



# ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

---

## FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Optimalizácia a odľahčenie násady na rýpadle**

**Optimization and mass reduction of the arm of the excavator**

Diplomová práca

Študijný program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ  
Študijný odbor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika  
Zameranie: Motorová vozidla

Vedúci práce: Ing. Michal Vašíček, Ph.D.

**Bc. Matej Baláž**

---

Praha 2017

## **Prehlásenie**

Prehlasujem, že som diplomovú prácu s názvom: „Optimalizácia a odľahčenie násady na rýpadle“ vypracoval samostatne pod vedením Ing. Tomáša Dušánka a Ing. Michala Vašíčka, Ph.D., s použitím literatúry uvedenej na konci mojej diplomovej práce v zozname použitej literatúry.

V Prahe 27. 06. 2017

.....  
Bc. Matej Baláž

## **Pod'akovanie**

Touto cestou vyslovujem pod'akovanie Ing. Tomášovi Dušánkovi a Ing. Michalovi Vašíčkovi, Ph.D. za odborné vedenie, cenné rady, odbornú pomoc, konzultácie a pripomienky pri vypracovaní mojej diplomovej práce.

Osobitné pod'akovanie patrí mojim rodičom a mojim najbližším za ich podporu počas celého štúdia.

# Anotačný list

Meno autora:	<b><i>Bc. Matej Baláž</i></b>
Názov DP:	<i>Optimalizácia a odľahčenie násady na rýpadle</i>
Anglický názov:	Optimization and mass reduction of the arm of the excavator
Rok:	2017
Študijný program:	N 2301 Strojní inženýrství
Študijný odbor:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Zameranie:	Motorová vozidla
Ústav:	<i>Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel</i>
Vedúci DP:	<i>Ing. Michal Vašíček, Ph.D.</i>
Konzultant:	<i>Ing. Tomáš Dušánek</i>
Bibliografické údaje:	počet strán 77 počet obrázkov 68 počet tabuliek 00 počet príloh 03
Kľúčové slová:	násada, MKP, optimalizácia, vysokopevnostná oceľ, únava, životnosť, stabilita
Keywords:	arm, FEM, optimization, high-strength steel, fatigue, durability, stability

Anotácia: Táto diplomová práca sa zaoberá výkladom teórie metódy konečných prvkov, jej odvodením a následným všeobecným návodom pre použitie v praxi. Ďalej práca objasňuje, čo ovplyvňuje pevnosť zvarovaných vysokopevnostných ocelí pri časovo premenlivom zaťažení. V praktickej časti sa práca sústreďuje na určenie síl pôsobiacich na násadu a použitie týchto síl ako okrajových podmienok pre numerický výpočet pomocou metódy konečných prvkov. Nasleduje prispôbenie plechov na násadu z nového materiálu, výpočet napätia na novej násade a výpočet stability stroja s novou násadou.

Abstract: This master's thesis is focused on interpretation of finite elements method theory, its deduction and subsequent general approach for use in practice. Further, the thesis examines influences of time varying loads on strength of welded high-strength steels. Practical part of thesis is focused on determining of forces loading the arm of excavator and using these forces as boundary conditions for numerical calculation using the finite elements method. The following part of thesis solves material and dimensional adjustment of sheetmetal for modified arm, calculation of stress and stability of machine with modified arm.

# Obsah

Úvod.....	1
1 Skúmaná súčasť .....	2
2 Metóda konečných prvkov (MKP) .....	4
2.1 História a rozvoj MKP .....	4
2.2 Princíp MKP .....	5
2.3 Postup pri riešení úlohy pomocou MKP .....	10
2.3.1 Vloženie CAD modelu a priradenie vlastností .....	10
2.3.2 Určenie okrajových podmienok .....	10
2.3.3 Generovanie siete a typy elementov .....	11
2.3.4 Kontrola kvality siete .....	14
2.3.5 Vlastný výpočet .....	16
2.3.6 Výsledky.....	16
3 Životnosť a únava .....	18
3.1 História poznávania únavy materiálu .....	18
3.2 Charakteristika, vznik a rozdelenie únavy základného materiálu .....	19
3.3 Únava zváraných spojov.....	22
3.3.1 Burr Grinding.....	24
3.3.2 TIG - dressing .....	24
3.3.3 HFMI .....	25
4 Určenie síl pôsobiacich na konštrukciu .....	29
4.1 Zaťaženie od rypnej sily.....	29
4.2 Zaťaženie od momentu motoru otáčajúceho kabínou.....	36
4.3 Schematické zavedenie okrajových podmienok na násadu.....	38
5 Výpočet pomocou MKP.....	39
5.1 Výpočet v programe Creo Simulate .....	39

5.2	Výpočet v programe Abaqus/CAE .....	43
5.2.1	Výpočet napätia na pôvodnej násade .....	43
5.2.2	Výpočet napätia na násade z tenších plechov .....	52
5.2.3	Výpočet napätia na násade z tenších plechov s výrezom .....	54
6	Výpočet stability stroja .....	56
6.1	Stabilita pri konfigurácií „blade up“ .....	56
6.2	Stabilita pri konfigurácií „blade down“ .....	60
7	Finančné náklady na nový materiál násady .....	62
	Záver .....	63
	Zoznam použitej literatúry .....	64
	Zoznam obrázkov .....	68
	Zoznam príloh .....	71

## Úvod

Použitie výpočtovej techniky a rôzneho software-u v technickej praxi si dnes už nie je možné odmyslieť. Výpočtové metódy MKP (metóda konečných prvkov) sú dnes bežné viac či menej vo všetkých disciplínach technickej praxe, tak pri hrubom návrhu súčasti konštruktérom (keď zisťuje približné rozloženie napätia na súčasti a následne model podľa toho upravuje), ako aj pri detailnom popise namáhania súčasti a zisťovaní špičiek napätia, deformácií, alebo bezpečnosti rôznych konštrukcií. Programy MKP nám dokážu pomerne presne určiť namáhanie aj zložitých a členitých súčastí nielen pri malých deformáciách, čo by ručne v reálnom čase nebolo možné.

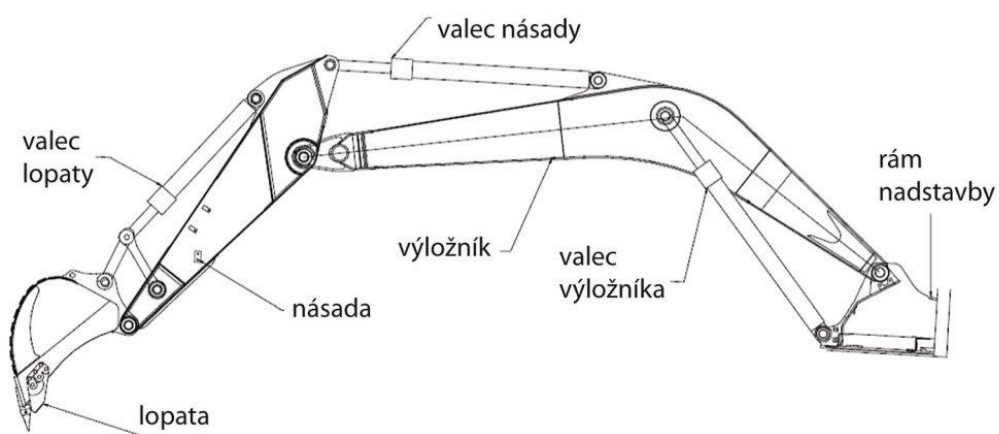
Mojou úlohou bude optimalizovať násadu stavebného stroja za použitia kvalitnejšieho materiálu z vysokopevnostnej ocele Strenx od švédskej firmy SSAB AB. S tým je spojené určenie síl, ktoré na danú násadu pôsobia a následné vytvorenie MKP modelu. Keďže bude materiál kvalitnejší (medza klzu až 1300 MPa), jeho konečná hmotnosť bude menšia, čo bude mať vplyv na stabilitu stroja, zmenšenie vynaloženej energie na ovládanie pracovného zariadenia (tým pádom zníženie emisií, zmenšenie protizávažia/zväčšenie maximálneho nákladu/získanie priestoru v oblasti motoru). Charakteristika nového materiálu je uvedená v Prílohe č.1.

## 1 Skúmaná súčasť

V tejto práci sa zaoberám optimalizáciou násady rýpadla od firmy Bobcat.



obr. 1: Rýpadlo od firmy Bobcat (1)



obr. 2: Pracovné zariadenie bežného rýpadla (2)

Na obr. 2 je možno vidieť, kde na pracovnom zariadení sa mnou skúmaná násada nachádza.





*obr. 3: Porovnanie násad od rôznych výrobcov (3), (4), (5)*

Na obr. 3 sú znázornené rôzne prevedenia násady, kde pri všetkých je na prvý pohľad možno vidieť napríklad rozloženie ohybového momentu od rypnej sily (vo vrchnej časti je ohybový moment najväčší a teda je tam násada najmohutnejšia). Násada má vždy uzavretý profil z dôvodu prípadného nasadenia v prašnom, prípadne mokrom prostredí – špina a voda by sa mohli v profile usádzať.

Na ľavom a strednom obrázku (obr. 3) je tiež vidno, že je možné pracovný hydraulický valec pripojiť taktiež zo spodnej strany násady, napríklad pre iný typ práce ako hĺbkové rýpanie – napríklad uzavretie lopaty zhora, aby sa prípadný náklad nevysypal, prípadne pri práci s kliešťami. Ja sa však budem v tejto diplomovej práci podľa zadania zaoberať zaťažením len od hĺbkového rýpania, čiže pri použití hĺbkovej lopaty tak, ako je to znázornené na obr. 3.

## 2 Metóda konečných prvkov (MKP)

### 2.1 História a rozvoj MKP

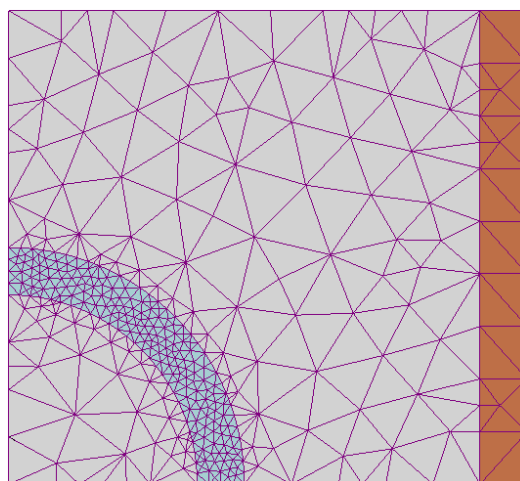
Riešenie kombinovaného namáhania aj na veľmi jednoduchej súčasti je veľmi komplikované, pri zložitejších súčastiach je to analytickou cestou dokonca nemožné. Preto sa technická prax vydala cestou numerickej. Počiatky metódy konečných prvkov (MKP) siahajú už do doby druhej svetovej vojny, keď **Alexander Hrennikoff** (1941) a **Richard Courant** (1942) rozdelili spojitú oblasť do konečného počtu samostatných podoblastí (6). Za skutočný vznik metódy konečných prvkov sa považuje rok 1956, kedy sa v americkom výskumnom ústave aeronautickej a kozmickej techniky v Ohio (Wright Paterson Air Force Base) v tíme pod vedením profesora R. W. Clougha začala táto metóda vyvíjať. Jej výskum bol podmienený „mesačným“ programom Apollo v oblasti vývoja a konštrukcie nosných rakiet. Po rozboře sa zistilo, že úloha nebola splniteľná pri danom objeme financií experimentom a tak museli inžinieri siahnuť po numerickej metóde. Tieto metódy sa spočiatku využívali len na vojenské účely, preto táto metóda bola dlhý čas verejnosti utajená. Až o desaťročie sa začala uplatňovať aj v civilnom sektore. Zaujímavosťou je, že MKP sa niekoľko rokov používala bez jasného dôkazu jej konvergenzie a teda nebola matematicky podložená až do roku 1973, keď Gilbert Strang publikoval knihu *An Analysis of the Finite Element Method* (7).

Princípy MKP sú už teda známe dlhšiu dobu, avšak významný rozvoj MKP zaznamenala až s príchodom dostatočne výkonných počítačov, ktoré zadané úlohy dokážu riešiť s dostatočnou rýchlosťou. Spočiatku sa vývoj MKP sústredil hlavne do univerzitného prostredia v súvislosti s riešením výskumných úloh. Neskôr, s pribúdajúcim počtom inžinierskych aplikácií sa začalo MKP vyvíjať čisto na komerčnej báze. MKP sa postupne stala kompatibilnou s CAD systémami, čím sa viac priblížila konštruktérom (6). Dnes už „veľké“ MKP programy ako Abaqus, NASTRAN, KOSMOS, MARC alebo ANSYS dokážu niektoré základné možnosti modelovania v 3-D a naopak, rôzne CAD systémy majú v sebe zabudovaný procesor na základné jednoduché výpočty MKP. Keďže je táto metóda všeobecná, časom sa

MKP mohla rozšíriť aj na použitie v problémoch žiarenia, vedenia tepla, elektromagnetizmu, akustike a i.

## 2.2 Princíp MKP

Ako je vyššie spomenuté, MKP je numerická metóda riešenia namáhania súčasti pomocou diskretizácie kontinua. Kontinuum sa rozdelí na konečný počet **elementov**, na ktorých vrcholoch sú **uzly (nodes)** (obr. 4). V týchto uzloch sa potom počítajú potrebné hodnoty (posuvy), z ktorých sa potom ďalej počítajú požadované veličiny, ako napríklad napätie a deformácie.



obr. 4: Ukážka siete na výpočet MKP (8)

Je dokázané, že platí princíp minima **celkovej potenciálnej energie systému**  $\Pi$ , ktorú získame zo vzťahu [1], kde  $U$  je **vnútorná deformačná energia** a  $W$  je **potenciál akčných vonkajších síl** (je to **záporne** vzatá potenciálna energia zaťažujúcich síl). Pri rozložení kontinua na elementy zároveň platí, že celková deformačná energia sa rovná súčtu deformačných energií jednotlivých elementov a celkový potenciál vonkajších síl je súčtom potenciálov vonkajších síl na jednotlivých elementoch „i“. Potenciál akčných vonkajších síl môžeme ďalej rozdeliť na **potenciál od objemových síl**  $W_i^B$  a **potenciál od povrchových síl**  $W_i^S$ . (9 s. 27).

$$\Pi = U + W = \sum_{i=1}^N U_i + \sum_{i=1}^N W_i = \sum_{i=1}^N U_i + \sum_{i=1}^N W_i^B + \sum_{i=1}^N W_i^S \quad [1]$$

Ďalej platí vzťah [2],

$$K_i = \int_{V_i} N_i^T \cdot B^T \cdot D_i \cdot B \cdot N_i \, dV_i \quad [2]$$

kde  $K_i$  je **matica tuhosti i-tého elementu**,  $V_i$  je objem elementu,  $N_i$  je tzv. **matica tvarových funkcií** (operuje na vektore uzlových posuvov tak, že výsledkom je interpolácia poľa posuvov v elemente) a  $B$  je **matica diferenciálnych operátorov**, ktorá z posuvov počíta deformácie (viď vzťah [17]). Vynásobením týchto dvoch matíc dostaneme tzv. **maticu operátoru uzlových posuvov na deformácie**  $B_i$  medzi pomerným pretvorením (deformáciami) v elemente a posuvmi v uzloch elementu [3] (9 s. 64).

$$B_i = B \cdot N_i \quad [3]$$

$D$  je tzv. **matica tuhosti materiálu (matica elastických konštánt)** (viď vzťah [18]).

Vzťah [2] ďalej vložíme do vzťahu [4] pre **vnútornú deformačnú energiu elementu**  $U_i$ ,

$$U_i = \int_{V_i} \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_i^T \cdot D_i \cdot \varepsilon_i \, dV_i = \int_{V_i} \frac{1}{2} \cdot u_i^T \cdot N_i^T \cdot B^T \cdot D_i \cdot B \cdot N_i \cdot u_i \, dV_i = \frac{1}{2} \cdot u_i^T \cdot K_i \cdot u_i \quad [4]$$

kde  $u_i$  sú nezávislé hľadané premenné (**posuvy v uzloch elementu**) a  $\varepsilon_i$  sú **deformácie v elemente**.

Po vyjadrení  $U_i$ ,  $W_i^B$  a  $W_i^S$  získame vzťah [5], kde  $X_i$  a  $p_i$  sú **vonkajšie sily dané objemovou a plošnou intenzitou pôsobiace na element „i“** (10 s. 33)

$$\Pi = U + W = \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \cdot u_i^T \cdot K_i \cdot u_i - \sum_{i=1}^N \int_{V_i} X_i^T \cdot u_i \, dV_i - \sum_{i=1}^N \int_{S_i} p_i^T \cdot u_i \, dS_i \quad [5]$$

Hľadáme minimum  $\Pi$  (je možné dokázať, že  $\Pi$  je vždy kladné), a teda zderivujeme ho podľa posuvu a deriváciu položíme rovnú 0 [6].  $F_i^B$  a  $F_i^S$  sú **vonkajšie objemové a plošné sily na elemente „i“**.

$$\frac{d\Pi}{du} = 0 = \sum_{i=1}^N K_i \cdot u_i - \sum_{i=1}^N F_i^B - \sum_{i=1}^N F_i^S \quad [6]$$

Vo vzťahu [1] je vidieť, že je možné hodnoty  $K_i$ ,  $u_i$  a  $F_i$  jednotlivých elementov sčítať. To platí ale len v prípade, že sú matice a vektory vyjadrené v spoločnom globálnom súradnicovom systéme. V MKP sa z dôvodu skrátenia výpočtového času napríklad matica tuhosti elementu počíta často najskôr v lokálnych súradniciach, pretože často má veľké množstvo elementov v svojich jednotlivých lokálnych systémoch rovnakú alebo podobnú maticu tuhosti. Tieto lokálne súradnicové systémy môžu byť a sú voči sebe rôzne posunuté a natočené. Je teda potrebné poznať prevodový vzťah medzi lokálnym a globálnym súradnicovým systémom. Tento vzťah určujú tzv. **transformačné matice**, ktorými jednoducho vynásobíme hodnoty z lokálnych súradníc (10 s. 21).

Teraz keď poznáme hodnoty  $K_i$ ,  $u_i$  a  $F_i$  jednotlivých elementov v globálnych súradniciach, môžeme ich sčítať a vytvoriť základnú rovnicu MKP, a to vzťah [7], kde  $K$  je tzv. **globálna matica tuhostí** (zložená z matíc tuhostí jednotlivých elementov),  $\Delta$  je **globálna matica posuvov** (posuvy v uzloch na jednotlivých elementoch) a  $F$  je **globálna matica zaťaženia**. (9 s. 68)

$$K \cdot \Delta = F \quad [7]$$

Sústava zatiaľ nemá jednoznačné riešenie bez nenulovej pravej strany, pretože matica  $K$  je singulárna, preto do výpočtu ďalej vstupujú okrajové podmienky (pravá strana rovnice), ktoré riešenie jednoznačne určia. Môžeme si to predstaviť tak, že ak by sme napríklad predmetom len voľne v priestore posúvali (otáčali ho) bez toho, že by sa zmenila vzájomná poloha jeho uzlov, tak by posuvy uzlov boli v globálnom systéme nenulové, ale nevznikali by v ňom žiadne deformácie a teda ani žiadne napätie a ekvivalentné vonkajšie sily (9 s. 68).

Do vyššie uvedených rovníc ďalej použijeme 15 rovníc z teórie všeobecnej pružnosti, a to:

- **3 rovnice rovnováhy**: musia platiť pre každý bod telesa, pokiaľ je toto teleso v rovnováhe; uplatňujú sa pri aplikovaní zaťaženia telesa (9 s. 14)

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + f_x^B = 0 \quad [8]$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + f_y^B = 0 \quad [9]$$

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + f_z^B = 0 \quad [10]$$

• **6 geometrických rovníc:** tzv. **Cauchyho vzťahy** nám určujú pomerné geometrické zmeny v telese vzhľadom na jeho pôvodný stav pred zaťažením; s ich pomocou dokážeme z posuvov (ako výsledok riešenia sústavy algebraických rovníc) vypočítať **pretvorenie (deformácie)** (9 s. 13)

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u_x}{\partial x} \quad [11]$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{\partial u_y}{\partial y} \quad [12]$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad [13]$$

$$\varepsilon_{xy} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \quad [14]$$

$$\varepsilon_{yz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \quad [15]$$

$$\varepsilon_{zx} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) \quad [16]$$

Alebo maticovo (9 s. 14):

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{bmatrix} = \underline{\underline{B}} \cdot \underline{\underline{u}} \quad [17]$$

kde **B** je tzv. matica diferenciálnych operátorov.

• **6 konštitutívnych vzťahov**: sú to vzťahy medzi deformáciami a napätosťou (rozvinutý Hookov zákon); umožňujú nám z deformácií vypočítať výsledné napätie. Ich zápis je pomocou matice možno vyjadriť nasledovne,

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \\ \varepsilon_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & -\frac{\nu}{E} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu}{E} & -\frac{\nu}{E} & \frac{1}{E} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \underline{\underline{D}}^{-1} \cdot \underline{\underline{\sigma}} \quad [18]$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad [19]$$

pričom platí vzťah [19], kde **E** je **Youngov modul (modul pružnosti)**, **ν** je **Poissonovo číslo** a **G** je **modul pružnosti v šmyku**. (11)

Týmito vzťahmi je možné sa dopracovať k jednoznačnému riešeniu.

## 2.3 Postup pri riešení úlohy pomocou MKP

Riešenie úloh v MKP môžeme rozdeliť na 3 základné časti, a to:

- **preprocessing** – príprava, vytvorenie geometrie a zadanie okrajových podmienok
- **simulation** – vlastný výpočet úlohy, ktorý v závislosti na náročnosti úlohy môže trvať niekoľko minút, ale aj niekoľko dní
- **postprocessing** – vyhodnotenie vypočítaného výsledku, grafické zobrazenie, farebné schémy napätí a deformácií... (12)

### 2.3.1 Vloženie CAD modelu a priradenie vlastností

Je to úvodná časť preprocessingu. 3D model je dnes už možné v MKP systéme priamo vytvoriť, prípadne ho vložiť z iného CAD programu. Vloženému modelu musíme priradiť materiálové vlastnosti, prípadne, ak sa skladá z viacerých súčastí, je potrebné definovať medzi nimi väzby a interakcie.

### 2.3.2 Určenie okrajových podmienok

V tomto bode je dôležité správne navoliť okrajové podmienky (veľmi veľký vplyv na výsledok) - väzby, kontakty a akčné sily pôsobiace na súčasť. Všetky okrajové podmienky je nutné z hľadiska výpočtu voliť čo najjednoduchšie, avšak nie príliš, aby to neovplyvnilo kvalitu výpočtu, čo je veľmi náročné.

Okrajové podmienky môžu byť:

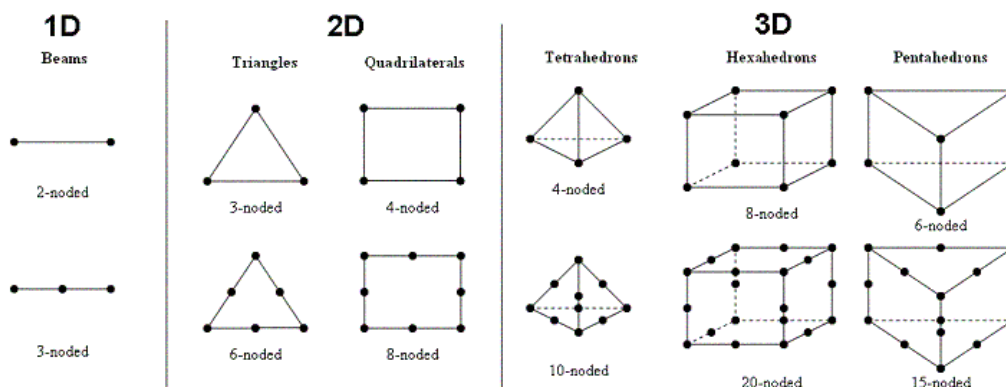
- **silové** – pri aplikácii sily musí byť zaistená rovnováha vnútorných a vonkajších síl; delia sa na objemové (účinky silových polí - napríklad tiažové zrýchlenie), plošné (napríklad tlak) alebo sústredené sily (sú sústredené do jedného uzlu) (9 s. 150)
- **kinematické** – neudáva nám akčnú silu, ale posuv, ktorý vznikne po jej aplikácii (9 s. 16); môžu byť lineárne (napríklad posuv v smere osi), alebo nelineárne, kde posuv udáva určitá krivka (9 s. 149)



- **kombinované** – ide o kombináciu predošlých 2 typov okrajových podmienok, kde máme zadané zároveň silové aj kinematické okrajové podmienky

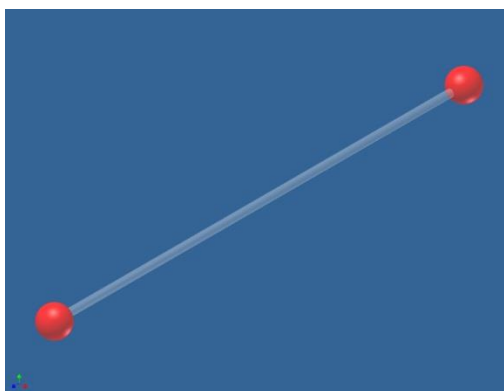
### 2.3.3 Generovanie siete a typy elementov

Model ako kontinuum rozdelíme na konečnú diskretizovanú štruktúru prvkov. Na obr. 4 je príklad rozdelenia plošnej spojitej oblasti. Vo všeobecnosti však môžeme vytvárať aj 1D-elementy pri jednorozmerných úlohách, prípadne 3D-elementy pri priestorových úlohách. Na obr. 5 môžeme vidieť rôzne typy elementov pre rôzne dimenzie: horný riadok - lineárne elementy, spodný riadok - kvadratické elementy. Líšia sa tým, že kvadratické majú ešte navyše uzly v strede hrany medzi každými dvoma vrcholmi. Tvar elementu nám ovplyvňuje možnosti sieťovania súčasti (jej rozdelenie na konečný počet prvkov), rýchlosť a presnosť výpočtu.

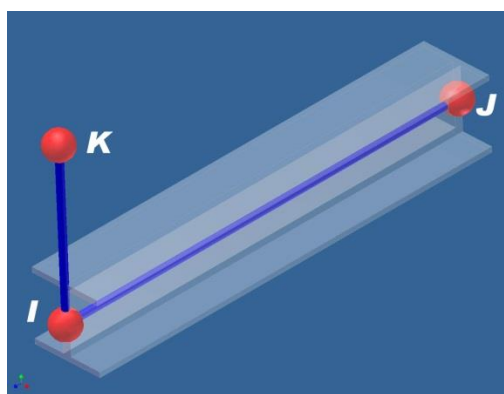


obr. 5: Typy elementov v rôznych dimenziách (13)

Na obr. 5 v ľavej časti môžeme vidieť jednorozmerné typy elementov. Sú to najjednoduchšie typy, ktoré sa používajú najmä v prípade, keď je prierez súčasti konštantný a je výrazne menší než jej dĺžka (jeden rozmer je výrazne väčší než zvyšné dva). Tieto sa podľa definície môžu deliť buď na tzv. **tyče**, ktoré dokážu prenášať len ťah a tlak (obr. 6) a tzv. **nosníky**, ktoré prenášajú ťah, tlak, ohyb aj krut (obr. 7 - profil nosníku je tu zobrazený len pre názornosť, v skutočnosti je element len modrá čiara).



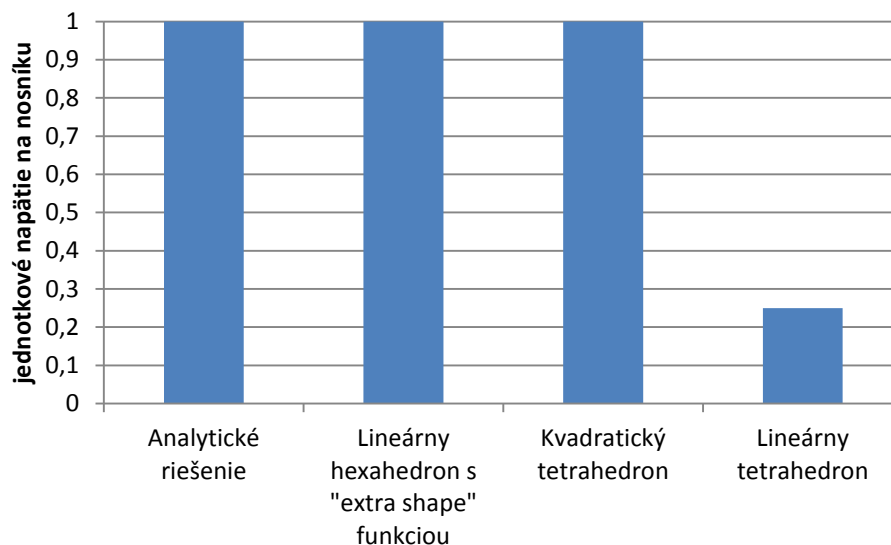
obr. 6: Element typu Truss (tyč) (14)



obr. 7: Element typu Beam (nosník) (14)

Obdobne ako pri 1D-elementoch môžeme aj 2D-elementy z obr. 5 (či už s 3 alebo 4 uzlami) rozdeliť na tzv. **membrány**, ktoré neprenášajú posuvy v smere kolmom na povrch elementu a žiadne momenty (napríklad simulácie plošných úloh, kde tretí rozmer nehrá významnú rolu) a tzv. **škrupiny** (z angl. shell), ktoré prenášajú všetky typy zaťaženia vo všetkých smeroch (používajú sa hlavne pri simuláciách 3D-súčastí (napríklad plechov), ktorých jeden rozmer je výrazne menší než zvyšné dva (tenké súčasti), ktorých model simuluje plocha (väčšinou strednicová) s nulovou hrúbkou. Reálnu hrúbku priradíme pred výpočtom parametrom) (14).

Pri 3D-elementoch je dôležité, aký typ elementu zvolíme pre sieťovanie. Existuje niekoľko druhov. Najčastejšie používanými sú **tetrahedrony** a **hexahedrony** (obr. 5 vpravo). Vo výpočtových programoch sú zabudované generátory sietí, ktoré dokážu automaticky generovať siete zložené zo zvolených elementov. Tetrahedrony a hexahedrony sa delia tak ako 1D a 2D-elementy na lineárne a kvadratické.



obr. 8: Porovnanie rôznych typov 3D-elementov (15 s. 4)

Na obr. 8 je vidieť, že pri zaťažení určitého nosníku s rovnakými okrajovými podmienkami sa riešenia výrazne nelíšia až na použitie lineárneho tetrahedronu, ktorý sa javí oproti analytickému riešeniu niekoľkokrát tuhší. Výsledky pri použití kvadratického tetrahedronu sú už dostačujúce, avšak použitie kvadratického elementu zvyšuje počet uzlov, tým náročnosť úlohy a teda aj výpočtový čas. Na druhú stranu je sieťovanie tetrahedronom oproti sieťovaniu hexahedronom univerzálnejšie, pretože pri hexahedronoch môže nastať problém pri veľkých uhloch medzi stenami súčastí (15 s. 15).

Keďže v uzloch sa počíta posuv (z ktorého sú odvodzované ďalšie vlastnosti), tak, ako vyplýva z vyššie uvedeného, správna voľba počtu uzlov ovplyvňuje ako rýchlo a aký kvalitný dostaneme výsledok. Ak je počet uzlov príliš malý, je potrebné vypočítať malé množstvo rovníc, a teda výpočet prebehne pomerne rýchlo. Výsledky sú však potom často pomerne nepresné. Na druhú stranu, ak zvolíme nadmerný počet elementov (čiže sa zvýši aj počet uzlov a počet algebraických rovníc, ktoré treba vyriešiť), výpočet časovo veľmi predĺži. To sa dá vyriešiť tak, že miesta, ktoré sú pre nás vo výpočte zaujímavé (špičky napätí, nosné body konštrukcie,...) vysieťujeme jemnejšie a zvyšok „nahrubo“ (obr. 4). Zvoliť ideálny počet elementov je pomerne zložitá úloha, jej výsledok má však veľký vplyv na efektivitu výpočtu.

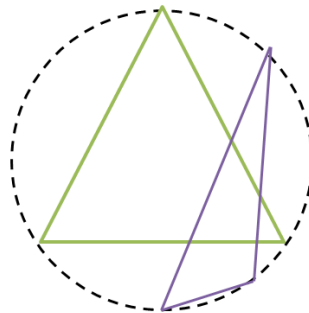
### 2.3.4 Kontrola kvality siete

Po vygenerovaní siete naprieč počítaným modelom je potrebné skontrolovať jej kvalitu a tým zistiť, či bude s konkrétnou sieťou daný výpočet relevantný a dostatočne presný. Na to slúži viacero faktorov. Spomeniem niekoľko z nich:

- **Skewness:** jedná sa o akúsi nesúmernosť elementu oproti ideálnemu tvaru; ideálny tvar má faktor „skewness“ rovný 0 a s narastajúcim skosením faktor rastie do 1 (hraničná hodnota je 0,85); poznáme 3 druhy určenie faktoru „skewness“:

1. založený na ploche/objeme rovnostranného elementu - použiteľné len pri 2D-trojuholníkových elementoch a pri tetrahedronoch; zisťujeme pomer:

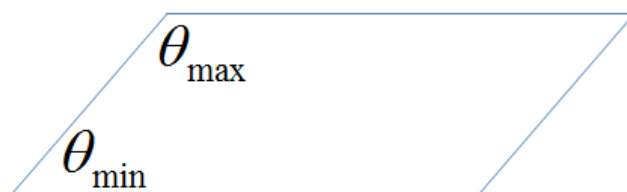
$$Skewness = \frac{\text{optimálna plocha/objem elementu} - \text{skutočná plocha/objem elementu}}{\text{optimálna plocha/objem elementu}} \quad [20]$$



obr. 9: Porovnanie ideálneho (rovnostranného) a nesúmerného elementu (16)

2. založený na odchýlke uhlov strán od ideálneho elementu, používa sa najmä pre ihlany a kvádre; napríklad pre štvorhranný element platí:

$$Skewness = \max \left[ \frac{\theta_{max} - 90}{90}, \frac{90 - \theta_{min}}{90} \right] \quad [21]$$



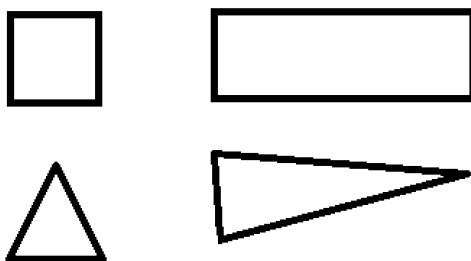
obr. 10: Maximálny a minimálny uhol strán na štvorhrannom elemente (17)

3. založené na nesúmernosti oproti rovnakouhlému tvaru:

$$Skewness = \max \left[ \frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right] \quad [22]$$

kde  $\theta_{max}$  je **najväčší uhol v elemente**,  $\theta_{min}$  je **najmenší uhol v elemente**, a  $\theta_e$  je **uhol pre rovnakouhlý element** (pre trojuholník  $60^\circ$ , pre štvorhran  $90^\circ$ ) (18)

- **Aspect ratio:** je to pomer najdlhšej ku najkratšej strane elementu, pre ideálny tvar elementu je tento pomer 1 a s pribúdajúcou odchýlkou od ideálneho tvaru hodnota tohto pomeru stúpa (18)

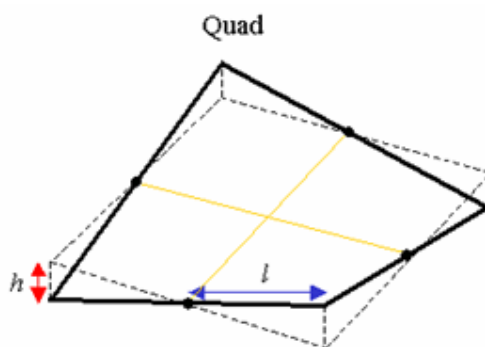


obr. 11: Rozdiel tvaru elementu s Aspect ratio=1 (vľavo) a s vysokým Aspect ratio (vpravo)

- **Warpage:** používa sa pri štvorhranných elementoch; ak nie sú všetky 4 uzly elementu v jednej rovine, rozdelíme tento element na 2 trojuholníky a zistíme vzdialenosť uzlov od ideálnej roviny elementu; ďalej podľa vzťahu [40] vypočítame faktor „warpage“. (19)

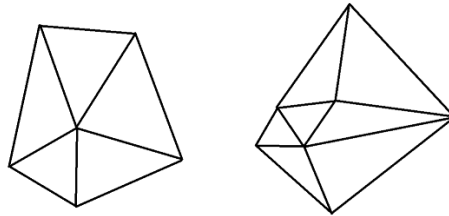
$$Warpage = 1 - \frac{h}{\min(l)} \quad [23]$$

kde “h” a “l” vidíme na obr. 12.



obr. 12: Zobrazenie warpage

- Smoothness:** je to faktor, ktorý určuje aký veľký je rozdiel veľkostí susedných elementov; ak by tento bol príliš veľký, mohlo by dochádzať k chybám v uzloch, ktoré sú v blízkosti týchto elementov (18)



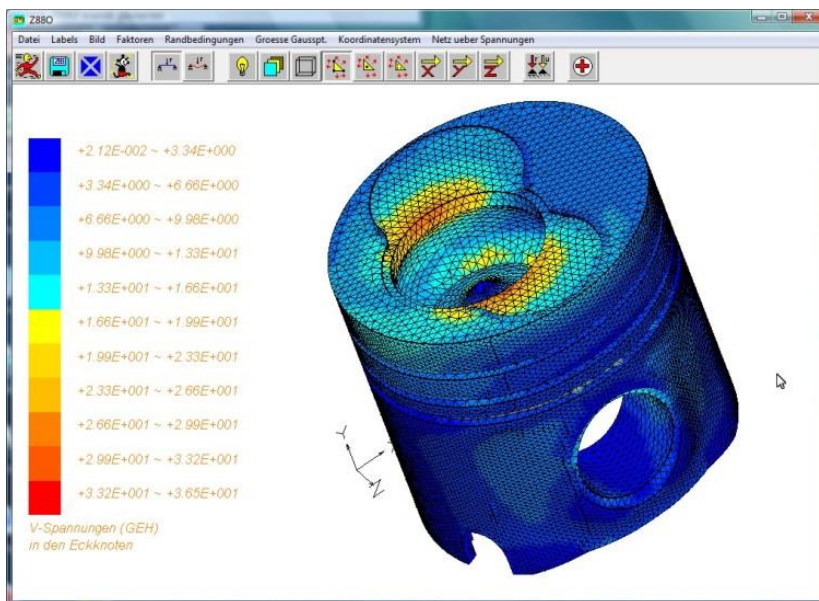
obr. 13: Malý (vľavo) a veľký (vpravo) prechod veľkostí medzi susednými elementmi

### 2.3.5 Vlastný výpočet

Vlastný výpočet (simulation) je časť, kedy program rieši sústavu zadaných rovníc, ktoré si vytvoril na základe okrajových podmienok. Doba tohto procesu veľmi závisí od počtu rovníc potrebných k výpočtu. V pokročilých MKP programoch je možné tento proces pred jeho zahájením pomerne podrobne definovať a kontrolovať.

### 2.3.6 Výsledky

V tejto časti (postprocessing) získavame informácie z vypočítaných rovníc a grafický procesor nám umožňuje zobrazíť farebné mapy súčasti od určitej veličiny (napätie, deformácia) (obr. 14). Môžeme porovnávať pozíciu a tvar súčasti pred a po zaťažení atď.



obr. 14: Příklad na výsledek výpočtu MKP (20)

## 3 Životnosť a únava

### 3.1 História poznávania únavy materiálu

Pokročilejší výskum únavy sa začal počas priemyselnej revolúcie v 19. storočí. Najstaršou zmienkou o poruche súčastí cyklickým zaťažovaním je problém s bankskými reťazami, ktoré pozoroval nemecký inžinier W.A.J. Albert v roku 1829. Nasledovali lomy železničných náprav, ktoré pozoroval Angličan W.J.M. Rankin - ten prvý krát použil pojem „únava materiálu“. Nasledovalo ďalšie skúmanie tohto javu H. Jamesom a D. Galtonom, ktorí postavili v roku 1850 skúšobný stroj na cyklické zaťažovanie a zistili, že únavová pevnosť je približne jedna tretina zo statickej pevnosti.

Systematicky sa únavou začal zaoberať až Nemeck August Wöhler, ktorý sformuloval empirické zákony platiace dodnes, a to napríklad:

- pre súčasť namáhanú cyklickým zaťažením nie je dôležitá dĺžka prevádzky, ale počet zmien zaťaženia
- dôležitejšie než absolútna veľkosť napätia je rozdiel maximálneho a minimálneho napätia v nebezpečnom mieste
- výsledky skúšok sa vyjadrujú v súradniciach napätie - počet kmitov (Wöhlerova krivka)
- z experimentov je možné tiež zistiť hodnotu napätia, pri ktorom už nedochádza k únavovému porušeniu (tzv. medza únavy)
- geometrické vruby znižujú únavovú pevnosť materiálu

Z dôvodu rôznych ekonomických, konštrukčných, technologických a iných kritérií je často nutné danú súčasť navrhnuť tak, aby vydržala plniť svoju funkciu počas celej svojej požadovanej životnosti, ale je zbytočné súčasť predimenzovať. Preto pri uvažovaní únavových vlastností materiálu je možné súčasť optimalizovať na konkrétne požadované vlastnosti. (21 s. 7)



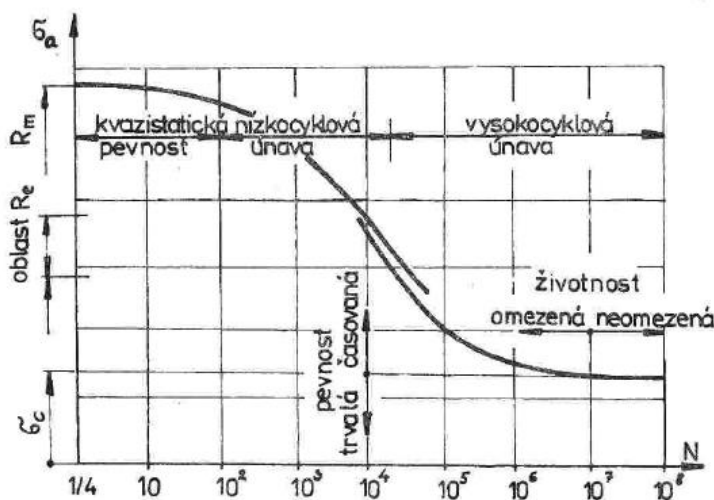
## 3.2 Charakteristika, vznik a rozdelenie únavy základného materiálu

Únavové správanie materiálu je proces zmien štruktúrneho stavu materiálu a jeho vlastností vyvolané kmitavým alebo cyklickým zaťažovaním, v dôsledku čoho dochádza v materiáli k hromadeniu napätia, ktoré sa prejaví následne zväčšovaním makroskopickej trhliny a únavovým lomom. (22)

Pri časovo premennom zaťažovaní sa v materiáli, aj keď len vo veľmi malej miere, objaví plastická deformácia, ktorá sa postupne zväčšuje, tým dochádza ku kumulatívne poškodzovaniu, ktoré končí lomom.

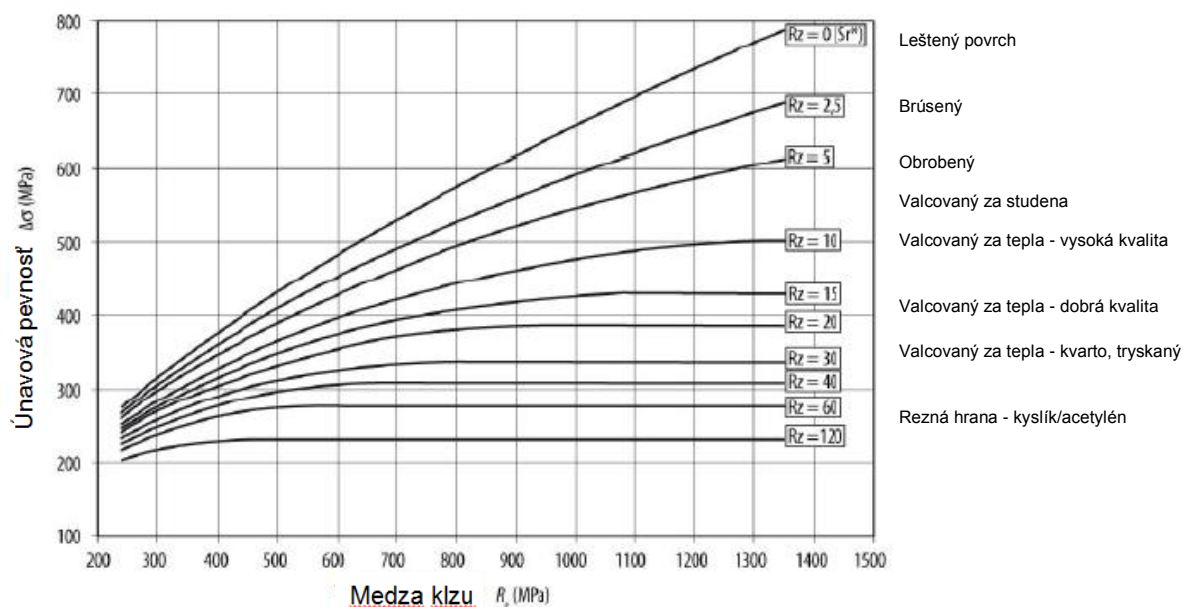
Podľa počtu cyklov delíme únavu na **vysokocyklovú** (počet cyklov do lomu je  $10^5$  a viac) a **nízkocyklovú** (počet cyklov do lomu je menší ako  $10^4$ ). Pri vysokocyklovej únave prevláda elastická deformácia, zatiaľ čo pri nízkocyklovej plastická deformácia. (23 s. 19)

Na obr. 15 je možno vidieť, že ak je napätie, ktoré namáha súčasť dostatočne nízke (medza únavy -  $\sigma_c$ ) môžeme hovoriť o tzv. teoreticky neobmedzenej životnosti. Ak je však napätie vyššie, znamená to, že na súčasti po určitom počte cyklov nastane lom, prípadne ak je napätie dostatočne vysoké (blízke medzi klzu), nastane lom po niekoľkých málo cykloch a vtedy hovoríme o kvázistatickom lome.



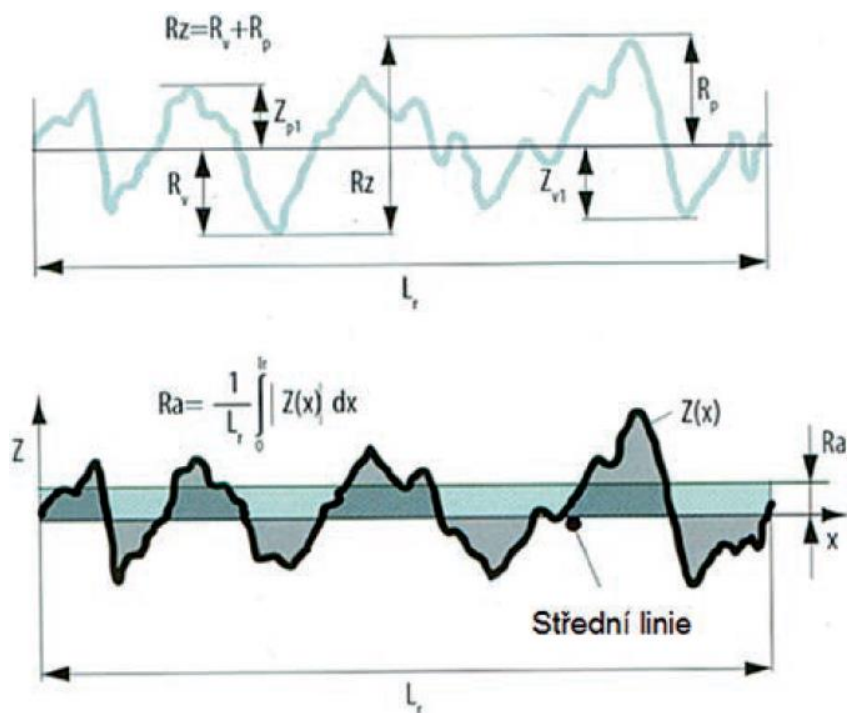
obr. 15: Členenie oblastí únavy - Wöhlerova krivka (21 s. 12)

Pri vysokopevnostných oceliach je veľmi dôležitým faktorom, ktorý ovplyvňuje únavu, kvalita povrchu súčasti. Na obr. 16 je možno vidieť, že čím má oceľ vyššiu medzu klzu, tým je citlivejšia na kvalitu povrchu.



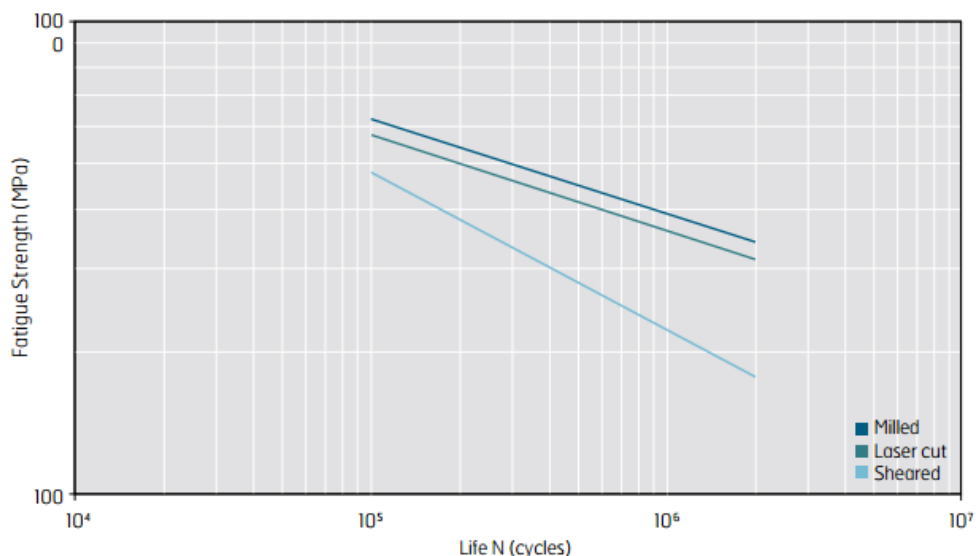
obr. 16: Vplyv kvality povrchu na únavovú životnosť vysokopecnostných ocelí (24)

Závislosť veličín Rz a Ra určujúcich kvalitu povrchu súčasti znázorňuje obr. 17.



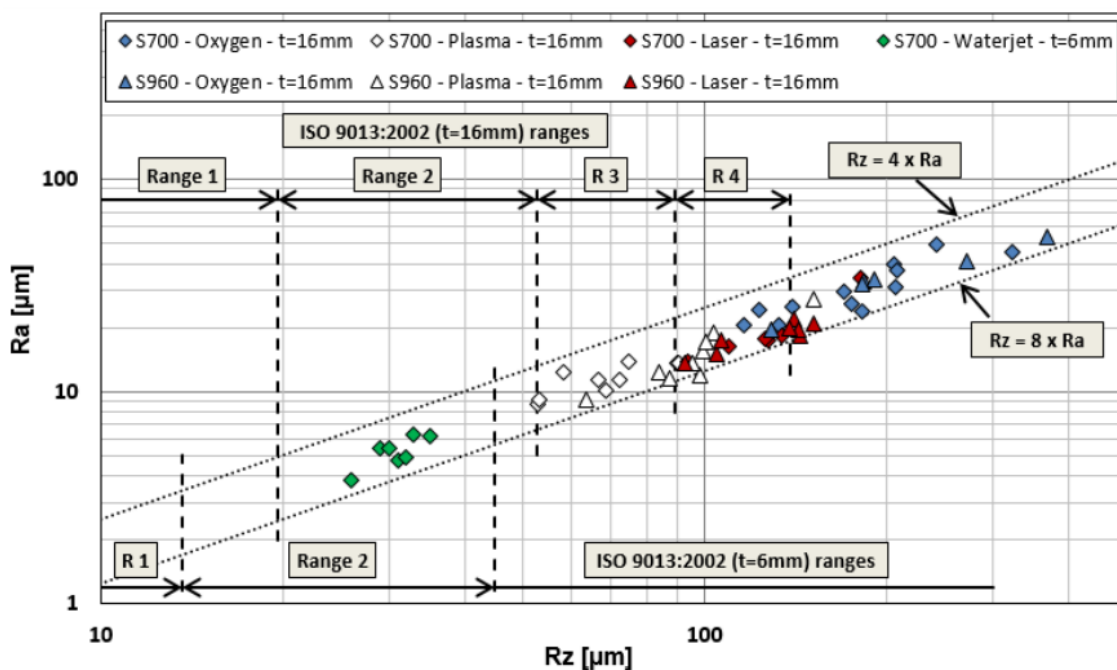
obr. 17: Význam veličín Rz a Ra používaných k vyjadreniu kvality povrchu (24)

Dalším veľmi dôležitým faktorom pri únavе vysokopevnostných ocelí (plechov) je kvalita hrán. Preto je veľmi dôležité, akým spôsobom materiál delíme. Na obr. 18 je vidieť, že najlepšie únavové vlastnosti materiálu dosiahneme pri delení materiálu frézovaním (milled), nasleduje rezanie laserom (laser cut) a najhorším spôsobom z hľadiska únavových vlastností je delenie materiálu strihom (sheared).



obr. 18: Závislosť únavovej pevnosti na spôsobe delenia materiálu (25)

Na obr. 19 môžeme ďalej vidieť porovnanie kvality povrchu hrán deleného materiálu v závislosti na metóde delenia materiálu. Najmenšiu drsnosť povrchu má materiál delený plazmou (nachádza sa v triede Range 3). Nasleduje delenie laserom, ktoré má o niečo väčšiu drsnosť (Range 4), ale zároveň menší rozptyl hodnôt. Najdrsnejší povrch obdržíme po delení materiálu kyslíkom, keď hodnoty drsnosti presiahnu triedu Range 4 a zároveň aj rozptyl ich hodnôt je najvyšší spomedzi ostatných vymenovaných. Z tohto pohľadu je pre najlepšie únavové vlastnosti najvhodnejšie delenie materiálu plazmou. Na druhú stranu však platí, že pri menších hrúbkach plechov (do 8 mm) je kvalita povrchu po rezaní laserom podstatne lepšia ako pri 16 mm z obr. 19. (26 s. 5)



obr. 19: Drsnosť povrchu na hranách deleného materiálu (26 s. 5)

Ďalším dôležitým vplyvom na únavu sú koncentrátoary napätia, ako napríklad vyvrtanie diery, prípadne vyfrézovanie malého rádiusu. V týchto miestach sa zvýši napätie oproti nominálnej hodnote a tým sa zníži životnosť a zhoršia sa únavové vlastnosti materiálu.

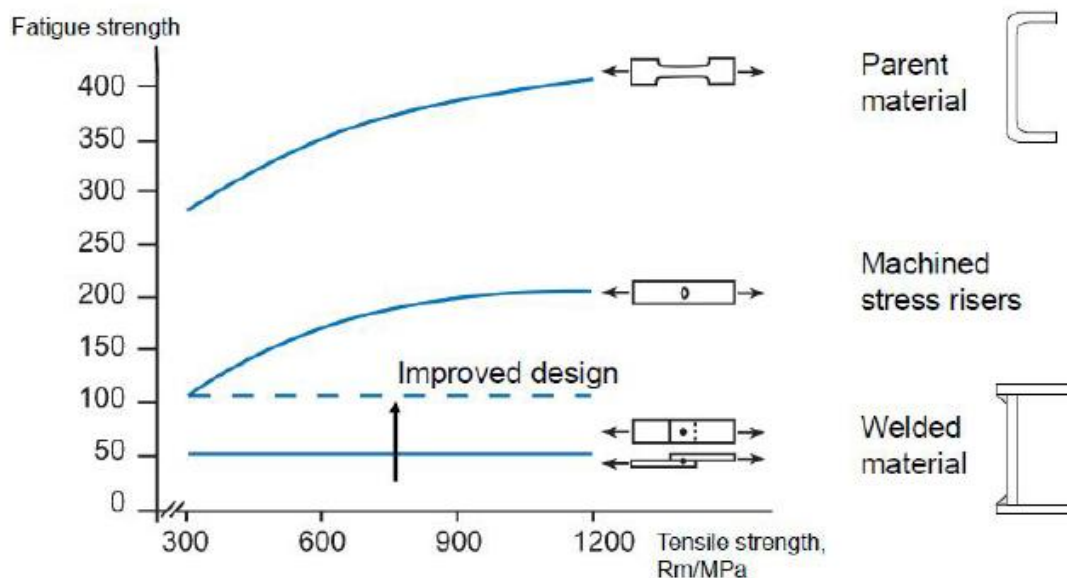
### 3.3 Únava zvaraných spojov

Keďže sa v tejto práci zaoberám zvaranou konštrukciou, je dôležité brať v úvahu vplyv zvarov na životnosť materiálu. Kvalita prevedenia zvaru, prípadne jeho dodatočná úprava má u vysokopevnostných ocelí najväčší vplyv na životnosť.

Pre vlastnosti zvarov vysokopevnostných ocelí sú okrem úpravy povrchu (ako napríklad odmastenie...) najdôležitejšími vstupnými faktormi pri zváraní:

- teplota predohrevu a teplota zvárania, aby sme sa vyhli vodíkovej krehkosti
- tepelný výkon zvárania
- prídavný materiál
- ochranná atmosféra
- sekvencia zvarov a veľkosť medzery medzi zvaranými súčastami

Všetky potrebné hodnoty pre konkrétny materiál Strenx, ktorým sa v tejto práci zaoberám, je možné nájsť v Zozname použitej literatúry pod číslom (27), prípadne vlastnosti materiálu Strenx 1300 v Prílohe č.1.



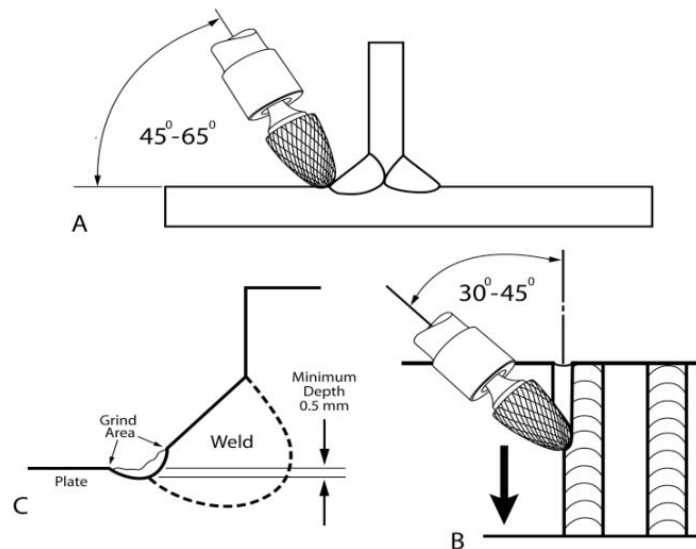
obr. 20: Zlepšenie únavovej pevnosti so zvýšením medze pevnosti (28)

Na obr. 20 je vidieť, že keď zvýšime medzu pevnosti základného materiálu a tento materiál následne zvárame, hodnota medze únavy sa nemení. Z toho vyplýva, že zvýšenie medze pevnosti základného materiálu nemá na únavu zváraného spoja veľký vplyv. Jednou z možností, ktorá sa dnes vystupuje do popredia je využitie **LTT (Low transformation temperature) prídavných materiálov**, ktoré znižujú veľkosť reziduálnych napätí po zváraní (tie sa pri konvenčných prídavných materiáloch môžu vyšplhať až na hodnotu medze klzu mäkkšieho zo spájaných materiálov). Táto metóda má veľkú výhodu v tom, že nie je potrebná dodatočná úprava zvarov (29).

Ďalším spôsobom je tzv. vylepšovanie zvarov (improved design). Existuje niekoľko metód, napríklad:

### 3.3.1 Burr Grinding

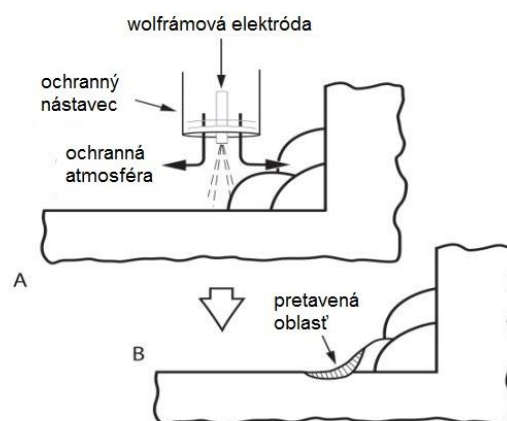
Elektrickou brúskou s otáčkami  $15\ 000 - 40\ 000\ \text{min}^{-1}$  sa zbrúsi spojenie základného a prídavného materiálu po zváraní tak, aby spolu splynuli a aby zmizli všetky závady (30 s. 34)



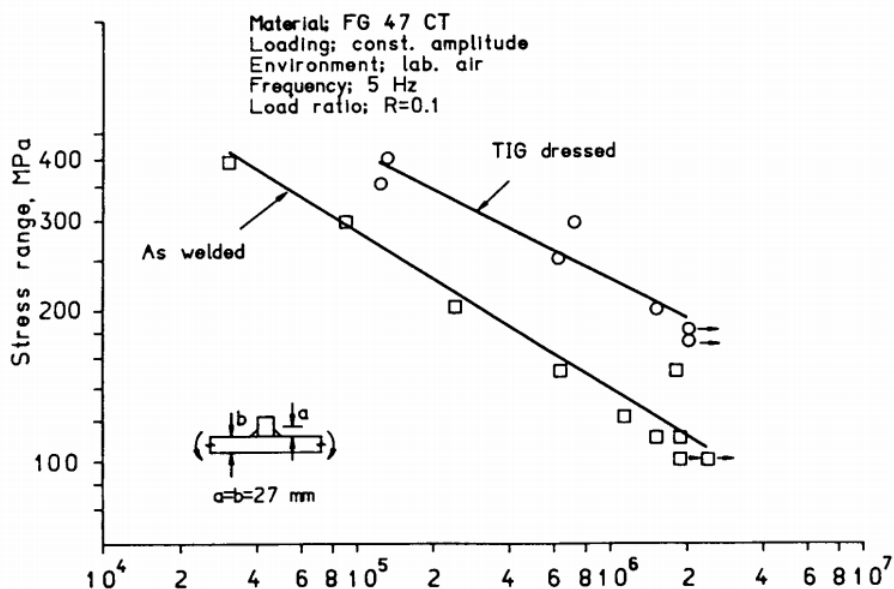
obr. 21: Burr Grinding (31 s. 11)

### 3.3.2 TIG - dressing

Ide o opätovné natavenie zváraného spoja. Používa sa štandardné vybavenie pre zváranie TIG s tým, že sa nepridáva žiadny materiál, hĺbka penetrácie je zvyčajne okolo 3 mm (30 s. 27)



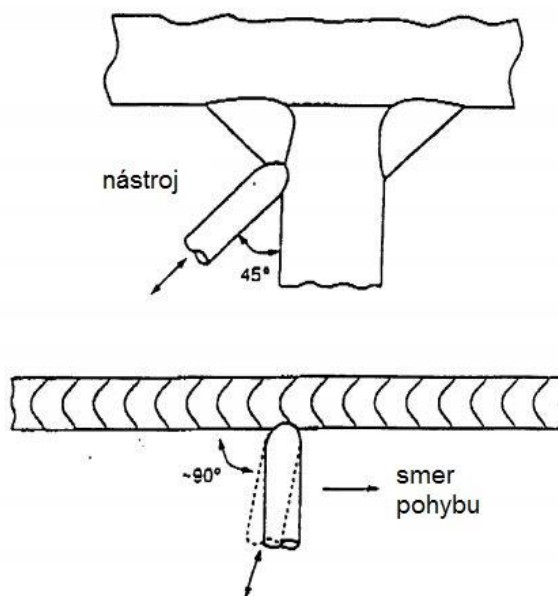
obr. 22: TIG - dressing (31 s. 12)



obr. 23: Efekt TIG - dressing-u na únavovú pevnosť strednepevnostných ocelí (30 s. 30)

### 3.3.3 HFMI

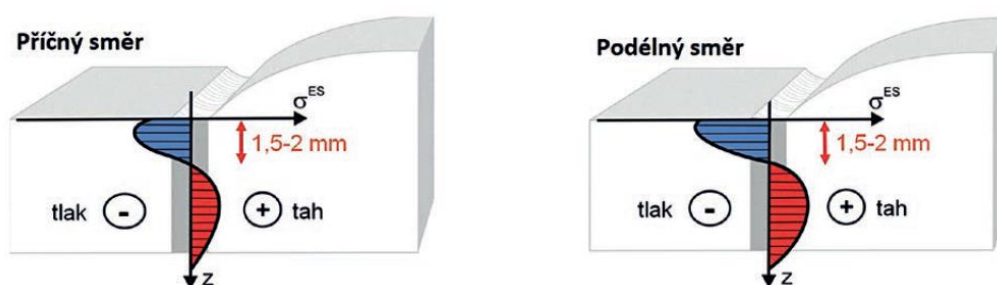
**HFMI** (High Frequency Mechanical Impact - vysokofrekvenčný mechanický ráz) - udieraním nástroja (kladiva, ihly...) pri vysokých frekvenciách (5 000 úderov/minútu) kolmo na povrch sa zvýši únavová životnosť (30 s. 37) Táto metóda je odporúčaná firmou SSAB AB pre úpravu zvarov pri použití materiálu Strenx a Hardox.



obr. 24: Príklad pohybu nástroja (indentoru) pri metóde HFMI

Niekoľkými nezávislými experimentmi je dokázané, že zvýšenie únavovej životnosti zvaru touto metódou je úmerné pevnosti základného materiálu. Testy ukazujú, že zvýšenie únavovej pevnosti touto metódou je 80% - 100% oproti pôvodnej.

Princíp tejto metódy spočíva v tom, že do miesta prechodu zvaru do základného materiálu sa vnesie tlakové napätie. Je dôležité, aby indenter vnikal presne do miesta prechodu zvaru, inak hrozí, že kvalita z pohľadu životnosti môže dokonca klesnúť. Hĺbka vniknutia je približne 0,2 mm.



obr. 25: Reziduálne napätie po opracovaní metódou HFMI v základnom materiáli a v päte zvaru (32)



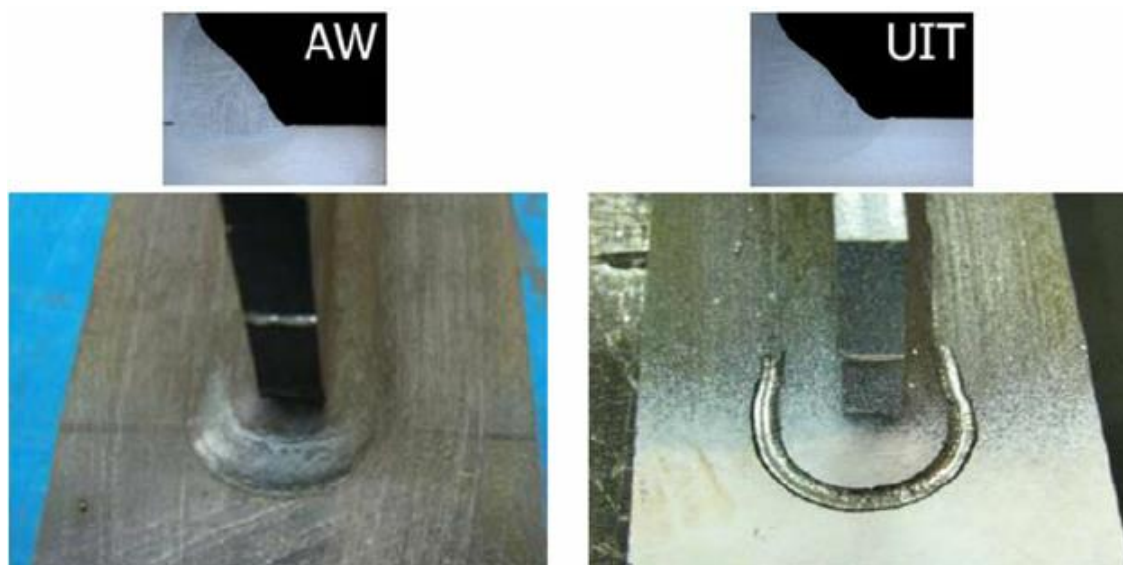
obr. 26: Zariadenie na dodatočné opracovanie zvaru metódou HFMI (33)

Metóda je vhodná tak na kútové ako aj na tupé zvary.

Medzi metódy HFMI patria nasledujúce druhy: UIT - Ultrasonic impact treatment, UP - Ultrasonic peening, UPT - Ultrasonic peening treatment, HiFiT - High



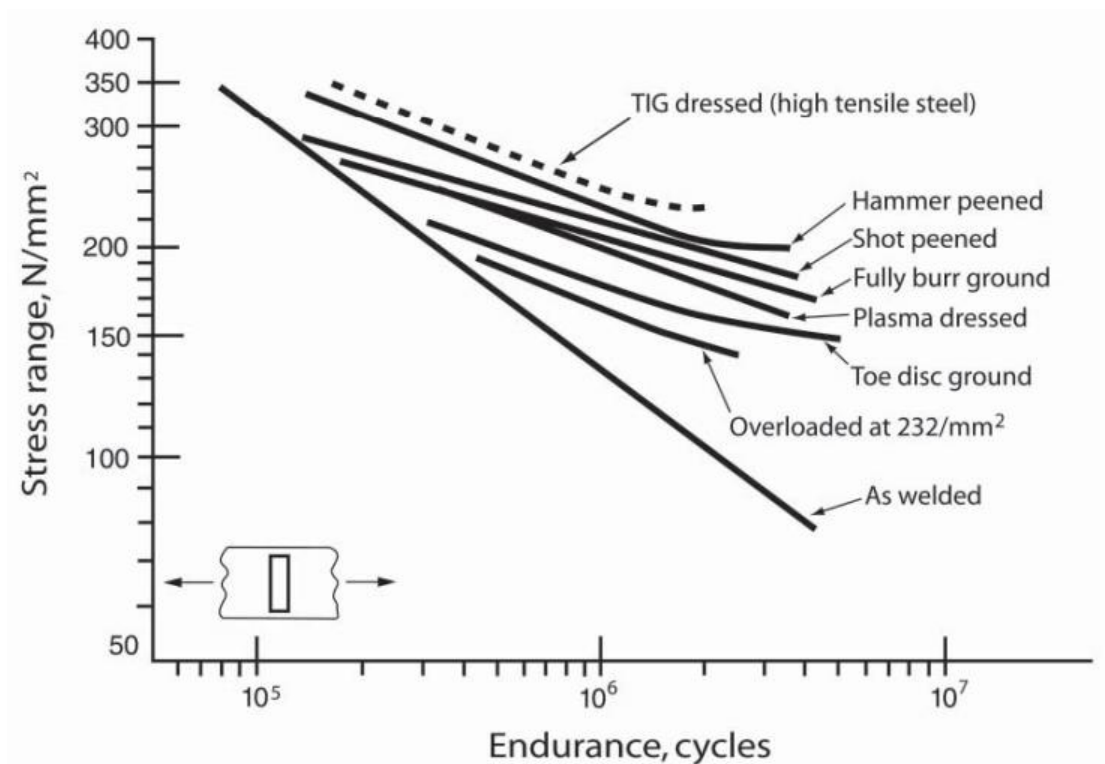
frequency impact treatment, PIT - Pneumatic impact treatment a UNP - Ultrasonic needle peening. Ich spoločným znakom je vnikanie indentoru v tvare valčeka z vysokopevnostných ocelí rôznych veľkostí a tvarov vysokými frekvenciami do miesta medzi zvarom a základným materiálom (34).



*obr. 27: Typický profil pôvodného zvaru (as-welded)(vľavo) a po následnej úprave HFMI (vpravo) (35)*

Výhody metódy HFMI sú oproti ostatným napríklad: vyššia účinnosť pre vysokocyklovú únavu, vysoká opakovateľnosť, kontrolovateľnosť kvality prevedenia, menšia náročnosť na obsluhu (zaškolenie) a nižšia úroveň hygienických požiadaviek. Ďalšou veľkou výhodou je, že je možné touto metódou dodatočne zlepšiť únavovú životnosť už existujúcim konštrukciám.

Na obr. 28 môžeme vidieť ako sa zvýši únavová pevnosť, ak pôvodný zvar (As welded) následne upravujeme metódou TIG - dressing, HFMI (Hammer peened, shot peened), burr grinding...



obr. 28: Porovnanie vplyvov zlepšenia zvarov rôznymi metódami (31 s. 13)

Pri boji s únavou vysokopevnostných ocelí zostáva však hlavným nástrojom umiestňovanie zvarov do oblastí s nízkym napätím a používanie čo najhladších prechodov.

## 4 Určenie síl pôsobiacich na konštrukciu

V prvej fáze praktickej časti som musel určiť, aké sily akou veľkosťou pôsobia na konštrukciu, ktorá je predmetom tejto práce. Vopred musím uviesť, že po konzultáciách so zadávateľom práce nemôžem zverejňovať všetky vstupné hodnoty, ktoré do výpočtov vstupujú, iba vzťahy potrebné na výpočet a výsledné hodnoty.

### 4.1 Zaťaženie od rypnej sily

Približné rozmery násady sú: dĺžka 1700 mm, šírka 200 mm a výška 500 mm.

Sily na násadu sú generované hydraulickými valcami. Hydraulická pumpa generuje tlak vo valcoch, čo je pracovný tlak. Avšak pri kopaní s lopatou pomocou valca lopaty (ktorý generuje tzv. rypnú silu) dokážem vyvodiť vo valci násady väčší tlak ako je tlak pracovný. Tento tlak môže narastať až do bodu, kedy tento valec „prepustí“ po dosiahnutí prepúšťacieho tlaku, ktorý je vyšší ako tlak pracovný. V bode maximálneho zaťaženia je teda vo valci lopaty pracovný tlak, zatiaľ čo vo valci násady je prepúšťací tlak. (Názvoslovie vid' kap. 1)

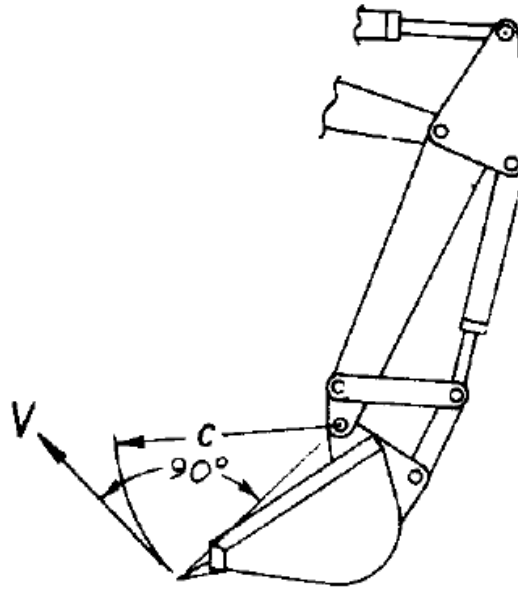
Podľa vzťahu [24], kde  $F$  je **sila generovaná valcom**,  $p$  je **tlak v hydraulickom valci** a  $S$  je **pracovná plocha valca**, dopočítam sily, ktoré valce vyvodí: valec lopaty - [25] a valec násady - [26].

$$F = p \cdot S \quad [24]$$

$$F_L = p_L \cdot S_L = 2569.7 \text{ N} \quad [25]$$

$$F_N = p_N \cdot S_N = 3837.5 \text{ N} \quad [26]$$

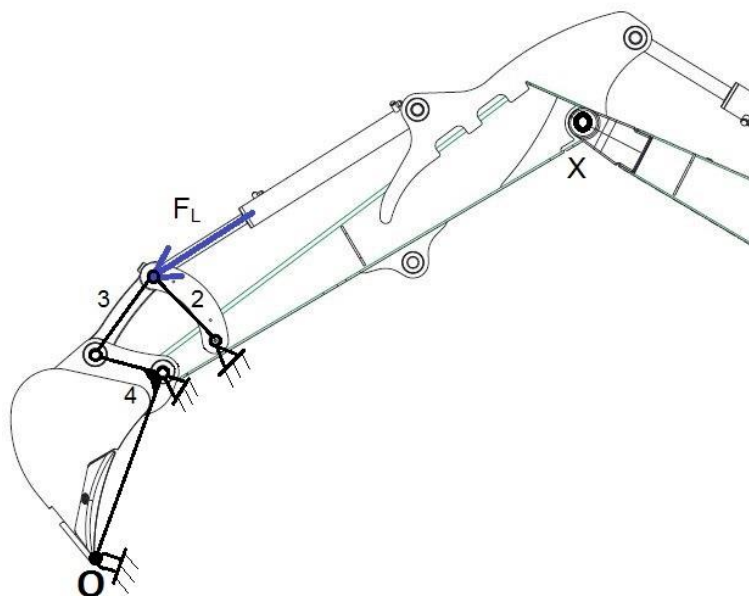
Postupoval som podľa normy SAE J1179:2002 (obr. 29, obr. 35) (Pozn.: tento dokument bol medzičasom nahradený normou ISO 6015), kde je určený smer maximálnej **rypnej sily**  $F_K$  (na obr. 29 označená ako  $V$ ) pri práci valca lopaty.



obr. 29: Smer rypnej sily  $V$  na lopate pri kopaní valcom lopaty - hĺbková lopata (36 s. 2)

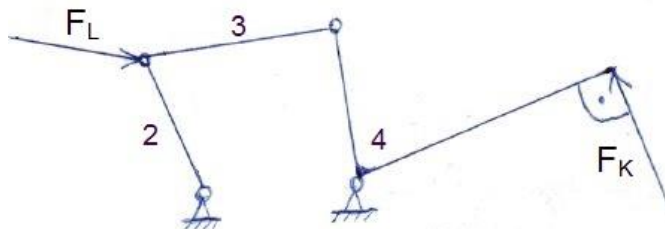
*Reprinted with permission by SAE © 2002 SAE International. Further distribution of this material is not permitted without prior permission from SAE.*

Pri valci lopaty určenie maximálneho momentu je zložitejšie, pretože je potrebné prepočítať mechanizmus, ktorý je na konci násady a ktorým je na násadu pripojená lopata. Postup výpočtu a náhradný mechanizmus je zobrazený na obr. 30.



obr. 30: Poloha valca lopaty pri generovaní najväčšieho momentu

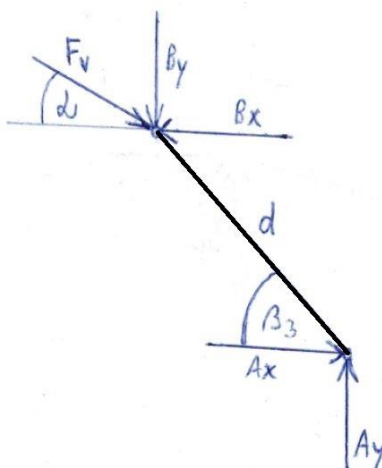
Na obr. 31 je znázornený náhradný statický model s vyobrazenou akčnou silou od valca lopaty  $F_L$  a reakčnou rypnú silou  $F_K$ .



obr. 31: Náhradný statický model

Uvoľnil som jednotlivé členy, kde A-D sú reakcie v ulohzeniach rotačných väzieb a  $F_K$  je reakcia, ktorá reprezentuje výslednú rypnú silu, ktorú potrebujem do výpočtu MKP:

- člen 2:



obr. 32: Uvoľnenie členu 2

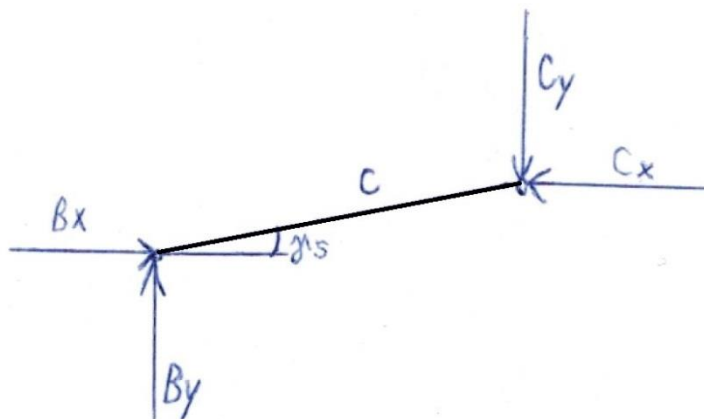
$$x: Ax - Bx + F_L \cdot \cos\alpha = 0$$

$$y: Ay - By - F_L \cdot \sin\alpha = 0$$

[27]

$$M_B: Ax \cdot d \cdot \sin\beta_3 + Ay \cdot d \cdot \cos\beta_3 = 0$$

- člen 3:



obr. 33: Uvoľnenie členu 3

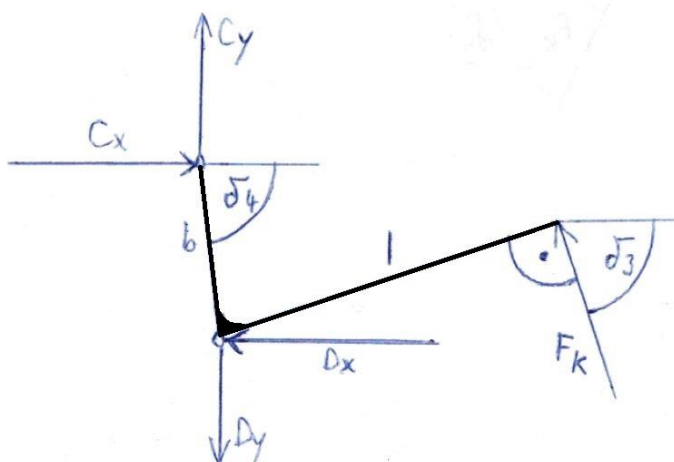
$$x: Bx - Cx = 0$$

$$y: By - Cy = 0$$

[28]

$$M_B: Cx \cdot c \cdot \sin\gamma_5 + Cy \cdot c \cdot \cos\gamma_5 = 0$$

- člen 4:



obr. 34: Uvoľnenie členu 4

$$x: Cx - Dx - F_K \cdot \cos\delta_3 = 0$$

$$y: Cy - Dy + F_K \cdot \sin\delta_3 = 0$$

[29]

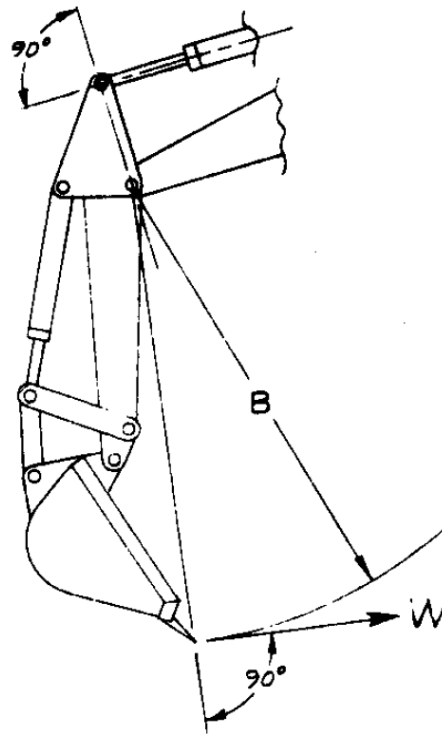
$$M_D: F_K \cdot l - Cx \cdot b \cdot \sin\delta_4 - Cy \cdot b \cdot \cos\delta_4 = 0$$

Maticové vyjadrenie uvedených rovníc, ktoré som použil pri výpočte MATLAB-om:

$$\begin{bmatrix} Ax \\ Ay \\ Bx \\ By \\ Cx \\ Cy \\ Dx \\ Dy \\ F_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ d \cdot \sin\beta_3 & d \cdot \cos\beta_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c \cdot \sin\gamma_5 & -c \cdot \cos\gamma_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & -\cos\delta_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & \sin\delta_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -b \cdot \sin\delta_4 & -b \cdot \cos\delta_4 & 0 & 0 & l \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} -F_L \cdot \cos\alpha \\ F_L \cdot \sin\alpha \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad [30]$$

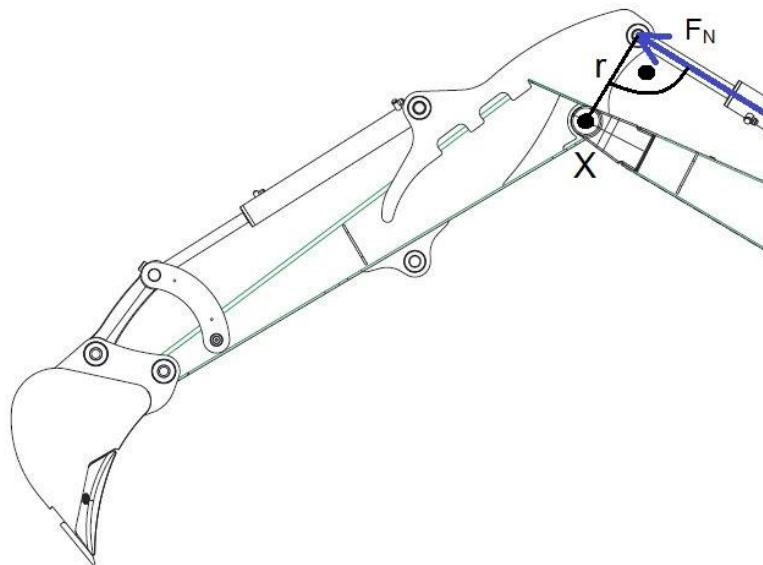
V programe MATLAB som naprogramoval výpočet reakčnej sily od všeobecnej väzby na lopate (čo je vlastne rypná sila  $F_K$ ) pri aplikovaní sily od valca lopaty  $F_L$ . Tento výpočet som opakoval postupným navyšovaním hodnoty zdvihu valca lopaty od najmenej do najväčšej hodnoty pri kroku 0,01 mm. Výslednú reakciu (rypnú silu)  $F_K$  som v každom kroku rozložil na dve zložky: kolmú na spojnicu OX a rovnobežnú so spojnicou OX (obr. 30). Zložka kolmá na spojnicu OX spôsobovala moment ku bodu X (obr. 30) a hľadal som jeho najväčšiu hodnotu. Celý program bez vstupných hodnôt je v Prílohe č.2.

Doteraz som sa zaoberal výpočtom rypnej sily v prípade, ak by sa násada relatívne k výložníku nepohybovala. V skutočnosti môže dôjsť k spomínanému prepusteniu valca násady. Ten vyvinie najväčší moment na násadu vtedy, keď je smer sily generovanej vo valci násady kolmý na spojnicu ložiska násady a výložníku, a ložiska uchytenia valca násady (najväčšie rameno sily) (obr. 35).



obr. 35: Smer rypnej sily  $W$  na lopate pri kopaní valcom násady (36 s. 2)

Reprinted with permission by SAE © 2002 SAE International. Further distribution of this material is not permitted without prior permission from SAE.



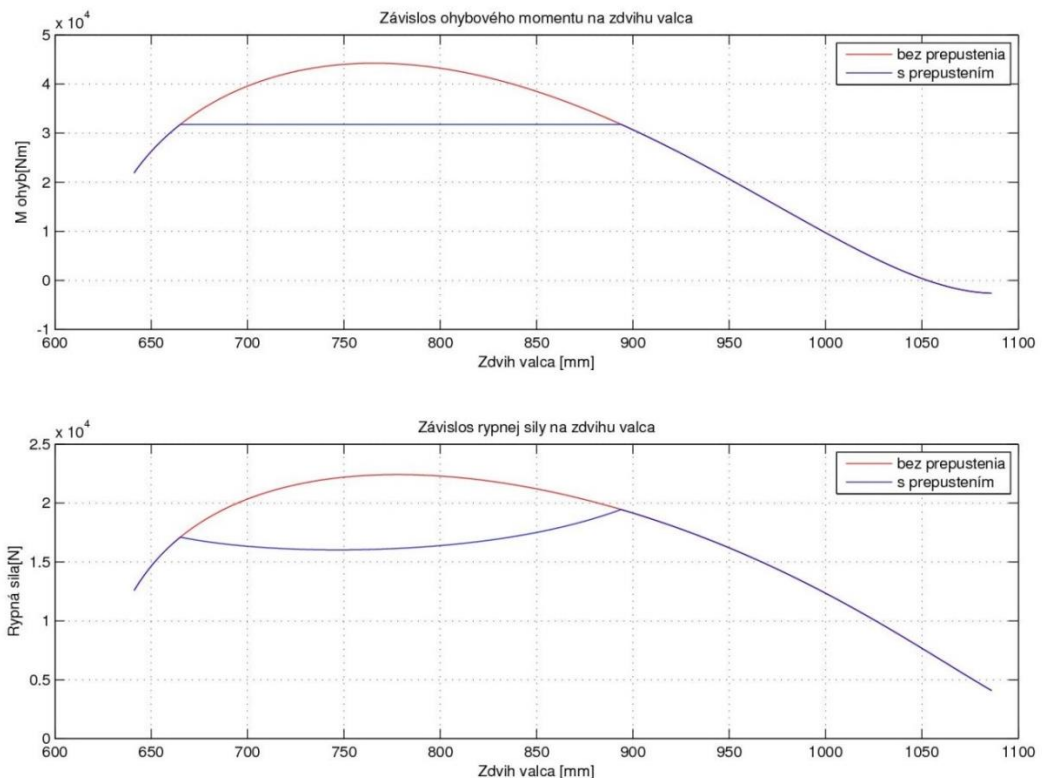
obr. 36: Poloha valca násady pri generovaní najväčšieho momentu



Môj konkrétny prípad je znázornený na obr. 36. Hľadám najväčší moment k bodu X. Moment, ktorý je generovaný valcom násady je možné určiť pomocou vzťahu [31], kde  $F_N$  je sila valca násady pri prepúšťacom tlaku a  $r$  je rameno, na ktorom pôsobí.

$$M_N = F_N \cdot r \quad [31]$$

Vo výslednom grafe tohto výpočtu (obr. 37) je možno vidieť závislosti ohybového momentu pôsobiaceho na násadu a rypnej sily na zdvihu valca lopaty. V grafe je možno vidieť závislosti pri prepustení valca násady a bez prepustenia. Prepustenie valca násady sa neuskutoční napríklad pri jeho zablokovaní, prípadne ak by bol valec násady úplne zasunutý až na doraz. Je zrejmé, že bez prepustenia valca násady sú výsledný moment, ktorý na násadu pôsobí, ako aj výsledná rypná sila vyššie. Tento stav však nastáva veľmi zriedka a preto po dohode so zadávateľom práce budem násadu navrhovať pri zohľadnení prepustenia. Z grafu (obr. 37) si odčítam hodnotu zdvihu valca lopaty pri najvyššom ohybovom momente a pri tomto zdvihu si odčítam hodnotu rypnej sily, ktorá v tomto pracovnom bode na násadu pôsobí. Táto sila je zároveň prvou silou, ktorá bude vložená do výpočtu MKP.



obr. 37: Závislosti ohybového momentu a rypnej sily na zdvihu valca lopaty

Aby som nemusel hodnoty odčítat' z grafu, použil som skript v MATLAB-e, ktorého výsledkom je obr. 38. Sú v ňom všetky potrebné informácie, ktoré potrebujem na nastavenie geometrie (zdvih valca lopaty - 893,88 mm) a veľkosť rypnej sily, ktorú aplikujem na násadu (19 454,41 N).

Najväčšia rypná sila je 22421.11 N pri zdvihu valca 777.86 mm.

Najväčší ohybový moment je 44253.01 Nm pri zdvihu valca 765.75 mm.  
Rypná sila pri najväčšom ohybovom momente je 22380.92 N.

Najväčšia rypná sila s uvažovaním prepustenia je 19454.41 N pri zdvihu valca 893.88 mm.

*obr. 38: Textový výpis z MATLAB-u*

## 4.2 Zaťaženie od momentu motoru otáčajúceho kabínou

Na požiadanie zadávateľa práce som k štandardnému určeniu záťažového stavu podľa normy SAE J1179:2002 pridal zaťaženie od hydraulického motoru, ktorý otáča celou kabínou.

Vstupné veličiny, ktoré potrebujem na výpočet momentu tohto motoru sú: **rozdiel tlaku na vstupe a výstupe z motoru  $\Delta p$ , nominálny objem  $V$  a účinnosť motoru  $\mu = 0,93$**  (37).

$$M_m = \frac{\Delta p \cdot V \cdot \mu}{20 \cdot \pi} = 35,34 \text{ Nm} \quad [32]$$

Podľa vzťahu [32] vypočítam výsledný **moment motoru  $M_m$** , ktorý však musím ešte vynásobiť **prevodom v motore  $i_m$**  a **vonkajším prevodom pastorok/koleso  $i_v$**  (**účinnosť** tohto prevodu je  $\mu = 0,98$ ).

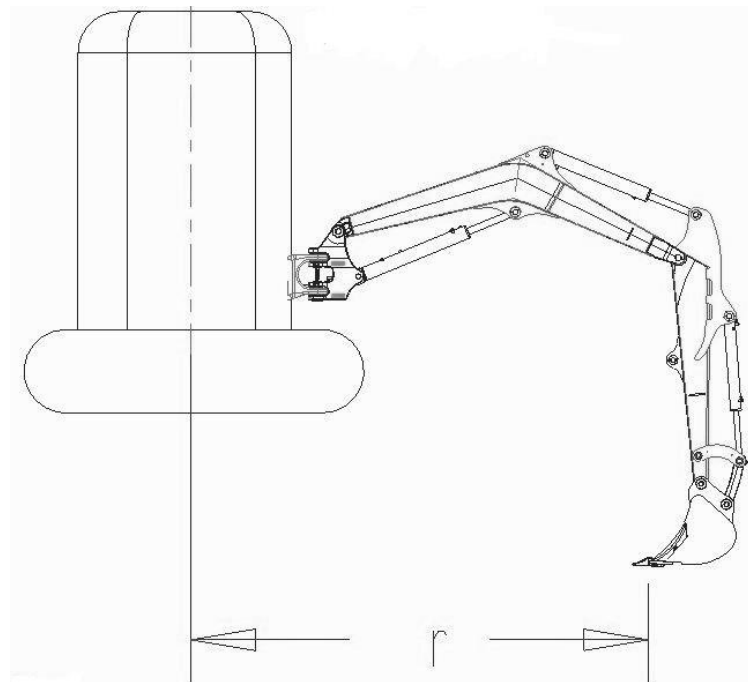
$$M_v = M_m \cdot i_m \cdot i_v \cdot \mu = 5522,32 \text{ Nm} \quad [33]$$

Teraz keď poznám moment, potrebujem zistiť rameno, na ktorom pôsobí, aby som získal silu, ktorú môžem aplikovať na MKP model. Na obr. 39 je možno vidieť spôsob určenia ramena  $r$ . Celé pracovné zariadenie rýpadla musí byť v definovanej polohe tzv. maximálneho momentu. To znamená, že valec výložníku, valec násady a aj valec lopaty sú v polohe, keď vytvárajú maximálne ohybové momenty (poloha valca lopaty a valca násady je z kap. 4.1., vysunutie valca výložníku som určil tak, že

sila od valca výložníku vytvárá největší moment k bodu otáčení výložníku okolo rámu nadstavby). Výsledná síla  $F_B$ , která může působit na lopatu z boku je teda daná vztahom [34].

$$F_B = \frac{M_v}{r} = 1875,14 \text{ N}$$

[34]



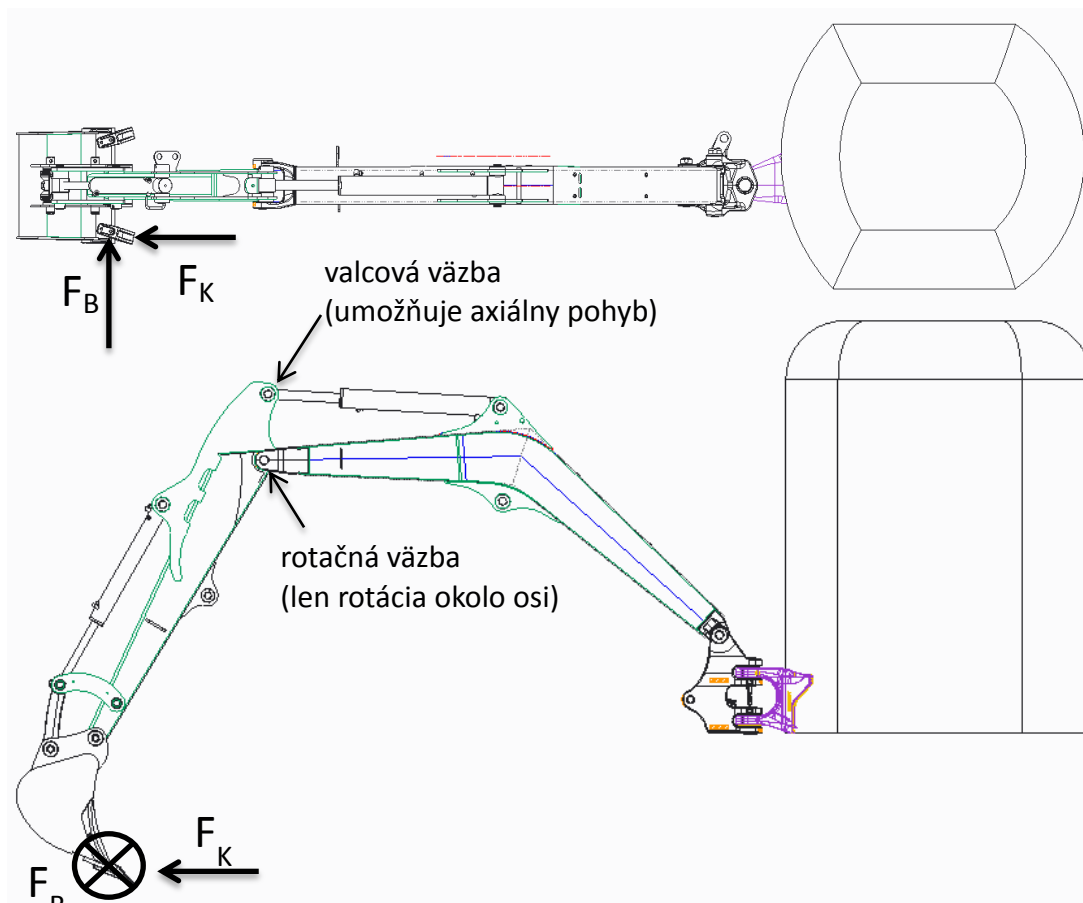
obr. 39: Znárodnenie ramena pre zaťaženie od natočenia kabíny

Zaťaženie od rypnej sily a zaťaženie od momentu motoru otáčajúceho kabínou môžu v najhoršom možnom prípade pôsobiť na násadu zároveň, preto ich do modelu MKP pripojím obidve.

(Pozn.: Valec, ktorý otáča celým pracovným zariadením relatívne ku kabíne spôsobuje oveľa väčší moment ako hydromotor, ktorý otáča samotnou kabínou voči podvozku. To je dôvod, prečo hydromotor otáčajúci kabínou „prepustí“ skôr ako tento valec a teda maximálna sila spôsobujúca bočnú silu na násadu je daná momentom od hydromotoru.)

### 4.3 Schematické zavedenie okrajových podmienok na násadu

Na obr. 40 je možné vidieť spôsob zavedenia okrajových podmienok na násadu. **Rypnú silu**  $F_K$  som zaviedol na kraj lopaty (je to najnepriaznivejšia možná poloha) a **bočná sila** od natočenia kabíny  $F_B$  pôsobí na rovnakom mieste lopaty, ale zo strany. Násada je ukotvená na výložníku, voči ktorému sa axiálne nepohybuje, preto je násada v modeli spojená rotačnou väzbou. Ďalej je násada k rámu pripojená valcovou väzbou (obr. 40), kde táto väzba simuluje spojenie s valcom násady, ktorý svojou malou tuhosťou v axiálnom smere spojenia nedokáže zabrániť axiálnemu pohybu násady v tomto mieste.



obr. 40: Okrajové podmienky na násade

## 5 Výpočet pomocou MKP

V ďalšom kroku som sa zaoberal výpočtom namáhania násady pomocou MKP softvéru. Najskôr som kvôli nenáročnosti a rýchlosti prípravy modelu zvolil informatívny výpočet priamo v nadstavbe programu Creo - Creo Simulate, a následne som previedol výpočet v softvéri Abaqus CAE.

### 5.1 Výpočet v programe Creo Simulate

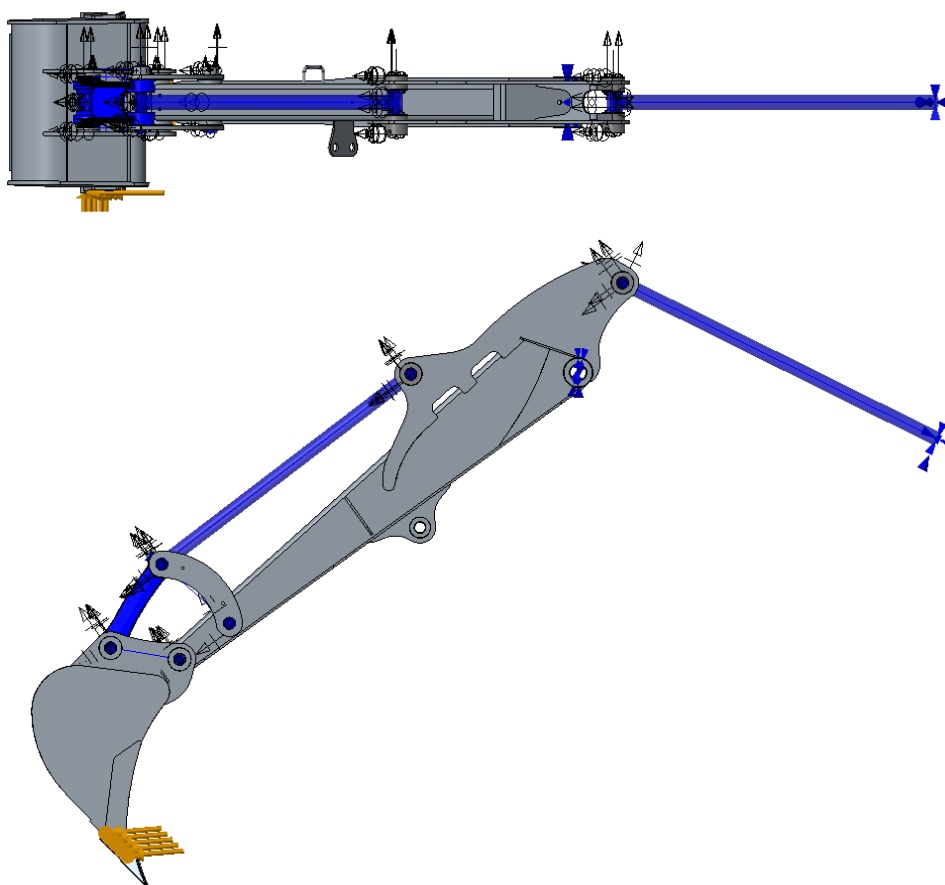
Vzhľadom na to, že model je vytvorený v programe Creo/ProE, najjednoduchším spôsobom ako podrobiť násadu MKP analýze je práve v nadstavbe Creo Simulate, ktorá je zabudovaná priamo v základnom programe.

Postupoval som podľa kapitoly 2, kde prvým krokom je vloženie 3D modelu. Vzhľadom na to, že je tento model už vytvorený v programe Creo, mohol som tento krok preskočiť. Avšak kvôli zvarom, ktoré sa na konštrukciách nachádzajú som zvolil spôsob ich modelovania nasledovne: najskôr som si všetky súčasti, ktoré sa v zostave násady nachádzajú jednotlivo pomocou príkazu „Shrinkwrap“ vložil do novej súčasti. Následne pomocou príkazu „Solidify“ som tieto nakopírované plochy transformoval na hmotné súčasti. Ďalej bolo potrebných ešte niekoľko ručných úprav, pretože v niektorých miestach sa súčasti vôbec nedotýkali (v skutočnosti boli pritom zvarené), prípadne niekde vznikli ostré hrany, a tak som ich domodelovával ručne, aby prechody neboli tak ostré a aby nevznikali špičky napätia (v skutočnosti tieto ostré hrany zjemní prídavný materiál zvaru). Tým nakoniec vznikla jednoliata súčasť násady. Rovnakým spôsobom som modeloval aj lopatu, ktorá je tiež zvarenec. Nakoniec som z dôvodu jednoduchosti výpočtu vložil namiesto hydraulických valcov jednoduché nosníky (viď kap. 2.3.2), ktoré mali tuhosť hydraulických valcov (respektíve tuhosť piestnice hydraulického valca ako jeho najpoddajnejšieho člena). Na túto zostavu bolo možné pripojiť sily vypočítané v kapitole 4.

Ďalším krokom bolo vygenerovanie siete modelu. Tento proces je vysoko automatizovaný, v prípade problémov bolo potrebné určité časti premodelovať, prípadne upraviť parametre siete. V prípade problémov s kvalitou siete, software užívateľa automaticky upozorní. Keďže model nie je vytvorený zo strednicových plôch jednotlivých plechov, ale ako hmotná súčasť, mala by veľkosť siete byť

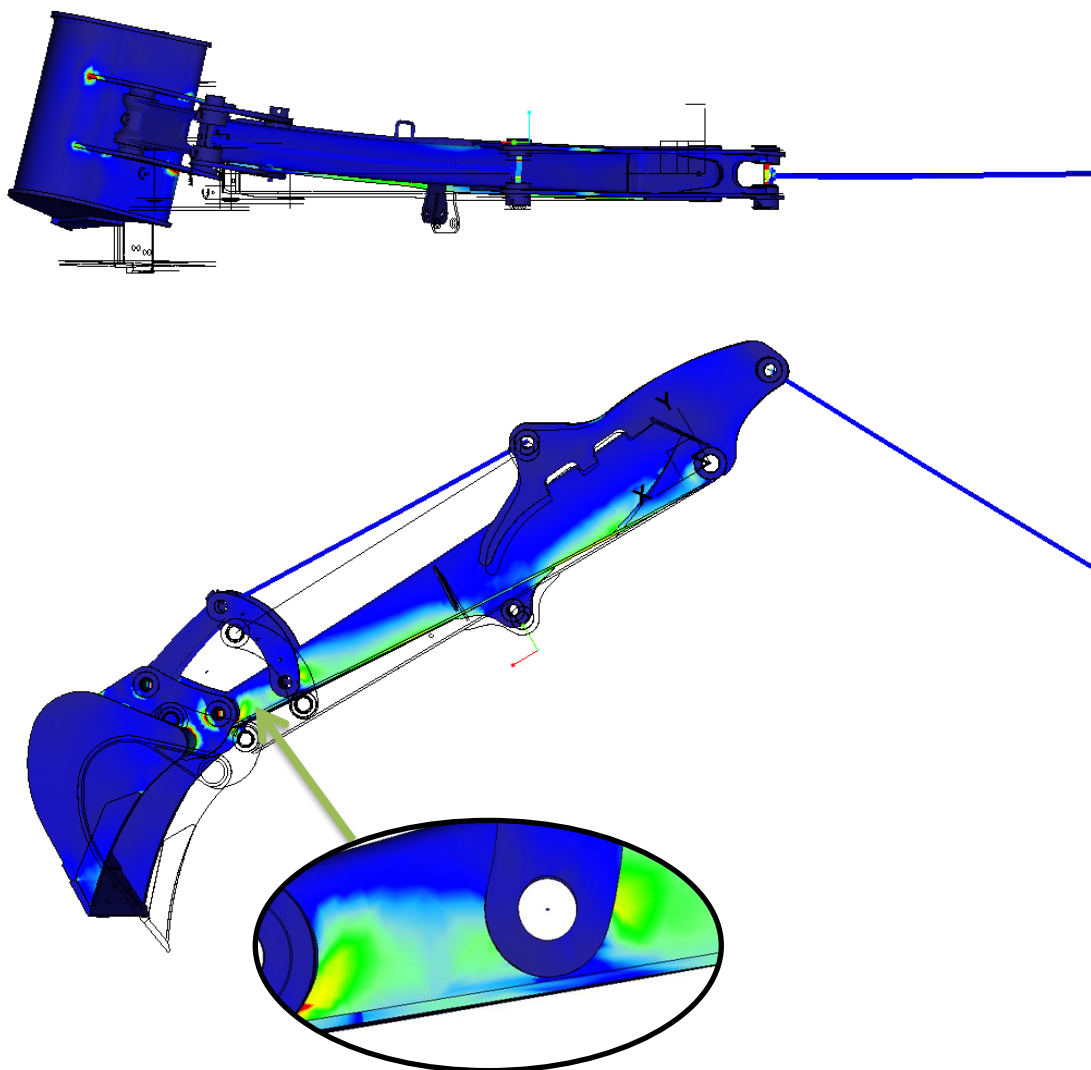
dostatočne malá vzhľadom k hrúbke plechu (maximálna veľkosť elementu = hrúbka najtenšieho plechu / 2). To by však veľmi predlžovalo výpočet - v tomto štádiu pracujem len na informatívnom výpočte o priebehu napätia. Nastavenie veľkosti siete som preto nechal automatické.

Ďalším bodom je definovanie silových a kinematických okrajových podmienok. Na obr. 41 je vyobrazené, ako som volil okrajové podmienky: sily  $F_R$  a  $F_B$  pôsobia na násadu v miestach definovaných z predchádzajúcich kapitol, valce sú nahradené nosníkmi o tuhosti ich piestnic. Medzi jednotlivými členmi modelu sú definované rotačné a valcové väzby volené podľa reálnej zostavy. Uchytenie násady v priestore je nasledovné: podľa obr. 40 som zvolil v mieste spojenia násady a výložníku rotačnú väzbu. Ďalej som navyše použil ďalší nosník (na obr. 41 vpravo), ktorým simulujem tuhosť valca násady. Tento nosník je rotačnou väzbou spojený s násadou a na pravom konci je ukotvený tiež rotačnou väzbou (tento nosník som neskôr pre jednoduchosť výpočtu v programe Abaqus vypustil a nahradil som ho jednoduchou valcovou väzbou v mieste podľa obr. 40).



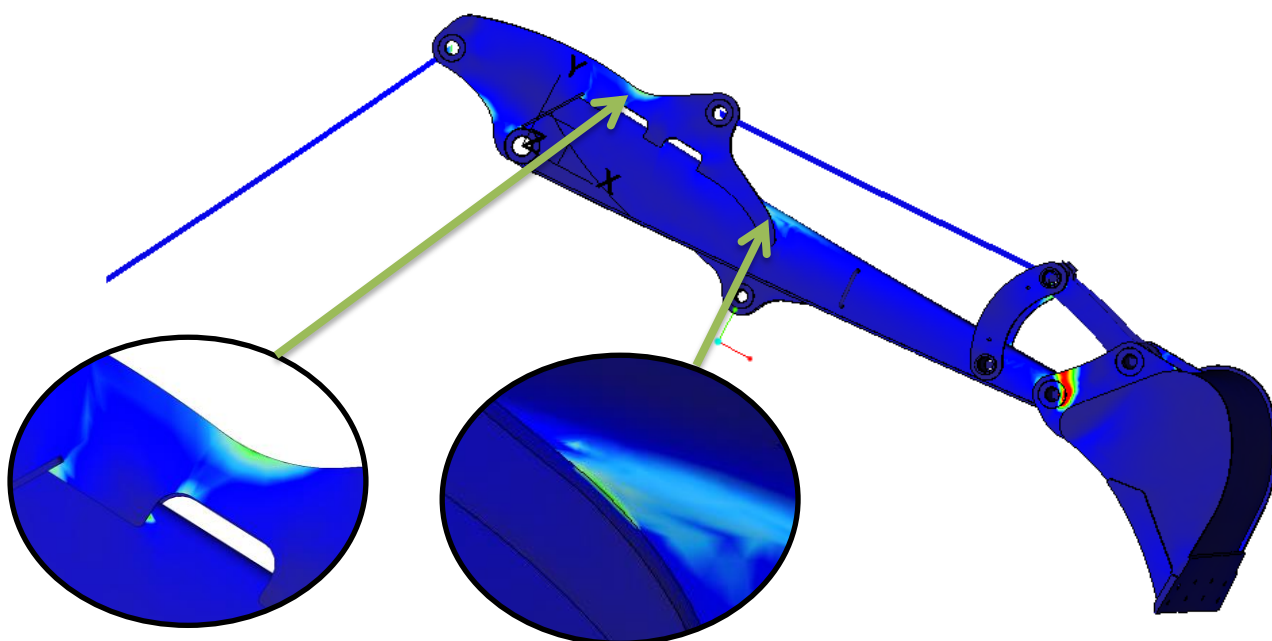
*obr. 41: Definovanie okrajových podmienok*

Vo výslednom zobrazení (obr. 40 a nasledujúce) je viditeľné, kde je možné prípadné špičky napätia očakávať. Ako sa dalo predpokladať je to hlavne v miestach, kde sa jednotlivé súčasti spájajú, čiže v miestach zvarov. To môže byť z hľadiska časovanej pevnosti (do ktorej sa násada za svoju požadovanú dobu životnosti dostane) problém. Absolútne hodnoty napätia sú však len orientačné, pretože vzhľadom na veľkosť siete môžu byť veľmi nepresné.



obr. 42: Výsledok MKP výpočtu -1-





obr. 43: Výsledok MKP výpočtu -2-

## 5.2 Výpočet v programe Abaqus/CAE

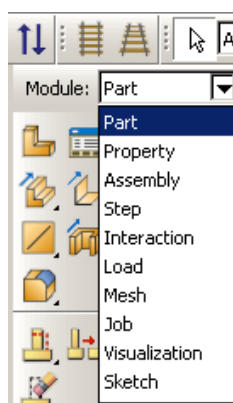
### 5.2.1 Výpočet napätia na pôvodnej násade

V tomto bode som sa zaoberal vytvorením, výpočtom a spracovaním výsledkov výpočtového modelu v programe Abaqus.

Prvým bodom bolo vloženie 3D modelu do programu Abaqus. Najskôr bolo potrebné nájsť vhodný formát tak, aby zostalo zachovaných čo najviac údajov z pôvodného modelu. Existuje asociatívne rozhranie pre Abaqus a iné konštrukčné programy (medzi nimi aj Creo), ktoré keď je spolu s konkrétnymi programami (v mojom prípade Creo - ako CAD-softvér a Abaqus - ako MKP softvér) nainštalované na jednom počítači a tieto programy sú spustené zároveň, umožňuje medzi týmito programami zdieľať tzv. „živú geometriu“. Viac informácií je možné nájsť pod literatúrou s odkazom (38). Ja som sa však tohto riešenia na odporúčanie vzdal, keďže jeho príprava a údržba sú pomerne náročné a v tejto práci nepredpokladám veľké zásahy do geometrie pôvodného modelu.

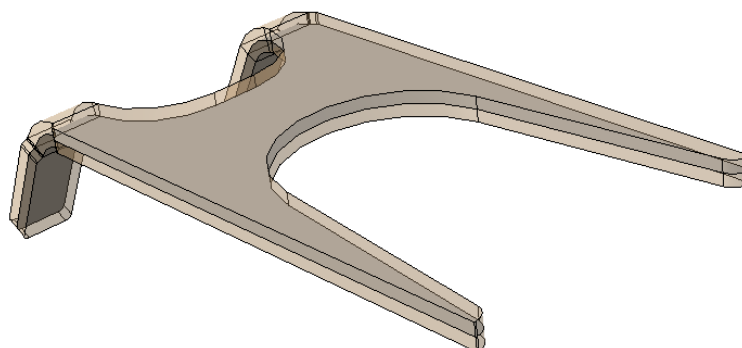
V mojom prípade je najvhodnejším spôsobom prenosu formát .x\_t, tzv. Parasolid. Do Abaqus-u som preniesol tak geometrie jednotlivých súčastí, ako aj ich vzájomné usporiadanie v zostave násady. So vzájomným usporiadaním súčastí v zostave bol pri formáte .step a .iges problém, keďže ich nie je možné načítať v Abaquse ako kompletnú zostavu, ale len ako jednotlivé súčasti, ktoré by som musel v Abaquse ďalej vzájomne polohovo väzbiť.

Pri vytváraní výpočtového modelu som postupoval tak, ako jednotlivé moduly nasledujú v Abaquse (obr. 44).



obr. 44: Jednotlivé moduly tak, ako nasledujú v programe Abaqus

Po úspešnom prenose 3D modelu som v module **Part** pri všetkých plechoch zmenil hmotné modely na nehmotné strednicové plochy, ktorými som pôvodné modely nahradil z dôvodu skrátenia výpočtového času (obr. 45). Ďalej som ešte dotvoril potrebné nosníky, ktoré nahrádzajú hydraulické valce a iné súčasti podobne ako v kap. 5.1.

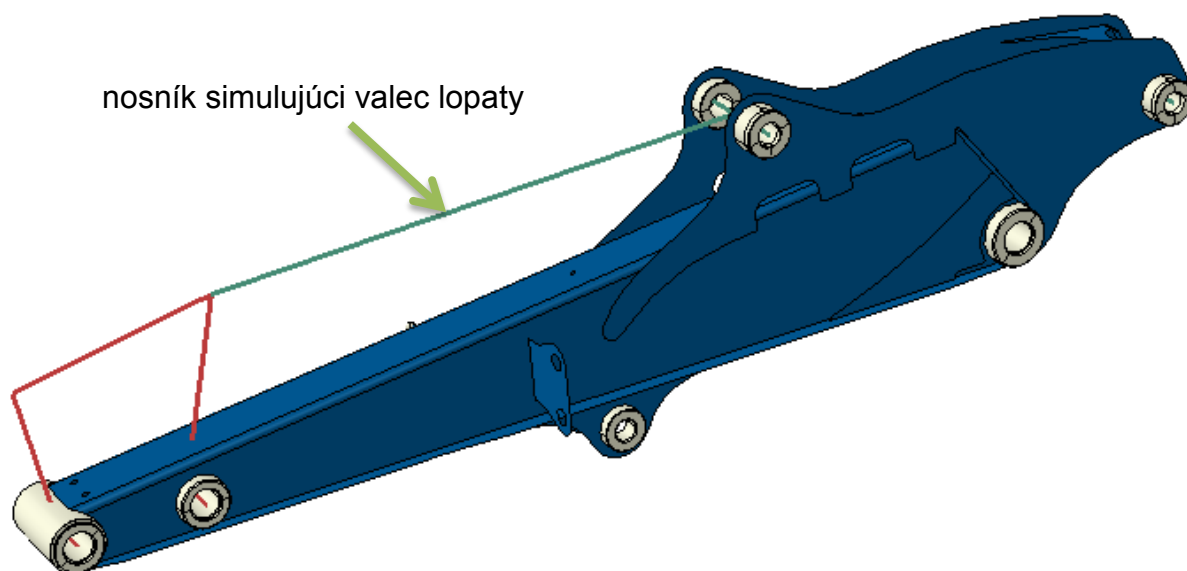


obr. 45: Pôvodný hmotný model nahradený strednicovou plochou

V ďalšom module **Property** som definoval materiálové vlastnosti ocele (hustota  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ , Youngov modul  $E = 210\,000 \text{ MPa}$ , Poissonovo číslo  $\nu = 0,3$ ).

Pôvodná násada sa skladá z viacerých hrúbok plechov a tak som musel nadefinovať v odkaze **Section Manager** jednotlivé hrúbky plechov tak, ako sa nachádzajú v modeli. Podobným spôsobom som vytvoril „sekcie“ aj pre nosníky. Tieto vytvorené sekcie som postupne priradil ku všetkým súčastiam násady.

Nasledoval modul **Assembly**, v ktorom som existujúce súčasti vložil a usporiadal do spoločnej zostavy (obr. 46). Je tu vidieť nosník, ktorý simuluje valec lopaty (má tuhosť zhodnú s tuhosťou jeho piestnice), ďalšie nosníky sú modelované pre jednoduchosť výpočtu ako absolútne tuhé. Na obr. 46 sú ďalej znázornené rôzne typy elementov rôznymi farbami (škrupiny, hmotné súčasti a nosníky).



obr. 46: Zostava pre výpočet MKP v programe Abaqus

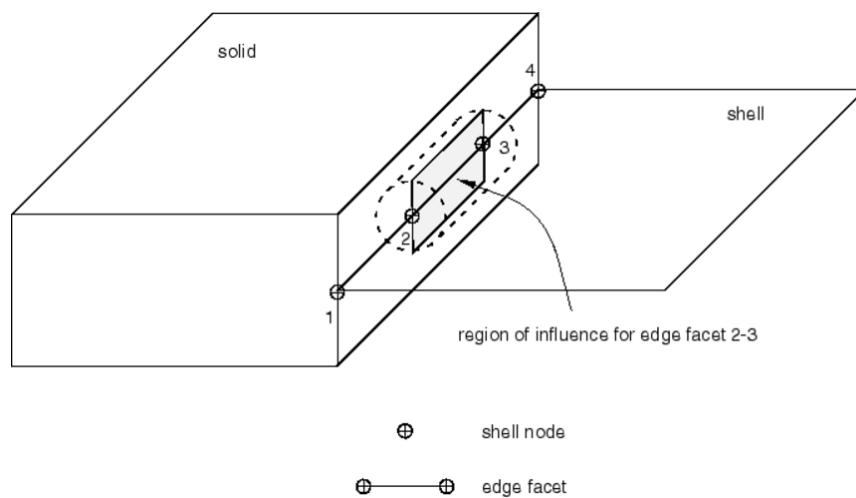
V module **Step** som definoval jednotlivé kroky, v ktorých zaťaženie prebieha (v mojom prípade je to prvý krok *ISO 6015*, kde som zaviedol rypnú silu definovanú normou a za ním nasleduje druhý krok *Side load*, v ktorom pôsobí sila z prvého kroku a k tomu je pridaná sila z natočenia kabíny.

(Pozn.: Je vhodné si ako úplne prvý krok výpočtu zvoliť modálnu analýzu vlastných frekvencií skúmanej súčasti, pretože tá dokáže odhaliť prípadné miesta, kde je súčasť rozpojená, prípadne spojená nevhodnou väzbou.)

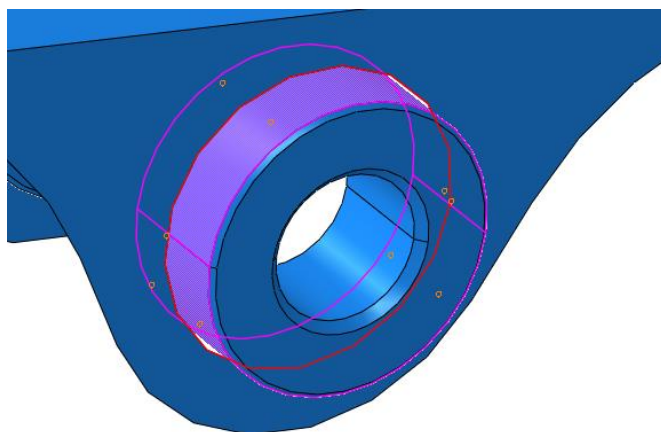
Modul **Interaction** umožňuje vytvoriť silové väzby medzi jednotlivými komponentmi. Keďže sa výpočtový model skladá zo súčastí od hmotných (ocelové

puzdrá) cez škrupiny (plechové súčasti), nosníky až po referenčné body, musel som možné väzby medzi nimi navzájom nájsť a vhodne zvoliť.

Pre spojenie škrupiny (shell) a hmotnej súčasti (solid) je priamo určená väzba *Shell-to-Solid coupling*. Jej princíp je znázornený na obr. 47. Medzi uzlami škrupiny 2 a 3 sa vytvorí spojnice a okolo nej valec s polomerom, ktorý je možné určiť v definícii väzby, prípadne, ak ju užívateľ neurčí ručne, tak je nastavená prednastavená hodnota. Všetky uzly z hmotnej súčasti (solidu), ktoré spadajú dovnútra tohto valca, sú naväzbené na škrupinu.



obr. 47: Zobrazenie tvorby väzby *Shell-to-Solid* (39)

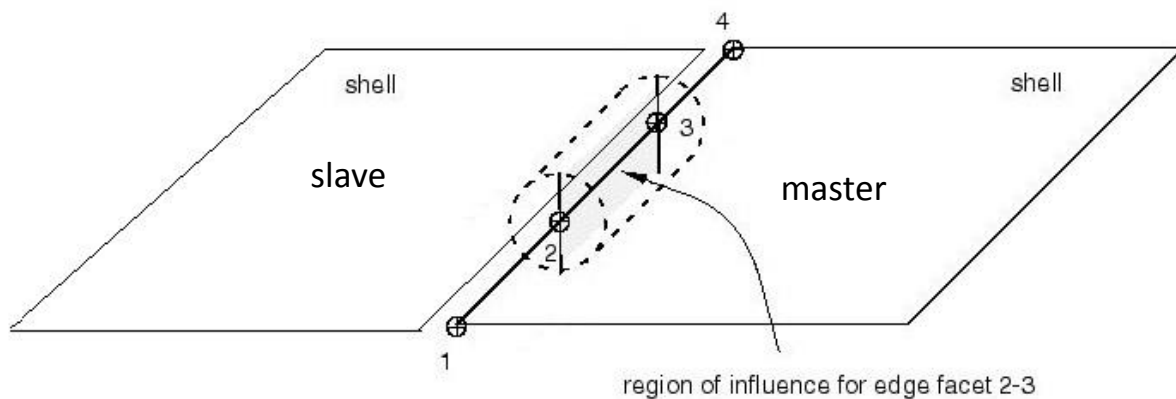


obr. 48: Príklad na väzbu *Shell-to-Solid coupling*

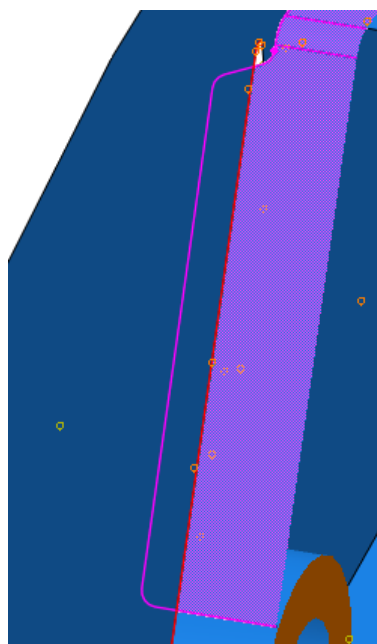
Na obr. 48 je možno vidieť červenú hranu škrupiny (master) a fialový povrch púzdra (slave).

Podobne funguje aj väzba *Tie*. Tú som používal na väzbu dvoch škrupín (shell). Zatiaľ, čo pri väzbe *Shell-to-Solid coupling* je ako tzv. člen master pevne určená

hrana škrupiny (shell), tak pri väzbe Tie je možné si vybrať, ktorá škrupina bude master a ktorá slave. Od toho závisí, na ktorej škrupine sa bude vytvárať spomínaný valec, do ktorého budú, resp. nebudú spadať body protiľahlej škrupiny. Na obr. 50 je vidieť, master (červený) a slave (fialový) člen väzby Tie. Väzbami Tie a Shell-to-Solid coupling som naväzbil navzájom všetky plechy a puzdrá z modelu.



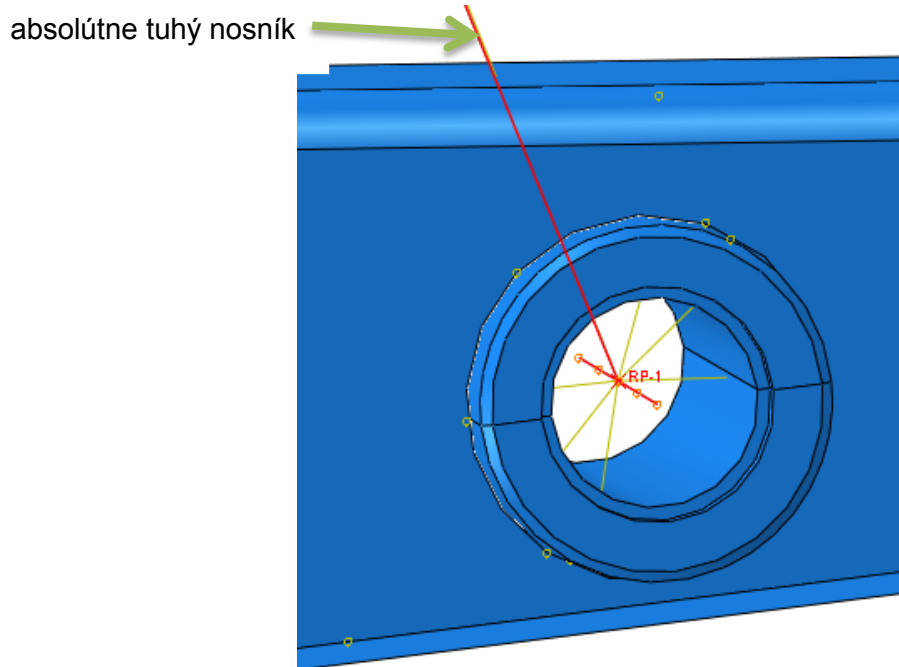
obr. 49: Zobrazenie väzby Tie



obr. 50: Príklad väzby Tie

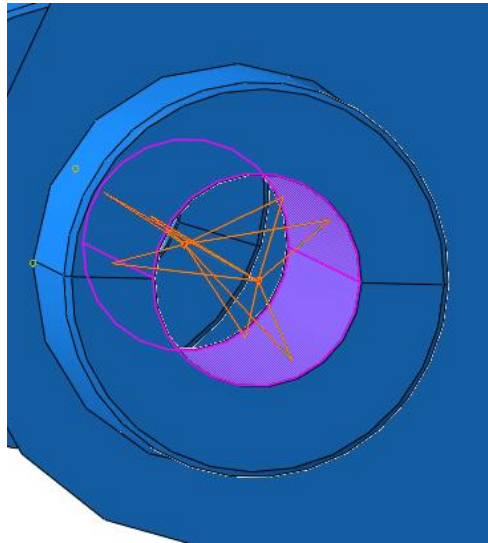
Keďže mám v zostave modelované 3 dokonale tuhé nosníky, je nutné pre každý z nich vytvoriť jeden referenčný bod (Reference point), s ktorým budú pevne spojené a ktorý bude simulovať ich pohyb. Na to sa používa väzba *Rigid body*. Pomocou tohto bodu môžem napríklad tuhý nosník pripojiť väzbou *Coupling* k hmotnému telesu, prípadne inému nosníku. Na obr. 51 je vidieť spojenie referenčného bodu

(RP-1) k tuhému nosníku červená súčasť v tvare T). Ďalej je tu možno vidieť väzbu Coupling, ktorou je tento bod spojený s hmotným púzdrom.



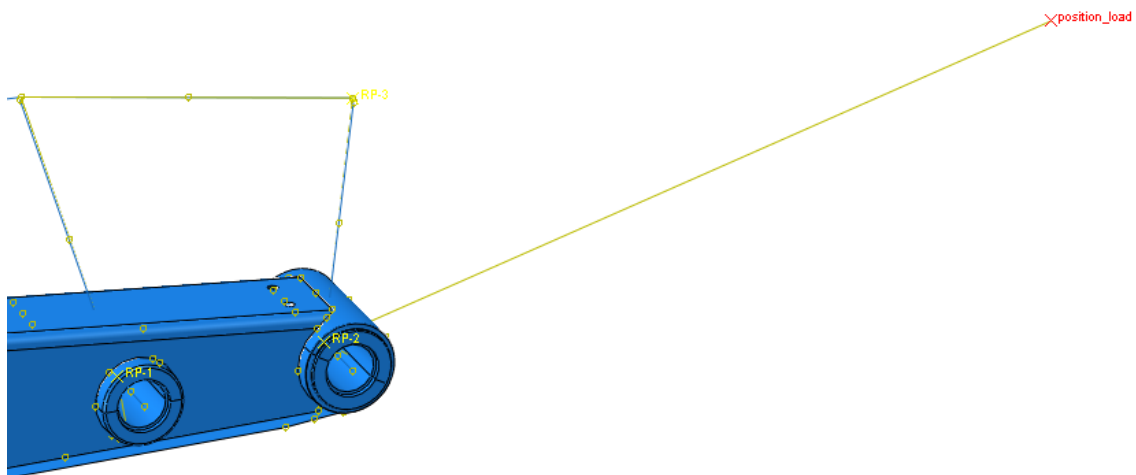
obr. 51: Príklad na väzbu Rigid body

Ďalej som potreboval spájať nosníky navzájom s púzdrami. Preto som musel použiť väzbu *Coupling*. V tejto väzbe sa viaže povrch jedného telesa k bodu (alebo viacerým bodom) druhého telesa. To sa dá využiť tak pri spájaní nosníku s hmotným telesom, ako aj pri spájaní nosníkov navzájom. Pri spojení hmotného telesa s nosníkom sa javila najvýhodnejšie väzba *Coupling - Structural distributing*, ktorá umožňuje pomocou váhových koeficientov deformáciu spájaného telesa. Na obr. 52 je vidieť príklad na túto väzbu. Červené body sú krajné body časti nosníku, ktorá je spojená s povrchom púzdra (fialové). Nevýhodou je, že táto časť nosníka sa správa ako dokonale tuhá (ale púzdro si zachová deformovateľnosť).



obr. 52: Príklad na väzbu Coupling - Structural distributing

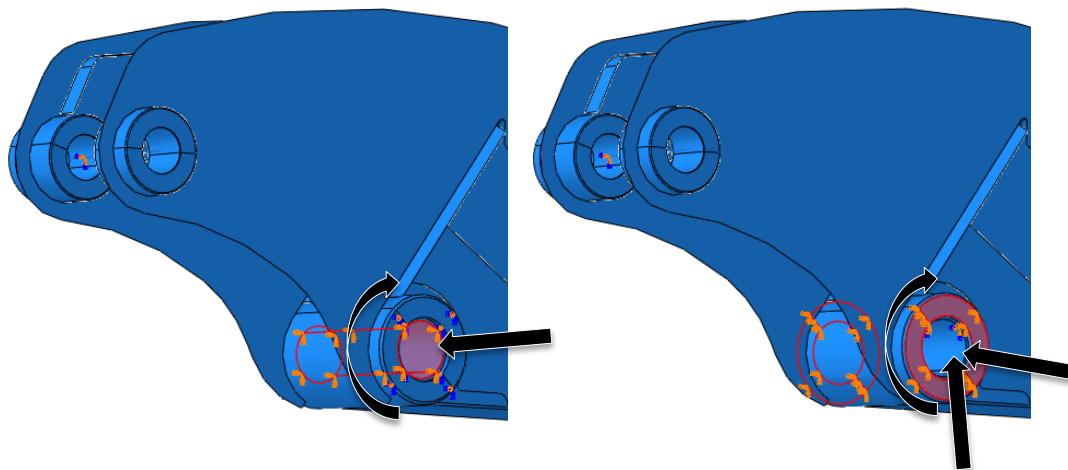
Ďalším druhom väzby Coupling je tzv. Kinematic Coupling. V nej nenastávajú žiadne deformácie. Touto väzbou som pripojil referenčný bod *position\_load* (obr. 53) na referenčný bod *RP-2*. Na tomto bode budú pripojené sily vypočítané v kap. 4. Týmto krokom som z lopaty vytvoril dokonale tuhé teleso, čím som výpočet značne urýchlil a zjednodušil za určitú cenu presnosti.



obr. 53: Príklad na väzbu Coupling - Kinematic

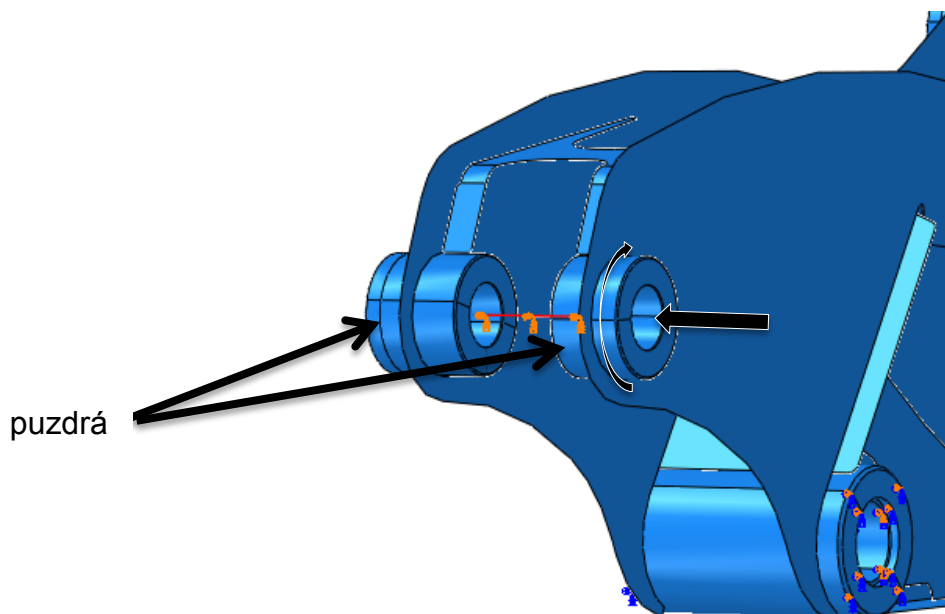
V module **Load** som vytváral okrajové podmienky výpočtu. Najskôr je potrebné konštrukciu upevniť v priestore. Na nižšie uvedených obrázkoch čierne šípky ukazujú posuvy a natočenia, ktoré nie sú „voľné“. Na obr. 54 vľavo je väzba, ktorá umožňuje len rotáciu okolo osi valcového povrchu a axiálny posuv v tejto osi. Vpravo je väzba, ktorá umožňuje posuvy v rovine vyznačeného povrchu a rotáciu okolo osi valca

zvýrazneného vľavo. Z obr. 54 je vidieť, že jediný pohyb, ktorý je umožnený na obidvoch častiach obrázku je len rotácia okolo osi čapu na výložníku.



*obr. 54: Ukotvenie voči výložníku*

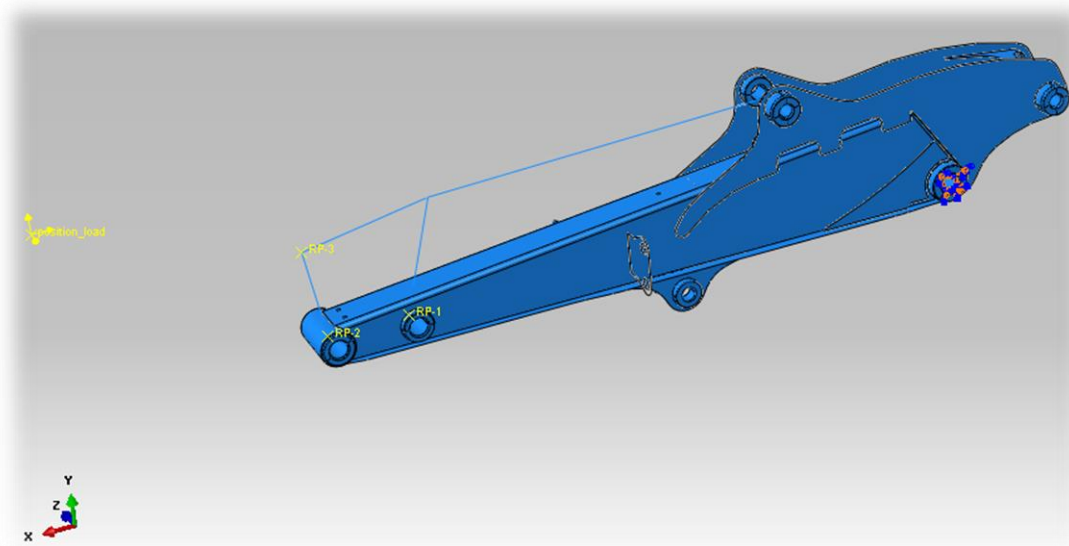
Stále zostáva jeden stupeň voľnosti - výslednú rotáciu z obr. 54 je potrebné zachytiť. Na obr. 55 je zobrazená väzba nosníku (nahradzujúceho čap medzi násadou a valcom násady), ktorý je pevne spojený s puzdrami násady. Tomuto nosníku je okrajovou podmienkou umožnený pohyb v axiálnom smere nosníku a rotácia okolo osi nosníku.



*obr. 55: Pripojenie okrajovej podmienky - valca násady*



Na obr. 56 je možno vidieť pripojenie zaťažujúcich síl - rypná sila je rozložená do zložiek do smerov osí  $x$  a  $y$ , bočná sila má jedinú zložku v ose  $z$  (tieto sily sú pripojené na referenčný bod *position\_load*). Zároveň som rypnú silu priradil do kroku (z modulu **Step**) ISO 6015 a bočnú silu do kroku *Side load*.



obr. 56: Pripojenie rypnej a bočnej sily

Teraz je potrebné v ďalšom module **Mesh** vygenerovať sieť. Na obr. 57 je časť vysieťovaného modelu. Veľkosť siete som zvolil s ohľadom na presnosť a náročnosť výpočtu 3 mm. Pri sieťovaní škrupinových a nosníkových súčastí zväčša nenastáva žiadny problém. Pri sieťovaní hmotných puzdier bolo niekedy nutný puzdrá rozdeliť na viacero primitívnejších častí (Partitioning), ktoré Abaqus zosieťovať dokázal.

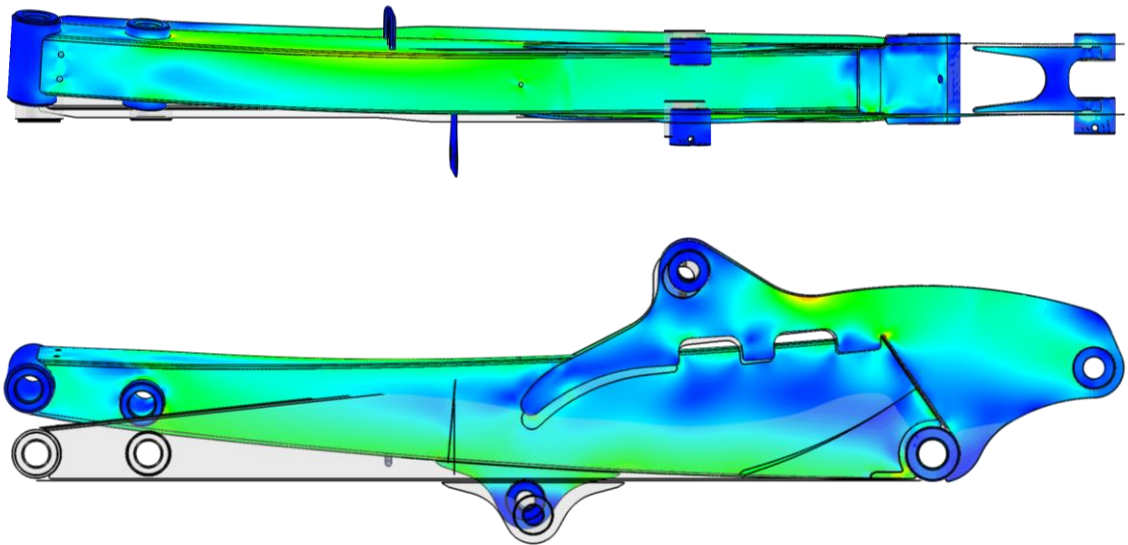


obr. 57: Časť vysieťovaného modelu

V module **Job** je už len potrebné vytvoriť položku, ktorá po spustení začne vlastný výpočet podľa zadaných parametrov - ponechal som parametre predvolené softvérom.

Pomocou modulu **Visualization** je možné upravovať a zobrazovať rôzne informácie získané z výpočtu. Na obr. 58 je možné vidieť tak priebeh napätí na pôvodnej násade, ako aj detail špičky napätia - jej hodnota je približne 230 MPa, čo je približne 0,75 medze klzu pôvodného materiálu (napätia sú určované pomocou kritéria von-Mises - HMH). Tento dynamický koeficient  $k=0,75$  použijem pre stanovenie maximálneho dovoleného napätia násady nového materiálu. Je to z toho dôvodu, že násada sa v priebehu svojej životnosti nachádza v oblasti tzv. *časovanej pevnosti* (viď kap. 3.2) - takže sa nedostane až na medzu únavy. Okrem toho záťažový stav, ktorý som zvolil, nemusí nastať každý pracovný cyklus násady.

Maximálna deformácia na pôvodnej násade je 6,7 mm.



obr. 58: Zobrazenie napätivej mapy na pôvodnej násade

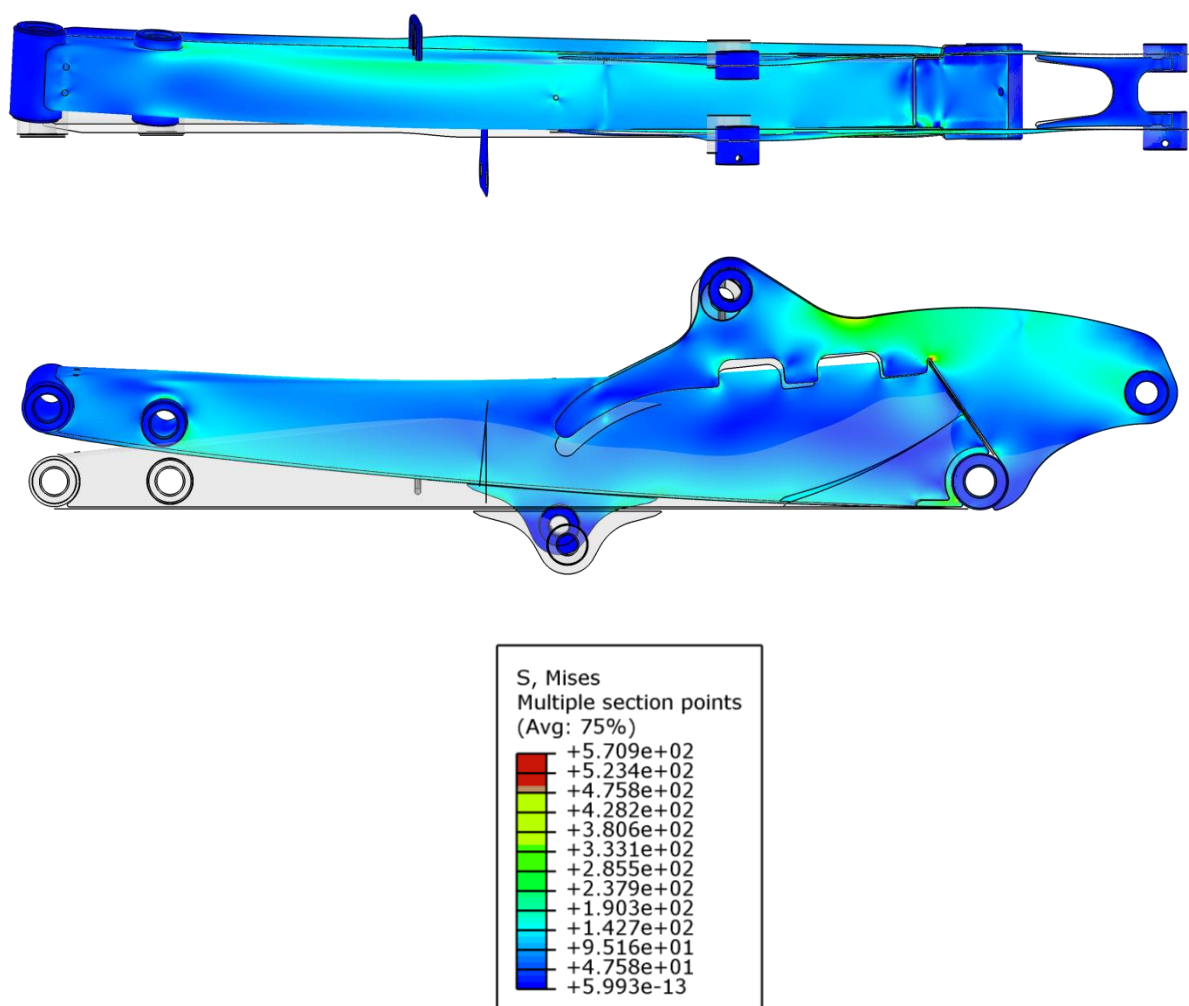
### 5.2.2 Výpočet napätia na násade z tenších plechov

Keďže nový materiál s medzou klzu 1300 MPa umožňuje väčšie napätie, tak som postupne znižoval hrúbku plechov, z ktorých je násada zložená. Dostal som sa až na hranicu 4 mm, čo je minimálna možná hrúbka plechu, ktorú je firma SSAB schopná dodať. Pôvodná násada sa skladala z plechov hrúbky od 5 do 10 mm. Nová

násada sa bude teda skladať len z plechov hrúbky 4 mm. V pôvodnom modeli som teda previedol hrúbky plechov na 4 mm a výpočet som znova spustil.

Ak vynásobím maximálnu hodnotu medze klzu 1300 MPa koeficientom určeným v kap. 5.2.1 ( $k=0,75$ ), tak mi vyjde hodnota dovoleného napätia nového materiálu 975 MPa. Keďže sa jedná o vysokopevnostnú oceľ, ktorej vlastnosti sú veľmi citlivé na rôzne parametre (ako napríklad drsnosť povrchu, spôsob zvárania, spôsob delenia materiálu – viď kap. 3), rozhodol som sa túto hodnotu znížiť na stranu bezpečnosti o 200 MPa na hodnotu 775 MPa.

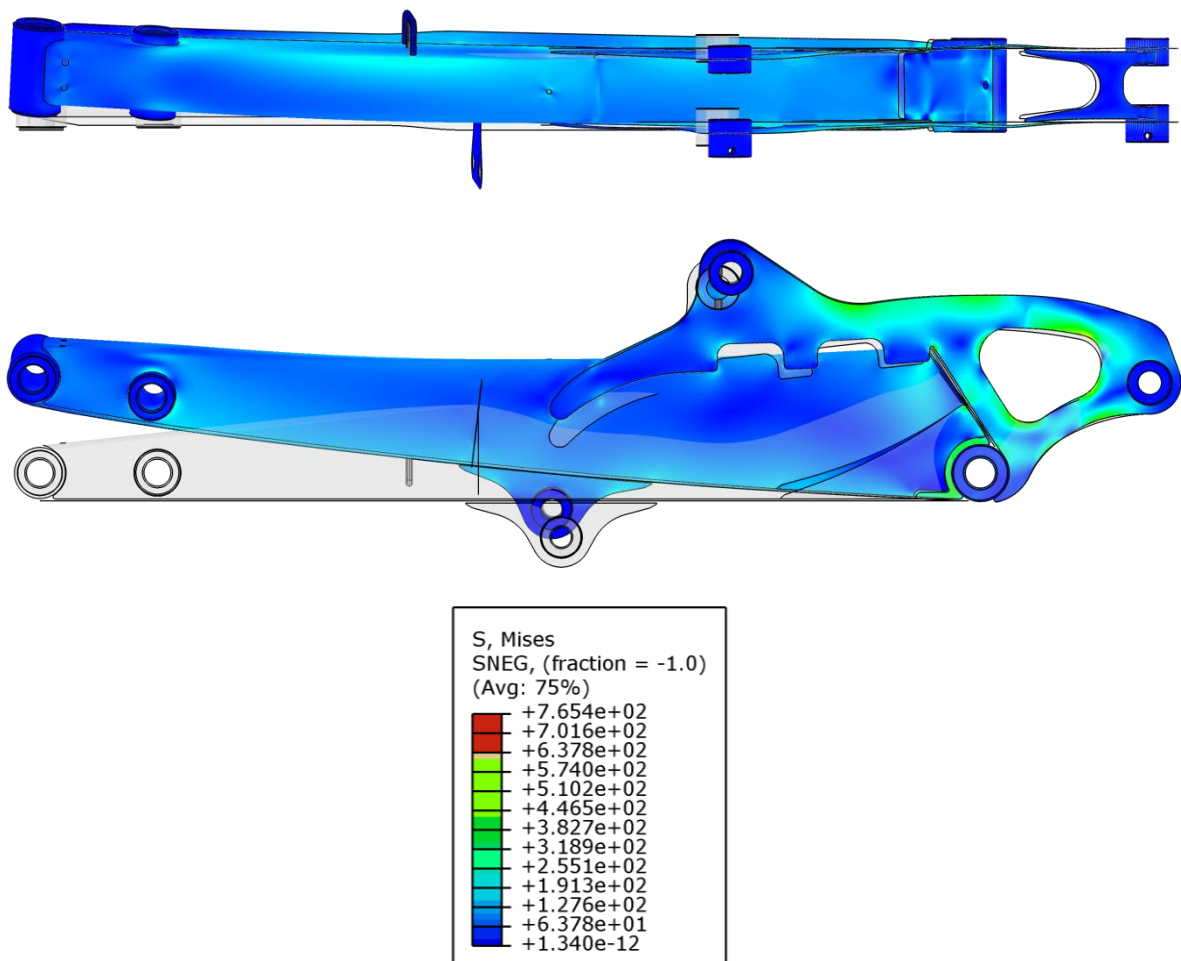
Na obr. 59 je napätová mapa, na ktorej vidieť, že oproti pôvodnej násade sú jednotlivé plechy násady z nového materiálu namáhané oveľa nerovnomernejšie. Hodnota maximálneho napätia z MKP (obr. 59) je teraz 571 MPa. Maximálna deformácia sa zvýšila na 8,5 mm.



obr. 59: Zobrazenie napätovej mapy na násade z nového materiálu

### 5.2.3 Výpočet napätia na násade z tenších plechov s výrezom

Keďže napätie 571 MPa (viď kap. 5.2.2) je stále výrazne pod hranicou dovoleného napätia 775 MPa, rozhodol som sa ešte urobiť výrez na plechu na násade (obr. 60). Jeho rozmery sú zakótované v Prílohe č.3.

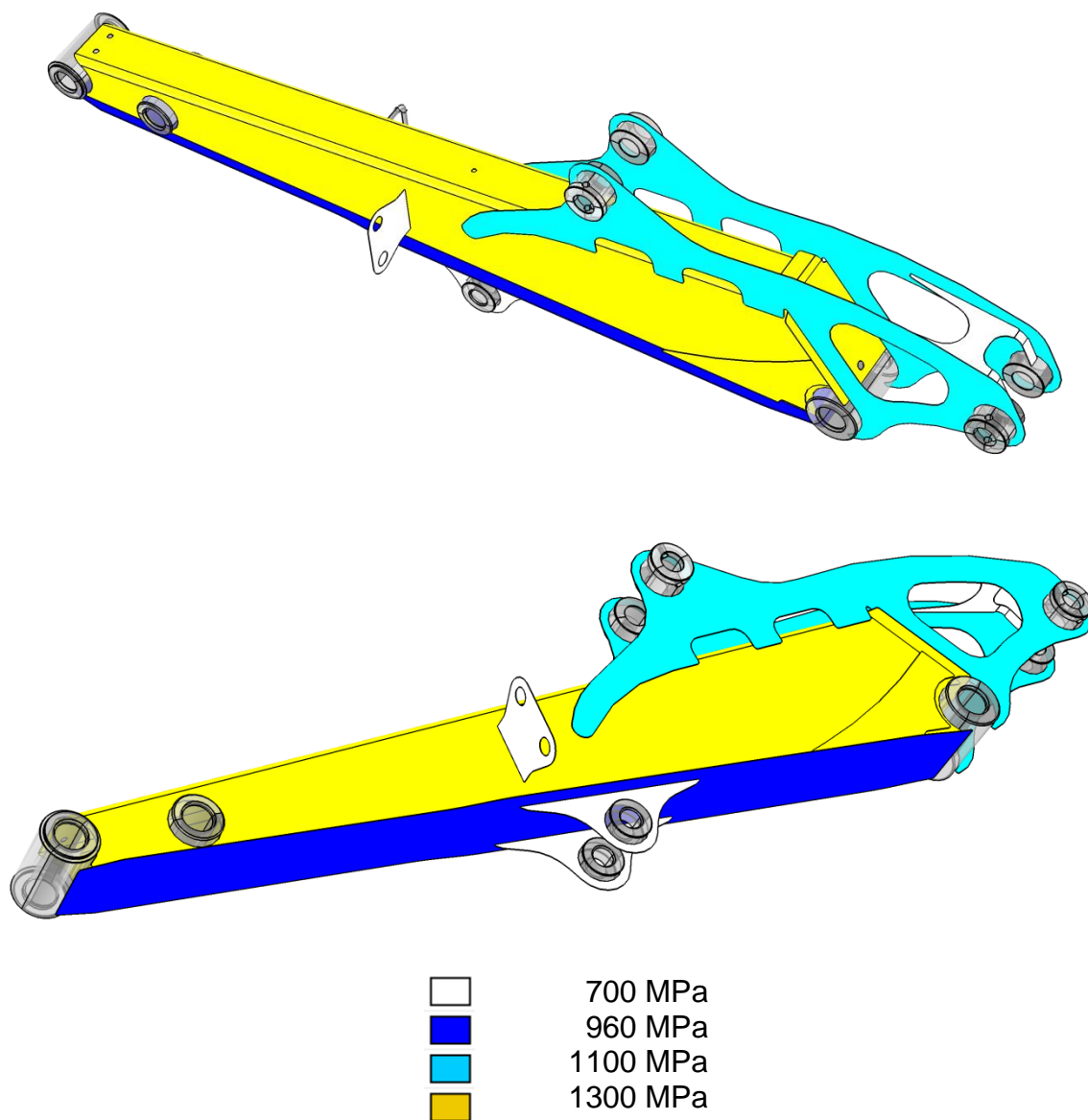


obr. 60: Zobrazenie napätivej mapy na násade s výrezom

Na obr. 60 je vidieť, že výrez v násade spôsobuje ešte väčšie namáhanie konkrétneho plechu ako na obr. 59. Hodnota maximálneho napätia je teraz 765 MPa, čo je nižšie ako dovolená hodnota 775 MPa. Maximálna deformácia je 10,3 mm.

Ako bolo spomenuté v kap. 5.2.2, keďže plechy už nie je možné ďalej ztenšovať, rozhodol som sa použiť plechy s rôznymi medzami klzu podľa namáhania

v jednotlivých plechoch - plechy s hodnotami medze klzu 700, 960, 1100 a 1300 MPa (na obr. 61 je zobrazené konkrétne použitie rôznych rád plechov na násade).



obr. 61: Použitie rôznych rád plechov na násade

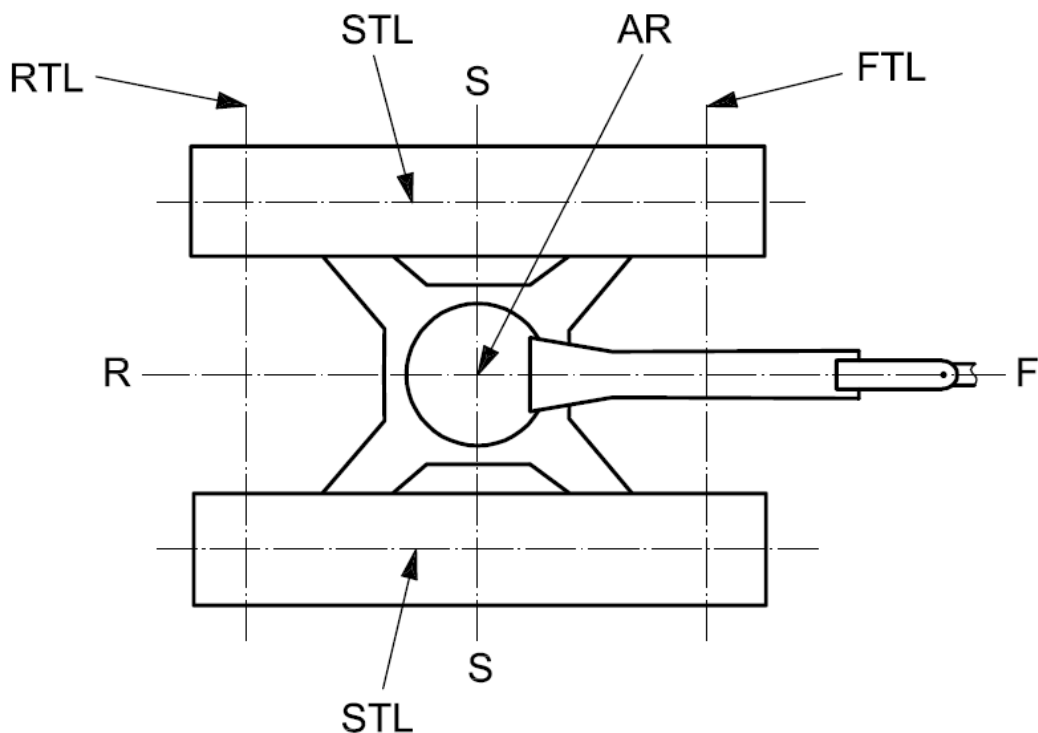
## 6 Výpočet stability stroja

Keďže som zmenšil hrúbku plechov, celková hmotnosť násady sa zmenšila. To má vplyv na stabilitu stroja. V bežnej praxi sa na určenie stability a zdvihovej kapacity (ang. *lift capacity*) používa norma ISO 10567:2007.

### 6.1 Stabilita pri konfigurácií „blade up“

V tejto konfigurácii nie sú vysunuté žiadne pomocné podpory dopredu ani do strán od stroja.

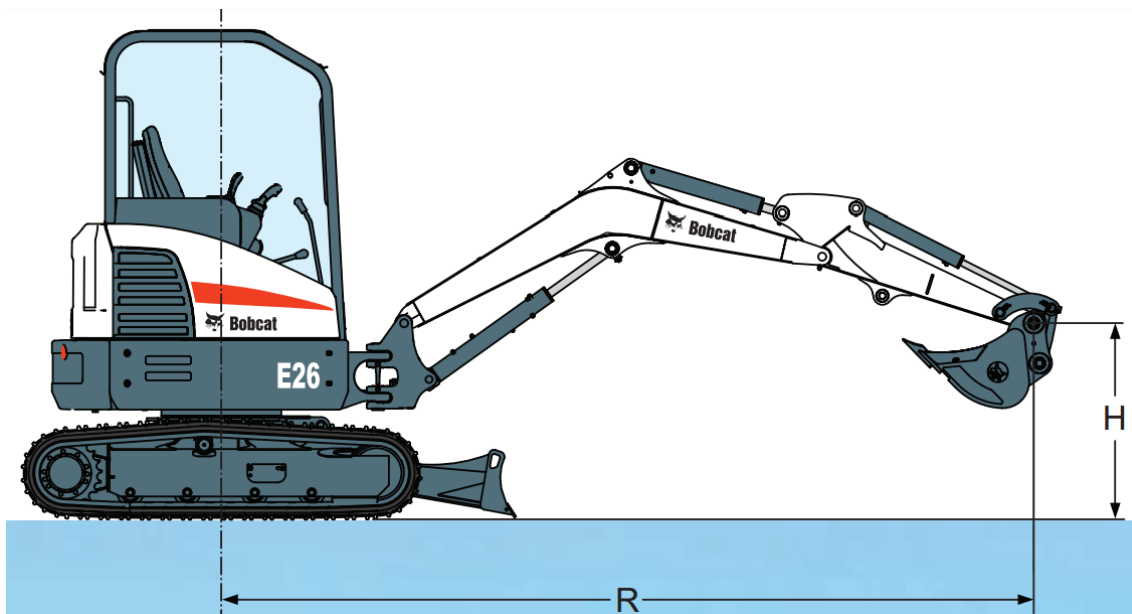
Najskôr je potrebné si určiť klopnú líniu (ang. *tipping line*).



obr. 62: Určenie klopnej línie „blade up“ (40 s. 5)

Citované so súhlasom ÚNMZ (Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví)

Na obr. 62 (z normy ISO 10567:2007) je pod označením „FTL“ naznačená predná klopnú líniu (ang. *front tipping line*). Je to osa predných vodiacich kolies pásu. „AR“ značí osu rotácie stroja, od ktorej sa meria poloha nákladu - bod LP (viď nižšie).



obr. 63: Určenie polohy zdvíhacieho bodu (ang. lift point - LP) (41 s. 10)

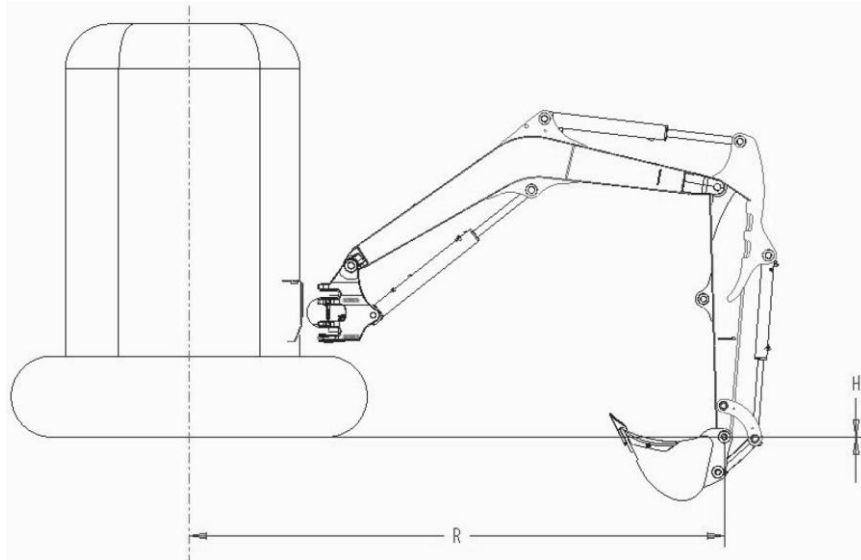
Na obr. 63 je znázornené určenie polohy zdvíhacieho bodu, kde „R“ znamená vzdialenosť od osi rotácie stroja (z normy: LPR - lift point radius) a „H“ je vzdialenosť od zeme (z normy: LPH - lift point height). Hodnoty „R“ a „H“ sa s určitým krokom (napríklad 0,5 m; 1 m; 2 m) menia a tým vytvoria mriežku bodov, v ktorých sa zdvihová kapacita meria (40 s. 4). Na obr. 64 je vidieť tabuľka zdvihových kapacít stroja od firmy Bobcat, kde je presne určená konfigurácia stroja a konkrétne k nej patriace hodnoty zdvihových kapacít.

STANDARD DIPPERSTICK, STANDARD COUNTERWEIGHT

RATED LIFT CAPACITY OVER BLADE, BLADE DOWN					
Lift point height [H] (mm)	Maximum radius [R] (mm)	Lift at max. radius (kg)	Lift at 2000 mm radius	Lift at 3000 mm radius	Lift at 4000 mm radius
3000	3230	542*		491*	
2000	3840	556*		564*	
1000	4030	595*		782*	596*
Ground	3880	639*	1758*	933*	
-1000	3320	690*	1670*	868*	
RATED LIFT CAPACITY OVER SIDE, BLADE UP					
Lift point height [H] (mm)	Maximum radius [R] (mm)	Lift at max. radius (kg)	Lift at 2000 mm radius	Lift at 3000 mm radius	Lift at 4000 mm radius
3000	3230	335		393	
2000	3840	258		389	
1000	4030	233		364	235
Ground	3880	242	628	348	
-1000	3320	309	665	353	

obr. 64: Zdvihová kapacita stroju Bobcat (41 s. 11)

Mojou úlohou bolo vypočítať zlepšenie zdvihovej kapacity stroja pri hodnote  $R = 3\text{ m}$  a  $H = 0\text{ m}$ . Stroj v tejto polohe je zobrazený na obr. 65.



obr. 65: Poloha pracovného zariadenia pre výpočet

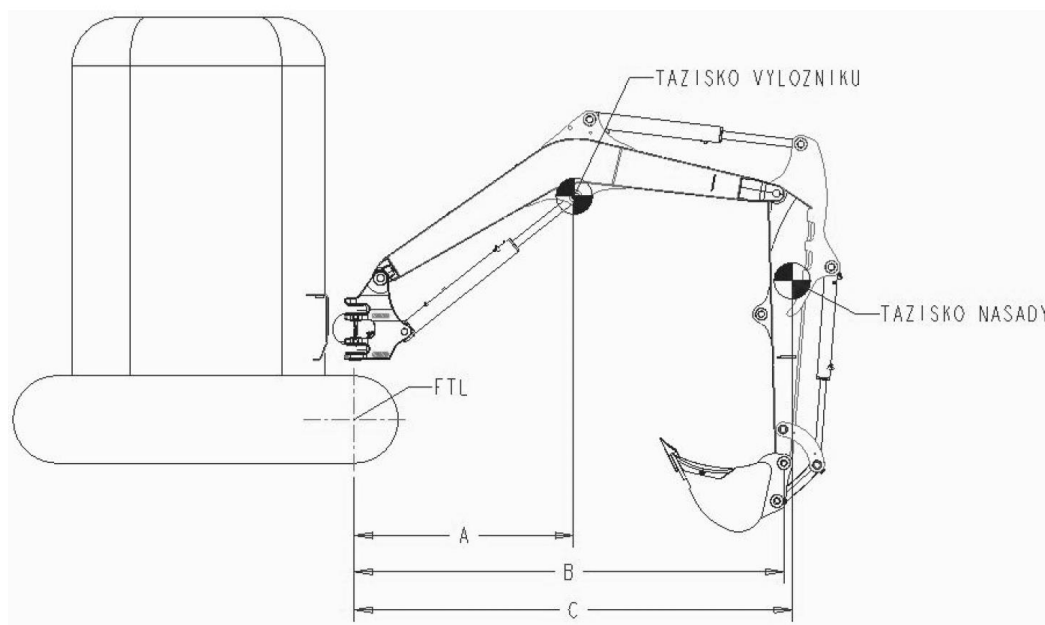
Celá konfigurácia stroja sa zachová, mení sa len hmotnosť násady a výložníku. Hmotnosť pôvodnej násady a výložníku je známa z 3D modelu. Hmotnosť novej násady, ktorej plechy sú hrubé 4 mm je 46,42 kg (sú to približne 2/3 pôvodnej násady (hodnota pochádza z 3D modelu po ztenžení plechov na 4 mm. Pomerom hmotností medzi pôvodnou a novou násadou som vynásobil hmotnosť pôvodného výložníku a dostal som odhad hmotnosti nového výložníku – 60,66 kg.

Keďže som poznal vzdialenosti ťažísk od prednej klopnej línie a taktiež jednotlivé hmotnosti pôvodnej násady a pôvodného výložníku, vypočítal som **spoločný klopný moment**  $M_s$ , ktorý pôvodná násada a výložník vytvárajú k FTL (obr. 66)

$$M_s = m_{pv} \cdot g \cdot A_p + m_{pn} \cdot g \cdot C_p = 1377,11 \text{ Nm} \quad [35]$$

kde  $m_{pv}$  je **hmotnosť pôvodného výložníku**,  $A_p$  je **vzdialenosť ťažiska výložníku od FTL** (zobrazené na obr. 66),  $m_{pn}$  je **hmotnosť pôvodnej násady**,  $C_p$  je **vzdialenosť ťažiska násady od FTL** (zobrazené na obr. 66) a  $g$  je **gravitačné zrýchlenie** ( $9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ).





obr. 66: Vzďalenessi na vypočet momentu „blade up“

Keďže nová násada a výložník sú ľahšie, tak som vypočítal pomocou vzťahu [37] (ktorý som odvodil zo vzťahu [36]) hmotnosť pridaného zaťaženia na zdvíhacom bode (LP), ktoré vytvára k ose FTL spolu s novým výložníkom a s novou násadou moment rovný  $M_s$ . So zmenou hrúbky jednotlivých plechov sa taktiež (aj keď minimálne) zmenila poloha ťažiska násady, čo som zahrnul do výpočtu (nové súradnice ťažísk  $A_n$  a  $C_n$ ). Nová zdvihová kapacita (lift capacity) je pri danej polohe pracovného zariadenia a pri danej konfigurácii stroja o **32,82 kg** väčšia ako pôvodná zdvihová kapacita. Teda ak bola pôvodná zdvihová kapacita napríklad 339 kg (obr. 64) (41 s. 11), tak nová zdvihová kapacita bude 371,82 kg) Väčší vplyv na zvýšenie zdvihovej kapacity má zníženie hmotnosti násady (približne 1 kg násady za 1 kg pridaného zaťaženia), zatiaľ čo zníženie hmotnosti výložníku vplyva na zvýšenie zdvihovej kapacity oveľa menej (približne 2 kg výložníku za 1 kg pridaného zaťaženia).

$$M_s = m_{nv} \cdot g \cdot A_n + m_{nn} \cdot g \cdot C_n + m_{nz} \cdot g \cdot B \quad [36]$$

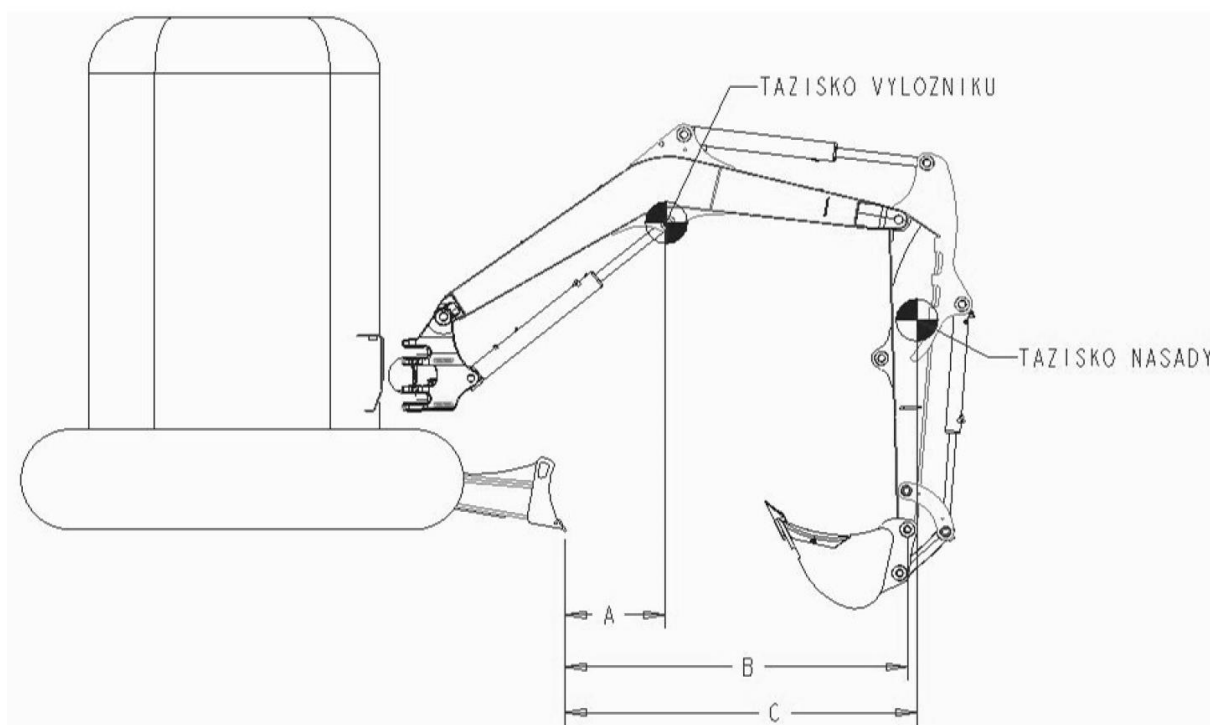
$$m_{nz} = \frac{M_s - m_{nv} \cdot g \cdot A_n - m_{nn} \cdot g \cdot C_n}{g \cdot B} \quad [37]$$

$$= \frac{1377110 - 60,66 \cdot 9,81 \cdot 446,07 - 35,32 \cdot 9,81 \cdot 1570,92}{9,81 \cdot 3000} = 32,82 \text{ kg}$$

kde  $m_{nv}$  je hmotnosť nového výložníku,  $A_n$  je vzdialenosť ťažiska výložníku od FTL (zobrazené na obr. 66),  $m_{nn}$  je hmotnosť novej násady,  $C_n$  je vzdialenosť ťažiska násady od FTL (zobrazené na obr. 66)  $m_{nz}$  je hmotnosť pridaného zaťaženia v zdvíhacom bode (LP),  $B$  je vzdialenosť bodu LP od FTL (obr. 66) a  $g$  je gravitačné zrýchlenie ( $9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ).

## 6.2 Stabilita pri konfigurácií „blade down“

Ďalšia počítaná konfigurácia je s podporou (tzv. blade down). Znáznorená je na obr. 67.



obr. 67: Vzdialenosti na výpočet momentu „blade down“

Obdobným spôsobom ako v kap. 6.1. som previedol výpočet pre túto variantu. Zdvihová kapacita stroja sa zväčšila o **27,38 kg**, teda nárast je o niečo menší ako pri variante bez podpory. Ak bola pôvodná zdvihová kapacita napríklad 888 kg (obr. 64) (41 s. 11), tak nová zdvihová kapacita bude 915,38 kg. Pri zmenšení hmotnosti výložníku o 3,4 kg sa môže pridané zaťaženie oproti variante s pôvodnou násadou a výložníkom zväčšiť o 1 kg. Pri zmenšení hmotnosti násady o 1 kg sa môže

zaťaženie v bode LP zväčšiť o 1 kg. Z vyššie uvedeného vyplýva, že pri variante s podporou je vplyv zníženia hmotnosti výložníku na zvýšenie zdvihovej kapacity ešte menší ako pri variante bez podpory.

Tu je potrebné ešte dodať, že vypočítané zdvihové kapacity je následne potrebné testovať. Z testov je potom určená tzv. *rated lift capacity* (v obr. 64 vždy hodnota označená s hviezdikou), ktorá je vždy menšia z dvoch: z kapacity od stability a z kapacity, ktorú dokážu zdvihnúť hydraulické valce.

## 7 Finančné náklady na nový materiál násady

V poslednom bode som spracoval finančné náklady na kúpu nového materiálu pre násadu. Od firmy SSAB som obdržal cenník, ktorý je na obr. 68. Číslo za názvom Strenx vždy udáva minimálnu hodnotu medze klzu. Pri výpočte potrebnej plochy daného materiálu som počítal s tým, že 10% materiálu skončí ako odpad z odrezkov.

Strenx 700	940 €/t
Strenx 960	1430 €/t
Strenx 1100	1590 €/t
Strenx 1300	2750 €/t

*obr. 68: Cenová ponuka materiálu Strenx (zdroj SSAB)*

Celková cena materiálu novej násady je 69,52 €.

## Záver

V tejto práci som spracoval štúdiu na prípadnú zmenu materiálu násady na súčasnom stroji od firmy Bobcat. Spracoval som silové zaťaženie dané hydraulickými valcami, následne som určené sily použil pri výpočte v MKP pôvodnej aj novej násady. Výsledok MKP hovorí, že napätie na novej násade je rozložené oveľa nerovnomernejšie ako na pôvodnej, pretože všetky plechy majú rovnakú hrúbku 4 mm, čo je najmenšia hrúbka, akú je dodávateľ schopný dodať. Čiastočne som to vyriešil tým, že sa nová násada skladá z plechov s rôznymi medzami klzu. Násada by však potrebovala komplexnejšiu úpravu, ktorou by sa lepšie prispôsobila pre nový materiál a lepšie by dokázala využiť jeho vlastnosti, čím by sa mohla ešte znížiť jej cena, poprípade aj hmotnosť.

Zdvihová kapacita stroja sa zvýšila približne o 10%. Na tento nárast má z väčšej miery vplyv práve násada. Je zrejmé, že tento jej vplyv na zvýšenie zdvihovej kapacity zo zvyšovaním hodnoty  $R$  (z kap. 6) oproti pôvodnému znižovať a naopak pri hodnotách  $R < 3$  m sa bude vplyv zníženia hmotnosti násady na zvýšenie zdvihovej kapacity zvyšovať.

Pokračovaním tejto práce by mohla byť podobná analýza výložníku, kde sa už však nachádzajú aj odliatky a teda by mohol nastať problém pri spájaní (zváraní) týchto odliatkov s vysokopevnostnou oceľou Strenx, ktorá je použitá v tejto práci.

Následne by bolo potrebné urobiť testy zdvihovej kapacity, pretože napriek tomu, že z pohľadu stability by bola zdvihová kapacita vysoká, tak hydraulické valce nemusia byť schopné túto zdvihovú kapacitu dosiahnuť (najmä pri variante s podporami), tzn. zistiť tzv. „rated lift capacity“ (viď kap. 6).

## Zoznam použitej literatúry

1. Bobcat Compact Excavators Rentals. [Online] [Dátum: 5. 4 2017.]  
<https://www.papemh.com/images/uploads/categories/e45.jpg>.
2. **Yener, M.** *Design of a Computer Interface for Automatic Finite Element Analysis of an Excavator Boom*. Ankara : The Graduate School of Natural and Applied Sciences of Middle East Technical University, 2005.
3. imgrum. [Online] [Dátum: 19. 3 2017.]  
[http://www.imgrum.org/media/1188506914016743108\\_1014061042](http://www.imgrum.org/media/1188506914016743108_1014061042).
4. Leiser AG. [Online] [Dátum: 19. 3 2017.]  
<http://leiserag.ch/website/var/assets/shop/produktbilder/leiser-ag-baumaschinen-bagger-bobcat-e25-1.jpg>.
5. PASS. [Online] [Dátum: 19. 3 2017.]  
<http://www.passcb.cz/pass/images/machines/100009-l.jpg>.
6. WIKIPEDIA. *Metoda konečných prvků*. [Online] 8. 3 2015. [Dátum: 11. 1 2016.]  
[https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda\\_konečných\\_prvků](https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_konečných_prvků).
7. **Konečný, Zdeněk a Krys, Václav.** *CAD III*. Ostrava : Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008. ISBN 978-80-248-1513-8.
8. WIKIPEDIA. *Finite element method*. [Online] 24. 12 2015. [Dátum: 11. 1 2016.]  
[https://en.wikipedia.org/wiki/Finite\\_element\\_method](https://en.wikipedia.org/wiki/Finite_element_method).
9. **ŠPANIEL, Miroslav a HORÁK, Zdeněk.** *Úvod do metody konečných prvků*. Praha : Nakladatelství ČVUT, 2011. s. 158. 9788001046654.
10. **Brožovský, Jiří a Materna, Alois.** Výukové materiály, Matematika pro inženýry 21. století. *Metoda konečných prvků ve stavební mechanice*. [Online] 19. 7 2012. [Dátum: 18. 2 2017.]  
[http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda\\_konecnych\\_prvku\\_stavebni\\_mechanika.pdf](http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda_konecnych_prvku_stavebni_mechanika.pdf).
11. Wikiversity. *Introduction to Elasticity/Constitutive relations*. [Online] Wikimedia Foundation, Inc., 7. 10 2015. [Dátum: 12. 1 2016.]  
[https://en.wikiversity.org/wiki/Introduction\\_to\\_Elasticity/Constitutive\\_relations](https://en.wikiversity.org/wiki/Introduction_to_Elasticity/Constitutive_relations).
12. MKPB. *Modelování konstrukcí metodou konečných prvků*. [Online] [Dátum: 12. 1 2016.] [http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/predmety/mkpb\\_new/Cv\\_main.html](http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/predmety/mkpb_new/Cv_main.html).

13. Marine technology. *The Finite Element Method - Theory*. [Online] [Dátum: 12. 1 2016.] <http://illustrations.marin.ntnu.no/structures/analysis/FEM/theory/index.html>.
14. FEA-CAE-engineering.com. *FEA Element Types*. [Online] 2014. [Dátum: 24. 2 2017.] [http://fea-cae-engineering.com/fea-cae-engineering/element\\_types.htm](http://fea-cae-engineering.com/fea-cae-engineering/element_types.htm).
15. Designspace. *Back to elements - Tetrahedra vs. Hexahedra*. [Online] [Dátum: 24. 2 2017.]  
<http://www.designspace.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/confpaper/2004-Int-ANSYS-Conf-9.PDF>.
16. Wikimedia Commons. [Online] 15. 11 2012. [Dátum: 4. 3 2017.]  
<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=22702806>.
17. Wikimedia Commons. [Online] 15. 11 2012. [Dátum: 4. 3 2017.]  
<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=22702807>.
18. WIKIPEDIA. *Types of mesh*. [Online] Wikimedia Foundation, Inc., 25. 1 2017. [Dátum: 4. 3 2017.] [https://en.wikipedia.org/wiki/Types\\_of\\_mesh](https://en.wikipedia.org/wiki/Types_of_mesh).
19. midas FEA. *Check Quality*. [Online] MIDAS. [Dátum: 4. 3 2017.]  
[http://manual.midasuser.com/EN\\_Common/FEA/330/FEA/05\\_Mesh/Check\\_Quality.htm](http://manual.midasuser.com/EN_Common/FEA/330/FEA/05_Mesh/Check_Quality.htm).
20. WIKIPEDIA. *Finite-Elemente-Methode*. [Online] 21. 12 2015. [Dátum: 12. 1 2016.]  
<https://de.wikipedia.org/wiki/Finite-Elemente-Methode>.
21. **Růžička, Milan, Hanke, Miroslav a Rost, Milan**. *Dynamická pevnost a životnost*. Praha : České vysoké učení technické v Praze, 1989.
22. **Věchet, Stanislav, Kohout, Jan a Bokůvka, Otakar**. *Únavové vlastnosti tvárné litiny*. Žilina : Žilinská univerzita, 2002.
23. Vysoké učení technické v Brně. *Diplomová práce - Haighův diagram vybrané pružinové oceli*. [Online] 2013. [Dátum: 4. 3 2017.]  
[https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=66234](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=66234).
24. **SSAB**. Design Handbook - kap. 5 - Fatigue Design. *Ed.1*. 2012.
25. —. *Trailer Design Guideline*. [Online] [Dátum: 4. 3 2017.] [http://www.ssab.fi/-/media/Files/EN/Strenx/240en-Trailer-Design-Guideline-V3-2014\\_Confetti.pdf](http://www.ssab.fi/-/media/Files/EN/Strenx/240en-Trailer-Design-Guideline-V3-2014_Confetti.pdf).
26. Digitala Vetenskapliga Arkivet. *Fatigue assessment of cut edges in high strength steel - Influence*. [Online] [Dátum: 5. 3 2017.] <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:936239/FULLTEXT01.pdf>.

27. SSAB high-strength steel. *Download Center - SSAB*. [Online] 2017. [Datum: 5. 3 2017.] <https://ssabwebsitecdn.azureedge.net/-/media/files/en/strenx/ssab-strenx-welding-brochure-2017.pdf>.
28. **SSAB**. *Fatigue\_2015*. 2015.
29. Phase Transformations & Complex Properties. *Materials and Design* 56. [Online] 2014. [Datum: 18. 3 2017.] [http://www.phase-trans.msm.cam.ac.uk/2013/review\\_Ooi\\_MD\\_2014.pdf](http://www.phase-trans.msm.cam.ac.uk/2013/review_Ooi_MD_2014.pdf).
30. Ship Structure Committee. *WELD DETAIL FATIGUE LIFE*. [Online] 26. 8 1997. [Datum: 5. 3 2017.] <http://www.shipstructure.org/pdf/400.pdf>.
31. Industrial Fans, Fuel and Ash Handling. *Weld-Improvement-Techniques-403*. [Online] [Datum: 5. 3 2017.] <http://processbarron.com/wp-content/uploads/Weld-Improvement-Techniques-403.pdf>.
32. **Marquis, G. B.** Durability of advanced fabricated structures. *MATERIALWISSENSCHAFT UND WERKSTOFFTECHNIK*. 2011.
33. Časopis KONSTRUKCE. [Online] 23. 6 2016. [Datum: 18. 3 2017.] [http://www.konstrukce.cz/PublicFiles/UserFiles/image/K/2016/k216/800x800\\_ssab04a.jpg](http://www.konstrukce.cz/PublicFiles/UserFiles/image/K/2016/k216/800x800_ssab04a.jpg).
34. Časopis KONSTRUKCE. *Zvyšování únavové životnosti svarů vysokopevnostních ocelí metodou HFMI*. [Online] 23. 6 2016. [Datum: 18. 3 2017.] <http://www.konstrukce.cz/clanek/zvysovani-unavove-zivotnosti-svaru-vysokopevnostnich-oceli-metodou-hfmi/>.
35. ResearchGate. *Fatigue strength improvement of steel structures by high-frequency mechanical impact: proposed fatigue assessment guidelines*. [Online] 24. 12 2014. [Datum: 18. 3 2017.] [https://www.researchgate.net/profile/Halid\\_Yildirim2/publication/257809755/figure/fig1/AS:297376116953091@1447911399959/fig-1.png](https://www.researchgate.net/profile/Halid_Yildirim2/publication/257809755/figure/fig1/AS:297376116953091@1447911399959/fig-1.png).
36. SAE J1179/2002. *Hydraulic Excavator and Backhoe Digging Forces*. Warrendale : Society of Automotive Engineers, Inc., 2002.
37. **Hatami, Homan**. Bosch Rexroth. *Hydraulic Formulary*. [Online] 10. 1 2013. [Datum: 19. 3 2017.] [https://www.boschrexroth.com/business\\_units/bri/de/downloads/hyd\\_formelsammlung\\_en.pdf](https://www.boschrexroth.com/business_units/bri/de/downloads/hyd_formelsammlung_en.pdf).



38. CAD Associative Interfaces. *3D Design & Engineering Software*. [Online] Dassault Systèmes. [Dátum: 19. 3 2017.] <https://www.3ds.com/products-services/simulia/products/abaqus/add-ons/cad-associative-interfaces/>.
39. Abaqus Analysis User's Manual (6.10). [Online] Dassault Systèmes, 28. 4 2010. [Dátum: 9. 4 2017.] <http://abaqusdoc.ucalgary.ca/books/usb/default.htm?startat=pt08ch31s03aus122.html>.
40. ISO 10567:2007. *Earth-moving machinery - Hydraulic excavators - Lift capacity*. Geneva : s.n., 2007.
41. **Bobcat**. Scotia Plant. *E26\_Brochure-EN.01-13.lr\_.pdf*. [Online] 2013. [Dátum: 1. 5 2017.] [http://www.scotiaplant.com/wp-content/uploads/2016/09/E26\\_Brochure-EN.01-13.lr\\_.pdf](http://www.scotiaplant.com/wp-content/uploads/2016/09/E26_Brochure-EN.01-13.lr_.pdf).

## Zoznam obrázkov

- obr. 1: Rýpadlo od firmy Bobcat (1)
- obr. 2: Pracovné zariadenie bežného rýpadla (2)
- obr. 3: Porovnanie násad od rôznych výrobcov (3), (4), (5)
- obr. 4: Ukážka siete na výpočet MKP (8)
- obr. 5: Typy elementov v rôznych dimenziách (13)
- obr. 6: Element typu Truss (tyč) (14)
- obr. 7: Element typu Beam (nosník) (14)
- obr. 8: Porovnanie rôznych typov 3D-elementov (15 s. 4)
- obr. 9: Porovnanie ideálneho (rovnostranného) a nesúmerného elementu (16)
- obr. 10: Maximálny a minimálny uhol strán na štvorhrannom elemente (17)
- obr. 11: Rozdiel tvaru elementu s Aspect ratio=1 (vľavo) a s vysokým Aspect ratio (vpravo)
- obr. 12: Zobrazenie warpage
- obr. 13: Malý (vľavo) a veľký (vpravo) prechod veľkostí medzi susednými elementmi
- obr. 14: Príklad na výsledok výpočtu MKP (20)
- obr. 15: Členenie oblastí únavy - Wöhlerova krivka (21 s. 12)
- obr. 16: Vplyv kvality povrchu na únavovú životnosť vysokopevnostných ocelí (24)
- obr. 17: Význam veličín Rz a Ra používaných k vyjadreniu kvality povrchu (24)
- obr. 18: Závislosť únavovej pevnosti na spôsobe delenia materiálu (25)
- obr. 19: Drsnosť povrchu na hranách deleného materiálu (26 s. 5)
- obr. 20: Zlepšenie únavovej pevnosti so zvýšením medze pevnosti (28)
- obr. 21: Burr Grinding (31 s. 11)
- obr. 22: TIG - dressing (31 s. 12)
- obr. 23: Efekt TIG - dressing-u na únavovú pevnosť strednepevnostných ocelí (30 s. 30)
- obr. 24: Príklad pohybu nástroja (indentoru) pri metóde HFMI
- obr. 25: Reziduálne napätie po opracovaní metódou HFMI v základnom materiáli a v päte zvaru (32)
- obr. 26: Zariadenie na dodatočné opracovanie zvaru metódou HFMI (33)
- obr. 27: Typický profil pôvodného zvaru (as-welded)(vľavo) a po následnej úprave HFMI (vpravo) (35)

- obr. 28: *Porovnanie vplyvov zlepšenia zvarov rôznymi metódami (31 s. 13)*
- obr. 29: *Smer rypnej sily V na lopate pri kopaní valcom lopaty - hĺbková lopata (36 s. 2)*
- obr. 30: *Poloha valca lopaty pri generovaní najväčšieho momentu*
- obr. 31: *Náhradný statický model*
- obr. 32: *Uvoľnenie členu 2*
- obr. 33: *Uvoľnenie členu 3*
- obr. 34: *Uvoľnenie členu 4*
- obr. 35: *Smer rypnej sily W na lopate pri kopaní valcom násady (36 s. 2)*
- obr. 36: *Poloha valca násady pri generovaní najväčšieho momentu*
- obr. 37: *Závislosti ohybového momentu a rypnej sily na zdvihu valca lopaty*
- obr. 38: *Textový výpis z MATLAB-u*
- obr. 39: *Znázornenie ramena pre zaťaženie od natočenia kabíny*
- obr. 40: *Okrajové podmienky na násade*
- obr. 41: *Definovanie okrajových podmienok*
- obr. 42: *Výsledok MKP výpočtu -1-*
- obr. 43: *Výsledok MKP výpočtu -2-*
- obr. 44: *Jednotlivé moduly tak, ako nasledujú v programe Abaqus*
- obr. 45: *Pôvodný hmotný model nahradený strednicovou plochou*
- obr. 46: *Zostava pre výpočet MKP v programe Abaqus*
- obr. 47: *Zobrazenie tvorby väzby Shell-to-Solid (39)*
- obr. 48: *Príklad na úzbu Shell-to-Solid coupling*
- obr. 49: *Zobrazenie väzby Tie*
- obr. 50: *Príklad väzby Tie*
- obr. 51: *Príklad na väzbu Rigid body*
- obr. 52: *Príklad na väzbu Coupling - Structural distributing*
- obr. 53: *Príklad na väzbu Coupling - Kinematic*
- obr. 54: *Ukotvenie voči výložníku*
- obr. 55: *Pripojenie okrajovej podmienky - valca násady*
- obr. 56: *Pripojenie rypnej a bočnej sily*
- obr. 57: *Časť vysieťovaného modelu*
- obr. 58: *Zobrazenie napäťovej mapy na pôvodnej násade*
- obr. 59: *Zobrazenie napäťovej mapy na násade z nového materiálu*

*obr. 60: Zobrazenie napäťovej mapy na násade s výrezom*

*obr. 61: Použitie rôznych rád plechov na násade*

*obr. 62: Určenie klopnej línie „blade up“ (40 s. 5)*

*obr. 63: Určenie polohy zdvíhacieho bodu (ang. lift point - LP) (41 s. 10)*

*obr. 64: Zdvihová kapacita stroju Bobcat (41 s. 11)*

*obr. 65: Poloha pracovného zariadenia pre výpočet*

*obr. 66: Vzdialenosti na výpočet momentu „blade up“*

*obr. 67: Vzdialenosti na výpočet momentu „blade down“*

*obr. 68: Cenová ponuka materiálu Strenx (zdroj SSAB)*

## Zoznam príloh

Príloha č.1: Popis materiálu Strenx 1300

Príloha č.2: Výpis z programu MATLAB

Príloha č.3: 3. list výkresu plechu násady s vyobrazením rozmerov výrezu

## Príloha č.1

- vid' samostatné listy

**STRENX™**  
 PERFORMANCE STEEL



STRENX 1300

### General Product Description

The ultra-high-strength steel at 1300 MPa

Strenx™ 1300 is an ultra-high-strength structural steel with a minimum yield strength of 1300 MPa.

Typical applications include load-carrying structures that place very high demands on low weight. SSAB developed Strenx 1300 for building the lightest possible steel solutions or providing an alternative to other materials.

Strenx 1300 benefits include:

- Good weldability with excellent HAZ strength and toughness
- Exceptional consistency within a plate guaranteed by close tolerances
- High impact toughness which provides for good resistance to fractures
- Superior bendability and surface quality

### Dimension Range

Strenx 1300 is available in plate thicknesses of 4 – 10 mm. Strenx 1300 is available in widths up to 2900 mm and lengths up to 14630 mm depending on thickness. More detailed information on dimensions is provided in the dimension program

### Mechanical Properties

Thickness (mm)	Yield strength $R_{p0.2}$ <sup>1)</sup> (min MPa)	Tensile strength $R_m$ <sup>1)</sup> (min MPa)	Elongation $A_5$ (min %)
4.0-10.0	1300	1400- 1700	8

<sup>1)</sup> For transverse test pieces according to EN 10 025.

### Impact Properties

Grade	Min transverse test, impact energy, Charpy V 10x10 mm tests specimens <sup>2)</sup>
Strenx 1300 E	27 J/-40 °C
Strenx 1300 F	27 J/-60 °C

<sup>2)</sup> Unless otherwise agreed, transverse impact testing according to EN 10025-6 option 30 will apply. For thicknesses between 6 - 11.9 mm, sub-size Charpy V-specimens are used. The specified min value is then proportional to the cross-sectional area of the specimen compared to a full-size specimen (10 x 10 mm).

DATA SHEET 2020 STRENX 1300 2016-04-12

**SSAB**

## Príloha č.2

```
clear all;
close all;
clc;

% valec lopaty + geometria
D1=??; %priemer valca
p1=??; %tlak vo valci v MPa
S1=(pi()*D1^2)/4;
Fv1=p1*S1;
a=??;
b=??;
c=??;
d=??;
f=??;
h=??;
m=??; %rozťahnutý valec
k=m-445; %stiahnutý valec
l=??;
delta=??;
i=??;
e=0;
g=k+e;

% valec nasady 29 Mpa
r=??; %rameno
D2=??; %priemer valca
p2=??; %tlak vo valci v MPa
S2=(pi()*D2^2)/4;
Fv2=p2*S2; %maximalna sila pred prepustením
Mo2=Fv2*r; %Nmm - moment od prepustacieho valca

%pomocne premenne
z=0;
Fk_max=0;
Fk_max_p=0;
Mo_max=0;

%vytvorenie poli buniek
x=[];
M_ohyb_b=[];
M_ohyb_p=[];
Fk_b=[];
Fk_p=[];

while g<=m

%pocitadlo
z=z+1;

% vypocet geometrie
u=sqrt(h^2+f^2);
alfa1=atand(f/h);
alfa2=acosd((u^2+g^2-d^2)/(2*u*g));
alfa3=alfa1+alfa2;
alfa=90-alfa3;
beta1=90-alfa1;
```

```

%podmienka pre uhol beta2
if (d^2+u^2>g^2)
    beta2=asind(g*(sind(alfa2))/d);
else
    beta2p=asind(g*(sind(alfa2))/d);
    rozdiel=90-beta2p;
    beta2=90+rozdiel;
end

beta3=beta1+beta2;
beta4=180-beta3;
v=sqrt(a^2+d^2-2*a*d*cosd(beta4));
gama1=acosd((v^2+c^2-b^2)/(2*v*c));
gama2=asind(a*(sind(beta4))/v);
gama3=gama1+gama2;

%podmienka pre uhol gama4
if (b^2+c^2<v^2)
    gama4p=asind(v*(sind(gama1))/b);
    rozdiel=90-gama4p;
    gama4=90+rozdiel;
else
    gama4=asind(v*(sind(gama1))/b);
end

gama5=gama3-beta3;
delta1=gama4+gama5;
delta2=delta1-delta;
delta3=90-delta2;
delta4=180-delta1;

%vysledna matica reakcii
A=[1 0 -1 0 0 0 0 0 0
    0 1 0 -1 0 0 0 0 0
    d*sind(beta3) d*cosd(beta3) 0 0 0 0 0 0 0
    0 0 1 0 -1 0 0 0 0
    0 0 0 1 0 -1 0 0 0
    0 0 0 0 c*sind(gama5) -c*cosd(gama5) 0 0 0
    0 0 0 0 1 0 -1 0 -cosd(delta3)
    0 0 0 0 0 1 0 -1 sind(delta3)
    0 0 0 0 -b*sind(delta4) -b*cosd(delta4) 0 0 1];

%vektor pravych stran
y=[-Fv1*cosd(alfa);Fv1*sind(alfa);0;0;0;0;0;0;0];

%vypocet reakcii
X=inv(A)*y;
Fk=X(9); %rypna sila pred prepustenim

%aktualny zdvih valca
x(z)=g;

%vypocet ohyboveho momentu pred prepustenim v Nmm
M_ohyb_b(z)=Fk*(1+i*cosd(delta2));

%podmienka pre moment zmenseny pri prepusteni ventilu
if M_ohyb_b(z)>Mo2

```



```
M_ohyb_p(z)=Mo2;
else
    M_ohyb_p(z)=M_ohyb_b(z);
end

%rypna sila bez prepustenia
Fk_b(z)=Fk;

%rypna sila po prepusteni
if M_ohyb_b(z)>Mo2
    Fk_p(z)=Mo2/(1+i*cosd(delta2));
else
    Fk_p(z)=Fk_b(z);
end

%poloha pre maximalny ohybovy moment bez prepustenia
if Mo_max<M_ohyb_b(z)
    Mo_max=M_ohyb_b(z);
    poloha_ohyb=g;
    Fk_ohyb=Fk;
end

%poloha maximalnej rypnej sily bez prepustenia
if Fk_max<Fk
    Fk_max=Fk;
    poloha=g;
end

%maximalna rypna sila s uvazovanim prepustenia
if Fk_max_p<Fk_p(z)
    Fk_max_p=Fk_p(z);
    poloha_p=g;
    Ax=X(1);
    Ay=X(2);
    Bx=X(3);
    By=X(4);
    Cx=X(5);
    Cy=X(6);
    Dx=X(7);
    Dy=X(8);
    alfa_max=alfa;
    delta3_max=delta3;
end

e=e+0.01; %krok

g=k+e;

end

%vypis Fk_max pred a po prepusteni, Mo_max a ich polohy
fprintf('Najväčšia rypná sila je %.2f N pri zdvihu valca %.2f mm.\n\n',
    Fk_max,poloha);

fprintf('Najväčší ohybový moment je %.2f Nm pri zdvihu valca %.2f mm.\n
Rypná sila pri najväčšom ohybovom momente je %.2f N.\n',
    Mo_max/1000,poloha_ohyb,Fk_ohyb);
```

```
fprintf('\n\nNajväčšia rypná sila s uvažovaním prepustenia je %.2f N pri
zdvihu valca %.2f mm.\n\n', Fk_max_p, poloha_p);

subplot(2,1,1);
y1=M_ohyb_b/1000; y2=M_ohyb_p/1000;
plot(x,y1,'r-')
hold on
plot(x,y2,'b-')
hold off
grid on
xlabel('Zdvih valca [mm]') %popis x-ovej osy
ylabel('M ohyb[Nm]')
title('Závislosť ohybového momentu na zdvihu valca') %nadpis grafu
legend('bez prepustenia','s prepustením') %popis krivek nachazejicich se v
grafu

subplot(2,1,2);
y1=Fk_b; y2=Fk_p;
plot(x,y1,'r-')
hold on
plot(x,y2,'b-')
hold off
grid on
xlabel('Zdvih valca [mm]') %popis x-ovej osy
ylabel('Rypná sila[N]')
title('Závislosť rypnej sily na zdvihu valca') %nadpis grafu
legend('bez prepustenia','s prepustením') %popis krivek nachazejicich se v
grafu
```

## Príloha č.3

- vid' samostatný list

