



ŽILINSKÁ UNIVERZITA V ŽILINE
Strojnícka
fakulta

AUTOREFERÁT DIZERTAČNEJ PRÁCE

Žilina, 2024

Ing. Michal Paulec



ŽILINSKÁ UNIVERZITA V ŽILINE
Strojnícka
fakulta

Ing. Michal Paulec

AUTOREFERÁT DIZERTAČNEJ PRÁCE

Vývoj metód a algoritmov na zlepšenie životnosti kováčskej zápustky z hľadiska napätí v oblasti rybiny

Na získanie akademického titulu **doktor**
(„**philosophiae doctor**“, v skratke „**PhD.**“)
v študijnom odbore Strojárstvo
v študijnom programe Časti a mechanizmy strojov

Žilina 2024

Dizertačná práca bola vypracovaná v dennej forme doktorandského štúdia na Žilinskej univerzite v Žiline, Strojníckej fakulte, Katedra aplikovanej mechaniky.

Predkladateľ: Ing. Michal Paulec
Žilinská univerzita v Žiline
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky

Školiteľ: prof. Dr. Ing. Milan Sága
Žilinská univerzita v Žiline
Strojnícka fakulta
Katedra aplikovanej mechaniky

Oponenti: 1. prof. Ing. Jozef Bocko, CSc. SJF TUKE Košice
2. doc. Ing. Martin Fusek, PhD. FS VSB-TUO Ostrava
3. doc. Ing. Milan Vaško, PhD. SJF ŽU Žilina

Autoreferát bol rozoslaný dňa: 9.7.2024

Obhajoba dizertačnej práce sa koná dňa 21.08.2024 o 10:30 hod. v miestnosti BB 003 na SJF, Univerzitná 8215/1, 010 26, Žilina, pred komisiou pre obhajobu dizertačnej práce schválenou odborovou komisiou v študijnom odbore Strojárstvo, v študijnom programe Časti a mechanizmy strojov, vymenovanou dekanom Strojníckej fakulty, Žilinskej univerzity v Žiline.

S dizertačnou prácou je možné sa oboznámiť na referáte pre vedu a výskum dekanátu SJF, UNIZA, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.

prof. Ing. Alžbeta Sapietová, PhD. v. r.
predseda komisie pre obhajobu dizertačnej práce

Obsah

ÚVOD.....	5
1. Hydraulické buchare.....	6
1.1 Jednočinné hydraulické buchary	6
1.2 Dvojčinné hydraulické buchary	7
2.1 Úprava prechodových polomerov na kováčskej zápustke	8
2.2 Napätovo-deformačná simulácia spodnej zápustky	9
2.2.1 Import a sieťovanie modelov	9
2.2.2 Okrajové podmienky a materiálové vlastnosti	12
2.2.3 Výsledky napätovo-deformačných simulácií spodných zápustok.....	13
3. Skúška na ťah pre materiál 56NiCrMoV7.....	17
4. Výpočet životnosti podľa Santaellovho kritéria	18
DISKUSIA DOSIAHNUTÝCH VÝSLEDKOV	21
ZÁVER	22
TEORETICKÝ PRÍNOS PRÁCE	23
PEDAGOGICKÝ PRÍNOS PRÁCE	23
PRÍNOS PRÁCE PRE ODBORNÚ PRAX.....	23
ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY	24
ZOZNAM VLASTNÝCH VEDECKÝCH PUBLIKÁCIÍ	26
RESUME.....	27
SUMMARY.....	27

ÚVOD

V súčasnosti sa priemysel neustále vyvíja, čo vedie ku potrebe výroby vysokého počtu súčiastok. Tento deficit sa kompenzuje rôznymi druhmi tvárnenia. Jedným z najpoužívanejších je však zápustkové kovanie. Kovanie sa vyznačuje okrem iného aj vyššími cenami za náradie. Z toho dôvodu predstavuje optimalizácia životnosti týchto nástrojov spôsob ako znížiť náklady na výrobu výkovkov a tak aj znižovať cenu samotných výkovkov. Ako materiál pre kováčske nástroje sa používa prevažne nástrojová oceľ 56NiCrMoV7. V praxi sa životnosť týchto nástrojov určuje podľa miery abrazívneho opotrebenia, plastických deformácií a únavového poškodenia.

Skúmaniu týchto typov porúch začalo už od polovice devätnásteho storočia. Vzhľadom na to o aký starý výskum sa jedná ani v súčasnosti nie sme schopný dosiahnuť uspokojivé výsledky. Všeobecne pri značných nepresnostiach môžeme pozorovať pri náhodnom a kombinovanom namáhaní. Existuje celá rada hypotéz, ktorými sa odhaduje stupeň poškodenia vyvolaného premenlivým namáhaním ale ich presnosť závisí na mnohých faktoroch, z ktorých je obvykle aj veľa neznámych.

Výskum únavy materiálov čiastočne súvisí s nástupom priemyselnej revolúcie, najmä s budovaním ťažkého priemyslu a železničných tratí v prvej polovici devätnásteho storočia. Jednou z prvotných štúdií bola práca W. A. J. Alberta z roku 1829, ktorá sa zaoberala vplyvom cyklického zaťažovania ktoré sa vyskytovalo na reťaziach ťažobných veží v baniach. Časté lomy železničných náprav vagónov, ktoré sa vyskytovali až po absolvovaní niekoľko miliónov kmitov priviedli Angličana W. J. M. Rankina k formulácii pojmu únava materiálu. V roku 1850 stavia H. James a D. Galton v Anglicku prvý únavový stroj. Výsledky testov naznačovali, že cyklická pevnosť skúšobných vzoriek predstavuje približne tretinu pevnosti statickej. Podrobný výskum začal až nemecký železničný inžinier August Wöhler (1819-1914). Wöhler vytvoril základy stratégie, ktorá umožňuje predísť haváriám spôsobených únavou materiálu. Základom boli únavové skúšky ocelí, liatin a ďalších kovov pri ohybovom, torznom a osovom zaťažovaní. Wöhler tiež dokázal, že únavové správanie materiálu je ovplyvnené nielen amplitúdou napätia, ale aj hodnotou stredného napätia. Ďalšie práce Goodmana a Gerbera tieto vplyvy prebrali detailnejšie. Na základe Wöhlerových výskumoch sa sformulovali empirické závery ktoré sú aktuálne dodnes:

- lom súčiastky, ktorý vzniká v dôsledku cyklického zaťažovania, je rozhodujúci počet zmien, veľkosť zaťaženia a nie doba prevádzky,
- miera poškodenia materiálu závisí na rozdieli maximálneho a minimálneho napätia v kritickom mieste, absolútna veľkosť napätia má až druhoradý vplyv,
- na základe skúšok je možné zostrojiť takzvanú Wöhlerovú krivku, ktorá znázorňuje v súradniciach napätie-počet kmitov,
- na základe experimentálnych skúšok je možné stanoviť také medzné napätie, kde už nedochádza k únavovému lomu,
- geometrické vruby znižujú životnosť o hodnotu závislú na tvare vrubu a druhu materiálu.

Únavová odolnosť materiálu je jednou z najdôležitejších vlastností, ktoré sú požadované pri navrhovaní kováčskych nástrojov. Jednotlivé prvky nástroja sú zaťažované prevažne cyklickým miznúcim zaťažením. Napätie, ktoré vzniká pri cyklickom zaťažení môže viesť ku trhlinám a ich kumulácií. Kumulácia takéhoto poškodenia vedie ku následnému lomu materiálu.

Únavové poškodenie môže mať značný dopad na životnosť kováčskeho nástroja. Hlavným dôvodom je, že oprava prasknutého miesta vyžaduje vyfrézovanie daného miesta a jeho následné zavarenie. Takto opravené miesta predstavujú problém ako z hľadiska pevnosti tak aj z hľadiska opracovania. Taktiež nie je výnimkou, že únavová trhlina vedie ku nevratnému poškodeniu nástroja. Takto poškodený nástroj sa musí následne vyradiť z výroby. Príčinou vzniku únavového poškodenia na zápustke je buď mechanická únava alebo termo-mechanická únava v závislosti od toho či inicializačná trhlina vzniká v tvare kováčskej zápustky alebo v rybiny zápustky.

Ciele dizertačnej práce

Cieľom práce je priniesť nové poznatky v oblasti zvýšenia životnosti kováčskej zápustky v oblasti rybiny a určenia vhodného kritéria na určovanie životnosti pri kovaní buchami. Medzi prínosy možno očakávať metodiku, realizáciu a vyhodnotenie vybraných mechanických vlastností a vplyvov na životnosť zápustky. Tieto poznatky predstavujú základ pre budúci výskum v tejto oblasti, ktorý by mohol byť následne aplikovateľný do praxe. Aby bolo možné uvedený cieľ splniť, musia byť zrealizované nasledovné míľniky:

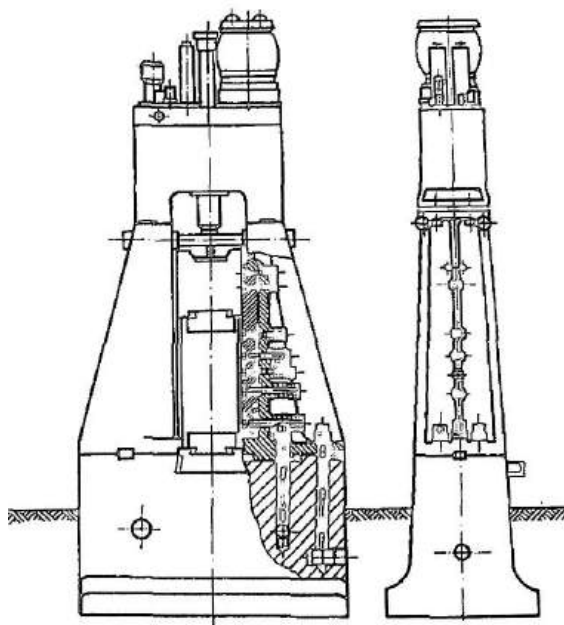
- Návrh a dizajnovanie konštrukčných zmien kováčskej zápustky v oblasti rybiny v SW Catia V5.
- Vykonať sériu statických skúšok na ťah pre materiál 56NiCrMoV7 s cieľom zostavenia ťahového diagramu.
- Vykonať sériu skúšok na získanie únavových kriviek pre materiál 56NiCrMoV7 s cieľom získať Manson-Coffinovu krivku životnosti.
- Napäťovo-deformačné analýzy v pomocou MKP v prostredí Forge Nxt.
- Import výsledkov priebehov napätí do prostredia Matlab. Vytvorenie algoritmu na skorigovanie hodnoty napätí tak aby odpovedali časom kovania.
- Určenie približnej životnosti zápustky pomocou skorigovaných hodnôt napätí a určení najlepšieho variantu.

1. Hydraulické buchare

Hydraulické buchary môžu byť jednočinné alebo dvojčinné. Nositeľom energie je kvapalina, a to najčastejšie minerálny olej alebo emulzia.

1.1 Jednočinné hydraulické buchary

Jednočinný hydraulický buchar pracuje podobne ako mechanický padací buchar s tým rozdielom, že baran buchara sa zdvíha do hornej polohy hydraulickým pohonom. Používajú sa na kovanie v jedno aj viacdutinových zápustkách. Na obrázku 1 je schéma jednočinného hydraulického buchara.



Obrázok 1 Schéma jednočinného hydraulického buchara

Pohon buchara je čerpadlový, pričom čerpadlo (hydrogenerátor) s elektromotorom, nádrž a rozdeľovač sú umiestnené na hornej časti buchara.

1.2 Dvojčinné hydraulické buchary

Baran buchara je pri údere urýchľovaný tlakom kvapaliny. Ako pracovná kvapalina sa používa primárne minerálny olej. Maximálna rýchlosť barana buchara je obmedzená rýchlosťou kvapaliny v hydraulickom obvode a preto je hydrogenerátorovo-akumulátorový.

2. Návrh geometrických úprav a simulácia životnosti rybiny kováčskej zápustky

Cieľom dizertačnej práce je navrhnúť a simulovať varianty konštrukčných zmien na zápustke, ktoré zvýšia životnosť kováčskeho náradia z hľadiska únavového poškodenia v oblasti rybín zápustky. Zápustky v oblasti rybín sú zaťažované cyklickým mechanickým zaťažením v dôsledku procesu samotného kovania. Poškodenia v týchto oblastiach sú prevažne únavového charakteru. Oblasť rybín je ohrievaná prúdom ohňa z horáku. Tento ohrev je realizovaný primárne kvôli predohrevu zápustky a teda zaisteniu správneho chodu kovania. Avšak teplota v oblasti rybín sa výrazne nemení. Z toho dôvodu budeme uvažovať ako hlavný mechanizmus únavového poškodenia mechanické opotrebenie.

Cyklické mechanické zaťažovanie môže spôsobiť únavový lom v oblasti rybiny, a tým znížiť celkovú životnosť zápustky. Takýto lom je sprevádzaný možným poškodením rámu stroja, prípadne jeho sekundárnych častí a taktiež aj ohrozením zdravia kováča. Zníženie životnosti nástroja predstavuje teda zvýšené náklady na nástroj. Riešenie daného problému sa realizuje znížením zaťaženia pri kovaní, čo má za následok zvýšenie počtu rán pri kovaní. Zvýšenie počtu rán má za následok zvýšenie nominálneho času na vykovanie jedného výkovku, čo sa prejaví aj na čase predhrievania zápustky. Takéto zvýšenie času kovania sa prejaví na nominálnej cene elektrickej energie použitej na vykovanie

jedného výkovku. Rovnako sa zvýšia aj nominálne náklady na spotrebovaný plyn nutný na ohrev zápustiek.

Materiál zápustky je nástrojová oceľ 56NiCrMoV7 kalená a popustená na 44 HRC. Zápustka je zaťažovaná procesom kovania. V tabuľke 6-8 sú uvedené zaťaženia pre jednotlivé kovácke cykly. Pri prevádzke sa zápustka predhrieva na 200 °C a pracovná teplota okolia sa predpokladá na 40 °C. Jeden kovácky cyklus trvá približne 12 s a každých 45 min sa kovanie prerušuje z dôvodu prestávky. Tento proces sa zopakuje približne 12-krát, čo znamená približne 4000 vykovaných kusov. Po odkovaní 2 700 kusov sa zápustka prefrézuje.

Pre účely tejto práce sa namodelovali samostatné kovácke zápustky. Skutočné modely nie je možné použiť z dôvodu rozporu z firemnými nariadeniami. Modely v tejto práci sú modelované tak aby sa čo najviac podobali skutočným geometriám.

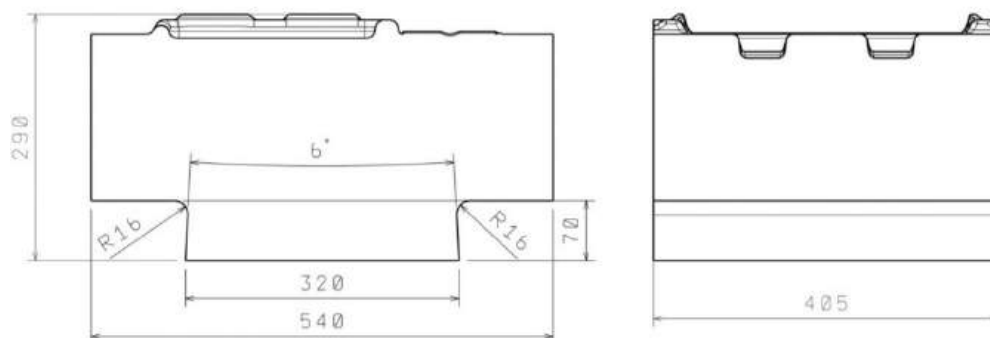
Pre odhadnutie životnosti sa použilo „Santaelovo“ kritérium životnosti. Proces kovania a aj výpočet životnosti sa realizuje pomocou softvéru „Transvalor Forge“. Pre výpočet životnosti je potrebný Youngov modul pružnosti v ťahu. Z toho dôvodu sa materiál testoval na statickú skúšku ťahom.

2.1 Úprava prechodových polomerov na kováckej zápustke

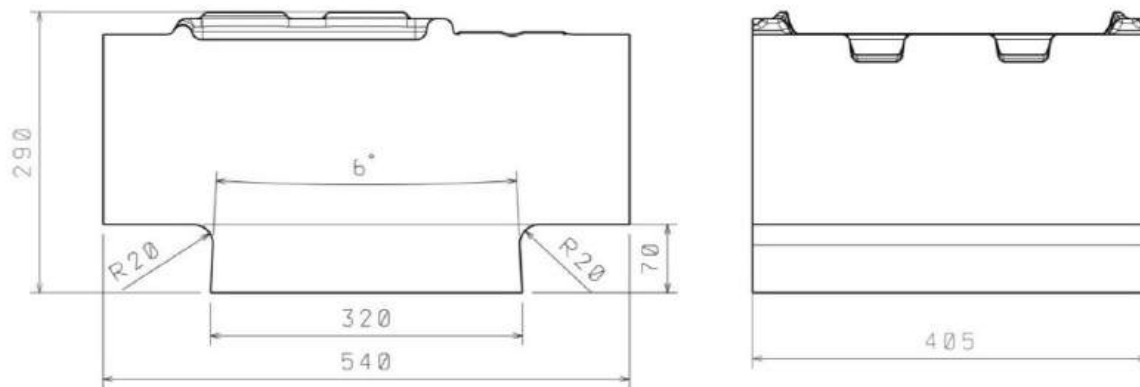
Na základe simulácii a praktických skúseností získaných vo firme sa zistilo, že trhlinka vzniká v oblasti prechodového polomeru rybiny.

Pre potenciálne zvýšenie životnosti tohto konštrukčného prvku sa teda zvolili prechodové polomery R16, R20 a R25. Prechodový polomer R16 sa používa na určenie aktuálneho napäťovo-deformačného stavu. Reprezentáciu rybiny s prechodovým polomerom R16 je možné vidieť na obrázkoch 2, 3, a 4.

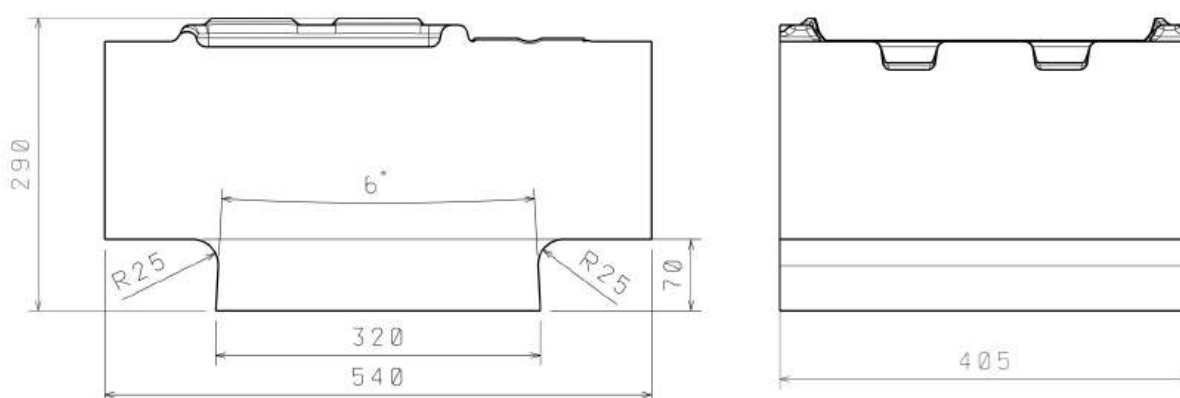
Vzhľadom na to, že zmena prechodového polomeru mení aj rozmery geometrie musí sa pre každý ekvivalent namodelovať samostatná upínacia geometria.



Obrázok 2 Hlavné rozmery zápustky a rybiny z prechodovým polomerom R16



Obrázok 3 Hlavné rozmery zápusťky a rybiny z prechodovým polomerom R20



Obrázok 4 Hlavné rozmery zápusťky a rybiny z prechodovým polomerom R25

2.2 Napätovo-deformačná simulácia spodnej zápusťky

Pre určenie priebehov deformácií a napätí sa použila napätovo-deformačná simulácia. Jej cieľom je získať a vyhodnotiť napätia a deformácie pri rôznych prechodových polomeroch v oblasti rybiny. Na základe skúseností z firmy vieme, že k únavovým trhlinám dochádza primárne na spodných zápusťkách z toho dôvodu budeme ďalšie simulácie realizovať iba na spodných zápusťkách.

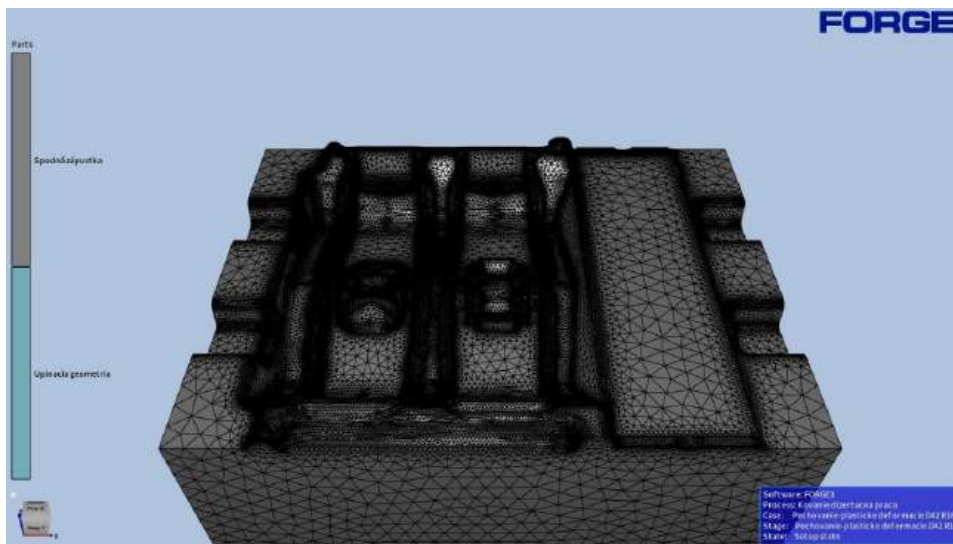
2.2.1 Import a sieťovanie modelov

Model spodnej zápusťky sa importoval z predchádzajúcich simulácií, avšak konečno-prvková sieť je plošná a veľmi hustá. Z toho dôvodu sa musí konečno-prvková sieť vytvoriť znova z vyššou dĺžkou elementov aby predišlo vyšším výpočtovým časom. Vzhľadom na to, že chceme analyzovať deformácie telesa musí byť sieť objemová. Hodnoty sieťovania môžeme vidieť v tabuľke 1 a sieť na obrázku 5. Oblasť v ktorej očakávame zvýšené hodnoty napätí a deformácií je iba oblasť rybiny. Preto v túto oblasť lokálne nasietujeme hustejšou sieťou. Tento postup zníži nepresnosti výpočtu spôsobených vyššou dĺžkou prvkov a zníži výpočtový čas oproti prípadu keď sme chceli jemnou sieťou nasietovať celý model. Hodnoty lokálneho sieťovania sú súčasťou tabuľky 1.

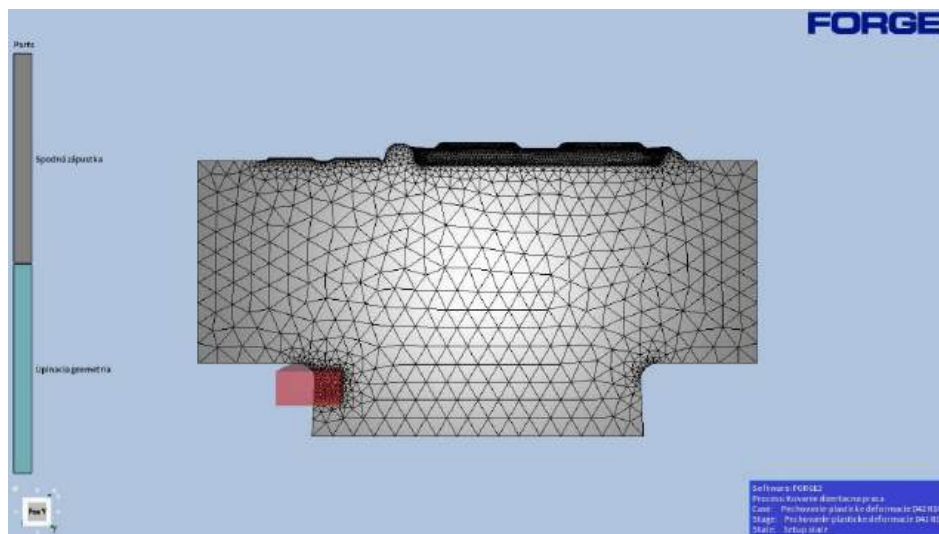
Zápusťky sa upínajú narážaním kováčskych klinov a vytvárajú tak silový spoj v oblastiach ktoré reprezentuje „upínacia geometria“. Hodnoty sieťovania sú v tabuľke 2 a reprezentácia sieťovania je obrázku 9.

Tabuľka 1 Hodnoty parametrov sieťovania pre spodnú zápustku

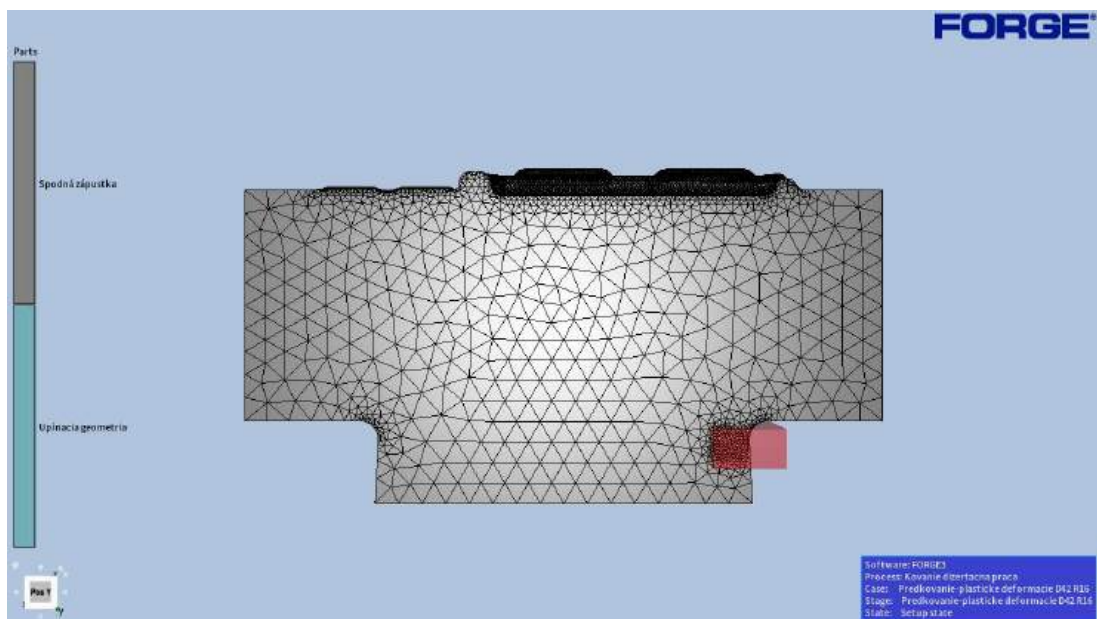
Názov	Hodnota	Jednotka
Minimum Mesh Size	2	[mm]
Merge Toleration Factor	0,01	[-]
Patch Angle Tolerance	1	[°]
Size factor	0,7	[-]
Surface Mesh Size	20	[mm]
Volume Mesh Size	20	[mm]
Local Mesh Size	2	[mm]



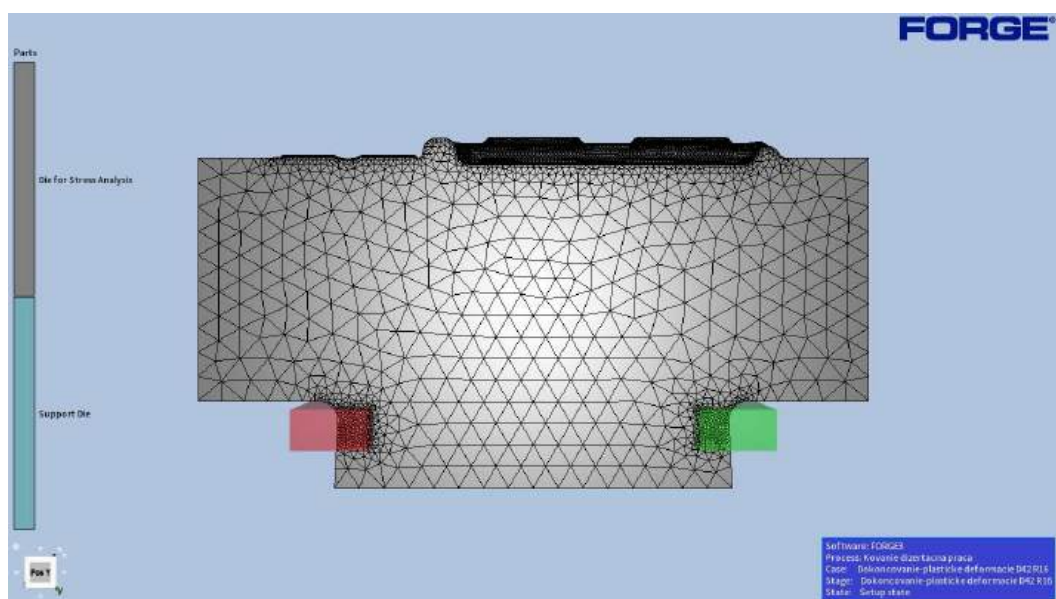
Obrázok 5 Objemové sieťovanie spodnej zápustky



Obrázok 6 Oblasť lokálneho sieťovania pri zaťažení operáciou pečovania



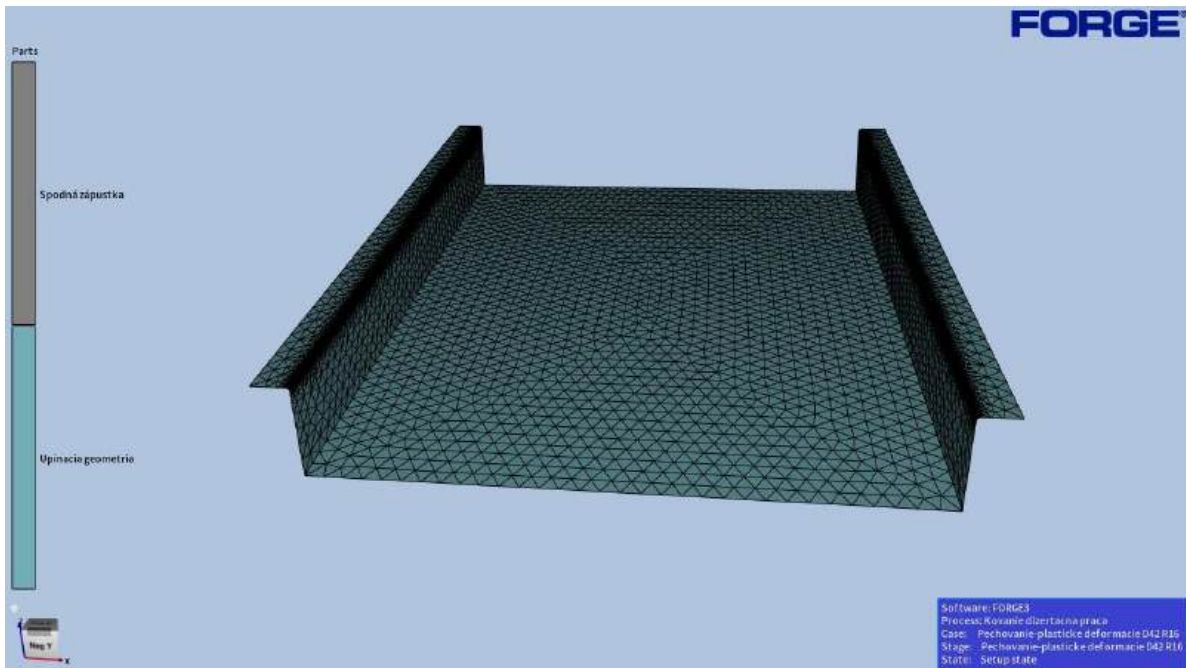
Obrázok 7 Oblasť lokálneho sieťovania pri zaťažení operáciou predkovania



Obrázok 8 Oblasť lokálneho sieťovania pri zaťažení operáciou dokončovania

Tabuľka 2 Hodnoty parametrov sieťovania pre upínacej geometrie

Názov	Hodnota	Jednotka
Minimum Mesh Size	2	[mm]
Merge Toleration Factor	0,01	[-]
Patch Angle Tolerance	1	[°]
Size factor	0,7	[-]
Surface Mesh Size	20	[mm]



Obrázok 9 Plošné sieťovanie upínacej geometrie

2.2.2 Okrajové podmienky a materiálové vlastnosti

Materiálový model polotovaru sa importuje z knižníc softvéru Transvalor Forge 4.0. Materiál polotovaru je 56NiCrMoV7 kalený a popustený na 44 HRC. Materiálové konštanty pre tento materiál sú v tabuľke 3. Materiálový model je platí iba pre rozsah teplôt od 20 do 300 °C. Pre výpočet softvér aplikuje viskoplastický výpočtový model podľa Hensel-Spittela.

Tabuľka 3 Materiálové konštanty pre materiál C45

Názov	Hodnota	Jednotky
A	2745,26	[-]
m_1	-0,0009	[-]
m_2	-0,0906034	[-]
m_3 - m_9	0	[-]

Tepelná priestupnosť medzi zápustkou a upínacou geometriou je definovaná softvérom ako „Strong Interaction with Steel Dies “ hodnoty tepelnej priestupnosti sú v tabuľke 14. Teplota zápustky je definovaná na 250 °C. Teplota upínacej geometrie je definovaná na 220 °C.

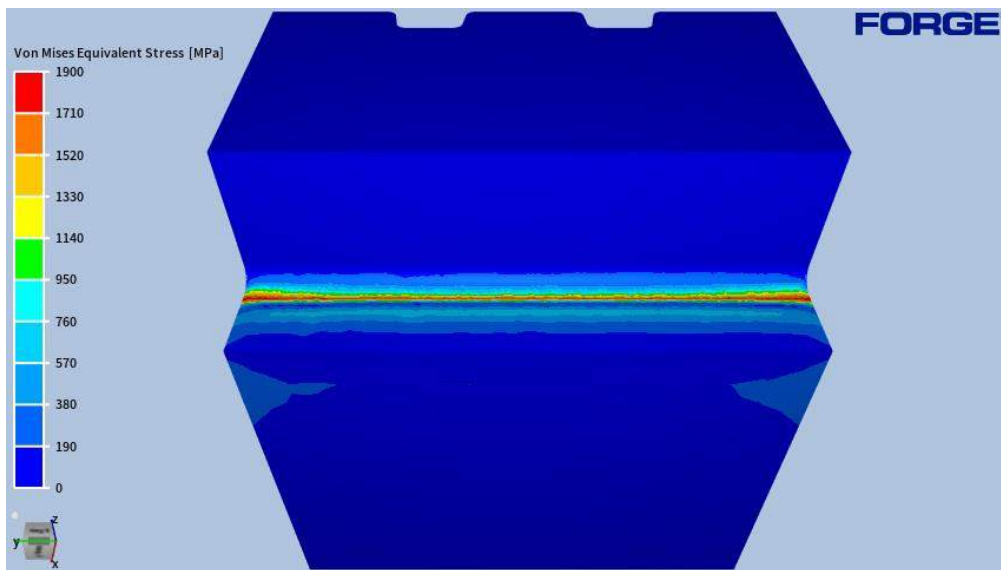
Tabuľka 4 Hodnoty prestupnosti tepla

Názov	Hodnota	Jednotky
Koeficient prestupu tepla	20 000	W/m ² .K
Tepelná vodivosť	11 763	W/m ² .K

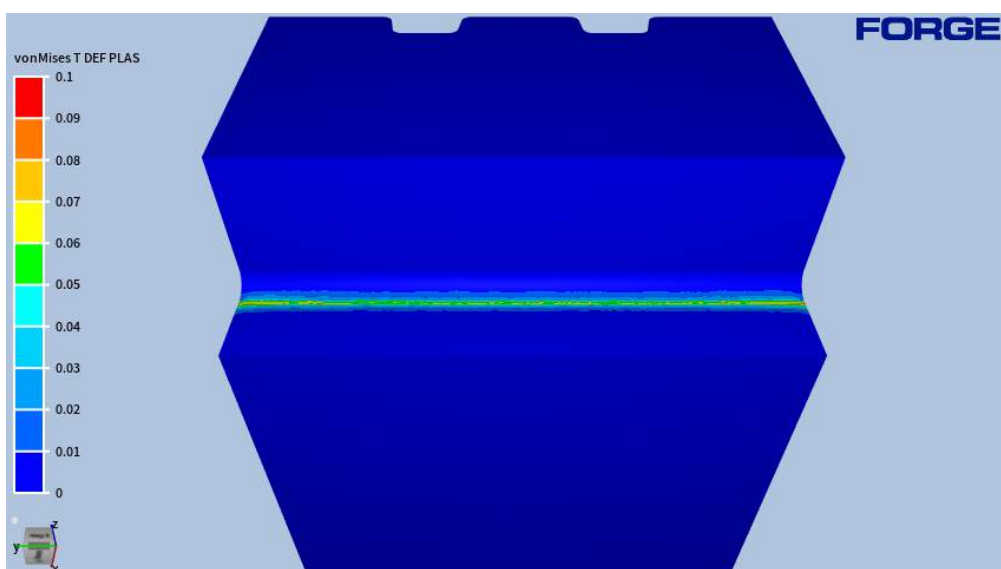
2.2.3 Výsledky napäťovo-deformačných simulácií spodných zápustok

Výsledky napäťovo-deformačnej simulácie preukázali, že rozloženie ekvivalentný Von-Misesových napätí a plastických deformácií sa koncentruje na koncoch rybiny vid' obrázky 10-15. V dizertačnej práci sa napäťovo deformačná analýza aplikuje na všetky nástroje ale za najdôležitejšie výsledky považujeme iba výsledky z predkovacieho nástroja.

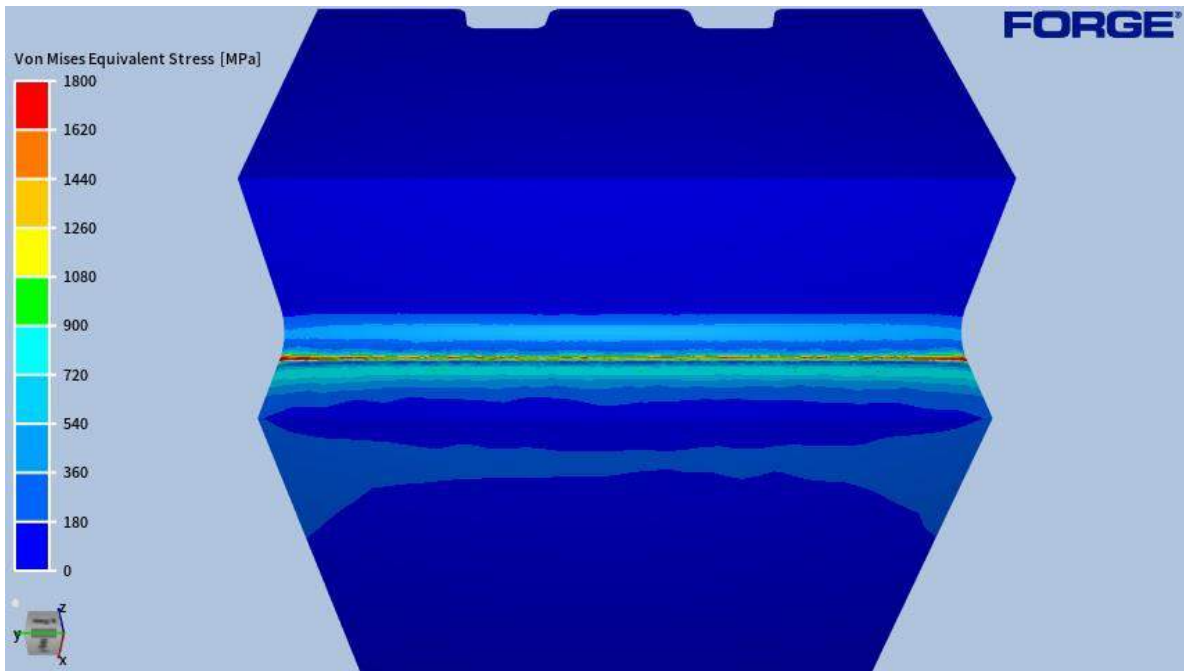
Pri operácii predkovania sa preukázalo, že pri zväčšení prechodového polomeru z R16 na R25 dôjde k poklesu ekvivalentný Von-Misesových napätí v kritickom elemente o 288 MPa a pri ekvivalentných Von-Misesových plastických deformácií o 0,035. Výsledky rozloženie napätí a plastických deformácií pre operáciu predkovania sú na obrázkoch 10-15. Napätia a plastické



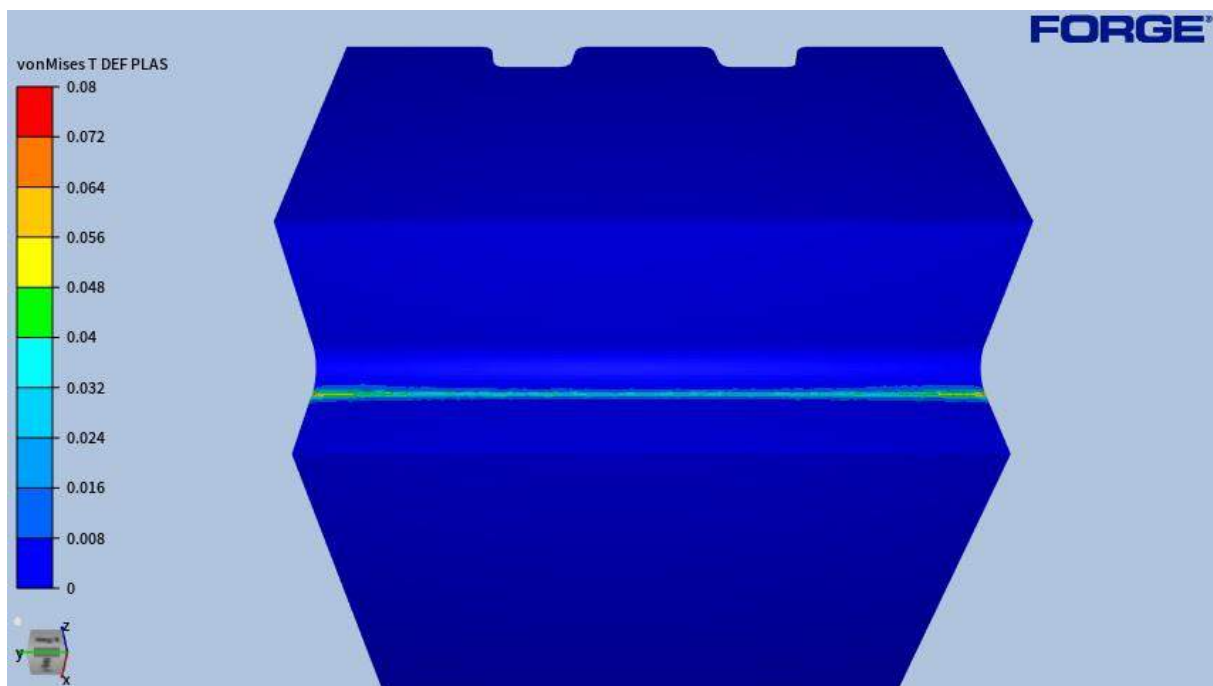
Obrázok 10 Rozloženie Von-Misesových Ekvivalentných napätí pri operácii predkovania s polomerom R16



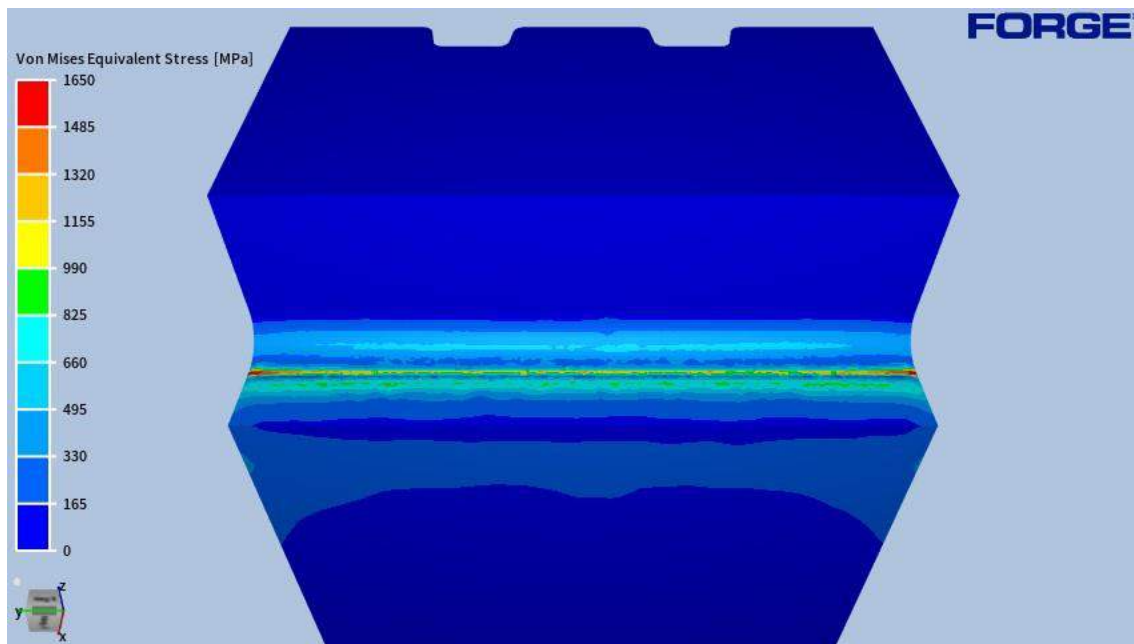
Obrázok 11 Rozloženie Von-Misesových Ekvivalentných plastických deformácií pri operácii predkovania s polomerom R16



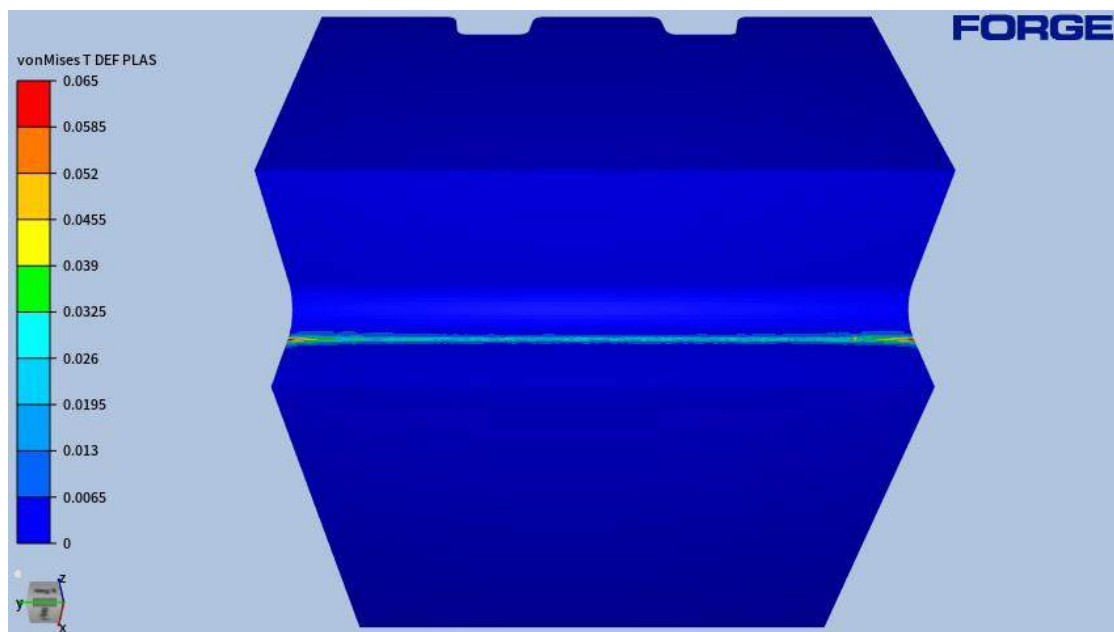
Obrázok 12 Rozloženie Von-Misesových Ekvivalentných napätí pri operácii predkovania s polomerom R20



Obrázok 13 Rozloženie Von-Misesových Ekvivalentných deformácií pri operácii predkovania s polomerom R20



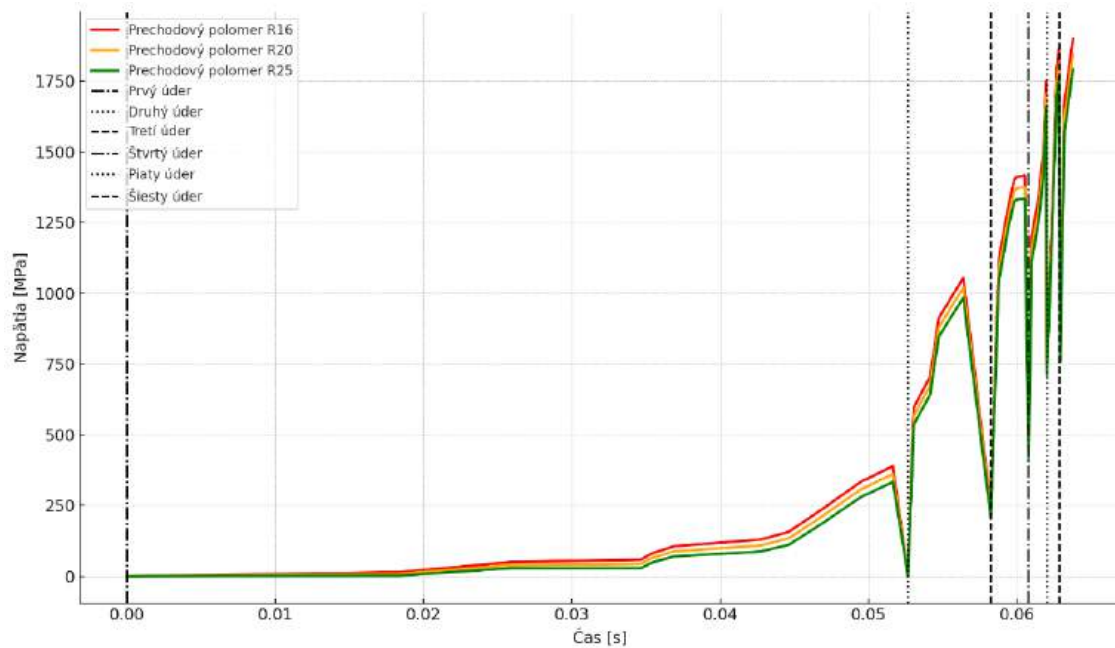
Obrázok 14 Rozloženie Von-Misesových Ekvivalentných napätí pri operácii predkovania s polomerom R25



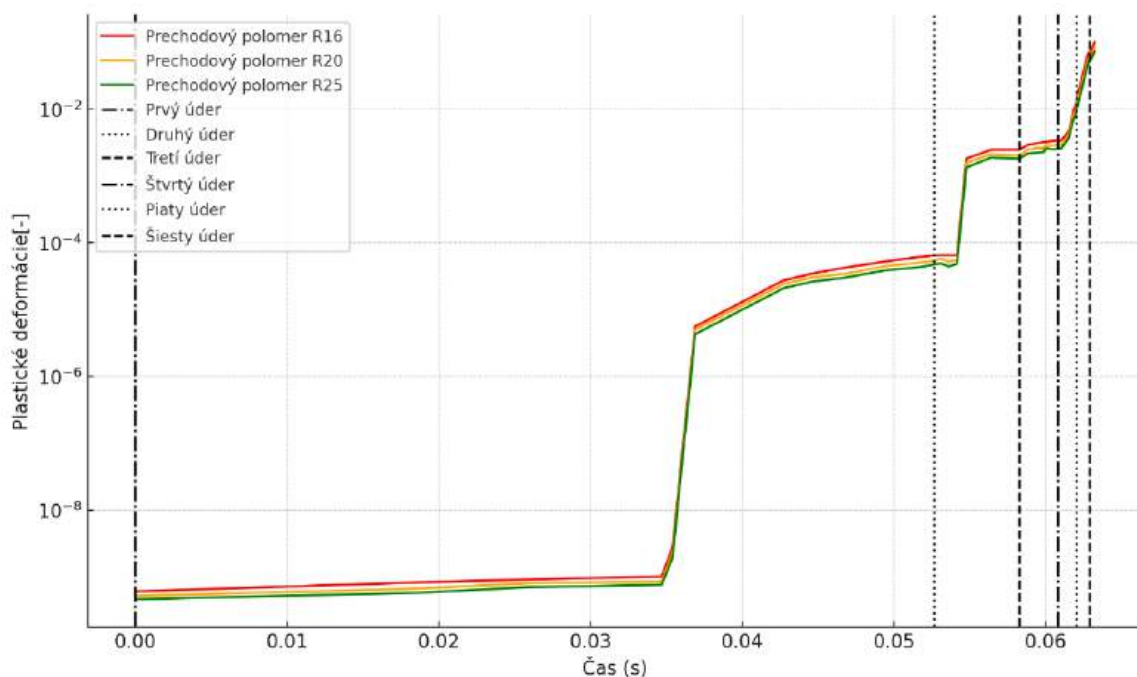
Obrázok 15 Rozloženie Von-Misesových Ekvivalentných deformácií pri operácii predkovania s polomerom R25

V tabuľke 5 sú hlavné napätia a hlavné plastické deformácie pre operáciu predkovania. Z hlavných napätí a plastických deformácií je zrejmé, že dominujú prevažne 3 hlavné napätia (σ_3) a 3 hlavné plastické deformácie (ϵ_3). Hlavné napätia a plastické deformácie sú taktiež prítomné v nezanedbateľných hodnotách. Na základe týchto hodnôt je zrejmé, že rybina zápustky je namáhaná prevažne tlakovými zaťažzeniami. História zaťaženia pri predkovacej operácii sa skladá z 6 samostatných úderov medzi údermi je časová medzera pri ktorej sa zdvihne baran nasleduje ďalší úder. Čas medzi údermi sa do grafu nezarátava aby to neovplyvnilo celkový čas zaťaženia. Čas zaťaženia kováčskej

zápustky je 0,07 [s] a má exponenciálny charakter. Najväčšie napätia a plastické deformácie sú pri posledných úderoch. Grafy histórie zaťaženia sú na obrázkoch 16-17. Na základe doterajších informácií o rozložení ekvivalentných Von-Misesových napätí a plastických deformácií môžeme povedať, že najviac deštruktívna je operácia predkovania. Z toho dôvodu sa ďalšie analýzy budú venovať iba operácii predkovania.



Obrázok 16 História zaťaženia Von-Misesovými ekvivalentnými napätiami na rybine pri predkovačke počas operácie predkovania



Obrázok 17 História zaťaženia Von-Misesovými ekvivalentnými plastickými deformáciami na rybine pri predkovačke počas operácie predkovania

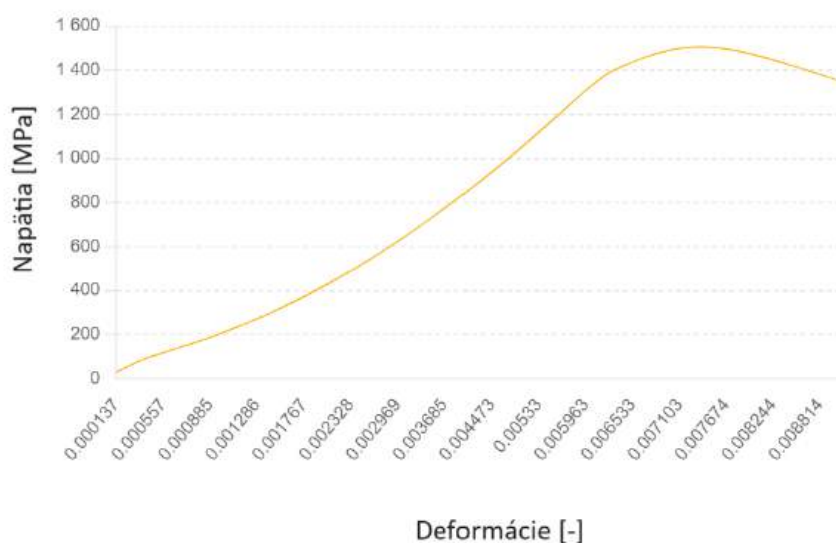
Tabuľka 5 Prehľad hlavných napätí a plastických deformácií na rybine pri predkovacom nástroji pre operáciu predkovania

Variant prechodového polomeru	1 hlavné napätie [MPa]	2 hlavné napätie [MPa]	3 hlavné napätie [MPa]	Von-Misesové ekvivalentne napätie [MPa]
R16	450,15	-45,185	-1715,27	1912,25
R20	382,25	25,152	-1578,89	1784,13
R25	320,35	-52,135	-1472,68,	1624,85
Variant prechodového polomeru	1 hlavné plastické deformácie [-]	2 hlavné plastické deformácie [-]	3 hlavné plastické deformácie [-]	Von-Misesové ekvivalentné plastické deformácie [-]
R16	$8 \cdot 10^{-3}$	$-7 \cdot 10^{-8}$	-0,096	0,1
R20	$6 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-8}$	-0,078	0,08
R25	$4 \cdot 10^{-3}$	$-8 \cdot 10^{-8}$	-0,062	0,065

3. Skúška na ťah pre materiál 56NiCrMoV7

Táto skúška bola vykonaná s cieľom potvrdiť, že inžinierska medza pevnosti testovaného materiálu je nižšia ako hodnoty von Misesových napätí, ktoré boli získané zo simulácií (1900 MPa). Zároveň bola skúška vykonaná za účelom získania hodnoty Youngovho modulu pružnosti (E) pre ďalšie analýzy. Materiál použitý pri tejto skúške bola nástrojová oceľ, kalená a popustená na tvrdosť 44 HRC. Skúška sa vykonala podľa normy STN 42 0312. Skúška prebehla pri teplote 20°C. Vzoriek použitých na meranie bolo 5 ks. Výkres pre vzory je na obrázku 19.

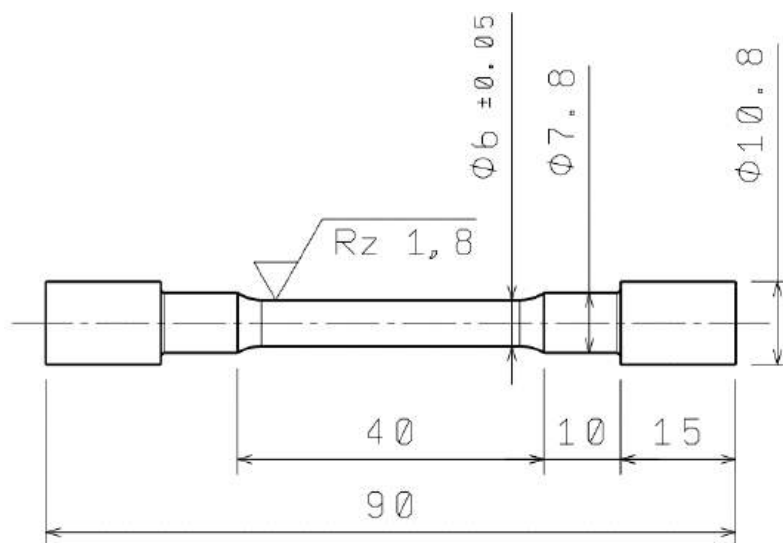
Na základe vykonaných meraní bolo zistené, že inžinierska medza pevnosti testovaného materiálu je nižšia ako ekvivalentné napätia získané zo simulácií. Z nameraných údajov bola spriemerovaná hodnota Youngovho modulu pružnosti (E). Na obrázku 18 je ťahový diagram. V tabuľke 6 sú hodnoty meraní medze pevnosti, predĺženia a modulu pružnosti.



Obrázok 18 Ťahový graf pre kalenú nástrojovú oceľ 56NiCrMoV7

Tabuľka 6 Hodnoty nameraných mechanických vlastností pre materiál 56NiCrMoV7

Názov	Medza pevnosti	Predĺženie	Modul pružnosti
Ozn. a jednotky	R_m [MPa]	A [%]	E [GPa]
Meranie č.1	1498	0,89	210
Meranie č.2	1555	0,94	212
Meranie č.3	1495	0,9	210
Meranie č.4	1525	0,87	211
Meranie č.5	1510	0,92	211
Priemer	1516	0,904	210,8



Obrázok 19 Výkres vzorky pre skúšku ťahom podľa normy STN 42 0312

4. Výpočet životnosti podľa Santaellovho kritéria

Santaellové kritérium je termo-mechanické kritérium na výpočet životnosti kováčskeho náradia. Kritérium bolo vyvinuté Mauricio Lopez Santaaellem s cieľom popísať životnosť kováčskych náradí. V kapitole 2.2.3 sme videli, že Von-Misesové ekvivalentné napätia môžu dosiahnuť hodnoty až 1900 [MPa], čo značne previšuje hodnoty medze pevnosti ($R_m=1500$ MPa). V takom prípade by malo dôjsť ku zlyhaniu kováčskej zápustky v priebehu niekoľkých cyklov. To sa však v praxi nedeje a v toho aj z tohto dôvodu bolo vyvinuté toto kritérium. Kritérium sa zameriava na dva hlavné činitele, ktoré vplývajú na životnosť kováčskych zápustiek.

Prvým činiteľom je tepelná deformácia, ktorú autor považuje za dominantnú. Avšak pri vývoji kritéria sa autor zameriaval na oblasť kavity nástroja kde sa očakáva, že bude dochádzať ku výmene tepla medzi nástrojom a výkovkom. Náš výskum je zameraný na oblasť upínania kováčskej zápustky. V tejto oblasti je zvýšená teplota (250°C) kôli prehrievaniu kováčskej zápustky a dôsledku kovania môže dochádzať ku zmenám teploty. Avšak takýto tepelný cyklus by mal zanedbateľný vplyv na životnosť kováčskej zápustky. Preto tepelnú deformáciu budeme v ďalšej simulácii zanedbávať.

Druhým činiteľom je mechanická deformácia. Autor pre výpočet životnosti používa elastickú deformáciu, ktorú dopočítame z prvého hlavného napätia pomocou rovnice 2. Vstupné hodnoty napätí sú tým pádom výrazne nižšie ako môžeme vidieť v tabuľka 7.

Životnosť kritického elementu vypočíta softvér podľa rovnice 3. Hodnotu modulu pružnosti sme dostali zo skúšky ťahom. Hodnoty c_1 a c_2 sú materiálové konštanty. Hodnoty sme dostali z knižníc softvéru Forge 4.0 Nxt. Hodnota α je tepelná materiálová konštanta. Tepelnú deformáciu zanedbávame preto volíme túto hodnotu 0.

Na základe výsledkov na obrázkoch 20-22 vidíme, že so zvyšujúcim sa prechodovým polomerom rybiny stúpa aj počet cyklov do zlyhania kritického elementu.

$$\overline{\varepsilon}_T = \alpha \cdot \Delta T \quad (1)$$

kde $\overline{\varepsilon}_T$ je tepelná deformácia, α je tepelná materiálová konštanta, ΔT zmena teploty

$$\overline{\varepsilon}_M = \frac{\sigma_1}{E} \quad (2)$$

kde $\overline{\varepsilon}_M$ je mechanická deformácia, σ_1 prvé hlavné napätie, E modul pružnosti v ťahu.

$$nb_{\text{cycle}} = \left(\frac{\overline{\varepsilon}_T + \overline{\varepsilon}_M}{2 \cdot c_2} \right)^{\frac{1}{c_1}} \quad (3)$$

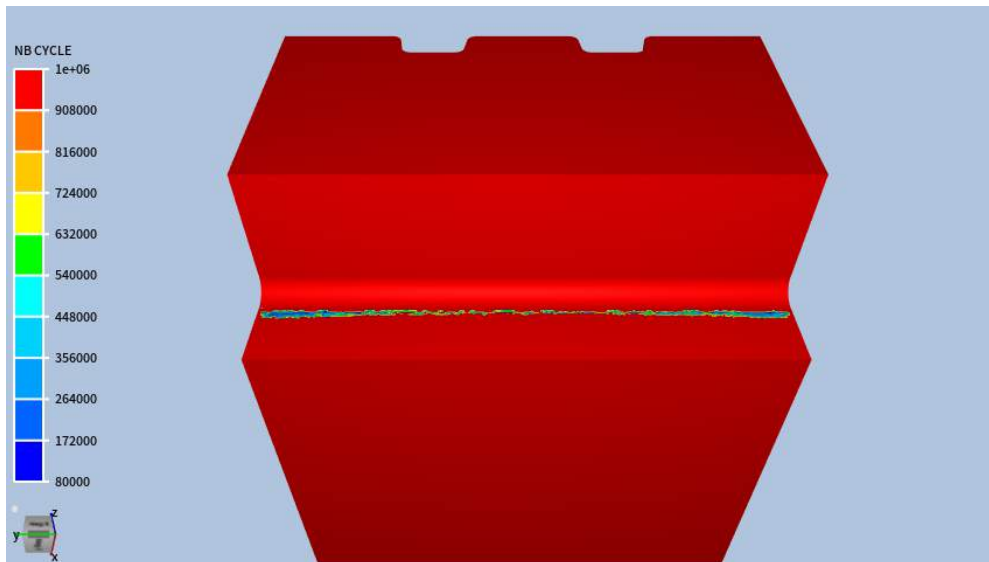
kde nb_{cycle} je počet cyklov do zlyhania elementu, c_1 a c_2 sú materiálové konštanty.

Tabuľka 7 Vstupné konštanty pre výpočet životnosti podľa Santaellovho kritéria

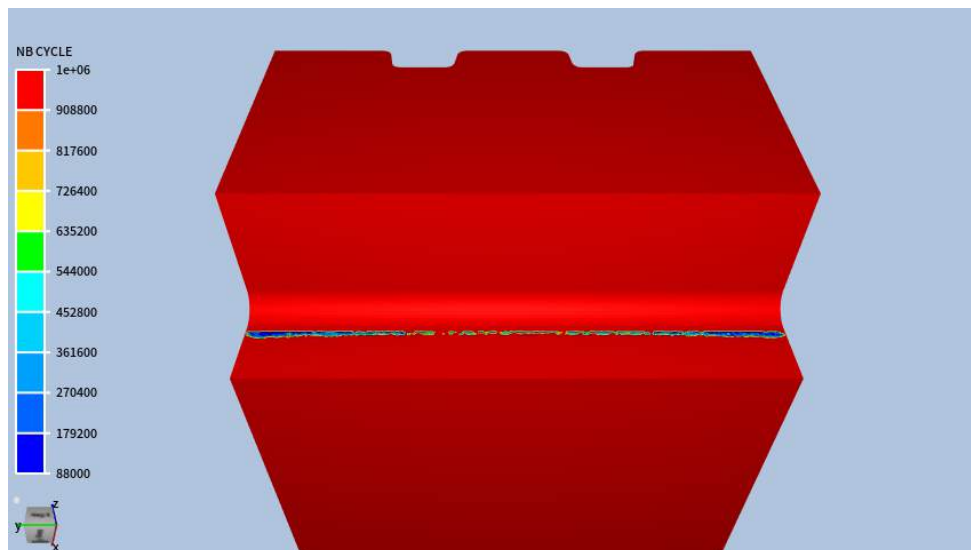
Názov	Označenie	Hodnota	Jednotky
Youngov modul	E	210,8	[GPa]
Tepelná materiálová konštanta	α	0	[-]
Materiálová konštanta	c_1	-0,2	[-]
Materiálová konštanta	c_2	0,025	[-]

Tabuľka 8 Životnosť rybiny zápusťky v kritickom elemente

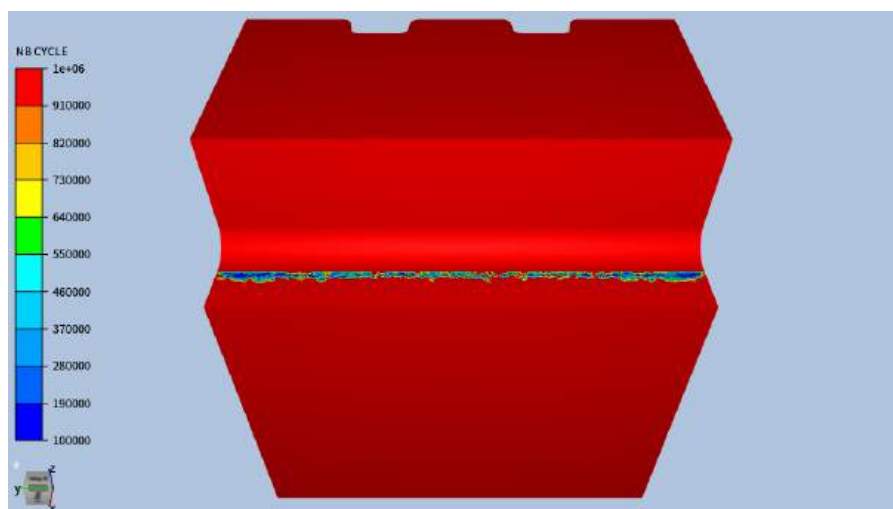
Variant prechodového polomeru	Životnosť kritického elementu
R16	80 745
R20	88 523
R25	99 567



Obrázok 20 Životnosť rybiny s polomerom R16 pri operácii predkovanja



Obrázok 21 Životnosť rybiny s polomerom R20 pri operácii predkovanja



Obrázok 22 Životnosť rybiny s polomerom R25 pri operácii predkovanja

DISKUSIA DOSIAHNUTÝCH VÝSLEDKOV

Proces kovania v tejto práci je zameraný na automobilový priemysel. V teoretickej časti konštatujeme, že v automobilovom priemysle sa používajú zložité tvary výkovek, čo vplýva aj samotnú zložitosť nástrojov. Z toho dôvodu dochádza v zápustkách počas kovania ku zložitým trojrozmerným napäťovým stavom. V ďalších kapitolách sa zameriavame na simulácie procesu kovania a napäťovo-deformačnú analýzu ktorej cieľom je zistiť, či dochádza ku zvýšeniu životnosti nástroja. Cieľom práce je zvýšiť životnosť rybiny nástroja. Ako riadiaci parameter sme si zvolili prechodový rádius rybiny. Na kováčskych zápustkách sú dve zóny kde dochádza ku vysokému zaťaženiu a to v dutine a rybine nástroja.

V hľadiska napätí a deformácií vieme, že k najväčšiemu poškodeniu nástroja dochádza v dutine nástroja. Táto časť je namáhaná tepelno-mechanickými cyklami. Tepelné cykly vznikajú pri kontakte medzi nahriatým polotovarom a kováčskou zápustkou. Mechanické cykly vznikajú pri úderoch, ktoré deformujú polotovar. Tento degradačný proces je však kontrolovaný tak, že sa v pravidelných intervaloch povrch kováčskej zápustky obnovuje frézovaním. V rybine nástroja nedochádza ku tepelným cyklom a na základe poznatkov z firmy vieme, že amplitúda napätia/deformácii je o niečo nižšia ako v dutine. Avšak poškodenie nie je kontrolované a preto výsledná životnosť je nižšia ako pri životnosť v dutine kováčskej zápustky.

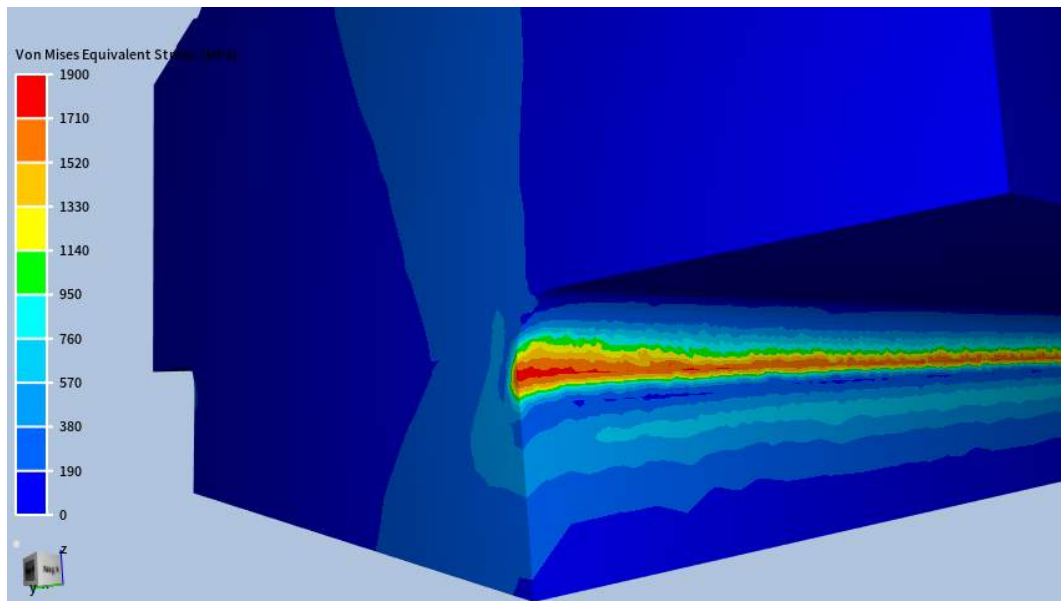
Na základe simulácii môžeme konštatovať, že zvýšenie prechodového polomeru na rybine znižuje napätia a plastické deformácie. Napäťovo-deformačná analýza preukázala, že pri operácii pechovania zmena prechodového polomeru z R16 [mm] na R25 [mm] zníži Von-Misesové ekvivalentné napätia z 730 [MPa] na 605 [MPa], čo predstavuje pokles o 125 [MPa]. V prípade Von-misesových plastických deformácii bol pokles z $7,05 \cdot 10^{-6}$ [-] na $6,051 \cdot 10^{-6}$ [-] čo predstavuje pokles o $9,9 \cdot 10^{-7}$ [-]. Analýza taktiež preukázala, že ekvivalentné napätia a plastické deformácie sú na rybine pod predkovacím náradím prakticky zanedbateľné.

Pri operácii predkovania zmena prechodového polomeru znížila Von-Misesové ekvivalentné napätia z 1912 [MPa] na 1624 [MPa], čo predstavuje pokles o 288 [MPa]. V prípade Von-misesových plastických deformácii bol pokles z 0,1 [-] na 0,65 [-] čo predstavuje pokles o 0,35 [-]. Analýza taktiež preukázala, že ekvivalentné napätia a plastické deformácie sú na rybine pod pechovacím náradím prakticky zanedbateľné.

Pri operácii dokončovania sa zmena predchového polomeru prejavila na obidvoch rybinách. Pokles Von-Misesových ekvivalentných napätí na rybine pod pechovacím náradím bol z 780 [MPa] na 607 [MPa], čo predstavuje pokles o 173 [MPa]. Pokles Von-Misesových ekvivalentných napätí na rybine pod predkovacím náradím bol z 820 [MPa] na 779 [MPa], čo predstavuje pokles o 41 [MPa]. Pokles Von-Misesových ekvivalentných plastických deformácii na rybine pod pechovacím náradím bol z $9 \cdot 10^{-7}$ [-] na $3,012 \cdot 10^{-7}$ [-], čo predstavuje pokles o $6,08 \cdot 10^{-7}$ [-]. Pokles Von-Misesových ekvivalentných plastických deformácii na rybine pod pechovacím náradím bol z $9,2 \cdot 10^{-7}$ [-] na $8,98 \cdot 10^{-7}$ [-], čo predstavuje pokles o $2,2 \cdot 10^{-8}$ [-].

Napätia a plastické deformácie boli koncentrované na koncoch rybiny (obrázok 23). V tabulke 5 sme analyzovali hlavné napätia a plastické deformácie. Z analýzy hlavných napätí a deformácii môžeme

konštatovať, že sa jedná prevažne o tlakové napätia a plastické deformácie. Taktiež je prítomá aj ťahová zložka.



Obrázok 23 Koncentrácia Von-Misesových ekvivalentných napätí na konci rybiny

Z ťahovej skúšky sme zistili, že medza pevnosti materiálu 56NiCrMoV7 kaleného na 44 [HRC] je 1500 [MPa]. Na základe toho faktu môžeme konštatovať, že ku zlyhaniu kováčskej zápustky by malo dôjsť už po niekoľkých zaťažovacích cykloch. Na základe skúsenosti z praxe ale vieme, že ku inicializácii trhliny pri podobných typov náradia dochádza približne po 22 kovaniach, čo predstavuje približne 80 000 cyklov.

Pre predikciu životnosti sme preto zvolili „Santaellove“ výpočtové kritérium. Toto kritérium bolo vyvinuté pre špecifický proces kovania za horúca. Ako hlavný degradačný činiteľ sa považuje ťahové elastické deformácie. Na základe simulácii sme zistili, že zvýšenie prechodového polomeru zvýši životnosť z 80 000 na 100 000 cyklov.

ZÁVER

Dizertačná práca predstavuje komplexný výskum v oblasti zlepšenia životnosti kováčskych nástrojov, s konkrétnym zameraním na únavové poškodenie nástrojov pri zápustkovom kovaní. Hlavným cieľom bolo popísať a aplikovať metódy, ktoré by umožnili lepšie predpovedať životnosť nástrojov. Výsledky práce naznačujú, že integrovaný prístup, ktorý kombinuje modelovanie v softvéri Catia V5 a simulovanie procesov v Forge NxT je účinným spôsobom, ako identifikovať kritické miesta náchylné na únavu a ich úpravou tak zvýšiť životnosť kováčskej zápustky. Ciele dizertačnej práce boli týmto naplnené. Aplikácia „Santaellovho kritéria“ v dostatočnej miere naplnilo potreby predikcie životnosti rybiny v kováčskej zápustke

V teoretickej časti boli preskúmané existujúce metódy a prístupy k predikcii životnosti, čo umožnilo aplikovať vhodné únavové kritérium pre výpočet a predpoveď životnosti na základe reálneho namáhania nástrojov. Experimentálna časť práce preukázala význam správneho návrhu a simulácie kováčskych procesov pre dosiahnutie optimálnej životnosti nástrojov. Na základe simulácií bolo možné

určiť, že modifikácie v geometrii zápustok môžu výrazne ovplyvniť distribúciu napätí a tým potenciálne zvýšiť odolnosť nástroja voči únavovému poškodeniu.

Jedným z hlavných prínosov dizertačnej práce určenie únavového kritéria, ktoré dokáže efektívne predpovedať životnosť kováčskych nástrojov na základe dynamických simulačných dát. Toto kritérium poskytuje konštruktérom možnosť rýchlejšie a presnejšie určiť očakávanú životnosť nástrojov, čo môže viesť k značným úsporám nákladov na výrobu a údržbu.

Napriek úspechom dosiahnutým v tejto práci sa kladú ďalšie otázky a možnosti pre budúci výskum. Odporúča sa ďalšie skúmanie vplyvu rôznych materiálov a povrchových úprav nástrojov na ich únavovú životnosť. Rovnako je potrebné hľadať spôsoby, ako efektívnejšie integrovať nové poznatky do praxe, čo môže zahŕňať vývoj pokročilých simulačných nástrojov a tréningových programov pre inžinierov.

V závere možno konštatovať, že táto dizertačná práca predstavuje významný krok vpred v oblasti predikcie a zlepšenie životnosti kováčskych nástrojov. Dúfame, že výsledky a metóda predstavené v tejto práci nájdu uplatnenie nielen v akademickej sfére, ale aj v priemyselnej praxi, čím prinesú výrazné zlepšenie v životnosti a trvanlivosti kováčskych nástrojov.

TEORETICKÝ PRÍNOS PRÁCE

Teoretický prínos dizertačnej práce spočíva v rozvoji nových konštrukčných modifikácií, ktoré rozširujú existujúce poznatky v danej oblasti. Práca poskytuje hlbokú analýzu skúmaného problému a navrhuje nové konceptuálne rámce, ktoré môžu byť použité na ďalší výskum. Tento teoretický prínos je kľúčový pre akademickú komunitu, pretože poskytuje nové perspektívy a metódy na riešenie komplexných otázok. Práca tiež integruje interdisciplinárne prístupy, čím obohacuje teoretické diskusie a podporuje synergické efekty medzi rôznymi vednými odbormi. Výsledné teoretické modely a koncepty môžu slúžiť ako základ pre budúce štúdie a výskum, čím prispievajú k rozvoju vedy a poznania.

PEDAGOGICKÝ PRÍNOS PRÁCE

Dizertačná práca má prínos pre pedagogiku, pretože ponúka nové prístupy a metodológie, ktoré môžu byť integrované do učebných plánov. Výskum sa zameriava na inovatívne techniky výučby, ktoré podporujú kritické myslenie a praktické zručnosti študentov. Tieto techniky môžu byť využité na zlepšenie efektivity výučby a učenia sa, čím sa zvyšuje kvalita vzdelávania. Práca taktiež zdôrazňuje dôležitosť interaktívnych a participatívnych metód, ktoré podporujú aktívne zapojenie študentov do vzdelávacieho procesu. Implementácia týchto prístupov môže viesť k lepšiemu porozumeniu učiva a vyššej miere retencie informácií. Navyše, práca poskytuje empirické dáta, ktoré môžu slúžiť ako základ pre ďalší výskum a vývoj pedagogických teórií a prístupov.

PRÍNOS PRÁCE PRE ODBORNÚ PRAX

V oblasti priemyselnej praxe má dizertačná práca prínos tým, že identifikuje a analyzuje kľúčové faktory, ktoré ovplyvňujú efektivitu a produktivitu v priemyselnom prostredí. Výsledky výskumu

ponúkajú konkrétne odporúčania pre zlepšenie procesov a postupov v priemyselných podnikoch. Implementácia týchto odporúčaní môže viesť k optimalizácii výrobných procesov, zníženiu nákladov a zvýšeniu konkurencieschopnosti firiem. Práca tiež zdôrazňuje význam neustáleho vzdelávania a tréningu pracovníkov, čo je kľúčové pre adaptáciu na nové technológie a postupy. Tieto poznatky môžu byť využité manažérmi a vedúcimi pracovníkmi na strategické plánovanie a rozhodovanie, čím sa podporuje udržateľný rozvoj a inovácia v priemyselnom sektore.

ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

- [1] CH. Sun, Y. Qin, G. Xiao, J. Zhang, J. Zhou. Research on the Hot Deformation Process of A100 Steel Based on High-Temperature Rheological Behavior and Microstructure In: *Materials*. 2024. vyd. 17 (5), 2-3 s.
- [2] Y. Li, T. Xu, X. Cao, Z. Wu, J. Fan, CH. Hu, H. Dong. Morphology and Distribution of Primary Carbides in Forged Cr-Ni-Mo-V/Nb Steel. In: *Materials* 2024, Vyd. 17 (4), 3-4 s. <https://doi.org/10.3390/ma17040867>.
- [3] M. Eckert, M. Krbata, M. Kohutiar, M. Kuba. Hot deformation analysis of 100MnCrW4 tool steel. In: *Process. Struct. Integr.* 2024, vyd 43 (1), 318-323 s. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2022.12.278>.
- [4] Y. Liu, Z. Yin, J. Luo, C. Zhang, Y. Zhang, McTegart. Constitutive relationship and processing map of hot deformation in A100 steel. In: *High Temp. Mater. Proc.* 2016, vyd. 35 (1), 399–405 s. <https://doi.org/10.1007/s11665-014-1012>.
- [5] Y. Liu, Z. Yin, J. Luo, C. Zhang, Y. Zhang, McTegart. Constitutive relationship and processing map of hot deformation in A100 steel. In: *High Temp. Mater. Proc.* 2016, vyd. 35 (1), 399–405 s. <https://doi.org/10.1007/s11665-014-1012>.
- [6] A.P. Vishal, P.M. George, Analysis of die stress and forging force for DIN 1.2714 die material during closed die forging of anchor shackle. In: *Mater. Today: Proceed.* 2021, vyd. 45 (6), 4695–4701 s. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.01.121>.
- [7] M.D. Dorigana, A. Dario, Application of numerical simulation for the estimation of die life after repeated hot forging work cycles. In: *Procedia CIRP* 2019 vyd. 79 (1) 632–637 s. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2019.02.063>.
- [8] R. Ebara, K. Kubota, Failure analysis of hot forging dies for automotive components, In: *Eng. Failure Anal.* 2008 vyd. 15 (7) 881–893 s. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2007.10.016>.
- [9] S. R. K. P. V. M. Moravec J., *Tvárnacie nástroje*, Žilina: EDIS, 2008.
- [10] Blatnický M. Moravec J., *Vybrané problémy objemového tvárnenia kovov*, Žilina: EDIS, 2018. ISBN 978-80-554-1435-5.
- [11] Polák. K. Hrivňal A., *Teória tvárnenia a nástroje*, Bratislava: EDIS, 1989.
- [12] Blaščík F., *Jinštrukcia tvárniaceho náradia - Narádie pre objemové tvárnenie*, Bratislava: EDIS, 2005.
- [13] Kantoriková E. Moravec J., *Tepelné spracovanie dielov tvárniacich nástrojov*, Žilina: EDIS, 2022. ISBN 978-80-554-1883-4.
- [14] Ftorek B Moravec J., *Tensorový počet pre technikov*, Žilina: EDIS, 2018. ISBN 978-80-554-1455-3.
- [15] Hričovský P., *Konštrukčný návrh lisovaciaho nástroja pre výrobu súčiastky práškovou metalurgiou*, Žilina: DP VŠDS, 1987.
- [16] J. Bača, *Tvárnenie*, Bratislava: SVŠT, 1988.
- [17] Micháľková M. Moravec J., *Tvárnenie v aplikáciách a príkladoch*, Žilina: EDIS, 2022. ISBN 978-80-554-1831-5.
- [18] Moravčík R., HAZLINGER M., *DEGRADAČNÉ PROCESY A PREDIKCIA ŽIVOTNOSTI MATERIÁLOV*, Bratislava: Nakladateľstvo STU, 2010. ISBN 978-80-227-3334-2.
- [19] Várkoly L. a kol., *Únavové porušovanie materiálov*, Žilina: EDIS, 1998.
- [20] Hazlinger. M. PUŠKÁR P., *PORUŠOVANIE A LOMY SÚČASTÍ*, Žilina: EDIS- vydavateľstvo ŽU, 2000. ISBN 80-7100-654-8.
- [21] Pohl. A. R. PUŠKÁR, *Dynamická pevnosť a únavová životnosť*, Bratislava: ALFA, 1987.
- [22] Lukáš M. M. KLESNÍL, *Únava kovových materiálov při mechanickém namáhání*, Praha: Československé akademie věd, 1975.
- [23] CHEN, X., XU, S. a D. HUANG, A critical plane-strain energy density criterion for multiaxial low-cycle fatigue life under non-proportional loading. In: *Fatigue Fracture of Engineering*

- Materials and Structures. 1999. vyd. 22 (8). 679-686 s. <https://doi.org/10.1046/j.1460-2695.1999.t01-1-00199.x>.
- [24] M. W. a. K. J. M. BROWN, A Theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions., Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 1973. vyd. 187, 745-755 p. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1973_187_161_02.
- [25] L. KUNZ, Experimentální stanovení únavových charakteristik materiálu, Žilina: EDIS, 2003.
- [26] Milan Sága, Mária Blatnická, Miroslav Blatnický, Ján Dižo, Juraj Gerlici, Research of the Fatigue Life of Welded Joints of High Strength Steel S960 QL Created Using Laser and Electron Beams. 2020. In: Materials. vyd. 13, 13-15 p. <https://doi.org/10.3390/ma13112539>.
- [27] Rahim M.R.A., Schmauder S., Manurung Y.H.P. Binkele, P. Ahmad, M.I.M. Dogahe, K., Cycle number Estimation Method on Fatigue Crack Initiation using Voronoi Tessellation and the Tanaka Mura Model. 2023. J. Fail. Anal. Preven. vyd. 23, 548-555 p. <https://doi.org/10.1007/s11668-023-01603-0>.
- [28] Mlikota, M., Schmauder, S., Boží'c, Ž., Calculation of the Wöhler (S-N) curve using a two-scale model. 2018. In: Int. J. Fatigue vyd. 114, 289-297 p. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2018.03.018>.
- [29] Mlikota M., Schmauder, S., A Newly Discovered Relation between the Critical Resolved Shear Stress and the Fatigue Endurance Limit for Metallic Materials. 2020. In: Metals. vyd. 10, 803 p. <https://doi.org/10.3390/met10060803>.
- [30] Dejan Tomažin, Jernej Klemenc, Estimate of Coffin–Manson Curve Shift for the Porous Alloy AlSi9Cu3 Based on Numerical Simulations of a Porous Material Carried Out by Using the Taguchi Array. 2022. In: Materials. vyd. 15. 1-7 p <https://doi.org/10.3390/ma15062269>.
- [31] Ricotta, M. Simple Expressions to Estimate the Manson–Coffin Curves of Ductile Cast Irons. 2015. In: Int. J. Fatigue. vyd. 78, 38-45 p. <http://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2015.03.025>.
- [32] RAMBERG, W., W. R. OSGOOD. Description of stress–strain curves by three parameters. 1943. Technical note no. 902. Washington (DC): National Advisory Committee for Aeronautics.
- [33] Sága M., Blatnický M., Vaško M., Dižo, J., Kopas, P., Gerlici, J. Experimental Determination of the Manson-Coffin Curves for an Original Unconventional Vehicle Frame. 2020. In: Materials. vyd. 13. 2-5 p. <http://doi.org/10.3390/ma13204675>.
- [34] BROWN, M. W., K. J. MILLER. Theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions. 1973. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. vyd. 187. 745-755 p. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1973_187_161_02.
- [35] REIS, L., LI B., M. DE FREITAS, Analytical and experimental studies on fatigue crack path under complex multi-axial loading. 2006. In: Fatigue Fracture of Engineering Materials and Structures. vyd: 29(4), 281-289 p. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.2006.01001.x>.
- [36] WANG, Y., Evaluation and comparison of several multiaxial fatigue criteria. 2004. In: International Journal of Fatigue. vyd: 26(1), 17-25 p. [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(03\)00110-5](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(03)00110-5).
- [37] WANG, C. H., M. W. BROWN, Life prediction techniques for variable amplitude multiaxial fatigue—Part 1: theories. 1996. In: Journal of Engineering Materials and Technology. vyd. 118(3), 367-370 p. <https://doi.org/10.1115/1.2806821>.
- [38] SUN, G. Q., SHANG D. Q. a M. BAO. Multiaxial fatigue damage parameter and life prediction under low cycle loading for GH4169 alloy and other structural materials. 2010. In: International Journal of Fatigue. vyd. 32(7), 1108-1115 p. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2009.12.007>.
- [39] WANG C. H., M. W. BROWN, A path-independent parameter for fatigue under proportional and non-proportional loading. 1993. In: Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures. Vyd. 16(12), 1285-1297 p. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.1993.tb00739.x>.
- [40] FATEMI A., N. SHAMSAEI, Multiaxial fatigue: An overview and some approximation models for life estimation. 2011. In: International Journal of Fatigue. vyd. 33(8). 948-958 p. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2011.01.003>.
- [41] SOCIE D., Critical plane approaches for multiaxial fatigue damage assessment. MCDOWELL, DL a JR ELLIS, ed. Advances in Multiaxial Fatigue. 1993. 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959: ASTM International, s 7-30 p. <https://doi.org/10.1520/STP1191-EB>.
- [42] FATEMI, A. a D. F. SOCIE. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. 1988. In: Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures. Vyd. 11(3). 149-165 p. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.1988.tb01169.x>.

- [43] YOU, B. R. a S. B. LEE. A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals. 1996. In: International Journal of Fatigue. vyd 18(4), 235-244 p. [https://doi.org/10.1016/0142-1123\(96\)00002-3](https://doi.org/10.1016/0142-1123(96)00002-3).
- [44] ROESSLE, M. Strain-controlled fatigue properties of steels and some simple approximations. 2000. In: International Journal of Fatigue . vyd. 22(6), 495-511 p.: [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(00\)00026-8](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(00)00026-8).
- [45] HAN, C., CHEN, X. a K. KIM. Evaluation of multiaxial fatigue criteria under irregular loading. 2002. In: International Journal of Fatigue. vyd. 24(9). 913-922 p. [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(02\)00013-0](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(02)00013-0).
- [46] SOCIE, D. Multiaxial Fatigue Damage Models. 1987. Journal of Engineering Materials and Technology. vyd 109(4), 293-298. doi:10.1115/1.322598.
- [47] GLINKA, G., SHEN, G. a A. PLUMTREE. A multiaxial fatigue strain energy density parameter related to the critical fracture plane. 1995. In: Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures. vyd. 18(1), 37-46 p. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.1995.tb00140.x>.
- [48] GLINKA, G., WANG, G. a A. PLUMTREE. Mean stress effects in multi-axial fatigue. 1995. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. vyd. 18(7-8). 755-764 p. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.1995.tb00901.x>.
- [49] GARUD, Y. S. a New Approach to the evaluation of fatigue under multiaxial loadings. 1981. Journal of Engineering Materials and Technology. vyd. 103(2), 118-125 p. <https://doi.org/10.1115/1.3224982>.
- [50] Hensel, A. and Spittel, T., Kraft- und Arbeitsbedarf bildsamer Formgebungsverfahren. VEBDeutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1978.
- [51] Mauricio Lopez Santaella, Thermo-mechanical fatigue of hot forging tools-prediction, analysis and optimization methods through six-sigma. Acher. Shaker Verlag Acher, 2014. ISBN 978-3-8440-2772-8.

ZOZNAM VLASTNÝCH VEDECKÝCH PUBLIKÁCIÍ

1. Kopas, Peter, Sága, Milan, Nový, František, Paulec, Michal. Influence of re-profiling on the premature failure of hot forging dies. DOI 10.1016/j.engfailanal.2023.107507 In: Engineering Failure Analysis. Amsterdam: Elsevier, 2023, č. 152, s. 1-24 [tlačaná forma] [online]. ISSN 1350-6307. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630723004612?via%3Dihub>. <https://www.sciencedirect.com/journal/engineering-failure-analysis>. [angličtina]
2. Michal, Pavol, Paulec, Michal, Šavrnich, Zdenko, Vaško, Milan. Modelovanie a analýza tenkých vrstvených kompozitných dosiek vystužených uhlíkovými vláknami [elektronický dokument] In: Technológ. Žilina: Žilinská univerzita v Žiline, 2021, Roč. 13, č. 4, s. 11-14 [tlačaná forma] [online] [USB kľúč]. ISSN 1337-8996. ISSN (online) 2730-0501. [slovenčina]
3. Sága, Milan, Paulec, Michal, Kopas, Peter, Michal, Pavol, Šavrnich, Zdenko. Vplyv mechanických a tepelných cyklov na životnosť nástrojovej ocele 1.2714 [elektronický dokument] In: Technológ. Žilina: Žilinská univerzita v Žiline, 2021, Roč. 13, č. 4, s. 20-23 [tlačaná forma] [online] [USB kľúč]. ISSN 1337-8996. ISSN (online) 2730-0501. [slovenčina]
4. Šavrnich, Zdenko, Sapietová, Alžbeta, Paulec, Michal, Michal, Pavol, Gavlas, Martin. Návrh brzdového systému automobilu [elektronický dokument] In: Technológ. Žilina: Žilinská univerzita v Žiline, 2021, Roč. 13, č. 4, s. 24-27 [tlačaná forma] [online] [USB kľúč]. ISSN 1337-8996. ISSN (online) 2730-0501. [slovenčina]
5. Paulec, Michal, Kopas, Peter, Sága, Milan. Effects of hardenability on mechanical properties of tool steel 56NiCrMoV7 for forging die In: Computational Mechanics 2022: 37th Conference with international participation. Srní, Czech Republic, November 7-9, 2022. Pilsen: Západočeská univerzita v Plzni, 2022, s. 107-110. ISBN 978-80-261-1116-0. https://www.kme.zcu.cz/compmech/download/proceedings/CM2022_Conference_Proceeding_s.pdf. [angličtina]

RESUME

Táto dizertačná práca sa zameriava na vývoj metód na zlepšenie konštrukčných parametrov z pohľadu únavového poškodenia. Cieľom práce je simulovať proces kovania v programe Forge NxT a identifikovať kritické miesta náchylné na únavové poškodenie. Na základe týchto dát navrhnúť geometrické zmeny rybiny zápustky, zvoliť vhodné únavové kritérium a následne overiť zlepšenie únavovej životnosti voči pôvodnej geometrii.

Práca začína úvodom, kde sa pojednáva o problematike ekonomickosti kovania a nástrojoch používaných pri tomto procese. Nasledujúce kapitoly sa zameriavajú na využitie predikcie životnosti v oblasti tvárnenia za tepla, klasifikáciu bucharov a ich dopad na životnosť nástrojov, a prehľad vplyvov na životnosť kováčskeho náradia a mechanickej únavy. V záverečných kapitolách práca prezentuje návrh geometrických úprav a simuláciu životnosti rybiny kováčskej zápustky, vrátane simulácií napätí, plastických deformácií a životnosti.

Výsledky práce prispievajú k lepšiemu pochopeniu a zlepšeniu životnosti kováčskych nástrojov, čo má významný prínos pre priemysel, pedagogiku a vedecký výskum.

SUMMARY

This dissertation focuses on developing methods to improve the structural parameters from the perspective of fatigue damage. The objective is to simulate the forging process using Forge NxT software and identify critical areas prone to fatigue damage. Based on this data, the study proposes geometric modifications to the dovetail and selects appropriate fatigue criteria, subsequently verifying the improvement in fatigue life compared to the original geometry.

The dissertation begins with an introduction discussing the economic aspects of forging and the tools used in this process. Subsequent chapters focus on the application of life prediction in hot forming, the classification of hammers and their impact on tool life, and an overview of factors affecting the durability of forging tools and mechanical fatigue. The concluding chapters present the design of geometric modifications and the simulation of the dovetail's life, including stress simulations, plastic deformations, and life expectancy.

The results contribute to a better understanding and improvement of the lifespan of forging tools, providing significant benefits for industry, education, and scientific research.