_m (1250 MPa) a na ose y je korigovaná hodnota meze únavy σ_c^* (385 MPa).



Obrázek 75 Goodmanův diagram vrubů VR2/VR3/VR4/VR5

Vrubby $VR2$, $VR3$ a $VR5$ se vyskytují v bezpečné oblasti a nehrozí u nich únavové porušení, naopak vrub $VR4$ už se vyskytuje mimo tuto oblast. Proto je zapotřebí optimalizace geometrie součásti s cílem snížení maximálních hodnot napětí do bezpečné zóny.

8.1 NÁVRH NOVÉ GEOMETRIE VRUBU

Geometrie vrubu má vliv na výslednou velikost působícího napětí, ale je zapotřebí zjistit jaký typ geometrie zvolit, aby bylo výsledné napětí pokud možno nejnižší. K tomuto účelu je možno využít již zmiňovaného vztahu (7.75) pro výpočet tvarového součinitele vrubu K_t . Tento součinitel je používán pro kontrolu statické pevnosti. Protože je ale součást zatěžována cyklicky, je zde zapotřebí pro kontrolu únavové životnosti zjištění součinitele vrubu K_f . Ten se zjistí ze vztahu: [1]

$$K_f = q \cdot (K_t - 1) + 1 [-] \quad (8.1)$$

Kde q je vrubová citlivost, odvozená podle vztahu: [1]

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r_{vr}}} [-] \quad (8.2)$$

Hodnota r_{vr} je rádius vrubu a hodnota a_p je Petersonova konstanta, která se zjistí pomocí vztahu: [1]

$$a_p = 0,254 \left(\frac{2070}{R_m} \right)^{1,8} [-] \quad (8.3)$$

Na základě těchto vztahů jsou zde vypočteny součinitelé vrubu pro nově navrhované geometrie, které vznikly kombinací navržených změn rádiusu r_{vr} a hloubky vrubu t_{vr} . Geometrie jsou označovány indexy pomocí těchto parametrů.

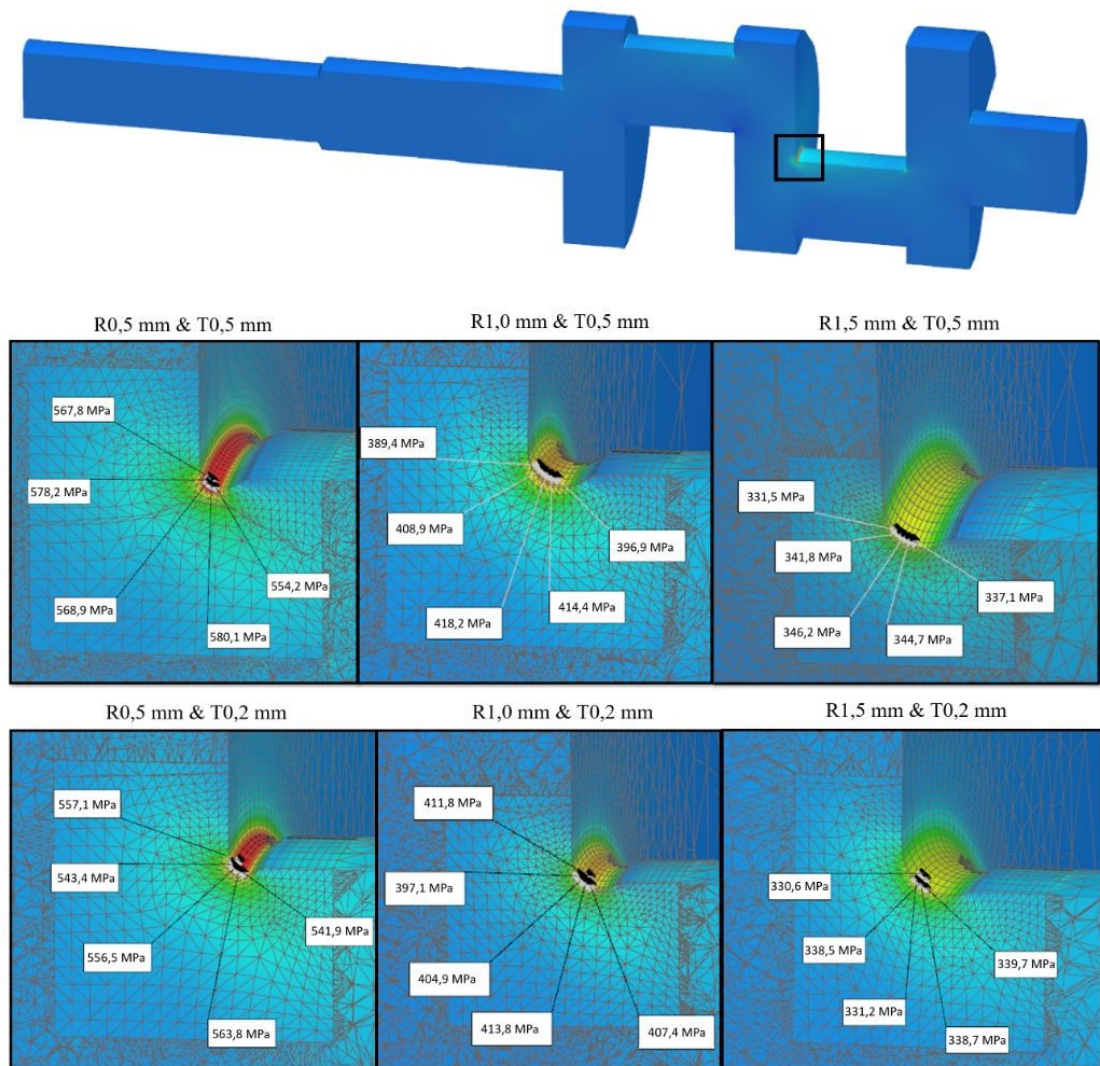
Tabulka 10 Návrh geometrií vrubu

Typ geometrie vrubu	$r_{vr} 0,5$ $t_{vr} 0,5$	$r_{vr} 1,0$ $t_{vr} 0,5$	$r_{vr} 1,5$ $t_{vr} 0,5$	$r_{vr} 0,5$ $t_{vr} 0,2$	$r_{vr} 1,0$ $t_{vr} 0,2$	$r_{vr} 1,5$ $t_{vr} 0,2$
Rádus r_{vr} [mm]	0,5	1,0	1,5	0,5	1,0	1,5
Hloubka t_{vr} [mm]	0,5	0,5	0,5	0,2	0,2	0,2
Citlivost q [-]	0,71	0,83	0,88	0,71	0,83	0,88
Petersonova Konstanta a_p [-]	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Tvarový součinitel K_t [-]	3,33	2,94	2,77	3,95	3,37	3,12
Vrubový součinitel K_f [-]	2,66	2,61	2,56	3,11	2,97	2,86

Podle uvedených vztahů pro návrh geometrie způsobí nejmenší nárůst koncentrace napětí geometrie s rádiusem $r_{vr} = 1,5$ mm a hloubkou vrubu $t_{vr} = 0,5$ mm. Skutečný vliv těchto tvarů na výsledné napětí je ověřeno dalšími FEM výpočty.

9 DISKUZE VÝSLEDKŮ

Na základě návrhů nových geometrií vrubů byly provedeny opětovné FEM výpočty. Protože se výskyt napětí v oblastech, u kterých je nejpravděpodobnější porušení součásti, vyskytuje u vrubů *VR3* a *VR4*, jsou výpočty zaměřeny pouze na jejich oblasti. Pro zjištění maximální a minimální hodnoty napětí každého vrubu konkrétní geometrie je zapotřebí dvou výpočtů pro nalezení maximální a minimální hodnoty napětí. Pro porovnání původní a dalších nově navržených pěti geometrií je nutno vytvoření celkem dvaceti čtyř výpočtů. Maximální hodnoty napětí se vyskytují ve vrubu *VR4* a jejich porovnání v závislosti na navržené geometrii je uvedeno na obrázku (Obr. 76).



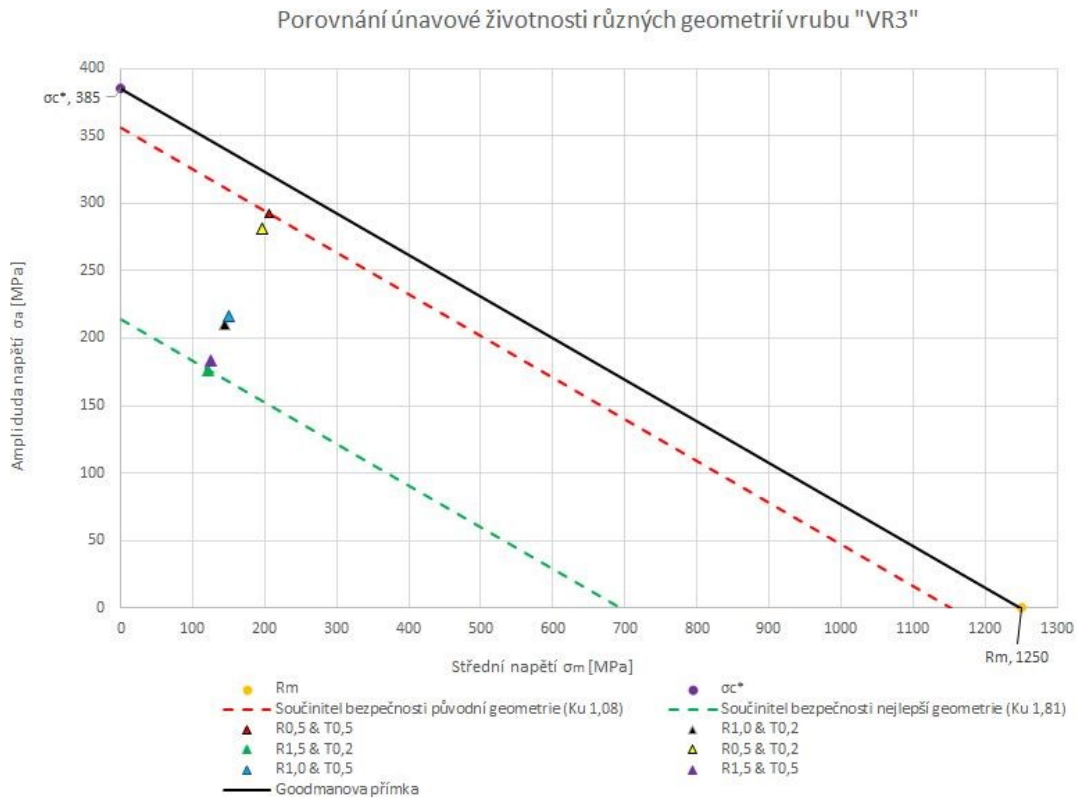
Obrázek 76 Výsledky napětí vrubu *VR4*

Z obrázku je patrné, že nejvyšší hodnoty napětí se vyskytují s rádiusem vrubu $r_{vr} = 0,5$ mm a to jak u původní varianty hloubky vrubu $t_{vr} = 0,5$ mm, tak i u nové varianty $t_{vr} = 0,2$ mm. Zatímco zmenšená hloubka vrubu při zachování stejného rádiusu má vliv na snížení finálního napětí pouze nepatrný, tak zvětšení rádiusu i při zachování stejné hloubky vrubu má znatelně příznivější vliv. Nejpríznivější vliv na velikost finálního napětí má kombinace obou změn geometrie, což je varianta s hodnotami $r_{vr} = 1,5$ mm a $t_{vr} = 0,2$ mm. V následující tabulce (Tab.11) jsou uvedeny maximální i minimální hodnoty napětí, vyskytujícího se ve vrubu VR3, včetně středního napětí a amplitudy napětí.

Tabulka 11 Porovnání výsledků vrubu VR3

Typ geometrie vrubu	$r_{vr} 0,5$ $t_{vr} 0,5$	$r_{vr} 1,0$ $t_{vr} 0,5$	$r_{vr} 1,5$ $t_{vr} 0,5$	$r_{vr} 0,5$ $t_{vr} 0,2$	$r_{vr} 1,0$ $t_{vr} 0,2$	$r_{vr} 1,5$ $t_{vr} 0,2$
Maximální napětí σ_{max} [MPa]	497,7	366,2	308,9	477,8	355,4	298,4
Minimální napětí σ_{min} [MPa]	-86,5	-67	-67,1	-84,4	-65,4	-55,1
Střední napětí σ_m [MPa]	205,6	149,6	125,9	196,7	145	121,6
Amplituda napětí σ_a [MPa]	292,1	216,6	183	281,1	210,4	176,7
Součinitel bezpečnosti k_u [-]	1,08	1,47	1,74	1,13	1,51	1,80
Zlepšení bezpečnosti [%]	-	35,3	60,2	4,1	39,3	65,9

Z hodnot, uvedených v tabulce (Tab. 11), jsou dopočteny součinitelé bezpečnosti k_u jednotlivých geometrií a také procentuálně vyjádřená míra zlepšení bezpečnosti oproti původně používané variantě geometrie. Tyto hodnoty jsou také graficky znázorněny pomocí Goodmanova diagramu (Obr. 77). Zde je patrné, že obě varianty geometrií s hodnotou rádiusu $r_{vr} = 0,5$ mm dosahují nejhorších výsledků bezpečnosti, přesto jsou stále pod mezí, představující pravděpodobnost porušení. Nejlepších hodnot je dosaženo u varianty s hodnotami $r_{vr} = 1,5$ mm a $t_{vr} = 0,2$ mm, kde je dosaženo zlepšení z původní hodnoty bezpečnosti 1,08 na hodnotu 1,8. Přestože se jedná o relativně nízkou hodnotu bezpečnosti, tato změna představuje zlepšení o 65,9 %.



Obrázek 77 Goodmanův diagram geometrií vrubu VR3

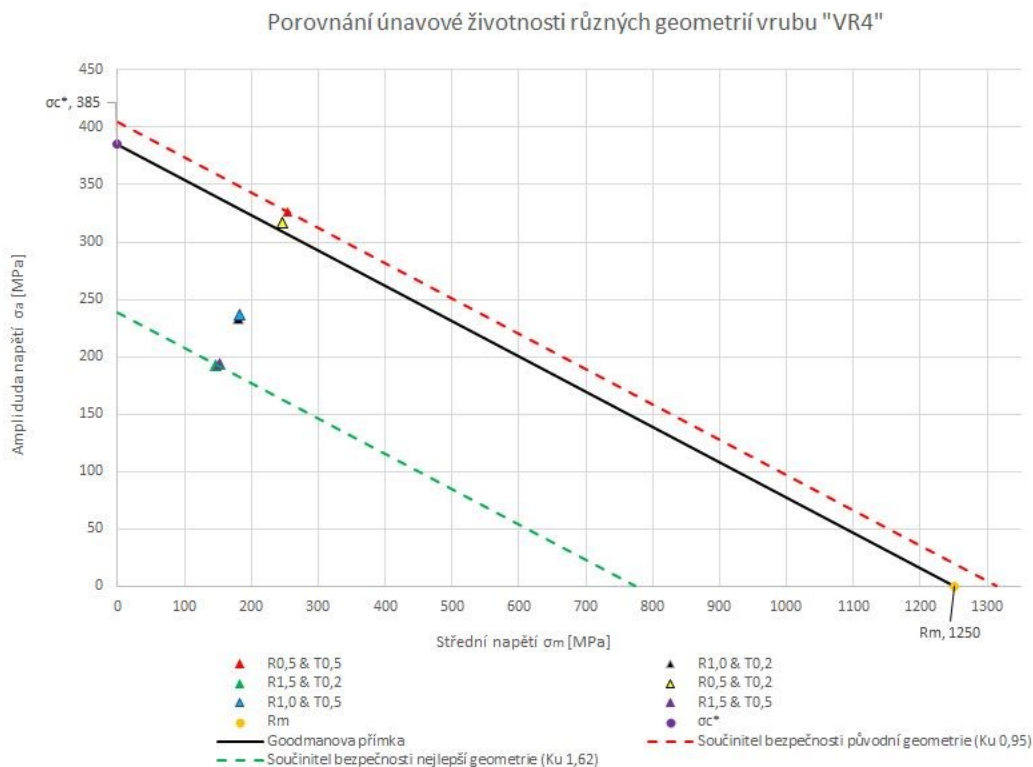
Nejvyšší hodnoty napětí se vyskytují ve vrubu VR4 a jejich porovnání je uvedeno v tabulce (Tab. 12) a stejně jako v předchozím případě je také vytvořen Goodmanův diagram. (Obr.78).

Tabulka 12 Porovnání výsledků vrubu VR4

Typ geometrie vrubu	$r_{vr} 0,5$ $t_{vr} 0,5$	$r_{vr} 1,0$ $t_{vr} 0,5$	$r_{vr} 1,5$ $t_{vr} 0,5$	$r_{vr} 0,5$ $t_{vr} 0,2$	$r_{vr} 1,0$ $t_{vr} 0,2$	$r_{vr} 1,5$ $t_{vr} 0,2$
Maximální napětí σ_{max} [MPa]	580,1	418,8	346,2	563,8	413,8	339,7
Minimální napětí σ_{min} [MPa]	-73,2	-55,5	-42,2	-70,9	-53,1	-46,1
Střední napětí σ_m [MPa]	253,4	181,6	152,0	246,5	180,3	146,8
Amplituda napětí σ_a [MPa]	326,7	237,7	194,2	317,4	233,5	192,9
Součinitel bezpečnosti k_u [-]	0,95	1,31	1,61	0,98	1,33	1,62
Zlepšení bezpečnosti [%]	-	38,1	67,9	2,9	40,1	69,9

V případě vrubu VR4 se hodnoty napětí a bezpečností nepatrně liší, ale nejlepších výsledků je dosahováno u stejných geometrií, jak je tomu u vrubu VR3. Podle Goodmanova diagramu

je zde rozdíl u geometrií, obsahující rádius $r_{vr} = 0,5$ mm. Ty se zde vyskytují již za hranicí bezpečnosti k_u . U geometrie s parametry $r_{vr} = 1,5$ mm a $t_{vr} = 0,2$ mm je hodnota bezpečnosti vrubu *VR4* zlepšena z původní hodnoty k_u 0,95 na k_u 1,62, což znamená zlepšení o 69,9 %. Vzhledem k tomu že zatížení kompresoru, vyplývající z nejnáročnější části jeho pracovní oblasti, je zatížením extrémním, jehož výskyt v průběhu chodu kompresoru je očekáván pouze ojediněle, je zde dostačující splnění minimálního požadovaného koeficientu bezpečnosti $k_u = 1,2$.



Obrázek 78 Goodmanův diagram geometrií vrubu *VR4*

Protože se však jedná o vrub s výskytem nejvyšších hodnot napětí, může být tato míra zlepšení považována za hodnotu celkového zlepšení součásti klikové hřídele.

Dále je zde uveden také výpočet životnosti součásti a následné porovnání pomocí uskutečnitelných počtů cyklů. K tomuto účelu je nejdříve zapotřebí odhadu velikosti střídavého napětí S_{1000} , při kterém součást vydrží tisíc cyklů. [39]

$$S_{1000} = 0,9 \cdot R_m = 0,9 \cdot 1250 = 1125 \text{ MPa} \quad (9.1)$$

Pomocí bodů S_{1000} a R_m je níže uvedených koeficientů b a C je vytvořen odhad materiálové křivky: [39]

$$b = \frac{1}{3} \log_{10} \left(\frac{S_{1000}}{\sigma_c} \right) = \frac{1}{3} \log_{10} \left(\frac{1125}{385} \right) = 0,15 \quad (9.2)$$

$$C = \log_{10} \left(\frac{(S_{1000})^2}{\sigma_c} \right) = \log_{10} \left(\frac{(1125)^2}{385} \right) = 3,52 \quad (9.3)$$

Dále je určena hodnota střídavého napětí při konstantní životnosti S_n , která je odvozena z Goodmanova vztahu: [39]

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1 \rightarrow S_n = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}} \text{ [Pa]} \quad (9.4)$$

Počet cyklů do selhání pro konkrétní hodnoty středního napětí a amplitudy napětí je pak zjištěno podle vztahu: [39]

$$N = 10^{\frac{C}{b}} S_n^{-\frac{1}{b}} [-] \quad (9.5)$$

Zde je uvedeno porovnání počtů cyklů pro jednotlivé geometrie vrubu:

Tabulka 13 Porovnání životnosti geometrií nejkritičtějšího vrubu VR4

Typ geometrie vrubu	$r_{vr} \mathbf{0,5}$ $t_{vr} \mathbf{0,5}$	$r_{vr} \mathbf{1,0}$ $t_{vr} \mathbf{0,5}$	$r_{vr} \mathbf{1,5}$ $t_{vr} \mathbf{0,5}$	$r_{vr} \mathbf{0,5}$ $t_{vr} \mathbf{0,2}$	$r_{vr} \mathbf{1,0}$ $t_{vr} \mathbf{0,2}$	$r_{vr} \mathbf{1,5}$ $t_{vr} \mathbf{0,2}$
Počet cyklů N	$6,7 \cdot 10^5$	$8,3 \cdot 10^6$	$3,6 \cdot 10^7$	$8,5 \cdot 10^5$	$9,2 \cdot 10^6$	$3,8 \cdot 10^7$

Z porovnání vyplývá, že meze únavy nad 10^7 cyklů je dosaženo pouze u geometrií s největším rádiusem $r_{vr} = 1,5$ mm. Vyššího počtu cyklů, signalizující vyšší bezpečnost, je

dosaženo u varianty s hloubkou vrubu $t_{vr} = 0,2$ mm, což potvrzuje výsledky z Goodmanova diagramu. Z hlediska bezpečnosti součásti i celého kompresoru může být tato geometrie doporučena jako nejvhodnější.

ZÁVĚR

Cílem této práce je analýza napětí klikové hřídele, používaného v pístových kompresorech, určených pro chladírenské aplikace. K tomuto účelu bylo v první řadě zapotřebí zjistit velikosti a formu namáhání hřídele, analyticky popsat vztahy pro výpočet působícího napětí a na jejich základě odhalit nejvíce namáhané oblasti. Tyto oblasti a jejich přesné hodnoty napětí byly dále ověřeny výpočty s pomocí metody konečných prvků. Za účelem snížení maximálních napětí v kritických oblastech byly navrženy varianty nových geometrií, jejichž vliv byl ověřen opětovnými výpočty a poté vyhodnoceny konkrétní míry zlepšení.

První část této práce popisuje teoretické základy mechaniky pevných těles, kde jsou shrnuty základní druhy namáhání, prostorová napjatost, únavové porušování a problematika vlivu vrubu na zvýšení napětí. Jsou zde také popsány základy metody konečných prvků a také chladírenství, kde jsou zmíněny jeho nejpoužívanější principy, mezi které patří právě chlazení kompresorové. Proto je zde dále také stručně uvedeno základní rozdělení kompresorů, princip funkce pístového kompresoru a jsou zde popsány jeho klíčové součásti včetně samotné klikové hřídele.

Praktická část se nejprve věnuje definici maximálního tlaku, vyplývajícího z konkrétní pracovní oblasti kompresoru, z něhož jsou poté vyvozeny jednotlivé závislosti sil od tlaku plynu na úhlu natočení hřídele. Tyto síly jsou nejprve rozloženy do složek, způsobujících zatížení samotné hřídele a poté rozloženy do směrů globálního souřadného systému. Na základě principu zatížením staticky určitého nosníku jsou početně určeny průběhy ohybových a kroutících momentů a posouvajících sil, které jsou v závislosti na úhlu natočení hřídele proměnné. Z průběhů namáhání jsou odvozeny průběhy napětí, jejichž hodnoty ve vrubech jsou navýšeny pomocí tvarového součinitele vrubu se záměrem odhadnout nejvíce namáhanou oblast součásti a zároveň úhel natočení hřídele, při kterém se nejvyšší zatížení vyskytuje, aby bylo možné na základě této situace definovat okrajové podmínky pro přesný výpočet pomocí metody konečných prvků. Záměrem práce je také posoudit únavovou životnost součásti, k čemuž je zapotřebí výpočtu středního napětí a amplitudy napětí. Protože je zatížení v průběhu otáčky proměnné, bylo nutno vyšetření průběhu napětí po obvodu nejvíce namáhaných průřezů hřídele. V kritických průřezech pak nalezení takového bodu průřezu, který podléhá nejhorší kombinaci středního napětí a amplitudy napětí. K tomu účelu bylo využito výpočtu bezpečnosti podle Goodmana a byly vytvořeny průběhy hodnot bezpečností všech bodů obvodu průřezů v průběhu otáčky hřídele, což umožnilo snadnou identifikaci nejnižších hodnot. Pro každý průřez byly na základě toho definovány dva úhly

natočení, při kterých působí nejvyšší a nejnižší napětí v konkrétním bodě vrubu. Tím je určeno zatížení pro následné výpočty pomocí metody konečných prvků, které byly provedeny se dvěma různými zatíženími pro vrub *VR3* a stejně tak pro vrub *VR4*. Výsledky FEM výpočtů potvrzují nejvíce namáhané oblasti vrubů, nalezené již analyticky, kdy vychází nejvyšší hodnoty napětí u vrubu *VR4*. Kontrolou únavové životnosti vynesemím naměřených hodnot napětí do Goodmanova diagramu bylo zjištěno, že u vrubu *VR4* není splněno kritérium bezpečnosti únavového porušení. Pro záměr snížení napětí pod bezpečnou mez je dále navrženo pět nových geometrií vrubů. Předběžná míra koncentrace napětí jednotlivých geometrií je odhadnuta pomocí výpočtu součinitele vrubu a následně ověřena výpočty pomocí metody konečných prvků. K vypočtení minimálního a maximálního napětí vrubu konkrétní geometrie je třeba dvou výpočtů. Pro prověření dalších pěti navržených geometrií u obou nejvíce namáhaných vrubů *VR3* a *VR4* bylo nutno vytvoření dalších dvaceti výpočtů. Výsledné hodnoty napětí byly i včetně hodnot napětí původní geometrie porovnány v Goodmanovu diagramu. Nejlepších hodnot bezpečnosti, podle Goodmanova kritéria pravděpodobnosti únavového porušení, je u vrubu *VR4* dosaženo u dvou navrhovaných geometrií s největším rádiusem vrubu $r_{vr} = 1,5$ mm, z nichž nejlépe vychází varianta s hloubkou $t_{vr} = 0,2$ mm, která má výslednou hodnotu bezpečnosti $k_u = 1,62$. U této varianty geometrie bylo dosaženo zlepšení bezpečnosti oproti původní variantě o 69,9 %. Na základě zjištěných informací je možno říci, že i při nejvyšších hodnotách zatížení je zde tedy zajištěno bezpečné fungování součásti na nekonečný počet cyklů a proto lze tuto geometrii doporučit pro použití u posuzované hřídele.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] SHIGLEY, Joseph E., Charles E. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. Brno: VUTIUM VUT, 2010, 1186 s. ISBN 9788021426290.
- [2] ROOSTAEI, Ali A. a Hamid JAHED. Cyclic Plasticity of Metals: Modeling Fundamentals and Applications. In: *Sciencedirect* [online]. Elsevier, 2022 [cit. 2022-12-10]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128192931000115>
- [3] PILKEY, Walter D. *Peterson's stress concentration factors*. 2. New York: John Wiley, 1997, 524 s. ISBN 0-471-53849-3.
- [4] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 167 s. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [5] BARKANOV, Evgeny. *Introduction to the finite element method*. 1. Riga: Institute of Materials and Structures Faculty of Civil Engineering Riga Technical University, 2001.
- [6] RAO, Singiresu S. *The finite element method in engineering*. 4th Edition. London: Elsevier Butterworth–Heinemann, 2005, 688 s. ISBN 0-7506-7828-3.
- [7] BOWER, Allan F. *Applied mechanics of solids*. Boca Raton: CRC Press, 2010. ISBN 978-1-4398-0247-2.
- [8] KUROWSKI, Pawel M. *Finite element analysis for design engineers*. Warrendale: United States: PA: SAE International, 2016, 284 s. ISBN 9780768082319.
- [9] FELIPPA, Carlos A. *Introduction to finite element methods* [online]. Colorado: University of Colorado, 2004 [cit. 2022-12-21]. Dostupné z: <http://www.vulcanhammer.org>
- [10] CAENDKOLESCH. Difference between h-method and p-method in FE Analysis (FEA). In: *Wordpress* [online]. 2019, Jan 15 [cit. 2022-12-22]. Dostupné z: <https://caendkoelsch.wordpress.com/2019/01/15/difference-between-h-method-and-p-method-in-fe-analysis-fea/>

- [11] HARISH, Ajay. What is Convergence in Finite Element Analysis?. In: *Simscale* [online]. 2022, November 4 [cit. 2022-12-25]. Dostupné z: <https://www.simscale.com/blog/convergence-finite-element-analysis/>
- [12] Investigating FEA Results (Mesh Convergence). In: *Valuedes.co* [online]. 2023 [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: <https://www.valuedes.co.uk/investigating-fea-results.html>
- [13] WHITMAN, William C., William M. JOHNSON, John A. TOMCZYK a Eugene SILBERSTEIN. *Refrigeration & air conditioning technology*. 7. Clifton Park, NY: Delmar cengage learning, 2013. ISBN 978-1-111-64447-5.
- [14] VARRASI, John. The History of Air Conditioning. *Asme* [online]. 2011, Jun 6 [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: <https://www.asme.org/topics-resources/content/global-cooling-the-history-of-air-conditioning>
- [15] Thermal Management of Electronics: Active vs Passive Cooling. In: *Arrow* [online]. 2020, Jan 31 [cit. 2022-12-28]. Dostupné z: <https://www.arrow.com/en/research-and-events/articles/thermal-management-of-electronics-active-vs-passive-cooling>
- [16] Liquid Cooling Theory and Application in Systems Design: Theoretical Framework and Characteristics. In: *Dsiventures* [online]. 2014 [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: <https://dsiventures.com/wp-content/uploads/2019/04/Liquid-Cooling-Theory-and-Application-in-Systems-Design.pdf>
- [17] VACKOVÁ, Světlá a Josef VACEK. Termoelektrické jevy v polovodičích a rostlinných produktech. In: *Odbornecasopisy* [online]. 2014 [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/termoelektricke-jevy-v-polovodicich-a-rostlinnych-produktech--10069>
- [18] TROTT, A. R. a T WELCH. *Refrigeration and Air-Conditioning*. 3. Oxford: Butterworth Heinemann, 2000. ISBN 075064219X.
- [19] Basic Refrigeration System Fundamentals - The Compression Cycle. *Berg-group* [online]. Berg Chilling Systems, 2021 [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: <https://berg-group.com/engineered-solutions/the-science-behind-refrigeration/>
- [20] Islanded ammonia power systems: Technology review & conceptual process design. In: *Reserchgate* [online]. 2019 [cit. 2023-01-20]. Dostupné z:

https://www.researchgate.net/figure/Left-Ammonia-vapor-pressure-as-function-of-temperature-Antoine-equation-parameters_fig1_335368233

- [21] DINCER, Ibrahim a Mehmet KANOĞU. *Refrigeration systems and applications*. 2. Chennai: Wiley, 2010. ISBN 978-0-470-74740-7.
- [22] What is scroll compressor: Working, construction & diagram. In: *Electricalworkbook* [online]. 2021, Jul 29 [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: <https://electricalworkbook.com/scroll-compressor/>
- [23] Semi-Hermetic Compressor Overview. In: *Rsl* [online]. [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: https://www.rsl.ca/userfiles/semi-hermetic_compressor_webex_training_april_2020.pdf
- [24] LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. *Kompresory*. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1994, 227 s. ISBN 80-01-01145-3.
- [25] ŽITEK, Pavel. Vzduchotechnika. In: *Ke.zcu* [online]. [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/old_web/_files/projekty/enazp/04/MMP/032_Vzduchotechnika_-_Zitek_-_P0.pdf
- [26] Crankshafts. In: *Sandvik* [online]. [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/industry-solutions/automotive/engine/crankshafts>
- [27] Compressor Connecting Rods. In: *Indiamart* [online]. [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/compressor-connecting-rods-3859040833.html>
- [28] Penjelasan Lengkap Tentang Crankshaft Mesin Mobil. In: *Teknisimobil* [online]. 2021, Jan 20 [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: <https://teknisimobil.com/dasar-otomotif/penjelasan-lengkap-tentang-crankshaft-mesin-mobil-20993/>
- [29] HOAG, Kevin a Brian DONDLINGER. *Vehicular Engine Design*. 2. Wien: Springer, 2016. ISBN 978-3-7091-1859-7.
- [30] BAČA, Josef. *Objemové tvárnenie: zápusťkové kovanie*. 1. V Bratislave: Slovenská technická univerzita, 2005. ISBN 80-227-2176-X.

- [31] WALBOLT, Jim. Crankshaft Selection Dictated by Design. In: *Enginebuildermag* [online]. 2008, Apr 16 [cit. 2023-01-20]. Dostupné z: <https://www.enginebuildermag.com/2008/04/crankshaft-selection-dictated-by-design/>
- [32] KOLEKTIV VÚNM A ČKD. *Naftové motory čtyřdobé: 1. Díl*. 2. Praha: Státní nakladatelství technické literatury + Slovenské vydavateľstvo technickej literatúry, 1962, 544 s.
- [33] SCHOLZ, Celestýn a Pavel RABEC. *Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru*. 1. Liberec: Technická univerzita, 2015. ISBN 978-80-7494-201-3.
- [34] BĚLOHLÁVEK, Luboš. *Polymery*. 30.9. Liberec: Střední odborné učiliště Svitavy, 2014. ISBN 978-80-88058-68-7.
- [35] Application Guideline: Copeland Stream Digitam. In: <https://climate.emerson.com> [online]. 2019 [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: <https://climate.emerson.com/documents/copeland-stream-digital-semi-hermetic-compressors-4mfd-13x-to-6mkd-50x-application-guidelines-en-gb-4157876.pdf>
- [36] Copeland Semi-Hermetic Compressor: User Manual. In: <https://sangchaigroup.com/> [online]. 2014 [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: https://sangchaigroup.com/wp-content/uploads/2019/11/Stream_User-Manual.pdf
- [37] LENZ, J. R. Polytopic Exponents for Common Refrigerants. In: *International Compressor Engineering Conference* [online]. 2002 [cit. 2023-04-05]. Dostupné z: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2527&context=icec>
- [38] SIMPSON, David A. *Practical Onshore Gas Field Engineering: Gas Compression* [online]. In: . Gulf Professional Publishing, 2017, s. 513-571 [cit. 2023-04-05]. ISBN 9780128130223,. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128130223000080>
- [39] BANNATINE, Julie A., Jess J. COMER a James J. HANDROCK. *Fundamentals of metal fatigue analysis*. London: Prentice-hall, 1990. ISBN 0-13-340191-X.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

2D	Dvourozměrné
3D	Trojrozměrné
<i>I</i>	Označení řezu hřídele
<i>II</i>	Označení řezu hřídele
<i>III</i>	Označení řezu hřídele
<i>IV</i>	Označení řezu hřídele
<i>V</i>	Označení řezu hřídele
<i>VI</i>	Označení řezu hřídele
<i>a</i>	Zrychlení
a_p	Petersonova konstanta
b_k	Šířka ramene kliky
<i>b</i>	Koeficient
<i>c</i>	Vzdálenost od osy ohybu
d_{vr}	Nejmenší průměr hřídele s vrubem
<i>f</i>	Koeficient tření
<i>h</i>	Výška ramene kliky
<i>k</i>	Koeficient bezpečnosti
k_u	Kritérium mezního stavu únavy
m_1	Hmotnost jednotlivých částí zalomení
m_2	Hmotnost jednotlivých částí zalomení
m_3	Hmotnost jednotlivých částí zalomení
m_c	Hmotnost rotačních hmot
m_i	Hmotnost jednotlivých částí zalomení
m_o	Hmotnost ojnice
m_{o1}	Redukovaná hmotnost ojnice-posuvná

m_{o2}	Redukovaná hmotnost ojnice-rotační
m_{ps}	Hmotnost pístní skupiny
m_r	Hmotnost rotujících částí hřídele
m_s	Hmotnost posuvných hmot
n	Polytropický index
p	Tlak
p_2	Aktuální tlak
p_a	Atmosférický tlak
p_s	Sací tlak
p_v	Výtlačný tlak
q	Citlivost vrubu
r	Rameno klikového hřídele
r_1	Poloměr části zalomení 1
r_2	Poloměr části zalomení 2
r_3	Poloměr části zalomení 3
r_i	Poloměr části zalomení
r_{vr}	Rádus vrubu
r_{x1-6}	Průmět ramene kliky do osy x
r_{y1-6}	Průmět ramene kliky do osy y
t_{vr}	Zahloubení vrubu
x	Dráha pístu
C	Koeficient
CAD	Computer aided design
CFD	Computational fluid dynamics
D_{hr}	Průměr hřídele
D_{oj}	Průměr ojnicního čepu

D_v	Vrtání válce
D_{vr}	Největší průměr hřídele s vrubem
E	Modul pružnosti v tahu
F	Síla
F_c	Celková síla pístní skupiny
F_n	Normálová síla
F_o	Ojniční síla
F_p	Síla od tlaku
F_{pos}	Setrvačná síla posuvných částí
F_r	Radiální síla
F_{rc}	Celková radiální síla
F_{rod}	Rotační odstředivá síla
F_t	Tangenciální síla
F_{x1-6}	Složka síly ve směru x válce 1–6
F_{y1-6}	Složka síly ve směru y válce 1-6
FEA	Finite element analysis
FEM	Finite element method
G	Modul pružnosti ve smyku
H	Zdvih válce
J_x	Kvadratický moment průřezu
J_y	Kvadratický moment průřezu
J_z	Kvadratický moment průřezu
J_p	Polární kvadratický moment průřezu
K_f	Součinitel vrubu
K_t	Tvarový součinitel vrubu
K_{tr}	Tvarový součinitel pro tečná napětí

L	Vzdálenost ložisek
L_{1-6}	Vzdálenost os válců 1-6 od počátku
L_{oj}	Délka ojnice (rozteč os)
L_{V1-V6}	Vzdálenost vrubů 1-6 od počátku
M_o	Ohybový moment
M_{ox}	Složka ohybového momentu v rovině x
M_{oy}	Složka ohybového momentu v rovině y
M_{k1-6}	Kroutící moment válce 1-6
M_{k-max}	Maximální kroutící moment
N	Počet cyklů
R_1	Oblast ramene 1
R_2	Oblast ramene 2
R_3	Oblast ramene 3
R_a	Reakce a
R_{ax}	Složka reakce a ve směru x
R_{ay}	Složka reakce a ve směru y
R_b	Reakce b
R_{bx}	Složka reakce b ve směru x
R_{by}	Složka reakce b ve směru y
R_e	Mez kluzu
R_m	Mez kluzu v tahu
R_{mc}	Mez kluzu v tlaku
R_{se}	Mez kluzu ve smyku
S_{1000}	Napětí pro životnost 1000 cyklů
S_n	Napětí při konstantní životnosti
T	Posouvající síla

T_{\max}	Maximální posouvající síla
T_x	Složka posouvající síly ve směru x
T_y	Složka posouvající síly ve směru y
V_1	Původní objem
V_2	Aktuální objem
$VR1$	Vrub číslo 1
$VR2$	Vrub číslo 2
$VR3$	Vrub číslo 3
$VR4$	Vrub číslo 4
$VR5$	Vrub číslo 5
$VR6$	Vrub číslo 6
W_o	Modul průřezu v ohybu
W_{o-hr}	Modul průřezu v ohybu hřídele
W_{o-oj}	Modul průřezu v ohybu ojnicního čepu
W_{o-r}	Modul průřezu v ohybu ramene kliky
α	Úhel natočení hřídele
α_{1-6}	Úhel natočení válců 1-6
β	Úhel natočení ojníc
β_{1-6}	Úhel natočení ojnice 1 - 6
γ_z	Zkos
γ	Úhel pootočení bodu na hřídeli
δ	Úhel rozdělení ploch ojnicního čepu
Δp	Rozdíl tlaků
ε_f	Deformace
μ	Poissonovo číslo
ρ	Vzdálenost od středu

λ	Měrná energie napjatosti
λ_d	Měrná energie napjatosti změny tvaru
λ_k	Poměr r ku L_{oj}
λ_v	Měrná energie napjatosti změny objemu
σ	Napětí
σ_I	První normálové napětí
σ_{II}	Druhé normálové napětí
σ_{III}	Třetí normálové napětí
σ_a	Amplituda napětí
σ_c	Mez únavy
σ_c^*	Korigovaná mez únavy
σ_m	Střední napětí
σ_{max}	Maximální napětí
σ_{min}	Minimální napětí
σ_{nom}	Nominální napětí
σ_{red}	Redukované napětí
σ_x	Sožka napětí ve směru x
σ_y	Sožka napětí ve směru y
σ_z	Sožka napětí ve směru z
τ	Smykové napětí
τ_{dov}	Dovolené smykové napětí
τ_{k-max}	Maximální napětí od krutu
τ_{p-max}	Maximální napětí od smyku
τ_{max}	Maximální smykové napětí
τ_{nom}	Nominální smykové napětí
τ_{xy}	Složka napětí roviny x ve směru y

τ_{xz}	Složka napětí roviny x ve směru z
τ_{yx}	Složka napětí roviny y ve směru x
τ_{yz}	Složka napětí roviny y ve směru z
τ_{zx}	Složka napětí roviny z ve směru x
τ_{zy}	Složka napětí roviny z ve směru y
φ	Úhel přesazení
ω	Úhlová rychlost

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Prostý ohyb [1].....	11
Obrázek 2 Napětí u prostého ohybu [1].....	12
Obrázek 3 Krut [1].....	13
Obrázek 4 Složky napětí [1]	14
Obrázek 5 Rovinná napjatost [1]	15
Obrázek 6 Maximální smykové napětí [1]	17
Obrázek 7 Porovnání teorií Von Mises a Tresca [2]	18
Obrázek 8 Coulomb-Mohrova teorie [1]	20
Obrázek 9 Cykly zatížení [34]	21
Obrázek 10 Lomové plochy [1]	21
Obrázek 11 Wöhlerova křivka [1]	22
Obrázek 12 Vliv tvaru vrubu na velikost napětí [3]	23
Obrázek 13 Typy prvků [9]	27
Obrázek 14 H-prvky a P-prvky [10]	28
Obrázek 15 Konvergence [11].....	28
Obrázek 16 Výsledky analýzy [12]	30
Obrázek 17 Vypařovací teplota čpavku [20]	33
Obrázek 18 Chladírenský okruh [13].....	34
Obrázek 19 Typy kompresorů [21][22]	35
Obrázek 20 Otevřený kompresor [13]	36
Obrázek 21 Hermetický kompresor [13]	36
Obrázek 22 Polo-hermetický kompresor [23]	37
Obrázek 23 Pístový kompresor [23]	37
Obrázek 24 Fáze komprese [13]	38
Obrázek 25 Indikátorový diagram [25]	39
Obrázek 26 Součásti klikového mechanismu [13]	39
Obrázek 27 Pístní kroužky[13]	40
Obrázek 28 Ojnice [27].....	40
Obrázek 29 Kliková hřídel [26]	40
Obrázek 30 Uspořádání hřídelí [28]	41
Obrázek 31 Struktura materiálu hřídelí [31].....	42
Obrázek 32 Síly klikového mechanismu [32].....	44
Obrázek 33 Řez kompresorem [35]	47
Obrázek 34 Klikový mechanismus	48

Obrázek 35 Pořadí po sobě jsoucích kompresí	48
Obrázek 36 Pracovní oblast kompresoru [36]	51
Obrázek 37 Klikový mechanismus	52
Obrázek 38 Závislost tlaku ve válci na natočení hřídele	53
Obrázek 39 Závislost síly od tlaku plynu na natočení hřídele	54
Obrázek 40 Síly rotačních a posuvných hmot	54
Obrázek 41 Závislost zrychlení pístu na natočení hřídele	57
Obrázek 42 Síly od posuvných hmot	57
Obrázek 43 Pořadí po sobě jdoucích kompresí	58
Obrázek 44 Celkový průběh sil od tlaku plynů za otáčku hřídele	60
Obrázek 45 Úhly v klikovém mechanismu	60
Obrázek 46 Síly působící na píst	61
Obrázek 47 Rozklad ojnicích sil	62
Obrázek 48 Rozklad ojnicích sil	64
Obrázek 49 Průběhy kroutících momentů	65
Obrázek 50 Síly v rovinách x a y	66
Obrázek 51 Posouvající síla	70
Obrázek 52 Průběhy ohybových momentů hřídele	71
Obrázek 53 Průběhy ohybových momentů v řezech	72
Obrázek 54 Průběhy ohybového napětí	73
Obrázek 55 Průběhy redukovaného napětí	74
Obrázek 56 Tvarový součinitel vrubu [3]	75
Obrázek 57 Redukovaného napětí vrubů	75
Obrázek 58 Průběh napětí na obvodu hřídele	76
Obrázek 59 Průběh napětí na obvodu natočené hřídele	77
Obrázek 60 Průběhy redukovaného napětí vrubu	78
Obrázek 61 Průběhy maximálních napětí vrubu $VR3$	78
Obrázek 62 Průběhy maximálních napětí vrubu $VR4$	79
Obrázek 63 Průběh součinitele k_u vrubů $VR3$ a $VR4$	81
Obrázek 64 Geometrický model hřídele	82
Obrázek 65 Geometrický model vrubů	83
Obrázek 66 2D síť – profil vrubu	83
Obrázek 67 3D prvky vrubu	84
Obrázek 68 FEM model hřídele	85
Obrázek 69 Propojení RBE3	85

Obrázek 70 Nastavení stupňů volnosti vazeb	86
Obrázek 71 Aplikace zatěžujících sil.....	87
Obrázek 72 Výsledky napětí Max Principal	89
Obrázek 73 Aproximace hodnot napětí	90
Obrázek 74 Porovnání maximálních napětí $VR3/VR4$	91
Obrázek 75 Goodmanův diagram vrubů $VR2/VR3/VR4/VR5$	91
Obrázek 76 Výsledky napětí vrubu $VR4$	94
Obrázek 77 Goodmanův diagram geometrií vrubu $VR3$	96
Obrázek 78 Goodmanův diagram geometrií vrubu $VR4$	97

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Materiálové vlastnosti.....	49
Tabulka 2 Hmotnosti písní skupiny	55
Tabulka 3 Hmotnosti a poloměry zalomení.....	56
Tabulka 4 Parametry hřídele.....	59
Tabulka 5 Složky sil F_x	63
Tabulka 6 Složky sil F_y	63
Tabulka 7 Případy nejvyššího napětí.....	81
Tabulka 8 Okrajové podmínky	87
Tabulka 9 Výsledné hodnoty napětí a bezpečnosti.....	90
Tabulka 10 Návrh geometrií vrubu.....	93
Tabulka 11 Porovnání výsledků vrubu <i>VR3</i>	95
Tabulka 12 Porovnání výsledků vrubu <i>VR4</i>	96
Tabulka 13 Porovnání životnosti geometrií nejkritičtějšího vrubu <i>VR4</i>	98