



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE JEŘÁBOVÉHO HÁKU

TOPOLOGY OPTIMIZATION OF CRANE HOOK

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Filip Rákoczy

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Filip Rákoczy
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Lukáš Zeizinger
Akademický rok:	2020/21

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

Topologická optimalizace jeřábového háku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte rešerši popisující využití topologické optimalizace při návrhu strojních součástí. Dále pak pomocí topologické optimalizace navrhnete optimální tvar jeřábového háku.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše dané problematiky.

Topologická optimalizace modelu jeřábového háku.

Zpracování získaných informací.

Seznam doporučené literatury:

VOPAŘIL, Jan, Lubomír DRÁPAL a Pavel NOVOTNÝ. Aircraft Engine Crankshaft Optimisation. Journal of Middle European Construction and Design of Cars. 2014, 12(1), 1-6. ISSN 1804-9338.

ZHANG, Weihong, Jihong ZHU a Tong GAO. Topology optimization in engineering structure design. London: ISTE Press, 2016. ISBN 978-1-78548-224-3.

QUERIN, Osvaldo M., Mariano VICTORIA, Cristina ALONSO, Rubén ANSOLA a Pascual MARTÍ. Topology design methods for structural optimization. London: Elsevier, 2017. ISBN 978-0-08-100-16-1.

MIRZENDEHDEL, Amir M., Krishnan SURESH, Cristina ALONSO, Rubén ANSOLA a Pascual MARTÍ. A hands-on introduction to topology optimization. Great Britain, 2017. ISBN 978-197-64-0-607.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce zkoumá metodu topologické optimalizace při návrhu strojních součástí. V teoretické části jsou uvedeny obecné principy řešení úloh optimalizace a ukázky využití těchto metod na reálných problémech. Vlastní řešení detailně popisuje optimalizaci jeřábového háku a srovnává výsledky s normovanými profily háků podle normy ČSN. Na závěr je provedeno vyhodnocení navržených háků metodou konečných prvků nezávisle ve dvou programech.

KLÍČOVÁ SLOVA

Topologická optimalizace, jeřábový hák, metoda konečných prvků, MSC Apex, MSC Apex Generative Design, MKP

ABSTRACT

Bachelor thesis deals with topology optimization methods for solid machine parts design. The theoretical part analyses general solution principles of optimization problems and lists particular use cases on real problems. The practical part describes a detailed case study of a crane hook and compares the results with standardized profiles according to ČSN. Finally, the designed hook profiles are evaluated and tested independently in two software's using the finite element method.

KEYWORDS

topology optimization, crane hook, finite element method, MSC Apex, MSC Apex Generative Design, FEM

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RÁKOCZY, Filip. *Topologická optimalizace jeřábového háku*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132122>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lukáše Zeizingera, Ph.D., a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2021

.....

Filip Rákoczy

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu své bakalářské práce Ing. Lukáši Zeizingerovi, Ph.D., za odborné vedení, přínosné rady, ochotu a věnovaný čas nad rámec jeho povinností. Dále bych chtěl srdečně poděkovat své přítelkyni a rodičům za jejich psychickou podporu a bohaté češtinářské znalosti.

OBSAH

1	Úvod	11
2	Cíle práce a metodika	12
3	Současný stav poznání.....	13
3.1	Obecný optimalizační problém	13
3.2	Návrhový prostor a zatěžování	14
3.3	Volba mřížky.....	16
3.4	Využití topologické optimalizace	17
3.4.1	Slévané součásti.....	17
3.4.2	Letecký průmysl	17
3.5	Jeřábové háky.....	19
3.5.1	Rozdělení háků podle tvaru	19
3.5.2	Rozdělení háků podle způsobu výroby.....	19
	Háky kované	20
	Háky lamelové.....	20
3.5.3	Připojení háku ke kladnicí	21
	Dřík se závitem.....	21
	Hák s okem	22
3.5.4	Požadavky normy na jednoduchý jeřábový hák.....	22
	Materiál.....	22
	Výrobní zpracování	23
	Geometrie těla háku.....	23
4	Optimalizace jeřábového háku	24
4.1	Výchozí modely háků pro optimalizaci	24
4.1.1	Model háku A	24
4.1.2	Model háku B	25
4.1.3	Normovaný hák	25
4.1.4	Zátěžná plocha.....	26
4.1.5	Ověření normovaného háku pomocí MKP	27
4.2	Topologická optimalizace.....	28
4.2.1	MSC Apex Generative Design	28
4.2.2	Parametry a okrajové podmínky simulace.....	28
4.2.3	Průběh simulací	30
4.2.4	Vliv parametrů simulace na výsledný tvar	31
	Kvalita tvaru – shape quality.....	31
	Cílové napětí – stress goal.....	32

Hustota podpěr – strut density	33
Nastavení složitosti – complexity setting.....	33
4.2.5 Výsledné modely ze simulací.....	34
Hák A.....	34
Hák B.....	35
4.3 Ověření modelů - MKP.....	36
4.3.1 Ověření háku A.....	37
4.3.2 Ověření háku B.....	38
4.4 Vyhodnocení výsledků.....	40
Závěr.....	41
Použité informační zdroje.....	42
Seznam tabulek.....	44
Seznam obrázků.....	45
Seznam použitých zkratk a symbolů	46

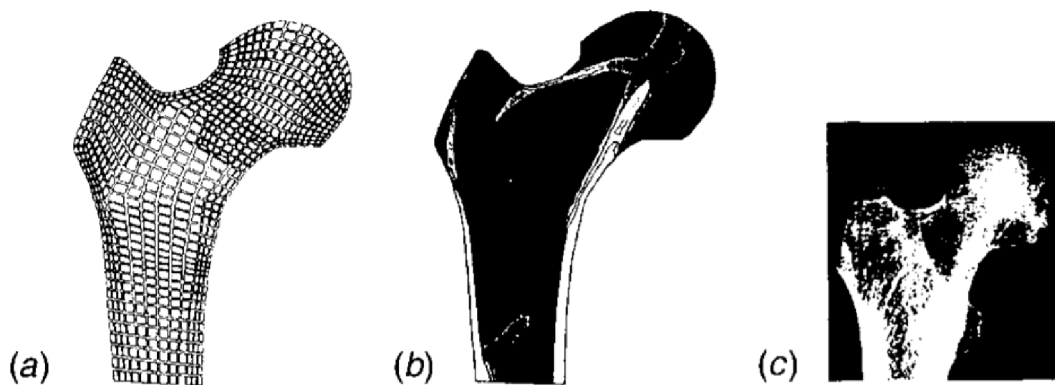
1 ÚVOD

Topologická optimalizace je novodobým trendem v počítačem asistovaném strojírenském vývoji. Tyto simulace nám umožňují navrhovat jen stěží představitelné tvary s velmi vysokými požadavky na mechanické a fyzikální vlastnosti. Pouhým zadáním největších rozměrů, materiálu, zatížení a vazeb dokáže optimalizační software navrhnout takový tvar, který nejlépe vyhovuje danému zatížení. Prudký rozvoj v oblasti 3D tisku, který nám umožňuje vyrábět komplexně tvarované součásti, ještě více posílil zájem o topologickou optimalizaci. Optimalizovat můžeme nejen výsledný tvar, ale také hmotnost, tuhost, tepelný tok slévané součásti, a dokonce i rezonanční frekvenci výsledné součástky již během návrhového procesu. Tímto postupem se snižuje počet prototypů nutných k vypracování konečné součástky, což s sebou přináší významnou ekonomickou výhodu při vývoji nového výrobku.

Topologická optimalizace nachází své uplatnění převážně v oblastech automobilového a leteckého průmyslu, kde je možné dobře využít schopnosti topologické optimalizace navrhovat odlehčené součásti s vysokou tuhostí. Obzvláště v leteckém průmyslu, kde každý ušetřený kilogram může znamenat značné úspory na palivu, je optimalizace velkým přínosem.

Příroda je od počátku technologií silnou inspirací inženýrských konstrukcí od podoby letadlových křídel přes samo svítící materiály inspirované bioluminiscenčními organismy po vodu odpudivé nanomateriály. Přestože je topologická optimalizace poměrně novým oborem, můžeme jasně vidět podobnost optimalizovaných součástí s časem osvědčenými návrhy přírody.[3] Evoluční algoritmus optimalizace vybírá nejlépe přizpůsobené „jedince“ podobně jako příroda vybírá přirozenou selekcí.

Na obr. 1 je ukázka využití evolučního algoritmu na hlavě femuru (stehenní kosti). Pomocí mřížky je těleso modelující kost rozděleno a metodou konečných prvků je spočteno rozložení zatížení ve struktuře kosti. Tato konkrétní studie řeší zatížení kosti jako rovinné (2D problém). Pomocí topologické optimalizace je navrženo lepší rozložení hustoty materiálu simulovaného modelu, které se blíže podobá tvaru reálné kosti (femuru). [9]

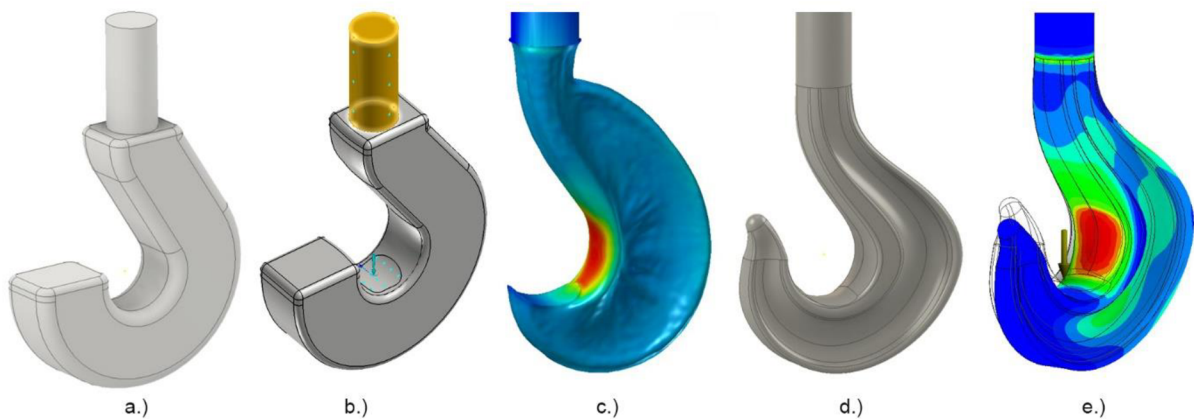


obr. 1: Rozložení hustoty kosti (a) mřížka konečných prvků (b) vypočtené rozložení hustoty kosti (c) rentgenový snímek kosti [9]

2 CÍLE PRÁCE A METODIKA

Práce je rozčleněna do dvou základních částí – rešerše a optimalizační část. Cílem teoretické části této práce je provést rešerši dostupných informací v oblasti topologické optimalizace při návrhu strojních součástí a problematiky jeřábových háků včetně jejich rozdělení, využití a přehledu požadavků norem ČSN na jeřábové háky. Cílem praktické části je optimalizovat model jeřábového háku se záměrem snížení hmotnosti a působících napětí v těle háku.

Metodika praktické části je naznačena na obr. 2. Výchozí model jeřábového háku a.) je vytvořen v prostředí programu Autodesk Inventor. Tento model je přenesen do optimalizačního programu, kde jsou určeny okrajové podmínky b.). Optimalizace modelu je provedena v optimalizačním softwaru MSC Apex Generative design, kde jsou navrženy vhodné parametry simulace a je vytvořen topologicky optimalizovaný tvar háku c.). Takto vytvořená optimalizovaná geometrie je domodelována do konečné podoby d.) dle požadavků normy ČSN na jeřábový hák, a tento výsledek je porovnán s normovaným hákem v programu MSC Apex a Autodesk Inventor Professional, kde budou sledovány projevy jako maximální napětí, hmotnost a posuv při stejných zatíženích e.).



obr. 2: a.) Výchozí model; b.) Okrajové podmínky; c.) Simulace;
d.) Vymodelovaný hák e.) Ověření MKP

Závěr práce obsahuje zhodnocení získaných výsledků z topologické optimalizace a jejich vzájemné porovnání s normovaným profilem háku.

3 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

3.1 OBECNÝ OPTIMALIZAČNÍ PROBLÉM

Klasická teorie pružnosti a pevnosti nám umožňuje analyticky řešit bezpečnost, napětí, průhyb a jiné parametry navrhované komponenty. U tvarově složitých součástí, kdy nejsme schopni sestavit analytické řešení, můžeme k tomuto výpočtu použít numerické metody. Avšak ani jeden z těchto přístupů nedokáže řešit opačnou úlohu, tedy navrhnout tvar součásti optimálně pro konkrétní využití. Topologická optimalizace je počítačová metoda, která řeší tento inverzní problém mechaniky a slouží k nalezení ideálního rozpoložení materiálu pro zadaný optimalizační účel. Optimalizační problém můžeme v obecné formě napsat jako:

$$\text{minimize}_\rho F = F(u(\rho), \rho) = \int_{\Omega} f(u(\rho), \rho) dV \quad (1)$$

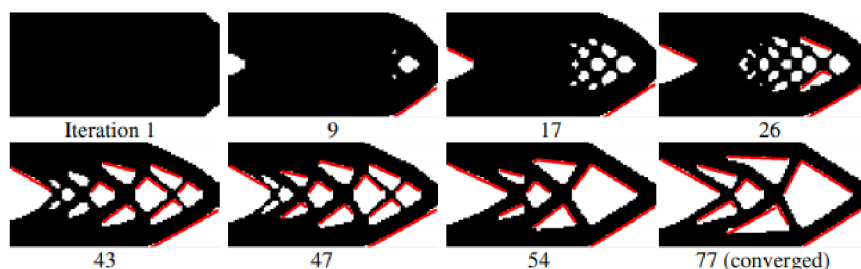
$$\text{subject to } G_0(\rho) = \int_{\Omega} \rho dV - V_0 \quad (2)$$

$$G_j(u(\rho), \rho) \leq 0 \quad \text{with } j = 1, \dots, m \quad (3)$$

Optimalizace je proces minimalizace účelové funkce (1), kterou můžeme zmenšit námi zvolený parametr a zároveň se podřizuje podmínce (2). Parametrem účelové funkce je ρ , který reprezentuje například hustotu materiálu uvnitř zvoleného návrhového prostoru Ω .

Pro m okrajových podmínek musí platit charakteristická rovnice (3), která může určovat například maximální hodnoty napětí v součásti. [14] Okrajovými podmínkami určujeme vazby s okolím a zatížení součásti.

Výpočtem získáme místa součásti s nízkým napětím, kde je materiál algoritmem odebrán, a naopak do míst s největším napětím můžeme materiál přidat. Vypočtená napětí se odvíjejí od volby materiálu, jeho modulu pružnosti a jiných materiálových charakteristik. Popsaná minimalizace účelové funkce se řeší pomocí numerických metod. Rychlost konvergence k minimu funkce se odvíjí od složitosti součásti a použitého algoritmu. Výpočet opakujeme po předem určený počet opakování neboli iterací. Každou iterací získáme geometrii, která se více podobá optimálnímu tvaru v rámci matematické chyby dané způsobem výpočtu, jak je popsáno na obr. 3. Parametry simulace se mohou měnit z jedné iterace na druhou, což umožňuje lépe se přiblížit požadavkům konstruktéra na výsledný tvar ať už z hlediska technologických omezení výrobní technologie nebo požadované složitosti součásti.



obr. 3: Iterace analýzy 2D nosníku zatíženého na tlak [4]

3.2 NÁVRHOVÝ PROSTOR A ZATĚŽOVÁNÍ

Optimalizace struktury probíhá v takzvaném návrhovém prostoru (design domain), což je prostor, kde algoritmus určuje tvary ploch, průřezů a otvorů, které nejlépe přispívají k pevnosti součásti nebo danému optimalizačnímu účelu. Obdélníkový návrhový prostor je naznačen na obr. 4.



obr. 4: Návrhový prostor kolem optimalizované oblasti

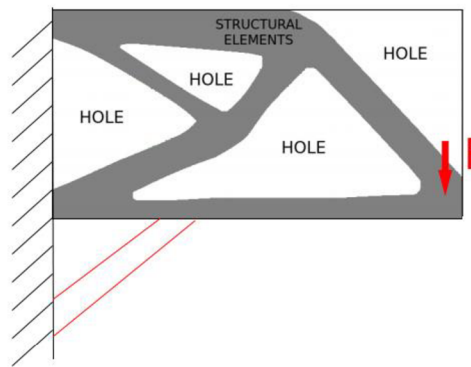
Návrhový prostor volíme tak, aby neobsahoval spoje k dalším tělesům, které chceme ponechat v původním stavu k zachování kinematických vazeb. Dále jsou k návrhovému prostoru přidány vazby s okolím a jsou určeny síly modelující reálné zatížení, jak můžeme vidět na obr. 5.



obr. 5: Návrhový prostor s okrajovými podmínkami

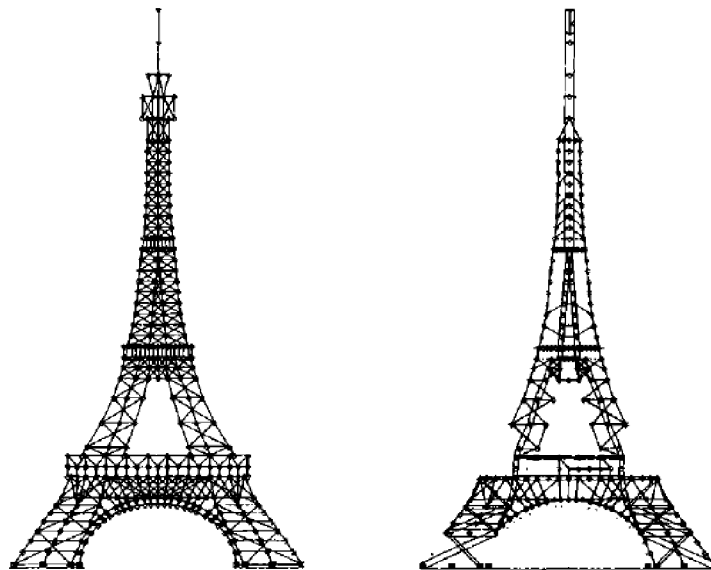
S takto připraveným návrhovým prostorem je již možné spustit topologickou optimalizaci.

Výsledek optimalizace je schematicky znázorněn na obr. 6. Optimalizace odpovídá nejvhodnějšímu rozložení materiálu v rámci návrhového prostoru. K dalšímu zlepšení nosníku je možné přidat vzpěru, jak je naznačeno červenou barvou, avšak algoritmus tuto možnost nezohlední, protože daná oblast je mimo návrhový prostor. Proto je dobré uvažovat ten největší vhodný návrhový prostor pro optimalizaci.



obr. 6: Návrhový prostor (v rámečku) optimalizovaného nosníku [16]

Jednoduché problémy jako na obr. 6 není nutné modelovat jako 3D problém, avšak reálná tělesa jsou zatěžována silami ve více osách. I jednoosé zatížení reálné součásti vyvolá vlivem vazeb a výrobních nepřesností silové účinky v jiných směrech. Na obr. 7 vidíme optimalizaci prutové soustavy s jednoosým zatížením.



obr. 7: Optimalizace prutové konstrukce Eiffelovy věže [2]

Na obr. 7 napravo je optimalizovaná prutová soustava s jednoosým zatížením na vrcholku věže. Je zřejmé, že algoritmus vůbec nezohledňuje zátěž v jiných osách. Při silnějším větru se celá konstrukce lehce zborší. Tento příklad nám ukazuje, jak důležité je zohlednit namáhání tělesa ve více směrech.[2] Dále si můžeme povšimnout, že optimalizovaná věž není plně symetrická. Moderní optimalizační programy mají možnost přidání rovin symetrie do návrhového prostoru, což umožňuje optimalizovat jen jednu ze symetrických oblastí součásti a tím se zkracuje výpočetní čas.

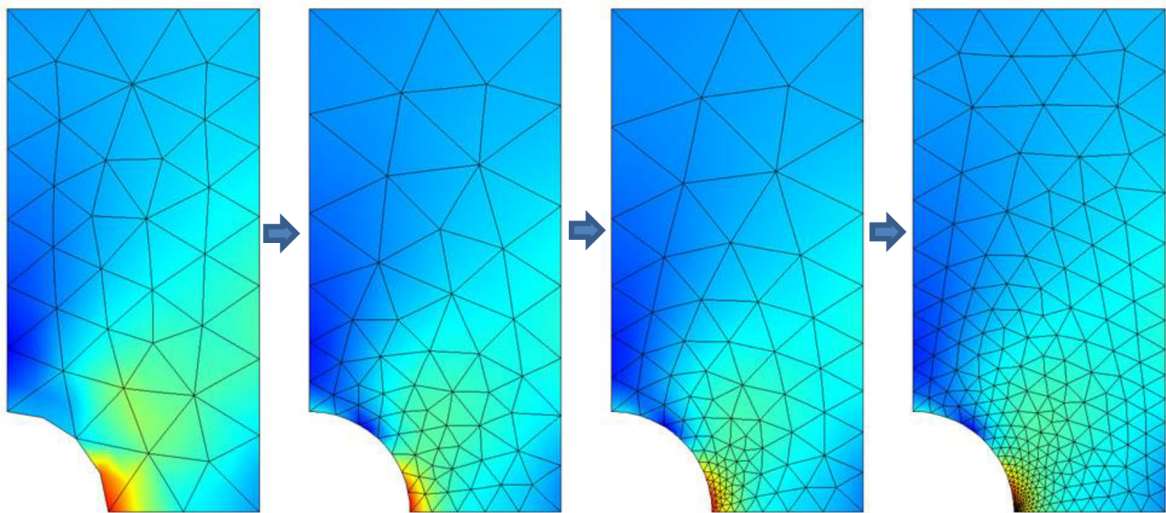
3.3 VOLBA MŘÍŽKY

Cílem optimalizace je zmenšit účelovou funkci na minimum (nebo maximum, pokud optimalizujeme například tuhost soustavy). K vyhodnocení, jestli a jak se tyto parametry blíží tomuto extrému v jednotlivých iteracích, používáme metodu konečných prvků. Základním stavebním kamenem této metody je vhodně rozdělit těleso do malých, pravidelných geometrických útvarů pomocí mřížky. Pro každý z těchto elementů vypočteme tensor napětí a ostatní parametry.

Jelikož se struktura součásti po každé iteraci mění, jeden z možných přístupů je generovat adaptabilní mřížku, která se přizpůsobuje tvaru součásti [17]. Tento postup opakujeme, dokud účelová funkce nezkonverguje k lokálnímu extrému.

Vytvoření mřížky součásti probíhá automaticky, avšak většina komerčních softwarů umožňuje uživateli nastavit velikosti elementů mřížky. Větší počet elementů výrazně zvyšuje výpočetní čas, jelikož počet elementů v 3D tělesu roste s třetí mocninou rozměru mřížky, zároveň s vyšším počtem prvků zvyšujeme přesnost.

Na obr. 8 jsou znázorněny různé jemnostní rozložení mřížek. Zjemňování mřížky rovnoměrně v celém objemu není výhodné, protože v oblastech s jednoduchou geometrií je přínos většího počtu elementů zanedbatelný. Proto používáme mřížku s variabilní velikostí prvků. V oblastech se složitější geometrií nebo v oblastech, kde požadujeme vyšší přesnost výpočtu použijeme jemnější mřížku. Tím dosáhneme rozumného kompromisu mezi výpočetním časem a přesností výsledku.



obr. 8: Vývoj lokálně adaptivní mřížky [5]

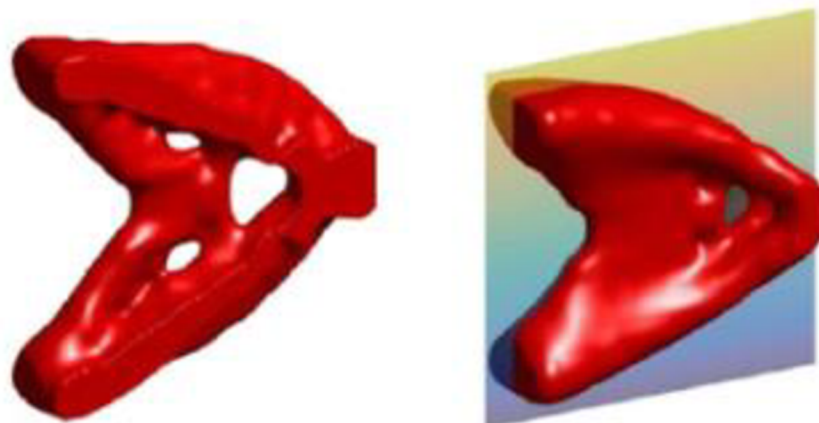
Je možné si povšimnout, že všechny elementy jsou orientovány plochami kolmo k povrchu součásti. Barevné oblasti znázorňují rozložení velikosti von Misesova napětí.

3.4 VYUŽITÍ TOPOLOGICKÉ OPTIMALIZACE

Topologická optimalizace nachází využití v široké oblasti inženýrství, zejména v oblastech, kde je nutností využít pevných a lehkých součástí. Kvůli tvarové složitosti těchto součástí optimalizace najde uplatnění zejména v malosériové výrobě, kde můžeme využít relativně pomalé metody 3D tisku jako DMLS, FDM a další.[1]

3.4.1 SLÉVANÉ SOUČÁSTI

Odlévání je rovněž slibný způsob výroby těchto složitých tvarů, který by umožnil velkosériovou výrobu. Abychom byli schopni vyrobit optimalizované součásti odléváním, součásti by měly splňovat určitá odlévací kritéria, jako je nemožnost odlévání ostrých hran. Tuto podmínku můžeme vyjádřit jako maximální gradient úrovně funkce [18], která nám definuje obrys struktury. Touto metodou můžeme vytvářet tvary vhodné pro odlévání z libovolného modelu součásti, která nutně nemusí splňovat technologické požadavky k výrobě odlitku. [23] Jinými slovy tento přístup ulehčuje konstruktérovi práci navrhnutím správných úkosů, správných tlouštěk jednotlivých částí dílu a podobně, jak je vidět na obr. 9. Tímto se usnadní spolupráce se slévárenským technologem, který navrhuje finální tvar formy.

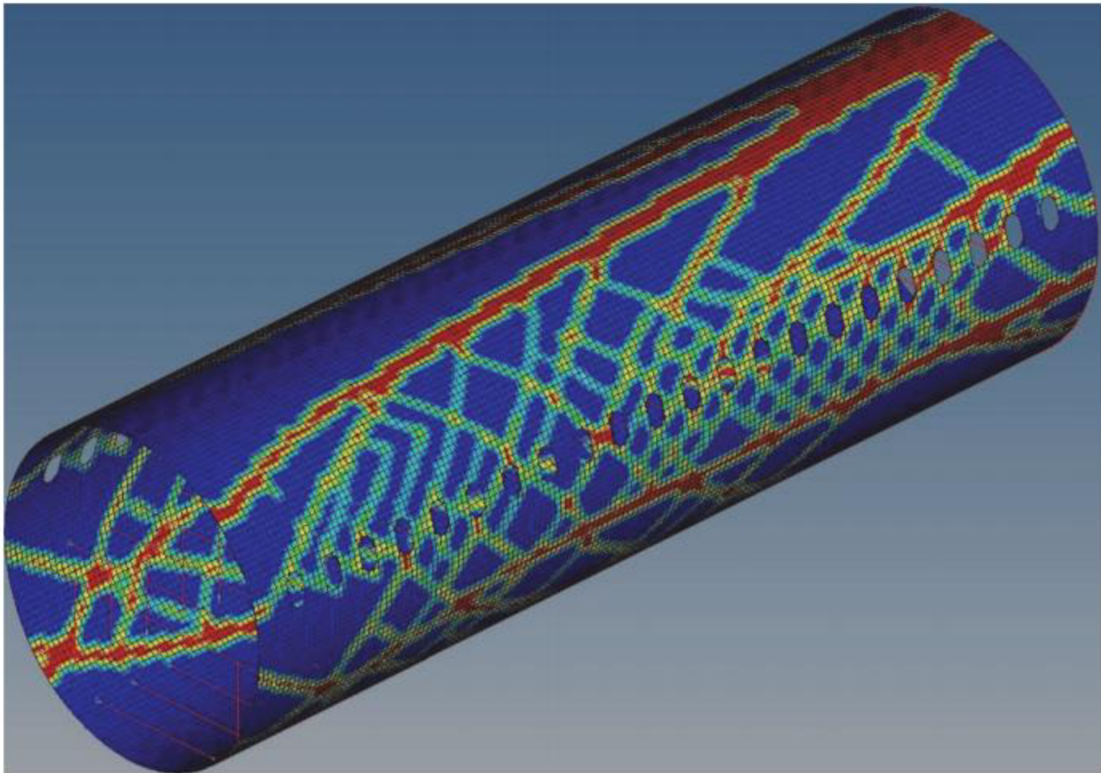


obr. 9: Nosník bez odlévacích omezení (vlevo) a s omezeními (vpravo) [23]

Takto navržený tvar může být stále relativně složitý pro klasické metody odlévání, avšak je lehce vyrobitelný metodou 3D tisku netrvalého vytavitelného modelu. Technologií 3D tisku bude vyroben vytavitelný model, nejčastěji z vosku nebo z voskové směsi. Vytisknutý model je zasazen do formovací směsi a je vyrobena forma. Nalitím roztaveného kovu do formy se model odpaří a vznikne hotový odlitek. Touto metodou lze dosáhnout velmi dobré přesnosti a jemného povrchu odlitku (tzv. „lití na hotovo“ neboli „net-shape“).

3.4.2 LETECKÝ PRŮMYSL

Konvenční trup letadla je vyroben z nýtované celohliníkové skořepiny, která je vyztužená pomocí série rámu kopírujících průřezy trupu. Ke zpevnění trupu proti krutovému namáhání se používají torzní tyče usazené podél těla letadla. Konvenčně jsou tyto tyče uloženy rovnoběžně s trupem, vzhledem k jednoduchosti této konstrukce. Pokud modelujeme zátěže od křídel a váhy nákladového prostoru na holý plášť trupu letadla, získáme rozložení napětí dle obr. 10, ze kterého můžeme určit nejlepší možné rozvržení podpor podél těla letadla. [22]



obr. 10: Ideální rozložení výztuh v trupu letadla s okny [22]

Výsledky topologie navrhují silnou výztužnou páteř s žebry, které objímají tělo letadla pod měnícími se úhly. Tyto struktury nejsou tedy žádnou náhodou, protože připomínají stavbu hrudníku většiny zvířat, včetně člověka. Vzhledem k složitosti tohoto návrhu a s ohledem na fakt, že tyto struktury jsou nejpevnější, pokud jsou neporušeny (bez oken), se v praxi tato žebrovitá struktura používá jako trup vesmírných raket. Firma Stelia Aerospace vytváří svařováním pomocí metody WAAM (Wire Arc Additive manufacturing), jak je ukázáno na obr. 11, kokpity se složitými profily pro Airbus, Boeing a další. [21]



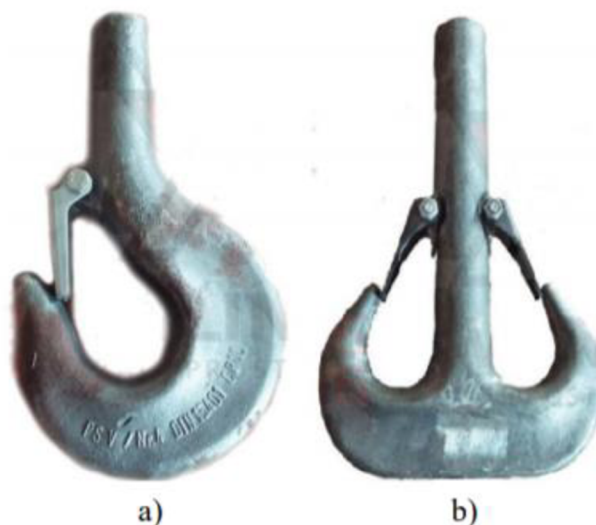
obr. 11: Svařovaný profil (WAAM) firmy Stelia Aerospace [21]

3.5 JEŘÁBOVÉ HÁKY

Jeřábové háky jsou důležitými součástmi zdvihových zařízení, které hrají klíčovou roli v zajištění bezpečného provozu na pracovišti. Háky jsou univerzálním uchopovacím zařízením pro zavěšení při zvedání břemen. Na tuto zdánlivě jednoduchou součást jsou kladeny velmi vysoké nároky na pevnost, tvrdost povrchu a korozivzdornost. Je totiž zásadní, aby hák vydržel fungovat bezproblémově v provozu, pro který je určen, a aby si tyto charakteristiky uchoval v širokém rozsahu teplot.

3.5.1 ROZDĚLENÍ HÁKŮ PODLE TVARU

Dle tvaru úchopné části na obr. 12 dělíme háky na jednoduché a dvojité.



obr. 12: a.) Jednoduchý hák s pojistkou b.) Dvojitý hák s pojistkami [13]

Jeřábové háky na obrázku jsou opatřeny pojistkou připojenou na dřík (válcovitá část háku), která zabraňuje vysmeknutí lana nebo jiného vázacího prostředku. Háky s pojistkou je nutno používat hlavně v případech, kdy je břemeno zavěšeno na více lanech, která nejsou zavěšena svisle dolů. Největší povolený úhel mezi zavěšenými lany je podle normy ČSN EN 13414–1+A2 maximálně $2\alpha = 90^\circ$. Vázací prostředky jsou rozděleny pro použití v závislosti na tomto úhlu. S rostoucím úhlem roste také napětí působící v daném prostředku a je nutno použít mohutnější prostředky. Háky dvojité a složité se používají zejména na velmi vysoké nosnosti, řádově nad 32 tun.

Pokud je potřeba zavěsit břemeno pomocí více vázacích prostředků (zejména textilních pásů nebo smyček), závěsná plocha jednoduchého háku nemusí být dostačující. Vzájemným přeložením by došlo k nepřípustné deformaci prostředků v jeřábovém háku. V takovéto situaci je vhodné použít dvojitý hák, na kterém je možné vázací prostředky rovnoměrně rozložit.

3.5.2 ROZDĚLENÍ HÁKŮ PODLE ZPŮSOBU VÝROBY

Podle způsobu výroby rozlišujeme háky kované a lamelové. Odlévané a svařované háky se nesmějí u jeřábů používat.

HÁKY KOVANÉ

Nejčastěji používanými jeřábovými háky jsou háky kované. Jsou určeny pro všeobecné využití pro malé a střední nosnosti. Výkovky musí být řádně tepelně upraveny normalizačním žíháním a výsledné háky musí mít neporušený a hladký povrch. Délka dráhu háku by měla být co nejkratší a musí odpovídat konstrukci kladnice, aby nedošlo ke zkrácení dráhy zdvihu. Rozevření pracovní plochy háku odpovídá přibližně dvojnásobku průměru odpovídajícího vázacího prostředku. [8]

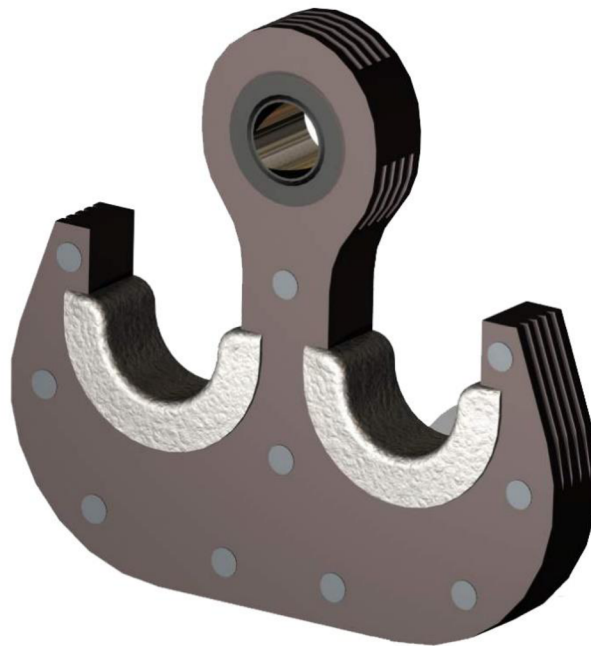
V praxi se kvůli mechanickým vlastnostem používají háky vyráběné kováním z kalitelné konstrukční oceli. V závislosti na pevnostní třídě háku dle normy DIN 15401 a tepelné úpravě materiálu mají tyto normou specifikované oceli smluvní mez kluzu v rozmezí od 500 až 1200 Mpa. Mezi nejčastěji používané materiály patří ocel určená pro součásti do těžkého provozu 34CrMo4, která dosahuje po zakalení povrchové tvrdosti 52-57 HRC a meze kluzu více než 800 MPa. Povrchové kalení se provádí mimo jiné kvůli tvrdosti pracovní plochy, na které by jinak vznikalo opotřebení zejména při zvedání s použitím řetězů.

HÁKY LAMELOVÉ

Jednoduché lamelové háky se často používají v uchopovacím tělese společně se závěsnou traverzou. Háček je složen z jednotlivých elementů (lamel), které jsou vyříznuty z plechových listů – obr. 13 a obr. 14. Spojení jednotlivých plechů je realizováno pomocí nýtů, které jsou umístěny podél těla háku. V uchopovací části háku je umístěna vložka z měkké oceli, která zajišťuje rovnoměrné zatížení všech plechů. Stejná vložka se používá v závěsném oku k připevnění háku k traverze. Díky této konstrukci jsou lamelové háky relativně jednoduché na výrobu. V praxi se používají ve slévárnách pro přenášení licích pánví. Při konstrukci se proto zohledňuje vysoká teplota pracovního prostředí. [12]



obr. 13: Jednoduchý lamelový hák [24]



obr. 14: Dvojitý lamelový hák [7]

3.5.3 PŘIPOJENÍ HÁKU KE KLDNICÍ

DŘÍK SE ZÁVITEM

Nejrozšířenějším způsobem spojení háku s kladnicí je zajištění pomocí závitu na dříku háku a matice – obr. 15. Výhoda tohoto způsobu připojení spočívá v tom, že matice je uložena na axiálním ložisku na hřídeli kladnice, což umožňuje rotaci kolem osy háku a tím i jednodušší manévrovatelnost. Zároveň je matice zajištěna proti vyšroubování pomocí zajišťovací tyče. Je důležité zajistit plynulý přechod mezi závitem a dříkem háku, a to bez zápichů, které působí jako koncentrátoři napětí. Kvůli riziku utržení závitu se podle normy používá metrický závit do nosnosti maximálně 12,5 t. Pro háky větších nosností je nutné použít závit trapézový.



obr. 15: Hák s dříkem a závitem [10]

HÁK S OKEM

Jednoduché háky s okem – obr. 16, jsou určeny k obecnému použití především v provozech s nízkou požadovanou nosností. Hák s okem je nerozebíratelně spojen svařením řetězu nebo permanentním uchycením ocelového lana. Uvedené uchycení je snadno manévrovatelné a umožňuje uchycení břemene v hůře přístupných místech. Pokud však dojde k poškození uvedených vázacích prostředků, musí být hák vyměněn spolu s daným prostředkem kvůli permanentní povaze tohoto uchycení. [11]



obr. 16: Hák s okem permanentně uchycen na ocelovém laně [20]

3.5.4 POŽADAVKY NORMY NA JEDNODUCHÝ JEŘÁBOVÝ HÁK

Norma ČSN EN 13001-3-5 stanovuje obecné požadavky na kvalitu jeřábových háků, tvar, materiál, kvalitu povrchu, výrobu a ověření správnosti háku. [6]

MATERIÁL

Materiál háku hotového výrobku musí mít při provozní teplotě hodnotu tažnosti takovou, aby trvalá deformace nastala dříve, než dojde ke ztrátě únosnosti. Tedy poměr meze pevnosti (f_u) k mezi kluzu (f_y) musí být více než 1,2. Procentuální prodloužení při přetržení $A \geq 10\%$. ..

Materiál musí mít houževnatost při rázu V-vrubu podle Charpyho minimálně 27 J. [[6], tab. 2].

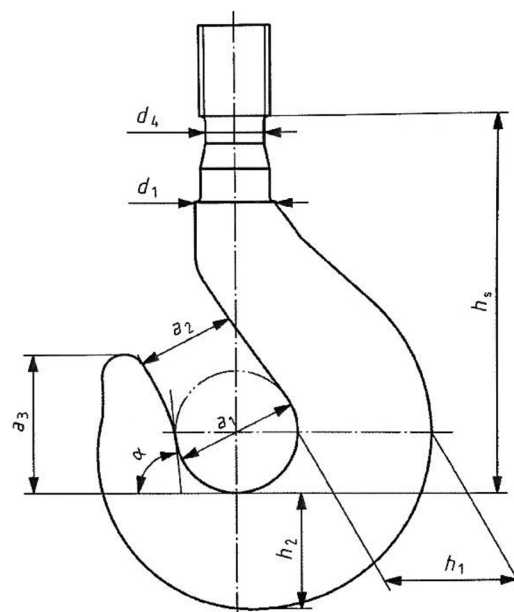
Ocel musí být stabilizovaná proti stárnutí, s dostatečným obsahem hliníku. Norma určuje požadavky na maximální procentuální obsah síry a fosforu v oceli. Pokud je použita ocel k zušlechťování, ocel musí splňovat parametry zkoušky podle Jominyho J30/J1,5.

VÝROBNÍ ZPRACOVÁNÍ

Výrobní proces musí splňovat požadavky norem EN 10254 nebo EN 10250-1.

„Každé těleso háku musí být kováno za tepla z jednoho kusu. Makroskopická vlákna materiálu od kování musí v oblastech největšího napětí sledovat obrys háku. Přebytek materiálu od kování musí být čistě odstraněn s povrchem bez ostrých hran.“ [[6], str.:16,17]

GEOMETRIE TĚLA HÁKU



obr. 17: Rozměry háku [[6], str.: 18]

Rozměry průřezů háku musí být dimenzovány tak, aby nedošlo k překročení napětí v kritických průřezích specifikovaných v 5.5.1. [[6], str.: 24]. Tato napětí musí být ověřena jednou z těchto metod:

- Teorie ohybu křivých prutů
- Metodou konečných prvků
- Experimentálně ve skutečné velikosti

Sedlo háku musí být kruhovitěho tvaru a střed oblouku sedla musí ležet v ose opracovaného dřívku, jak je znázorněno na obr. 17. Průměr dřívku d_1 musí být větší než 55 % průměru kružnice a_1 .

Výška špičky háku a_3 musí splňovat podmínku $a_3 \geq a_1$. Úhel rozevření háku musí být minimálně 60° od horizontály. Rozevření háku a_2 musí být v poměru k průměru kružnice sedla háku dle výrazu: $a_2 \leq 0,85a_1$.

4 OPTIMALIZACE JEŘÁBOVÉHO HÁKU

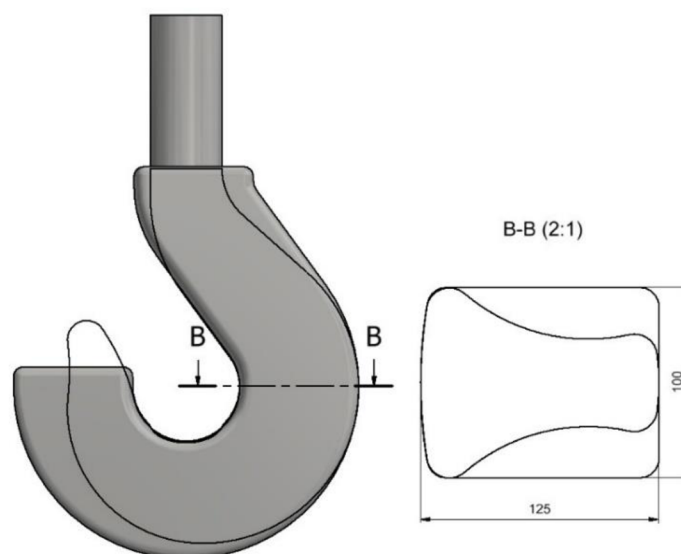
4.1 VÝCHOZÍ MODEL Y HÁKŮ PRO OPTIMALIZACI

Aby byly zajištěny správné podmínky pro simulaci v optimalizačních programech, je potřeba vhodně navrhnout tvar výchozího háku. Tvar je zvolen tak, aby návrhový prostor byl dostatečně velký, a zároveň samotným průřezem nemůže být příliš specifikován finální profil. Je tedy vhodné vycházet ze standardizovaných profilů jeřábového háku a tuto geometrii příslušně rozšířit. Tímto způsobem je zajištěno, že optimalizací získáme vhodný koncový tvar bez ovlivnění této geometrie.

Modely háků byly vymodelovány v prostředí Autodesk Inventor Professional a poté byly vyexportovány jako soubory ve standardizovaném formátu STEP (.step), který zachovává 3D data modelu a je vhodný jako vstup do optimalizačních programů. Pro porovnání optimalizace s normovaným hákem byl zvolen jednoduchý hák o nosnosti 32 tun (zatížení silou přibližně $F = 320\,000\text{ N}$) dle normy ČSN EN 13001-3-5.

4.1.1 MODEL HÁKU A

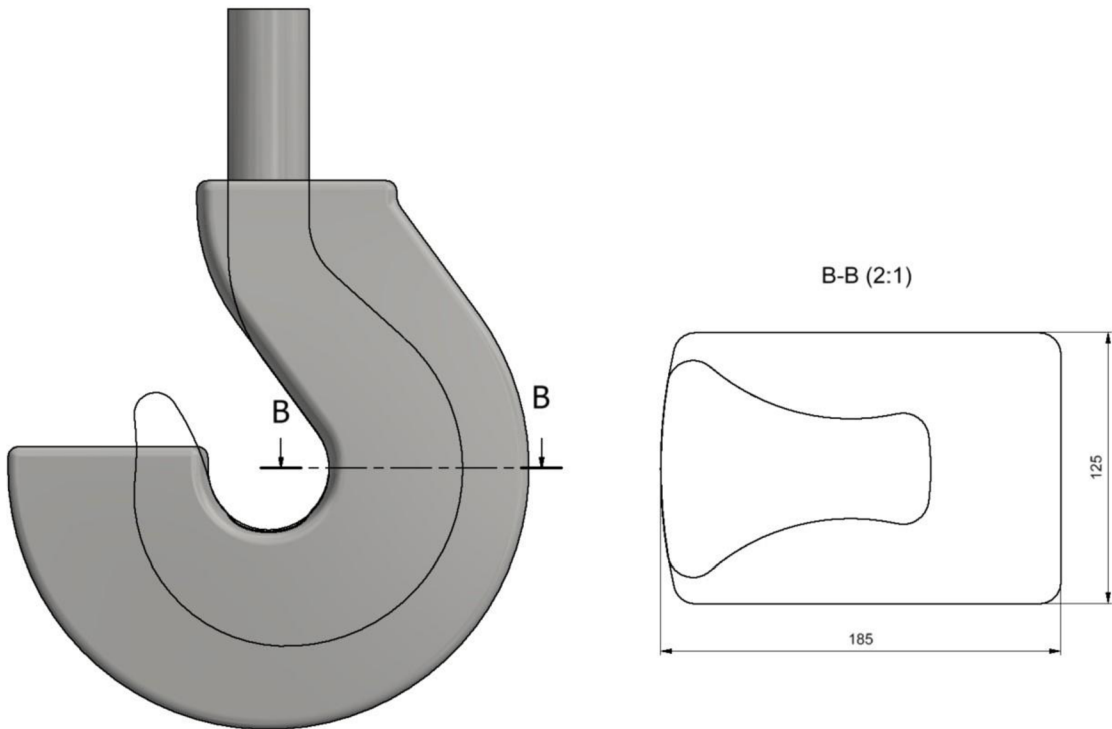
Jako návrhový prostor byl zvolen obdélníkový profil o rozměrech 125x100 mm se zaoblenými hranami. Vnitřní pracovní hrana háku je zaoblena kvůli požadavkům normy na dosedací plochu lana. Tento profil byl vysunut funkcí tažení podél obrysové čáry, která určuje rozměr uchopovací části háku. Dřík háku je válcovitý o průměru 75 mm bez přidaných zaoblení – obr. 18. Zvolené rozměry profilu a obrysu háku byly určeny tak, aby přesně odpovídaly největším rozměrům průřezu normovaného háku určenému na stejné zatížení. Optimalizace tímto způsobem bude probíhat ve stejných rozměrových mezích, což umožňuje lépe porovnat vzniklý tvar s normovaným profilem. Výchozí model A s obrysem normované geometrie je znázorněn na obrázku:



obr. 18: Profil a průřez výchozího modelu A s obrysem normovaného háku

4.1.2 MODEL HÁKU B

Model háku B byl vytvořen dle stejných zásad jako model A s tím rozdílem, že nejsou omezeny rozměry průřezu návrhového prostoru podle největších rozměrů normovaného háku. Je zvolen obdélníkový profil o rozměrech 185x125 mm se zaoblenými hranami a vnitřní pracovní hrana háku je zaoblena – obr. 19. Tímto způsobem je umožněno topologické optimalizaci zvolit jiný poměr šířky a délky profilu a tím je dosaženo větší kontroly topologické optimalizace nad finálním tvarem.



obr. 19: Profil a průřez výchozího modelu B s obrysem normovaného háku

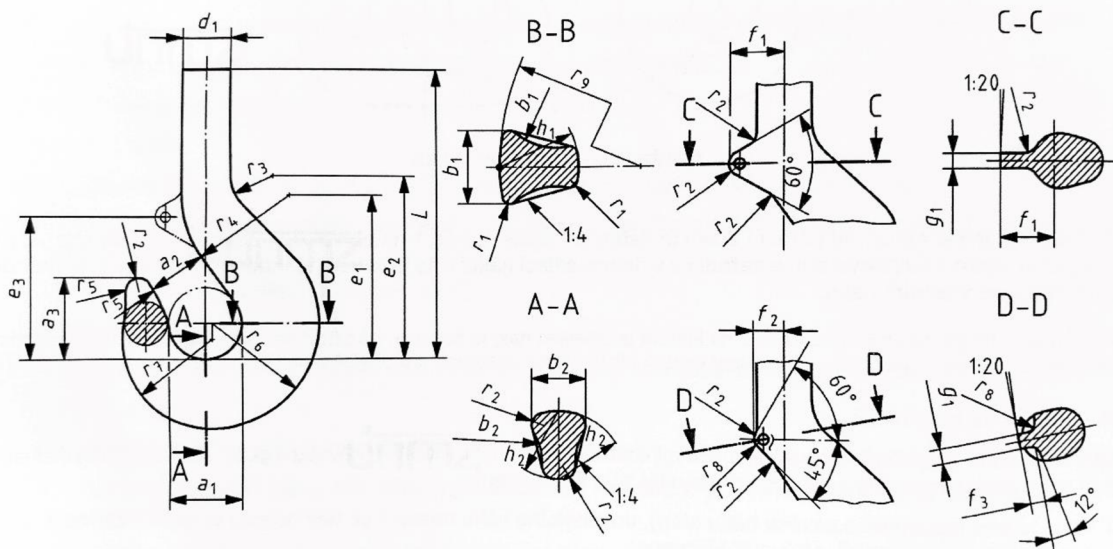
4.1.3 NORMOVANÝ HÁK

Pro porovnání výsledků optimalizovaných háků pomocí MKP je vymodelován hák dle normy mezní stavy háků a prokázání způsobilosti kovaných háků ČSN EN 13001-3-5. Jedná se o jednoduchý hák číslo 10, typu RS, nosnost 32 tun, vyráběn metodou zápusťkového kování bez vykovaného nosu pro západku, jehož tvar je znázorněn na obr. 20. [6]

Model byl vytvořen funkcí šablonování, která prokládá jednotlivé normou zadané průřezy a rovnoměrně přetváří geometrii háku mezi danými profily. Všechny dané rozměry uvádí Tabulka 1.

Tabulka 1: Rozměry výkovků jednoduchých háků v milimetrech (mm)

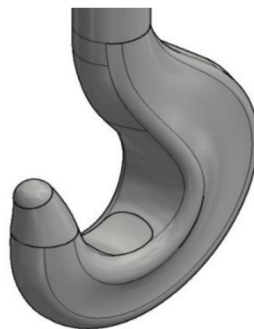
Hák č.	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂	d ₁	e ₁	e ₂	h ₁	h ₂	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	r ₆	r ₇	r ₉	e ₃	L
10	112	90	127	100	85	75	256	286	125	106	12	20	65	165	236	163	140	250	221	452



obr. 20: Geometrie kovaného háku dle ČSN EN 13001-3-5 [6]

4.1.4 ZÁTĚŽNÁ PLOCHA

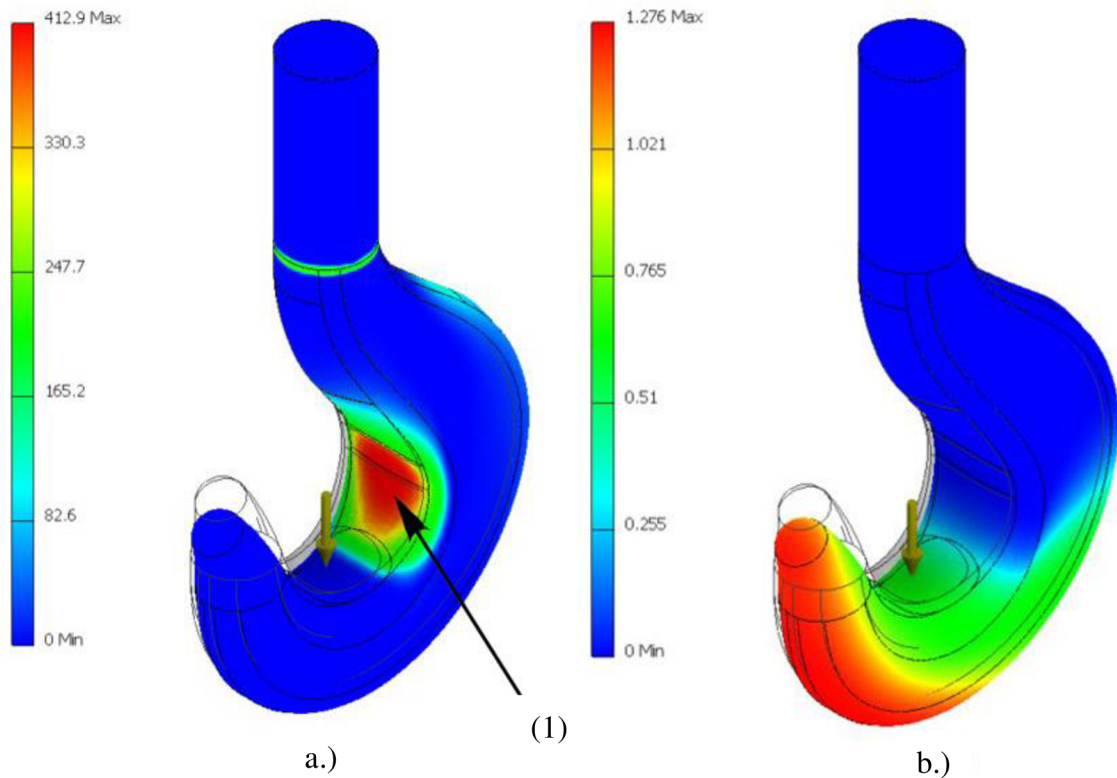
Reálné silové a napěťové účinky, které jsou přenášeny vázacím prostředkem do těla háku budou modelovány silou F umístěnou v ose háku. Modelování pomocí sil způsobuje nepřesnost v rozložení napětí v těsné blízkosti působíště síly. Z tohoto důvodu byla vytvořena zátěžná plocha, která napodobuje tvar obtisku lana a rozloží účinky síly do okolního materiálu. V programu Autodesk Inventor využijeme možnosti rovnoměrného rozložení zatížení na tuto plochu. Zátěžná plocha je vytvořena pro všechny modely tak, aby síla na tuto plochu působící byla vždy v ose háku a zároveň měla tvar odpovídající reálnému obtisku vázacího prostředku – obr. 21. Jako tento vázací prostředek je uvažována smyčka Magnum X od výrobce SpanSet, která má šířku při zatížení 90 mm [20]. Většina zátěže je však přenášena vnitřní vrstvou vysokopevnostního polyesteru, proto je zvolena šířka zátěžné plochy 70 mm. Tímto je vytvořena staticky ekvivalentní soustava závěsu modelující zatížení skutečného břemene vázacím prostředkem.



obr. 21: Zátěžná plocha háku

4.1.5 OVĚŘENÍ NORMOVANÉHO HÁKU POMOCÍ MKP

K porovnání a vyhodnocení výsledků získaných ze simulací je nejdříve provedeno ověření normovaného háku metodou konečných prvků – obr. 22. Získaná největší napětí a posuvy budou srovnávány s výsledky simulací s ohledem na sníženou hmotnost háků navržených simulacemi.



obr. 22: a.) Rozložení napětí v háku [MPa], b.) Průběh elastické deformace [mm]

Hák je zatížen silou o velikosti 32 tun v ose háku, dřík háku je vetknutý, stejně jako v předchozích případech. Působící síla je rovnoměrně rozložena na zátěžnou plochu, čímž eliminujeme vznik falešného lokálního napěťového extrému, který by vznikl modelováním silou do jednoho bodu.

Z rozložení napětí na obrázku a.) je vidět, že hák je jednoznačně nejvíce namáhán kombinací tahového napětí a ohybu vznikajících na vnitřní pracovní ploše (1). Maximální dosažené napětí v tomto místě je 413 Mpa. Na hřbetu z vnější strany je hák namáhán na tlak, přičemž nejvyšší dosažené napětí v tomto místě je 177 Mpa. K největší elastické deformaci o velikosti přibližně 1,3 mm dochází na špičce háku. Váha tohoto modelu je 35,8 kg pro předpokládanou hustotu oceli $7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

4.2 TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE

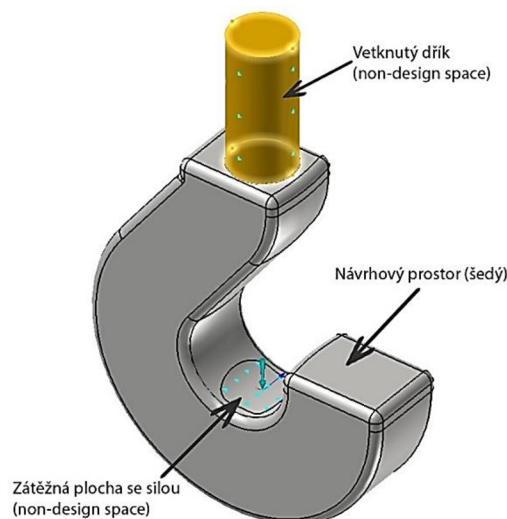
4.2.1 MSC APEX GENERATIVE DESIGN

MSC Software je americká společnost, která se specializuje na vývoj simulačních a optimalizačních programů. Software MSC Apex Generative design je automatický, generativní software určen k počítačem řízenému designu především součástí, které budou vyráběny metodami aditivních technologií vzhledem k jejich složitosti. Program generative design byl představen v roce 2019, kombinuje výpočetní jádro softwaru MSC Nastran s grafickým uživatelským prostředím (GUI) a simulačním prostředím softwaru MSC Apex. Díky tomuto spojení software umožňuje kompletní tvarový návrh součástí od importování optimalizované geometrie, topologické optimalizace až k finálnímu návrhu a validaci komponenty. Samotná topologická optimalizace tohoto softwaru je zaměřena na vytvoření součásti s co nejnižší hmotností. Optimalizace probíhá plně automaticky bez nutnosti uživatelského nastavení mřížky k výpočtu metodou konečných prvků.

4.2.2 PARAMETRY A OKRAJOVÉ PODMÍNKY SIMULACE

Vstupem do programu je geometrie modelů A a B, které byly naimportovány do modelového prostředí ve formátu STEP. Níže popsáný postup je pro oba háky proveden identicky.

Na začátku určíme okrajové podmínky. Modelu háku je přiřazena vazba vetknutí v oblasti dřívku, která zafixuje translační pohyb v osách x , y , z a momenty okolo těchto os. Model je zatížen silou F působící v záporném směru osy y o velikosti 320 000 N s působištem v ose háku. Návrhový prostor je definován výběrem oblastí, které nebudou simulací optimalizovány pomocí funkce non-design space. Tímto způsobem je vybrán dřívek háku, zatěžná plocha s působící silou je z návrhového prostoru odebrána automaticky – obr. 23. Geometrii jsou přiřazeny materiálové charakteristiky (modul pružnosti $E = 210$ GPa, Poissonův poměr $\nu = 0.3$ a hustota $\rho = 7850$ kg.m⁻³) odpovídající materiálu 34CrMo4.

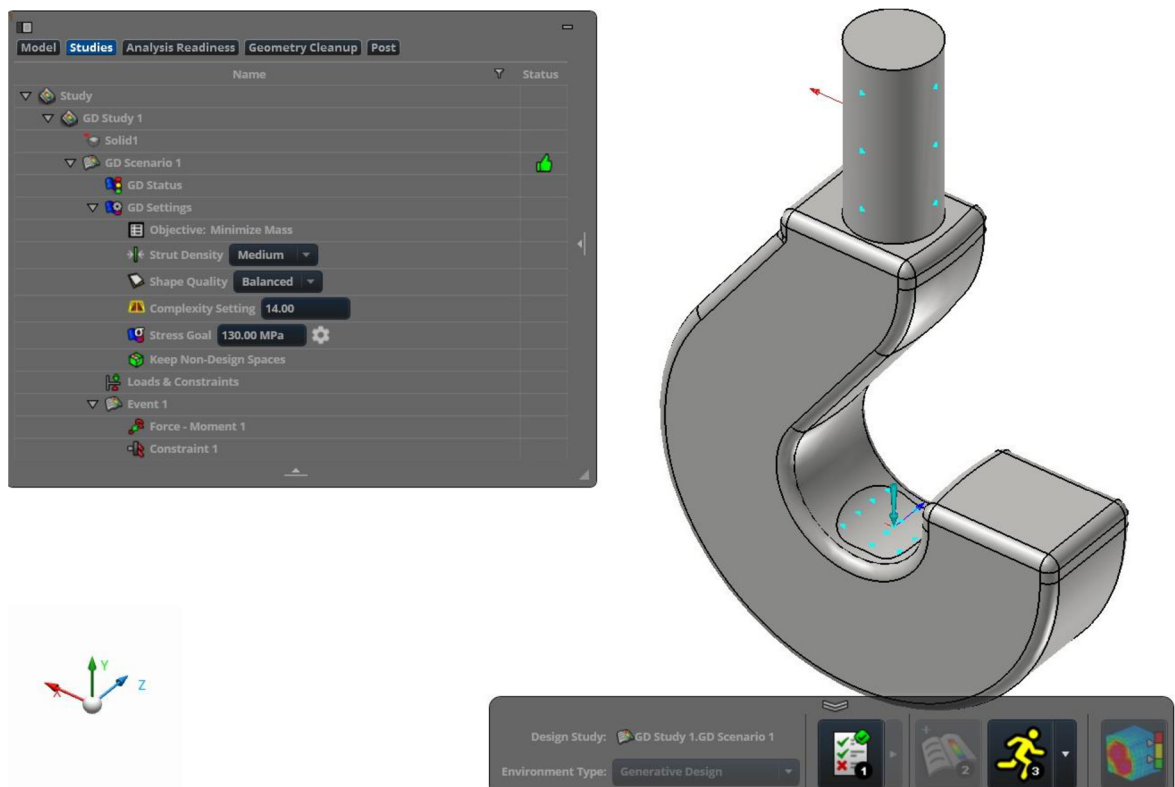


obr. 23: Příprava modelu háku k optimalizaci

Po určení okrajových podmínek jsou nastaveny parametry simulací v záložce studies. Jsou zkoumány vlivy nastavení simulace na výslednou součást při změně konkrétních parametrů – obr. 24.

Zkoumanými parametry jsou:

- Hustota podpěr – Strut density
- Cílové napětí – Stress goal
- Kvalita tvaru – Shape quality
- Nastavení komplexnosti – Complexity setting



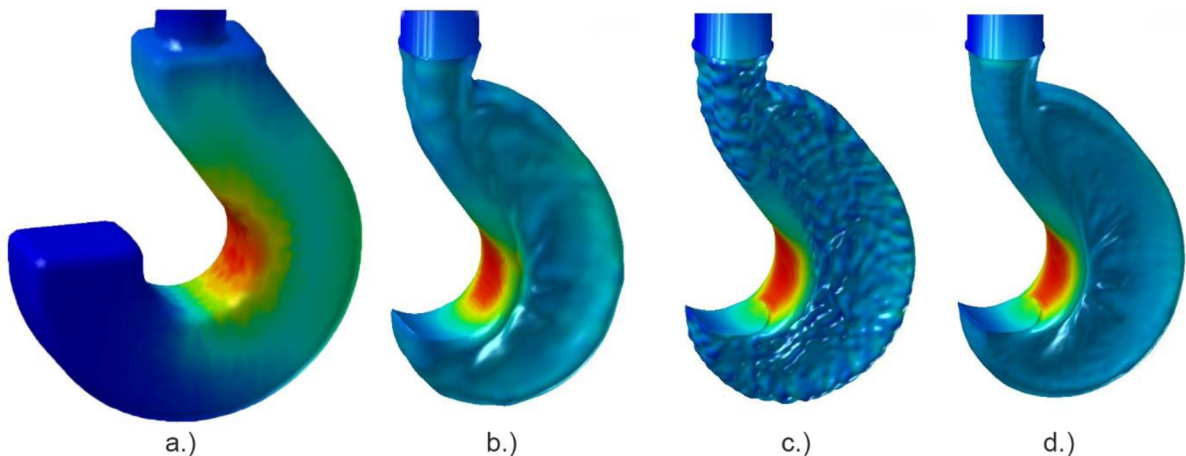
obr. 24: Parametry simulace v záložce studies

Po nastavení parametrů je spuštěna topologická optimalizace s cílem snížení hmotnosti součásti (Objective: Minimize mass). Program se automaticky přesune do prostředí simulace (GD scenario – scénář generativního designu).

4.2.3 PRŮBĚH SIMULACÍ

Po spuštění simulace se zobrazí nástroje simulačního prostředí, které umožňují prohlížet geometrii a vyhodnocovat sledované parametry po jednotlivých iteracích. Apex generative design umožňuje tuto geometrii prohlížet i exportovat již v průběhu samotného výpočtu, což je obrovskou výhodou oproti jiným simulačním programům vzhledem k výpočetnímu času, který se pohybuje v řádu hodin. Konstruktor tedy může okamžitě zhodnotit, jestli dané nastavení parametrů vede k požadovaným vlastnostem optimalizovaného modelu.

Na obr. 25 níže je popsán vývoj tvaru háku modelu A v jednotlivých iteracích:



obr. 25: Průběh simulace: a.) iterace 1.; b.) iterace 30.; c.) iterace 61.; d.) iterace 64.

Na obrázcích je barevně znázorněno rozložení napětí v háku od nezatížených tmavě modrých oblastí až po červené oblasti s největším působícím napětím.

Simulace se během prvních deseti iterací kompletně zbavuje zakončení háku. Je to z toho důvodu, že v této oblasti nepůsobí žádné silové účinky ze zátěže.

Z obrázků je patrné, že první iterace mají hrubší, méně přesnou geometrii. Je to způsobeno obzvláště nastavením mřížky, jejíž hrubost si Apex generative design volí sám na základě uživatelských požadavků na přesnost součásti. V posledních iteracích se mřížka zpřesňuje a tím je dosaženo detailnějšího tvaru. Spolu s jemnější mřížkou a tím způsobeným nárůstem počtu konečných prvků roste i časová náročnost výpočtu jednotlivých iterací – Tabulka 2.

V posledních dvou iteracích je samotný tvar háku téměř neměnný, ale dochází k výraznému vyhlazení povrchu háku. Vzhledem ke konečnému počtu provedených iterací a matematické chybě spojené s výpočtem není konečný hák dokonale hladký. Zvýšením počtu iterací by bylo dosaženo lepší kvality povrchu součásti na úkor podstatného zvýšení výpočetního času.

Tabulka 2: Čas výpočtu v jednotlivých iteracích

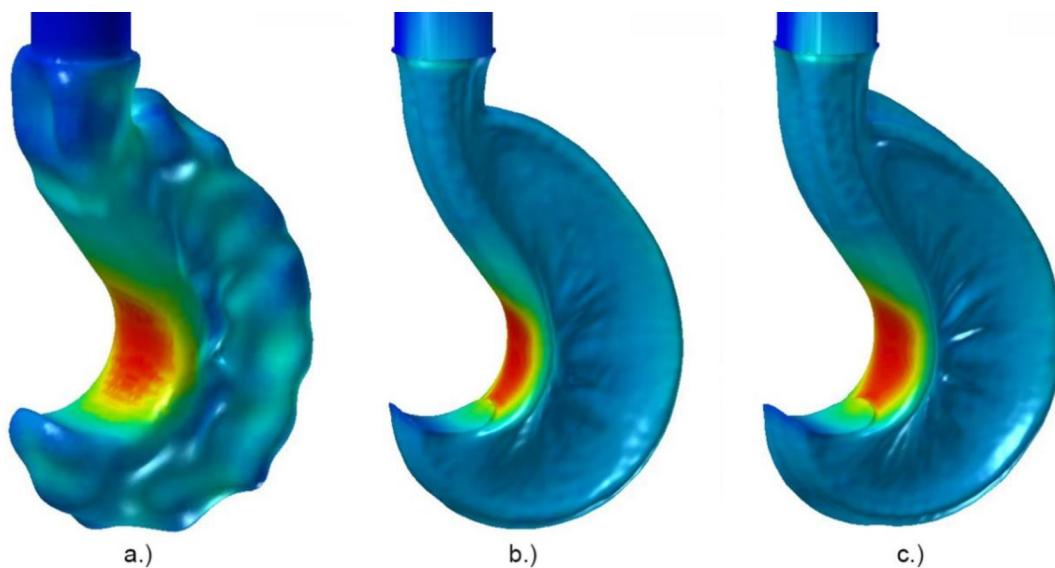
Iterace číslo	1-9	10-19	20-55	56-59	60-64
Výpočetní čas	2 s	4 s	12 s	1 min 20 s	15 min 40 s

4.2.4 VLIV PARAMETRŮ SIMULACE NA VÝSLEDNÝ TVAR

KVALITA TVARU – SHAPE QUALITY

Parametr kvality tvaru ovlivňuje převážně konečný počet iterací, který při optimalizaci proběhne a také počet iterací na vysokém rozlišení. Nastavení kvality tvaru má 3 možnosti (obr. 26):

- Preview – Náhled
- Balanced – Vyvážený
- Fine Tune – Doladit



obr. 26: Nastavení kvality a.) Preview; b.) Balanced; c.) Fine Tune

Hák s nastavením kvality preview je jednoznačně nedokončeným tvarem s počtem iterací 16, které všechny probíhají na hrubém rozlišení mřížky. Výhoda této možnosti spočívá ve velmi krátkém výpočetním čase, který se pohybuje v řádech několika minut, viz. Tabulka 3. Zároveň z tohoto hrubého výsledku je vidět přibližná pozice napěťových toků v součásti a hrubý tvar výsledného modelu. Toto nastavení umožňuje provedení rychlých změn optimalizačních parametrů a okrajových podmínek, pokud výsledný tvar nevyhovuje požadavkům konstruktéra nebo nevede k relevantním výsledkům. Tento výpočet nebere v potaz parametr cílové napětí a součást není plně odlehčena.

Nastavením možnosti balanced nebo fine tune proběhne simulace o 64 iteracích, kde u možnosti doladit dojde ke zvýšení počtu iterací s jemnou mřížkou ke zjemnění povrchu a lepšího detailu. V mém případě byl mezi těmito možnostmi minimální rozdíl, a proto je dále používáno nastavení balanced.

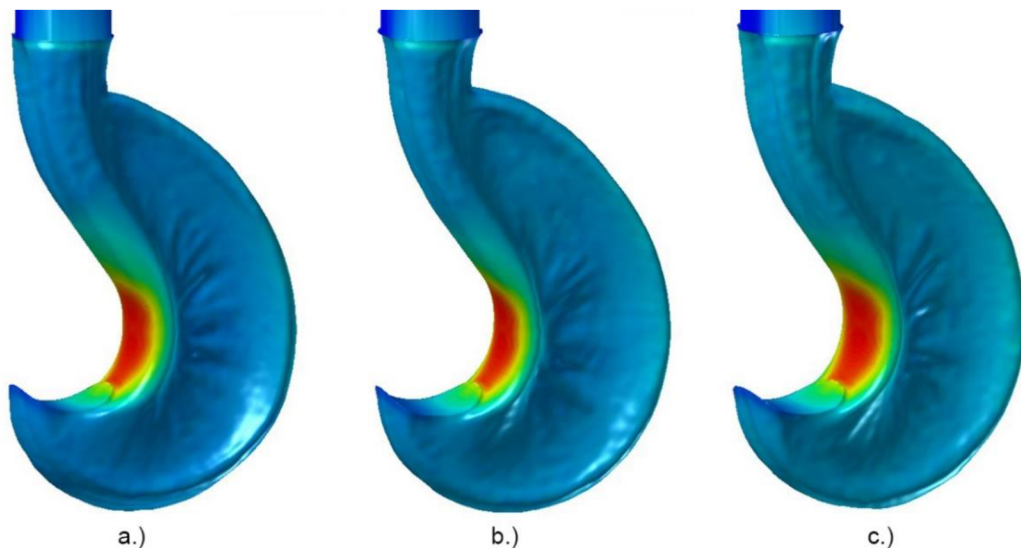
Tabulka 3: Výpočetní čas jednotlivých nastavení

Kvalita tvaru	Preview	Balanced	Fine Tune
Výpočetní čas	47 s	1 h 31 min	2 h 8 min

CÍLOVÉ NAPĚTÍ – STRESS GOAL

Parametr simulace cílové napětí neboli stress goal, má v porovnání s ostatními nastaveními největší vliv na podobu finálního návrhu. Cílem optimalizace je rovnoměrně rozložit napětí v součásti, proto parametr stress goal není maximální hodnotou napětí v návrhovém prostoru, ale jedná se o průměrnou cílovou hodnotu napětí v modelu. Cílové napětí také ovlivňuje výslednou tuhost součástí. Nízké hodnoty tohoto parametru vedou k součástem s vyšší tuhostí, čímž se také snižuje i celková elastická deformace. Hodnoty napětí, které se zobrazují v průběhu simulace jsou pouze přibližné, proto je nutné provést kontrolu pomocí MKP.

Pro účely srovnání je nastaveno cílové napětí tak, aby váha a napětí navrženého tvaru přibližně odpovídaly parametrům normovaného háku – Tabulka 4. Na obr. 27 jsou znázorněny modely při změně parametru cílového napětí, ostatní parametry byly ponechány na jejich výchozím nastavení.



obr. 27: a.) Stress goal 110 MPa; b.) Stress goal 130 MPa; c.) Stress goal 150 MPa

Tabulka 4: Výsledné parametry modelů

Model	a.)	b.)	c.)
Cílové napětí	110 MPa	130 MPa	150 MPa
Hmotnost modelu	30,8 kg	26,8 kg	24,2 kg
Výpočetní čas	89 min 10 s	90 min 7 s	89 min 36 s
Maximální napětí	360 MPa	404 MPa	438 MPa

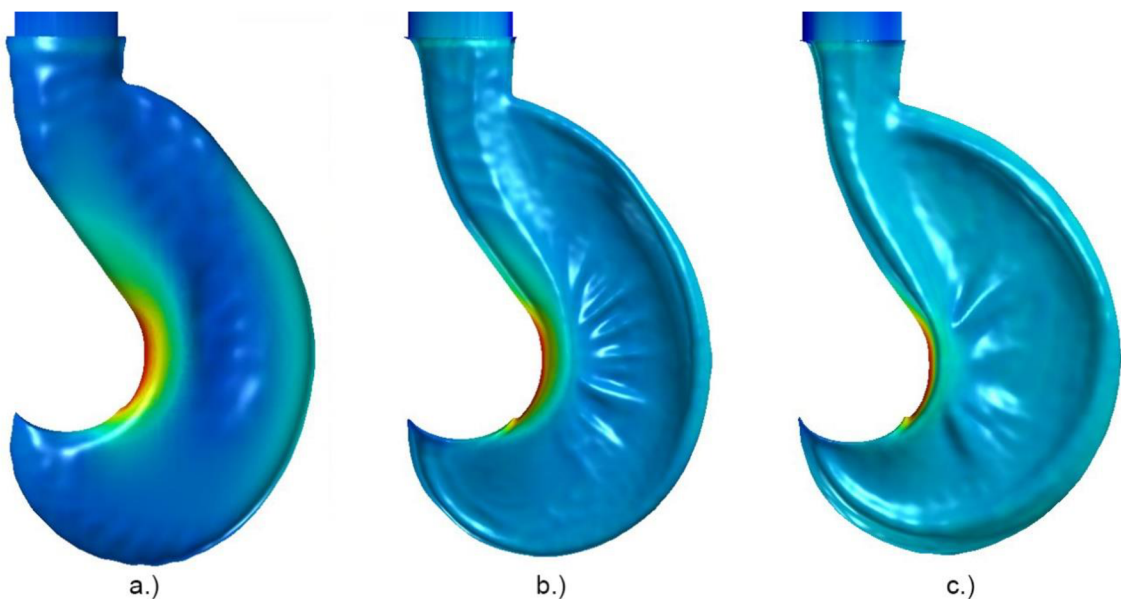
Je zřejmé, že se zvyšujícím se cílovým napětím vzrůstá i napětí maximální a zároveň klesá výsledná hmotnost a model se zeštíhluje. Změna tohoto parametru nemá měřitelný vliv na výpočetní čas simulace. Model háku b.) se nejlépe přibližuje parametrům normovaného háku, a proto je při následujících simulacích volena tato hodnota cílového napětí.

HUSTOTA PODPĚR – STRUT DENSITY

Nastavením hustoty podpěr nejvíce ovlivňujeme složitost výsledného tvaru. Nastavení hustoty má 3 možnosti

- Dense – husté
- Medium – střední
- Sparse – řídké

Výběrem parametru dense je vytvořeno více tenčích podpěr a spolu se zvýšenou hustotou také narůstá výsledná hmotnost součásti. Volba nastavení sparse vede k menšímu počtu hrubších podpěr. Tento výsledek často vede k nejnižší hmotnosti výsledného tvaru, ale hmotnost se může lišit v závislosti na jiných nastaveních. Medium je kompromis mezi těmito dvěma extrémny.



obr. 28: Hustota podpěr a.) Dense; b.) Medium; c.) Sparse

V mém případě je napětí v součásti velmi vysoké a kvůli tomu nedochází k vytvoření více podpěr volbou hustšího nastavení dense – obr. 28 a.). Hustota je při tomto napětí nastavena tak vysoko, že vůbec nedochází k odebírání materiálu. Pro pozdější simulace je použito nastavení sparse vzhledem k požadavku jednoduchého tvaru na výrobu technologií zápusťkového kování. Výpočetní čas všech simulací byl téměř identický a pohyboval se okolo 90 minut.

NASTAVENÍ SLOŽITOSTI – COMPLEXITY SETTING

Parametr složitosti udává úroveň detailu optimalizačního návrhu a nabývá hodnot od 1 do 100. Tato hodnota je velikostí stránkovacího souboru návrhu v gigabytech. Vzhledem k výraznému zvýšení výpočetního času při vyšších nastaveních tvarové složitosti a s přihlížením na technologická omezení způsobu výroby byl během simulací ponechán tento parametr na doporučené hodnotě vývojáře softwaru 10.

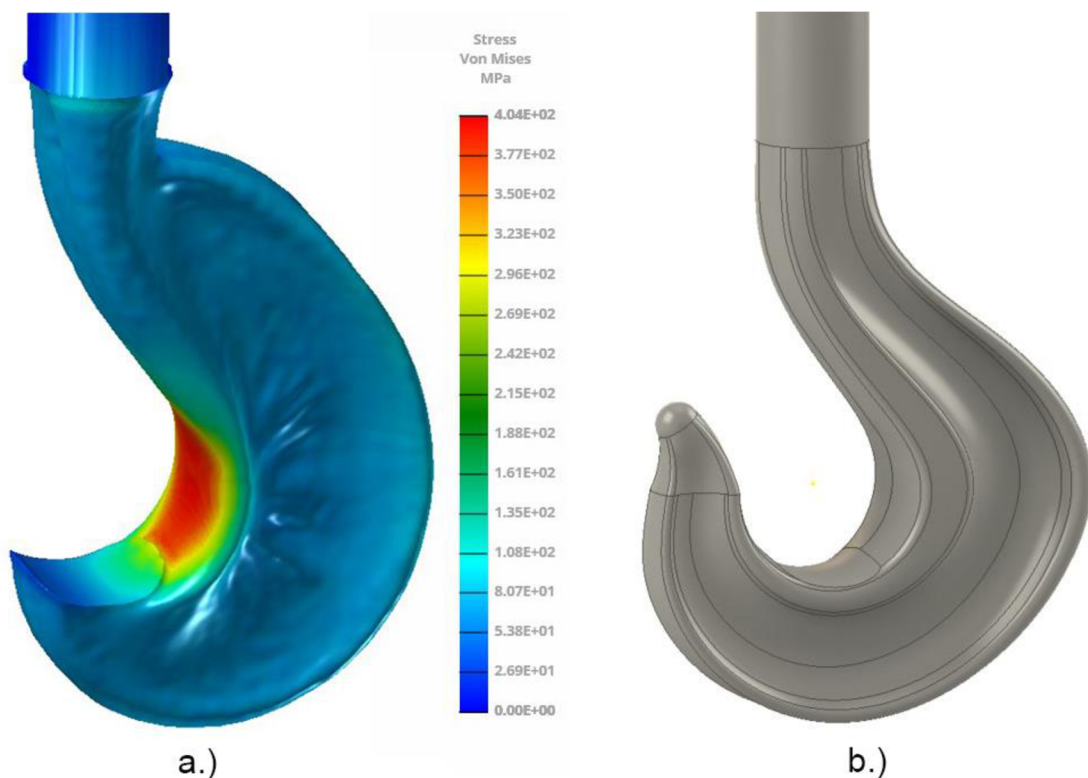
4.2.5 VÝSLEDNÉ MODELKY ZE SIMULACÍ

Na základě získaných poznatků o vlivu jednotlivých parametrů simulace na výsledný tvar bylo určeno vhodné nastavení pro mé konkrétní zadání.

- Kvalita tvaru – Vyvážený
- Cílové napětí – 130 MPa
- Hustota podpěr – Řídké
- Nastavení složitosti – 10

S těmito parametry je provedena topologická studie háků A i B. Simulovaný hák samozřejmě není konečným tvarem háku pro praktické použití. Proto jsou ze simulací o těchto parametrech vytvořeny konečné modely optimalizovaného háku – obr. 29 a obr. 30. Výsledný hák musí splňovat požadavky normy na ukončení špičky háku, kvalitu povrchu a zároveň musí vyhovovat technologickým omezením. Zátěžná plocha, která modeluje dosedací plochu lana je vytvořena u obou výsledných modelů háku.

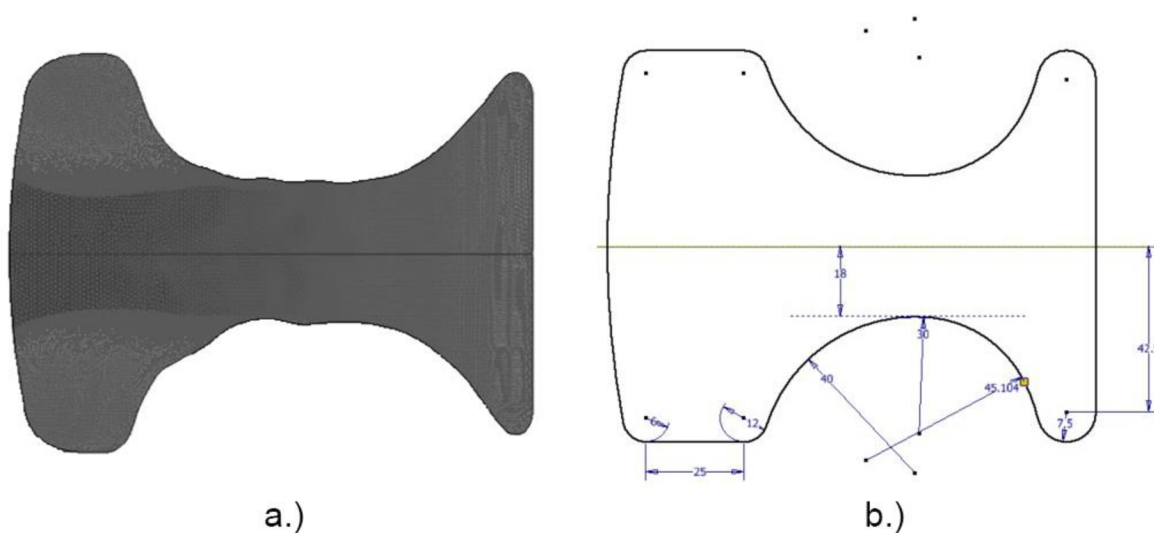
HÁK A



obr. 29: a.) Simulace výchozího modelu A; b.) Výsledný hák A vymodelován podle simulace

Výsledný hák je vymodelován na základě tvaru průřezů získaných ze simulovaného modelu v místech, které určuje norma (obr. 20). Tvarové zakončení v oblasti pod dříkem má zanedbatelný vliv na celkové parametry háku a tato část je modelována jako plynulý přechod mezi dříkem a dalšími průřezy. Vlivem dokončení špičky háku podle požadavků normy se částečně změní i charakter zátěže na tělo háku. V simulačním prostředí dochází k většímu zatížení „páteře“ háku (tedy vnějšího obvodu) kvůli tomu, že v tomto případě je páteř háku spojena přímo se zátěžnou plochou. Proto v případě výsledného háku b.) dochází ke zvýšení

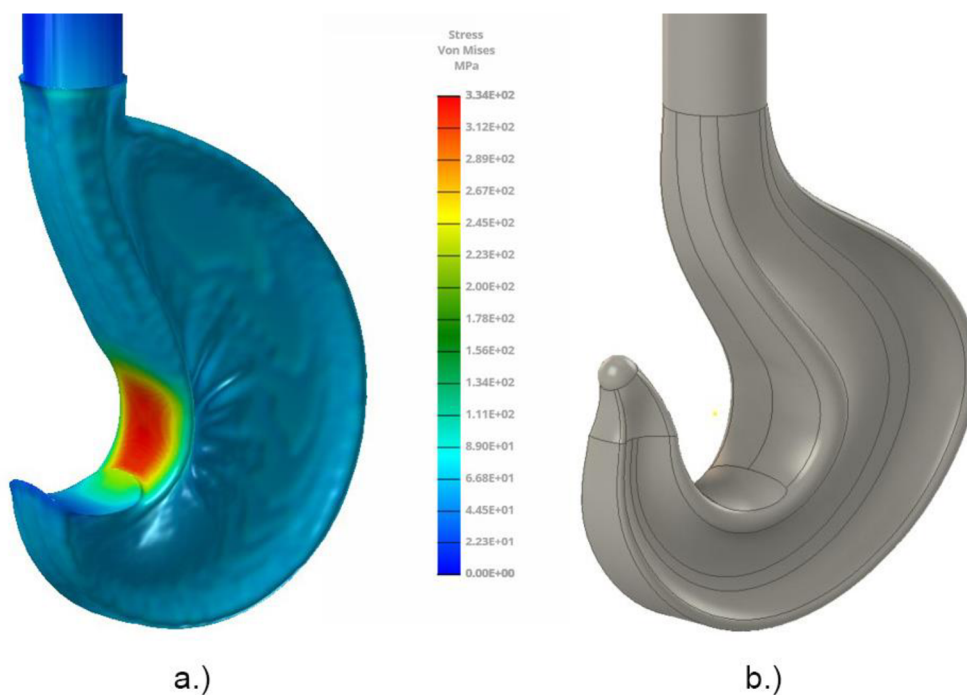
tahového napětí v kritickém místě a výsledný model je zde proto náležitě rozšířen. Ze stejného důvodu je zkrácen i hřbet háku. Celkové rozměry tohoto průřezu jsou omezeny největšími rozměry normovaného háku 125x100.



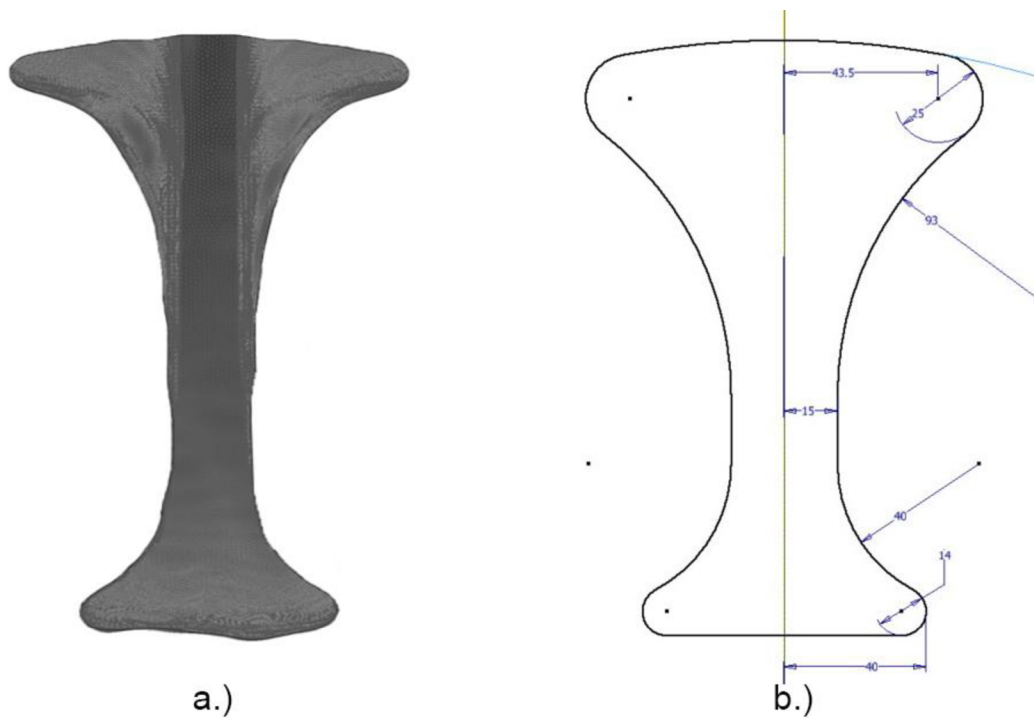
obr. 30: a.) Řez kritickým průřezem B-B simulace; b.) Řez B-B výsledným modelem

HÁK B

Stejné nastavení simulace a postup při modelování jsou použity i na rozšířený hák B.



obr. 31: a.) Simulace výchozího modelu B; b.) Háček B vmodelován podle průřezů simulace



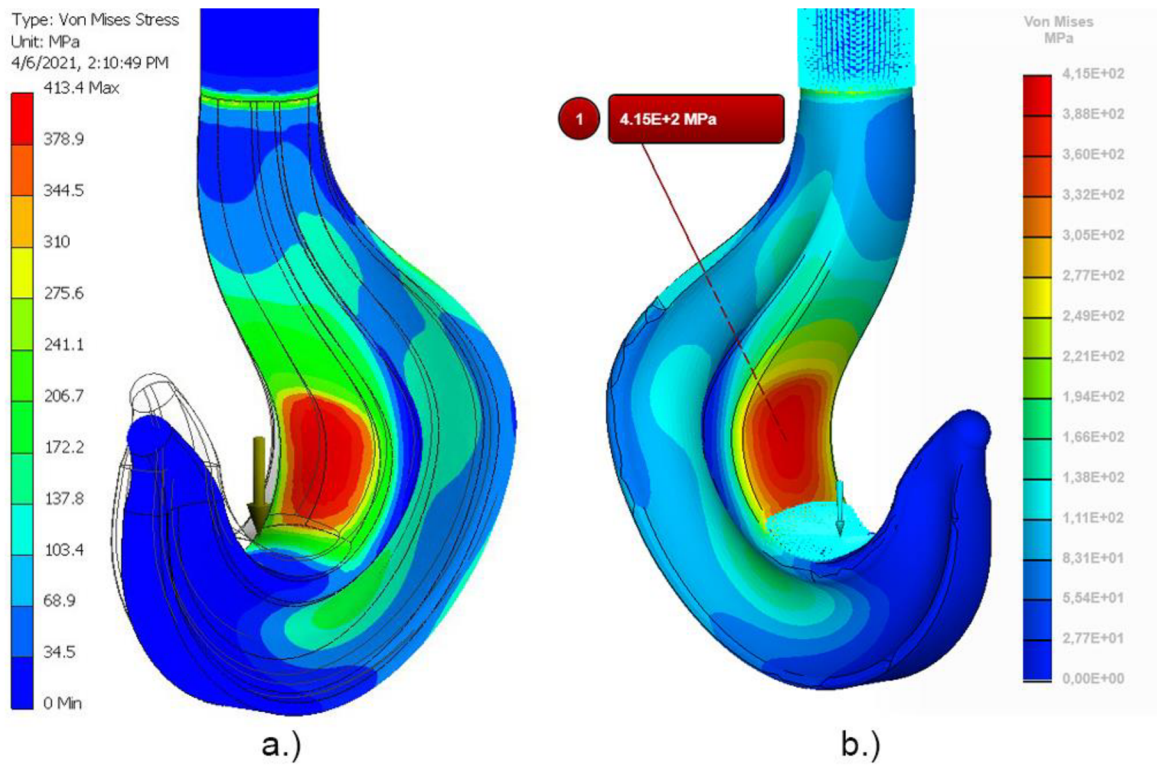
obr. 32: a.) Řez kritickým průřezem B-B simulace B; b.) Řez B-B výsledným modelem háku B

Stejně jako u modelu A byl výsledný hák B, obr. 31 a obr. 32, náležitě rozšířen kvůli zvýšenému tahu v kritické oblasti. Celkové rozměry tohoto průřezu jsou 112 x 168 mm.

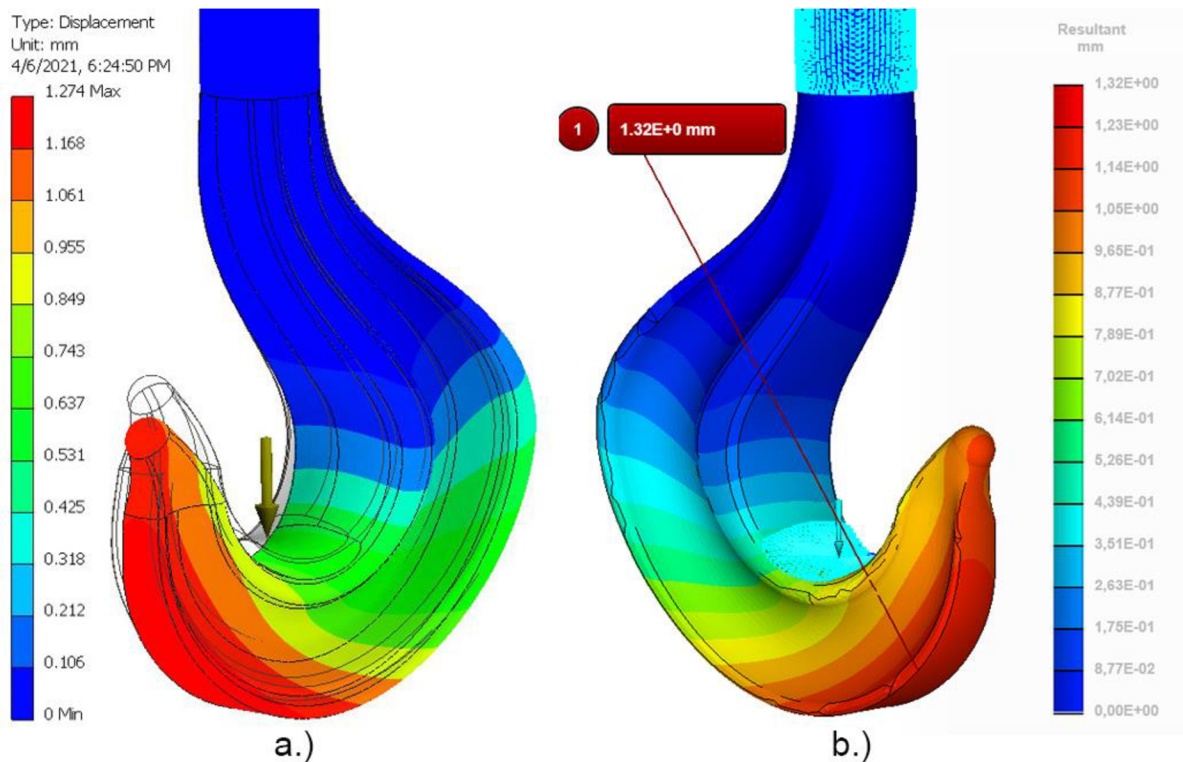
4.3 OVĚŘENÍ MODELŮ - MKP

Výsledné modely získané ze simulací jsou nezávisle ověřeny metodou konečných prvků ve dvou softwarech – Autodesk Inventor Professional a MSC Apex. V obou případech jsou použita stejná nastavení. Velikosti mřížky je 10 mm, síla o velikosti 320 000 N působí v ose dříku háku v záporném směru osy y (dolů) a tato síla je rovnoměrně rozložena na vymodelované zátěžné plochy. Zvolená síla vychází z maximální nosnosti modelovaných háků, protože není specifikován jeřáb, na který budou háky použity. Jelikož výsledná napětí jsou na působící síle závislá lineárně, je toto porovnání ekvivalentní zkoušce při jiném zatížení. Jinými slovy při jiném zatížení háků se nezmění procentuální zlepšení nebo zhoršení jednotlivých parametrů.

4.3.1 OVĚŘENÍ HÁKU A



obr. 33: a.) Napětí háku A – Autodesk Inventor; b.) Napětí háku A – MSC Apex

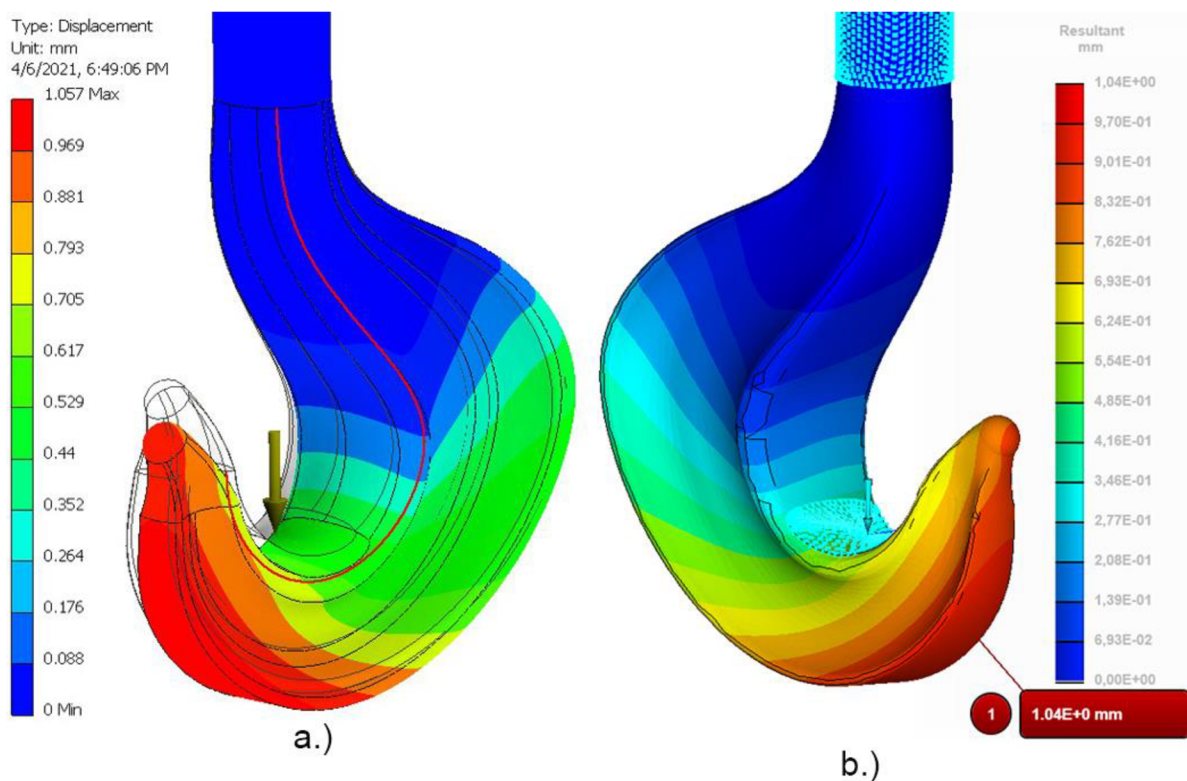


obr. 34: a.) Posuv modelu A – Autodesk inventor; b.) Posuv modelu A - MSC Apex

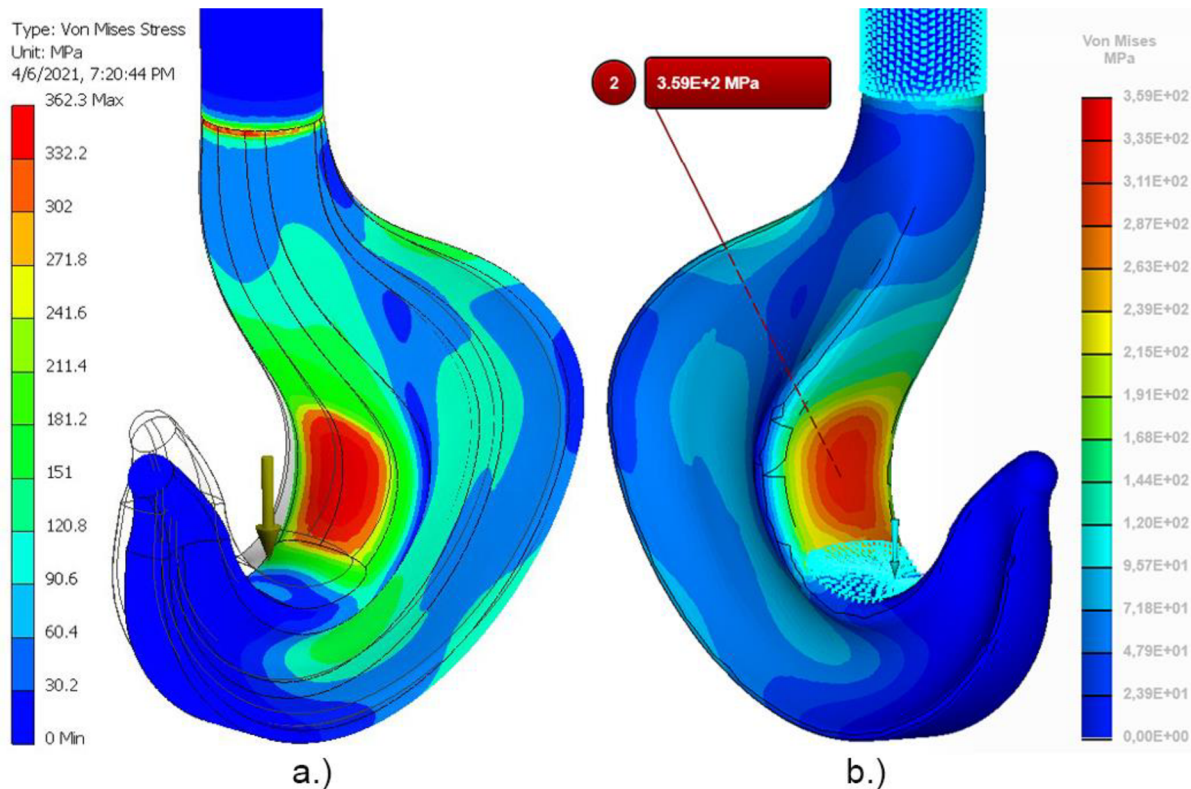
Z obr. 33 a obr. 34 vidíme velmi podobné hodnoty v obou simulačních softwarech jak při celkových posuvech při zatížení, tak i v hodnotách nejvyššího napětí. Výsledné napětí, posuvy i hmotnost tohoto modelu jsou nižší než u normovaného háku. Simulace potvrzují, že kritickým průřezem je oblast řezu B-B (obrázek 6), kde působí nejvyšší napětí v součásti o průměrné velikosti 414 MPa. Další kritickou oblastí je hřbet háku, který však dosahuje jen 30 % napěťové hodnoty v porovnání s řezem B-B. Maximální hodnota posuvu se nachází na vnější straně zakončení háku a dosahuje průměrně velikosti 1.3 mm. Model A dosahuje tyto hodnoty s celkovou hmotností 32,3 kg.

4.3.2 OVĚŘENÍ HÁKU B

Hák B vykazuje nižší velikost celkového posuvu s nejvyšší hodnotou v průměru 1,05 mm – obr. 35.



obr. 35: a.) Posuv modelu B – Autodesk Inventor; b.) Posuv modelu B – MSC Apex



obr. 36: a.) Napětí háku B – Autodesk Inventor; b.) Napětí háku B – MSC Apex

Hák B také vykazuje nižší maximální napětí v průměru 361 MPa – obr. 36. Toto snížení je výsledkem využití rozšířeného návrhového prostoru topologickou optimalizací. Tento hák B má celkovou hmotnost 34,8 kg. Kritické místo s nejvyšším napětím i oblast s nejvyšším posuvem se nacházejí na stejném místě jako u předchozího modelu A.

Model háku B má nižší hmotnost, než normovaný hák určen na stejné zatížení při nižším maximálním napětí i maximálním posuvu.

V závislosti na požadavku konstruktéra je možné rozšířit nebo zúžit průřezy (především B-B) určené simulací a tím změnit celkovou hmotnost. Pokud je u háku B rozšířena tloušťka části průřezu, která spojuje úchopnou část s hřbetem háku tak, že dosáhneme hmotnosti normovaného háku (35,8 kg), pak se napětí sníží na 351 MPa. Opačným způsobem je možné se blížit maximálnímu napětí normovaného háku (413 MPa) a tím snížit hmotnost háku na 31,8 kg.

4.4 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Na základě výsledků MKP simulací jsou porovnány vlastnosti obou modelů a jsou uvedena procentuální zlepšení v porovnání s normovaným profilem - Tabulka 5. Kvůli malé odchylce mezi naměřenými hodnotami v obou programech jsou v tabulce uvedeny průměrné hodnoty získaných parametrů.

Tabulka 5: Srovnání parametrů s normovaným hákem

Model	Hák A	Hák B	Normovaný hák
Maximální napětí [MPa]	414,2	360,7	412,5
Změna napětí [%]	+ 0,4	- 14,4	—
Maximální posuv [mm]	1,30	1,04	1,28
Změna posuvu [%]	+1,6	- 23,1	—
Hmotnost [kg]	32,3	34,8	35,8
Změna hmotnosti [%]	-10,8	- 2,9	—

Hák A dosahuje, při přibližně stejných hodnotách maximálního napětí a posuvu jako u normovaného háku, nižší hmotnosti o 10,8 %, což při váze háku pro nosnost 32 tun činí přibližně 3,9 kg.

Ještě výraznějšího zlepšení bylo dosaženo u Háku B, kde při snížené hmotnosti přibližně o jeden kilogram se zmenšil maximální posuv o 23,1 % a maximální napětí bylo sníženo o 14,4 % v porovnání s normovaným profilem. Snížení největšího posuvu přímo souvisí se zvýšením celkové tuhosti háku. Díky rozšířenému tvaru je tento hák méně náchylný na případné namáhání v jiných osách, které by mohlo nastat například při nesprávném ukotvení vázacího prostředku.

Z výsledků je tedy zřejmé, že při rozšíření maximálních rozměrů průřezů daných normou je možné lépe homogenizovat napětí v háku, a tím optimálněji využít potenciál použitého materiálu.

ZÁVĚR

Teoretická část bakalářské práce se zabývá rešerší problematiky topologické optimalizace strojních součástí, zejména vysvětlením zásadních pojmů jako je návrhový prostor, mřížka, důležitost volby zátěže a možnosti využití optimalizačních metod. Dále je v teoretické části uvedeno základní dělení jeřábových háků dle tvaru, způsobu výroby a jsou zde uvedeny obecné požadavky normy na jeřábový hák vyráběný zápusťkovým kovááním.

Cílem této práce bylo použití topologické optimalizace na jeřábový hák za použití poznatků získaných z rešerše. Optimalizace byla provedena v programu MSC Apex Generative design, kde byly navrženy a ověřeny vhodné nastavení parametrů simulace pro jeřábový hák. Byl popsán průběh optimalizace v jednotlivých iteracích. Tyto simulace proběhly na dvou výchozích modelech. Model A vycházel z mezních rozměrů normovaného kovaného háku s nosností 32 tun a výchozí geometrie modelu B byla zvětšena, aby byly lépe využity tvarovací schopnosti optimalizačního programu.

Z modelů vygenerovaných simulacemi byly domodelovány háky dle požadavků normy. K ověření parametrů těchto optimalizovaných háků byly použity nezávisle dva programy, které metodou MKP ověřily správnost těchto návrhů. U výsledných modelů bylo dosaženo zlepšení napěťových charakteristik a zároveň byla snížena celková hmotnost obou háků oproti háku s normovanou geometrií.

Porovnáním získaných výsledků bylo zjištěno, že rozšířený hák B dosahuje lepších parametrů oproti háku omezenému největšími rozměry danými normou ČSN. Z tohoto vyplývá, že změnou normovaného profilu by mohlo být dosaženo lepších charakteristik při zachování přibližně stejné náročnosti na výrobu technologií zápusťkového kováání.

Dalšího zlepšení by mohlo být dosaženo použitím výrobní technologie, která umožňuje vyrábět složitější tvary nebo vnitřní dutiny v součásti jako je například aditivní technologie WAAM. Norma ovšem prozatím neumožňuje použití svařovaných háků u jeřábů. V případě použití této metody by bylo možné nastavit vyšší komplexnost tvaru v optimalizačních simulacích a tím dosáhnout lepších výsledných parametrů na úkor vyšší tvarové složitosti háku.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] AWAD, Rami H., Sami A. HABASH a Christopher J. HANSEN. 3D Printing Methods. *3D Printing Applications in Cardiovascular Medicine* [online]. Elsevier, 2018, 2018, , 11-32 [cit. 2020-11-30]. ISBN 9780128039175. Dostupné z: doi:10.1016/B978-0-12-803917-5.00002-X
- [2] BENDSØE, Martin P. a Ole SIGMUND. *Topology Optimization* [online]. 2. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2004 [cit. 2020-11-28]. ISBN 978-3-642-07698-5. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-662-05086-6
- [3] Biomimetika. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2020 [cit. 2021-01-30]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Biomimetika>
- [4] BRACKETT, D., ASHCROFT, I., HAGUE, R. Topology optimization for additive manufacturing. In *Solid Freeform Fabrication Symposium Proceedings, Solid Freeform Fabrication Symposium edition: 22, Austin, Texas, USA, 8-10 August 2011*.
- [5] COMSOL: Multiphysics cyclopedia. *Finite Element Mesh Refinement* [online]. Burlington: COMSOL, 2017 [cit. 2020-11-30]. Dostupné z: <https://www.comsol.com/multiphysics/mesh-refinement>
- [6] ČSN EN 13001-3-5 (270105) A Jeřáby - Návrh obecně. Část 3-5, Mezní stavy a prokázání způsobilosti kovaných háků = Cranes - General design. Part 3-5, Limit states and proof of competence of forged hooks. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018. Dostupné také z: <http://csnonline.agentura-cas.cz/>
- [7] Double lamellar hook [online]. In: . [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://ua.all.biz/en/hooks-lamellar-g-p-to-320-0tn-hooks-crane-g-p-0-5-g1257745>
- [8] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. Jeřáby. Praha: SNTL, 1968, 661 s.
- [9] ESCHENAUER, Hans A a Niels OLHOFF. Topology optimization of continuum structures: A review*. *Applied Mechanics Reviews* [online]. 2001, **54**(4), 331-390 [cit. 2021-01-30]. ISSN 0003-6900. Dostupné z: doi:10.1115/1.1388075
- [10] Fastenal 4" Forged Stainless Steel Threaded Shank Hook. In: *Fastenal* [online]. Winona: Fastenal Company, c2021 [cit. 2021-02-27]. Dostupné z: <https://images.app.goo.gl/uNGicgjQbGdBM7zc8>
- [11] Heavy Duty Rigging and Lifting Hooks. *Tri-State Rigging Equipment* [online]. Bridgeton: Tri-State Equipment Company, c2021 [cit. 2021-02-27]. Dostupné z: <https://tsriggingequipment.com/crane-and-hoist-lifting-hooks>
- [12] Hooks crane cargo lamellar with a loading capacity up to 320 tons. *Allbiz* [online]. Themistokli Dervi: Allbiz, c2021 [cit. 2021-02-27]. Dostupné z: <https://all.biz/hooks-crane-cargo-lamellar-with-a-loading-capacity-g1990802RU>
- [13] JEŘÁBOVÉ HÁKY, KONSTRUKCE A VÝPOČET. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické, fakulta strojní. Vedoucí práce Jiří Malášek.

- [14] KENTLI, Aykut. Topology Optimization Applications on Engineering Structures. *Truss and Frames - Recent Advances and New Perspectives* [online]. IntechOpen, 2020, 2020-3-4 [cit. 2020-11-22]. ISBN 978-1-78985-321-6. Dostupné z: doi:10.5772/intechopen.90474
- [15] Kované háky dle DIN 15401 / 15402. *Vingu* [online]. Brno: Vingu [cit. 2021-02-25]. Dostupné z: <https://www.vingu.cz/katalog/kovane-haky-dle-din-15401-15402>
- [16] MONTES, Miguel Angel Ochoa. Topology optimization algorithms for the solution of compliance and volume problems in 2D. *Semantic scholar* [online]. 2016, **2016**, 227 [cit. 2020-11-28]. Dostupné z: https://www.cimat.mx/~ivvan/public/docs/TopologyOptimization/MAOM_Thesis.pdf#page=110&zoom=100,94,93
- [17] Practical aspects of structural optimization: A study guide. *Altair university* [online]. Troy: Altair university, 2018 [cit. 2020-11-29]. Dostupné z: <https://www.altair.com/resource/ebook-practical-aspects-of-structural-optimization>
- [18] SIMIONESCU, P. A. Some Advancements to Visualizing Constrained Functions and Inequalities of Two Variables 1. *Journal of Computing and Information Science in Engineering* [online]. 2011, **11**(1) [cit. 2020-11-30]. ISSN 1530-9827. Dostupné z: doi:10.1115/1.3570770
- [19] Single Leg Stainless Steel/Galvanized/Bright Wire Rope Lifting Slings. In: *Made in China* [online]. Nanjing: Focus Technology, c2021 [cit. 2021-02-27]. Dostupné z: <https://geyaomachinery.en.made-in-china.com/product/bCKJfgMTJaVR/China-Single-Leg-Stainless-Steel-Galvanized-Bright-Wire-Rope-Lifting-Slings-Eye-and-Eye-Hook-6X25.html>
- [20] SpanSet [online]. Vázací prostředky textilní. Katalog výrobků. © 2021. [vid. 11.3.2021]. Dostupné z: <http://www.uniman.cz/produkty/vazaci-technika/textilni-pasy/>
- [21] STELIA Aerospace presents, as a world premiere, a demonstrator for metallic self-reinforced fuselage pannels manufactured by 3D impression. *Stelia* [online]. 2018 [cit. 2020-12-01]. Dostupné z: <https://www.stelia-aerospace.com/en/1971-stelia-aerospace-presents-as-a-world-premiere-a-demonstrator-for-metallic-self-reinforced-fuselage-pannels-manufactured-by-3d-impression/>
- [22] The use of topology optimisation in the conceptual design of next generation lattice composite aircraft fuselage structures. *The Aeronautical Journal* [online]. Braunschweig: Cambridge University Press, November 2013, **2013**(117), 16 [cit. 2020-12-01]. ISSN 0001-9240. Dostupné z: <https://elib.dlr.de/91164/>
- [23] WANG, Yaguang a Zhan KANG. Structural shape and topology optimization of cast parts using level set method. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* [online]. 2017, **111**(13), 1252-1273 [cit. 2020-11-30]. ISSN 00295981. Dostupné z: doi:10.1002/nme.5503
- [24] КРЮКИ ПЛАСТИНЧАТЫЕ. In: <https://xn--c1acdglajahg4a6f.xn--p1ai/> [online]. Kazan: грузоподъем [cit. 2021-02-27]. Dostupné z: <https://xn--c1acdglajahg4a6f.xn--p1ai/products/auxiliary-equipment-and-rigging/hooks-lamellar/>

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Rozměry výkovků jednoduchých háků v milimetrech (mm).....	26
Tabulka 2: Čas výpočtu v jednotlivých iteracích	30
Tabulka 3: Výpočetní čas jednotlivých nastavení	31
Tabulka 4: Výsledné parametry modelů.....	32
Tabulka 5: Srovnání parametrů s normovaným hákem.....	40

SEZNAM OBRÁZKŮ

obr. 1: Rozložení hustoty kosti (a) mřížka konečných prvků (b) vypočtené rozložení hustoty kosti (c) rentgenový snímek kosti [9]	11
obr. 2: a.) Výchozí model; b.) Okrajové podmínky; c.) Simulace;	12
obr. 3: Iterace analýzy 2D nosníku zatíženého na tlak [4]	13
obr. 4: Návrhový prostor kolem optimalizované oblasti	14
obr. 5: Návrhový prostor s okrajovými podmínkami	14
obr. 6: Návrhový prostor (v rámečku) optimalizovaného nosníku [16]	15
obr. 7: Optimalizace prutové konstrukce Eiffelovy věže [2]	15
obr. 8: Vývoj lokálně adaptivní mřížky [5]	16
obr. 9: Nosník bez odlévacích omezení (vlevo) a s omezeními (vpravo) [23]	17
obr. 10: Ideální rozpoložení výztuh v trupu letadla s okny [22]	18
obr. 11: Svařovaný profil (WAAM) firmy Stelia Aerospace [21]	18
obr. 12: a.) Jednoduchý hák s pojistkou b.) Dvojitý hák s pojistkami [13]	19
obr. 13: Jednoduchý lamelový hák [24]	20
obr. 14: Dvojitý lamelový hák [7]	21
obr. 15: Hák s dříkem a závitem [10]	21
obr. 16: Hák s okem permanentně uchycen na ocelovém laně [20]	22
obr. 17: Rozměry háku [[6], str.: 18]	23
obr. 18: Profil a průřez výchozího modelu A s obrysem normovaného háku	24
obr. 19: Profil a průřez výchozího modelu B s obrysem normovaného háku	25
obr. 20: Geometrie kovaného háku dle ČSN EN 13001-3-5 [6]	26
obr. 21: Zátěžná plocha háku	26
obr. 22: a.) Rozložení napětí v háku [MPa], b.) Průběh elastické deformace [mm]	27
obr. 23: Příprava modelu háku k optimalizaci	28
obr. 24: Parametry simulace v záložce studies	29
obr. 25: Průběh simulace: a.) iterace 1.; b.) iterace 30.; c.) iterace 61.; d.) iterace 64.	30
obr. 26: Nastavení kvality a.) Preview; b.) Balanced; c.) Fine Tune	31
obr. 27: a.) Stress goal 110 MPa; b.) Stress goal 130 MPa; c.) Stress goal 150 MPa	32
obr. 28: Hustota podpěr a.) Dense; b.) Medium; c.) Sparse	33
obr. 29: a.) Simulace výchozího modelu A; b.) Výsledný hák A vymodelován podle simulace	34
obr. 30: a.) Řez kritickým průřezem B-B simulace; b.) Řez B-B výsledným modelem	35
obr. 31: a.) Simulace výchozího modelu B; b.) Hák B vymodelován podle průřezů simulace	35
obr. 32: a.) Řez kritickým průřezem B-B simulace B; b.) Řez B-B výsledným modelem háku B	36
obr. 33: a.) Napětí háku A – Autodesk Inventor; b.) Napětí háku A – MSC Apex	37
obr. 34: a.) Posuv modelu A – Autodesk inventor; b.) Posuv modelu A - MSC Apex	37
obr. 35: a.) Posuv modelu B – Autodesk Inventor; b.) Posuv modelu B – MSC Apex	38
obr. 36: a.) Napětí háku B – Autodesk Inventor; b.) Napětí háku B – MSC Apex	39

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

2D	dvourozměrný
3D	třírozměrný
A	procentuální prodloužení při přetržení
a_1	průměr uchopovací části háku
a_2	rozevření háku
a_3	výška špičky háku
ČSN	česká soustava norem
d_1	průměr dřívku háku
DMLS	direct metal laser sintering
E	Youngův modul pružnosti
EN	evropská norma
F	síla modelující zátěž břemene
FDM	fused deposition modeling
f_u	mez pevnosti
f_y	mez kluzu
HRC	tvrdost podle Rockwella C
MKP	metoda konečných prvků
STEP	Standard for the Exchange of Product Data
WAAM	wire arc additive manufacturing
α	úhel rozevření lana
ν	Poissonův poměr
ρ	hustota
MPa	Megapascal