



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 VÝLOŽNÍKU

TOPOLOGICAL OPTIMIZATION OF A CRANE JIB

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Marcel Machara

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Marcel Machara**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.**
Akademický rok: 2021/22

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 výložníku

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte rešerši popisující využití topologické optimalizace při navrhování jeřábového výložníku.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše problematiky jeřábového výložníku.

Rešerše problematiky topologické optimalizace.

Zpracování příkladu v softwaru s implementovanou topologickou optimalizací.

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. Dostupné z: doi:10.2478/mecdc-2014-0001.

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 978-0-08-100916-1.

MIRZENDEHDEL, Amir M., Krishnan SURESH, Cristina ALONSO, Rubén ANSOLA a Pascual MARTÍ. A hands-on introduction to topology optimization. [Great Britain]: [Amazon], 2017. ISBN 978-197-6480-607.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

.....
prof. Ing. Josef
Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Táto bakalárska práca sa zaoberá problematikou topologickej optimalizácie pri návrhu konštrukcií a strojných súčiastok. Prvá časť práce pozostáva z teoretického zhrnutia súčasného stavu poznania žeriavových výložníkov a ich základnej kategorizácie. Druhú časť tvoria teoretické poznatky o optimalizačných úlohách a metóde topologickej optimalizácie. V tretej časti je prostredníctvom programu Ansys Workbench spracovaný príklad implementácie topologickej optimalizácie na výložník konzolového žeriava. Parametre optimalizovaných konštrukcií výložníkov sú následne porovnávané s parametrami ich základných modelov. Na záver práce je vykonané zhodnotenie výsledkov topologickej optimalizácie.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Žeriavový výložník, topologická optimalizácia, metóda konečných prvkov, MKP, Ansys, Ansys Workbench.

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the issue of topology optimization in the design of structures and machine parts. The first part of the thesis consists of a theoretical summary of the current state of knowledge of crane jibs and their basic categorization. The second part consists of theoretical knowledge about optimization problems and the method of topology optimization. In the third part, an example of the implementation of topology optimization on a cantilever crane is processed using the Ansys Workbench software. The parameters of optimized jib designs are compared with the parameters of their basic models. At the end of this chapter, an evaluation of the results of topology optimization is performed.

KEYWORDS

Crane jib, topology optimization, finite element method, FEM, Ansys, Ansys Workbench.

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

MACHARA, Marcel. *Topologická optimalizace jeřábového výložníku*. Brno, 2022. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Lukáš Zeizinger. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140445>.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Lukáša Zeizingera, Ph.D., a s použitím informačných zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa 19. mája 2022

.....

Marcel Machara

POĎAKOVANIE

Touto cestou by som sa rád poďakoval vedúcemu bakalárskej práce Ing. Lukášovi Zeizingerovi, Ph.D., za skvelý prístup, odborné rady a pomoc pri vypracovávaní práce, podelenie sa s cennými skúsenosťami, ochotu a čas strávený dohľadom nad prácou.

OBSAH

Úvod.....	11
Ciele a metodika práce.....	12
1 Žeriavové výložníky.....	13
1.1 Stručná charakteristika a základné rozdelenie žeriavov	13
1.2 Výložníky vežových žeriavov.....	14
1.2.1 Vodorovný výložník.....	15
1.2.2 Sklopný výložník.....	16
1.2.3 Lomený výložník.....	17
1.3 Výložníky mobilných žeriavov.....	17
1.3.1 Výložník stálej dĺžky	17
1.3.2 Teleskopický výložník.....	20
1.3.3 Teleskopický výložník v kombinácii s priehradovým ramenom.....	22
1.4 Výložníky konzolových žeriavov	24
1.4.1 Výložník s hornou podperou	24
1.4.2 Výložník s dolnou podperou.....	24
1.4.3 Klbový výložník	25
2 Topologická optimalizácia	26
2.1 Typy štruktúrálnej optimalizácie	27
2.1.1 Rozmerová optimalizácia	27
2.1.2 Tvarová optimalizácia	27
2.1.3 Topologická optimalizácia	27
2.2 Základný princíp topologickej optimalizácie	28
2.3 Algoritmus topologickej optimalizácie.....	29
2.3.1 Preprocessing – definícia úlohy.....	29
2.3.2 MKP analýza	31
2.3.3 Citlivosť analýza	32
2.3.4 Filtrácia.....	32
2.3.5 Aktualizácia štruktúry.....	33
2.4 Vybrané metódy topologickej optimalizácie	34
2.4.1 Homogenizačné metódy	34
2.4.2 Metódy založené na spojitých hodnotách pseudohustoty - SIMP	35
2.4.3 Metódy založené na diskretných hodnotách pseudohustoty	36
2.4.4 Metódy Level Set	37
3 Aplikácia topologickej optimalizácie na výložník.....	39
3.1 Zadané parametre riešeného výložníka a cieľ optimalizácie	39
3.2 Východzí model a materiál výložníka	39
3.3 Nastavenie a proces topologickej optimalizácie	41
3.3.1 Štruktúrna analýza	41
3.3.2 Topologická optimalizácia	47
3.4 Výsledky topologickej optimalizácie.....	50
3.4.1 Optimalizácia hmotnosti.....	52
3.4.2 Optimalizácia prichybu.....	56
3.5 Porovnanie a zhodnotenie výsledkov	58

Záver	60
Použité informačné zdroje.....	61
Zoznam použitých skratiek a symbolov	66
Zoznam príloh	68

ÚVOD

Žijeme v dobe, ktorá sa neustále vyvíja a napreduje. Tento vývoj so sebou prináša radu nových technologických možností a postupov, ktoré v minulosti neboli dostupné. Významnú úlohu pri konštrukčnom návrhu strojárskych súčiastok v dnešnej dobe zohrávajú počítačové výpočtové programy. K novodobým trendom v strojárskom priemysle patrí aj topologická optimalizácia. Topologická optimalizácia je iteračný proces, pri ktorom dochádza k optimalizácii geometrie telesa zefektívnením rozloženia hmoty, keďže sústreďuje materiál do miest, ktoré sú z hľadiska bezpečnosti alebo iných limitujúcich faktorov dôležité. Vyznačuje sa postupným odoberaním materiálu zo základného telesa v rámci návrhovej oblasti, s čím priamo súvisí aj znižovanie hmotnosti, zmenšovanie objemu a úspora materiálu pri následnej výrobe. Ukážka priebehu a výsledného tvaru topologickej optimalizácie je znázornená na *obr. 1*.

Zadaním základnej geometrie telesa, materiálu, pôsobiaceho zaťaženia a väzieb môžeme pomocou optimalizačných výpočtových programov navrhnuť ideálny tvar telesa, ktorý zároveň spĺňa nami požadované obmedzujúce parametre. Obmedzujúcimi parametrami môžu byť napríklad maximálne dovolené napätie, maximálna deformácia, percento redukovanej hmotnosti alebo objemu, ale aj rôzne faktory týkajúce sa požadovaného výsledného dizajnu alebo výrobného procesu súčiastky. Vo väčšine prípadov sú výsledkom topologickej optimalizácie veľmi zložité komplexné tvary. Prudký rozvoj aditívnych technológií a masívne rozširovanie 3D tlače nám umožňuje relatívne jednoducho a dostupne pretvárať tieto komplexné tvary optimalizovaného telesa v skutočný výrobok. Práve moderné výrobné technológie, ktoré so sebou priniesli nové možnosti výroby, sa zaslúžili o výrazné zvýšenie záujmu o topologickú optimalizáciu.

V technickej praxi sa topologická optimalizácia najviac využíva v odvetviach, v ktorých je kladený dôraz na odľahčené súčiastky pri zachovaní vysokej tuhosti. V automobilovom a leteckom priemysle súvisia ušetrené kilogramy priamo s palivom a nižšou spotrebou dopravných prostriedkov. V súčasnej kríze globálneho otepľovania je každé obmedzenie vyprodukovaných emisií vyhľadávané a veľmi vítané. U elektromobilov pomáha zníženie celkovej hmotnosti k zvýšeniu dojazdu, v motoršporte pre zmenu k požadovanému zvýšeniu rýchlosti. S optimalizáciou sa však stretávame aj v ďalších oblastiach, a pracovné zariadenia, ku ktorým patria aj žeriavy sú nepochybne jednou z nich.



Obr. 1 Ukážka priebehu topologickej optimalizácie stoličky [8]

CIELE A METODIKA PRÁCE

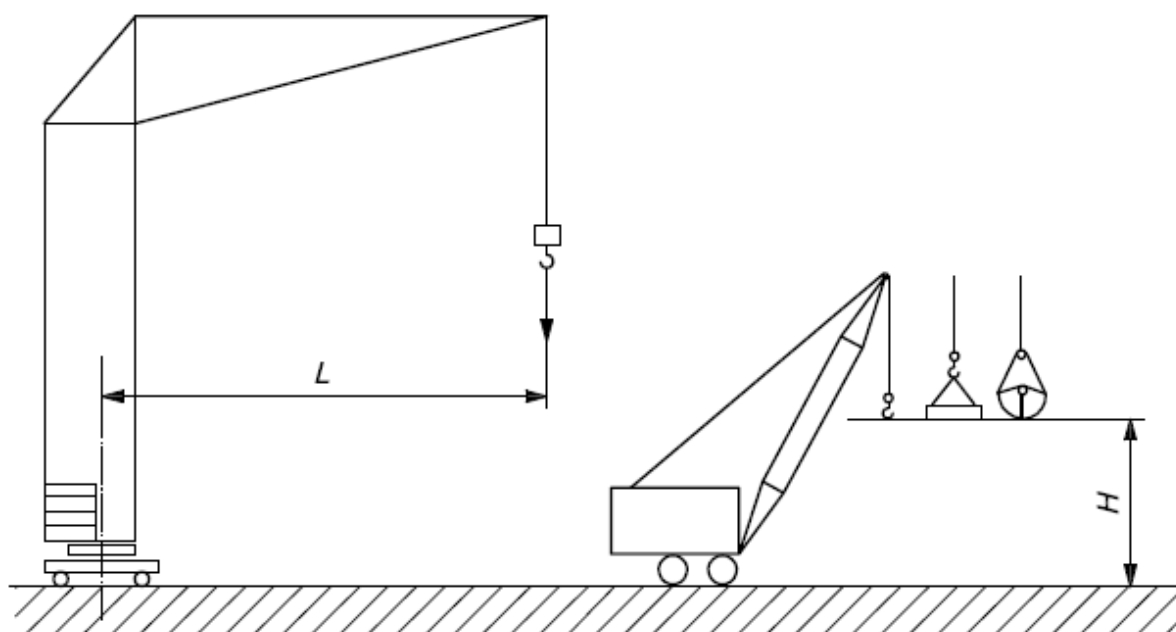
Práca je rozdelená do troch základných častí. Témou prvej teoretickej časti je problematika žeriavových výložníkov. Cieľom tejto kapitoly je preskúmať súčasný stav poznania problematiky a vykonať rešerš dostupných informácií. Výložníky sú rozdelené podľa typu žeriavov, na ktorých sa bežne používajú. Okrem vypracovania základného prehľadu najpoužívanejších výložníkov sú tu spomenuté aj rôzne netradičné konštrukčné riešenia, ktorých cieľom je optimalizácia vlastností a parametrov celého žeriava.

Cieľom druhej teoretickej časti je rešerš metódy topologickej optimalizácie. Táto kapitola má za úlohu čitateľovi poskytnúť informácie o optimalizačnom probléme, základnom princípe fungovania topologickej optimalizácie a jej najpoužívanejších metódach. Taktiež je v rámci tejto časti opísaný v jednotlivých krokoch algoritmus výpočtu topologickej optimalizácie.

Cieľom tretej časti práce je praktické vypracovanie príkladu aplikácie metódy topologickej optimalizácie na žeriavový výložník. Úlohou tejto časti je spracovanie podrobného postupu riešenia úlohy optimalizácie výložníka. Na vypracovanie príkladu je zvolený softvér Ansys Workbench, v rámci ktorého je vytvorená geometria základných modelov, sieť konečných prvkov a definícia okrajových podmienok. Z výsledkov štruktúrálnej analýzy je následne vytvorený proces topologickej optimalizácie základných modelov. Pred samotným spustením výpočtov hľadania optimálnej topológie je v programe definovaný návrhový priestor úlohy, cieľ optimalizácie a obmedzujúca podmienka. Výsledné konštrukcie sú po ukončení iteračného výpočtu validované pomocou štruktúrálnej analýzy. Na záver kapitoly sú konštrukcie optimalizovaných výložníkov graficky zobrazené a ich parametre sú porovnané s parametrami východných modelov.

1 ŽERIAVOVÉ VÝLOŽNÍKY

Žeriavový výložník je nepostrádateľnou súčasťou väčšiny typov žeriavov. Ide o komponentu zaisťujúcu požadované vyloženie a výšku zdvihu prostriedku na uchopenie breмена (najčastejšie háku) a následnú manipuláciu s ním. Vyloženie predstavuje vodorovnú vzdialenosť medzi zvislou osou závesu breмена a osou otáčania u žeriavov s otočným výložníkom, respektíve vzdialenosť medzi osou závesu breмена a klopnu hranou pri žeriavoch s neotočným výložníkom. [5] Výškou zdvihu sa rozumie vzdialenosť od úrovne, v ktorej je žeriav odstavený, k prostriedku pre uchytienie breमेंien v hornej pracovnej polohe. [21] Parametre vyloženia a výšky zdvihu sú znázornené nižšie na *obr. 2*.



Obr. 2 Schematické znázornenie dĺžky vyloženia L a výšky zdvihu H [21]

Dĺžka výložníka priamo ovplyvňuje maximálny dosah žeriava, tým pádom je aj limitujúcim faktorom jeho pracovnej oblasti. Pri výbere vhodného žeriava a výložníka na konkrétnu aplikáciu je treba uvažovať nad viacerými faktormi: hmotnosťou breमेंien, vzdialenosťou breमेंien od osi žeriava, požadovanou výškou zdvihu, ale aj podmienkami na mieste pracovného výkonu. Ku každému žeriavu výrobcovia zverejňujú záťažové diagramy, z ktorých je možno odčítať nosnosť v závislosti od dĺžky vyloženia, respektíve uhla zdvihu.

1.1 STRUČNÁ CHARAKTERISTIKA A ZÁKLADNÉ ROZDELENIE ŽERIAVOV

Žeriav je cyklicky pracujúce zdvíhacie zariadenie určené k horizontálnemu a vertikálnemu premiestňovaniu breमेंien vo vymedzenom priestore. Pohyb breमेंien vo zvislom smere zabezpečuje zdvíhanie a spúšťanie uchytávacieho zariadenia kladkostrojom alebo sklápanie výložníka. Pohyb vo vodorovnom smere je riešený prostredníctvom pohybujúcej sa žeriavovej mačky, otáčaním alebo sklápaním výložníka. Prakticky každý žeriav pozostáva z nosnej konštrukcie, na ktorej sú umiestnené zdvíhacie mechanizmy a mechanizmy na vykonávanie ďalších potrebných pracovných úkonov. [3]

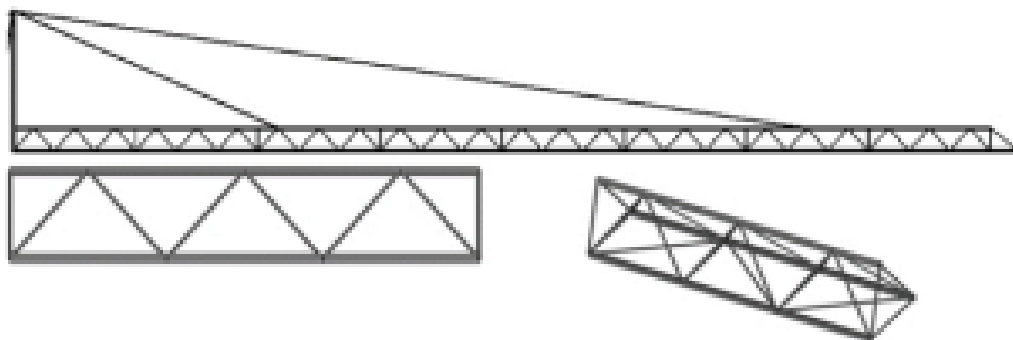
Tvary a konštrukcie výložníkov sa výrazne líšia v závislosti od typu žeriavov a ich použitia. Žeriavy sa rozdeľujú podľa rôznych kritérií a autorov na mnoho skupín a podskupín. V tejto práci je dodržané rozdelenie podľa konštrukcie na základe normy ČSN ISO 4306-1 a bližšia pozornosť je venovaná výložníkom bežne používaných typov žeriavov. Typy žeriavov podľa normy ČSN ISO 4306-1: [21]

- Žeriavy výložníkového typu (mobilné, vežové, derikové, konzolové...)
- žeriavy s nosnými lanami (lanové, portálové lanové)
- žeriavy mostového typu (mostové, portálové, poloportálové).

1.2 VÝLOŽNÍKY VEŽOVÝCH ŽERIAVOV

Vežový žeriav je otočný žeriav výložníkového typu s výložníkom umiestneným v hornej časti zvislej veže. [21] Vežové žeriavy môžeme rozdeliť do dvoch základných tried: žeriavy s dolnou otočou, pri ktorých sa otáča celá konštrukcia vrátane veže a žeriavy s hornou otočou, u ktorých sa otáča iba výložník. [23]

Výložníky vežových žeriavov sú tvorené spravidla priehradovou konštrukciou pozostávajúcou z priamych prútov trubkového alebo uholníkového profilu. Priame prúty sú prvky, ktoré majú rozmer dĺžky výrazne väčší ako ostatné rozmery a tvar ich strednice predstavuje rovná čiara. Uzly, v ktorých sa jednotlivé prúty spájajú sa nazývajú styčníky. Spájanie prútov v styčníkoch môže byť rozoberateľné alebo nerozoberateľné. K spájaniu prútov menších celkov sa používajú nerozoberateľné spoje – zvaranie a nýtovanie. U žeriavových výložníkov vežových žeriavov sa používajú zvarané spoje. Tieto menšie celky, segmenty, sa následne spájajú rozoberateľnými spojmi – skrutkami a čapmi do konečnej podoby výložníka. Týmto je zaistená možnosť rozobratia, presunu a opätovného zloženia výložníka bez akéhokoľvek poškodenia.

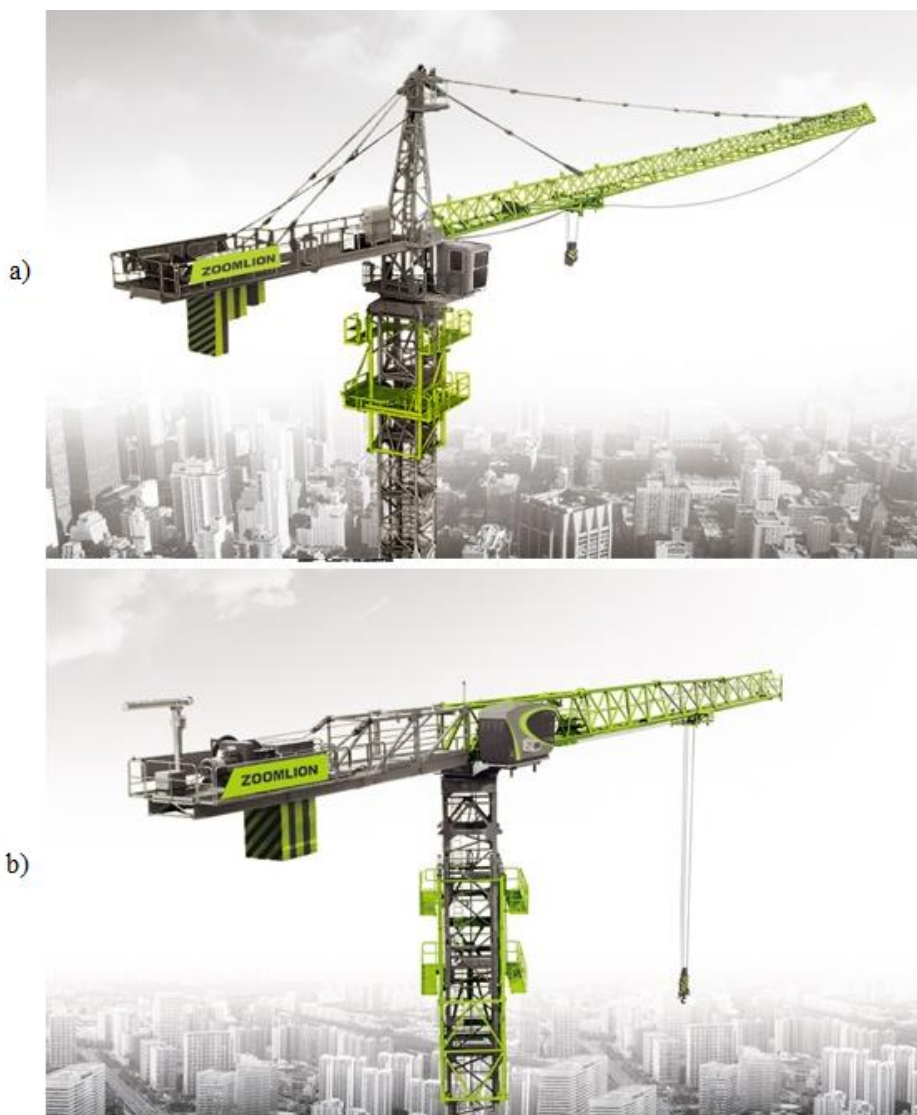


Obr. 3 Priehradová konštrukcia výložníka [15]

Priehradové konštrukcie sú charakteristické výborným pomerom únosnosti a hmotnosti. Zmyslom tohto konštrukčného riešenia je vhodné prenesenie a rozloženie zaťaženia medzi nosné prvky s ohľadom na čo najmenšiu váhu celej zostavy. Jedná sa teda o určitý typ optimalizácie. Pričný prierez priehradovej konštrukcie výložníka má obvykle tvar trojuholníka, čím je dosiahnutý skvelý pomer tuhosti a hmotnosti. Znázornenie priehradovej konštrukcie výložníka je zobrazené na obr. 3.

1.2.1 VODOROVNÝ VÝLOŽNÍK

Žeriavy s vodorovným výložníkom sú najpoužívanejším variantom vežových žeriavov. Zmena vyloženia bremena je zabezpečená žeriavovou mačkou pohybujúcou sa po koľajniciach na výložníku. Koľajnicovú dráhu tvoria dva spodné nosníky priehradovej konštrukcie. Žeriavy s vodorovným výložníkom možno podľa typu konštrukcie výložníka rozdeliť do dvoch základných tried: žeriavy s nosnou špicou a žeriavy Flat-top. Obidva typy sú zobrazené na obr. 4 nižšie.



Obr. 4 Vodorovný výložník vežového žeriava konštrukcie: a) s nosnou špicou, b) Flat-top [61],[62]

ŽERIAV S NOSNOU ŠPICOU

Žeriav s nosnou špicou je klasickým a najbežnejším prevedením žeriava s vodorovným výložníkom. Na výložník je upevnená nosná konštrukcia pripomínajúca špic veže. Výložník a protivýložník sú pomocou ťahadiel ukotvené k dodatočnej konštrukcii, čím je zaistené celkové vyváženie žeriava. Nevýhodou tohto typu je práve potreba dodatočnej konštrukcie, čím sa zvyšuje náročnosť a čas montáže žeriava. [30]

FLAT-TOP ŽERIAV

Žeriavy s vodorovným výložníkom typu Flat-top sa stávajú čoraz populárnejším variantom vežových žeriavov. Vďaka absencii dodatočných nosných konštrukcií a výstuh je montáž jednoduchšia a rýchlejšia. Taktiež sa znižuje celková výška žeriava, a z toho dôvodu je Flat-top žeriav ideálny na projekty, pri ktorých hrajú významnú úlohu výškové obmedzenia. Menšia celková výška umožňuje taktiež jednoduchšiu súčinnosť viacerých žeriavov na jednom pracovisku, keďže na bezpečné podchádzanie, respektíve nadchádzanie výložníkov susedných žeriavov je potrebný relatívne malý výškový rozdiel. Nevýhodou, hlavne v minulosti, bola menšia nosnosť v porovnaní s konvenčnými žeriavmi s nosnou špicou, avšak dnes už výrobcovia ponúkajú aj modely Flat-top s obrovskou zdvíhacou kapacitou. [28]

1.2.2 SKLOPNÝ VÝLOŽNÍK

Žeriavy so sklopným výložníkom sa využívajú na zdvíhanie veľmi ťažkých bremien do veľkých výšiek. Ich rádius otáčania je výrazne nižší ako u žeriavov s vodorovným výložníkom, vďaka čomu sú veľmi účinné v ztiesnených podmienkach, ako aj pri súčinnosti viacerých žeriavov na jednom mieste. Vyššia nosnosť súvisí s efektívnejším prenášaním zaťaženia v porovnaní s vodorovnými výložníkmi. [41] Nevýhodou tohto typu žeriavov je vyššia cena a vysoké nároky na motor zdvíhacieho mechanizmu, keďže pri sklápaní musí spolu s bremenom zdvíhať aj samotnú váhu celého výložníka. S tým súvisí aj celkovo pomalšia a náročnejšia manipulácia s bremenami. [38]

Sklopný výložník (zobrazený na *obr. 5*) je na svojom konci prichytený lanom, ktoré vedie cez kladku na prídavnej konštrukcii vo vrchnej časti veže k ústrojenstvu na samotné sklápanie výložníka. Kladka s prostriedkom na uchytenie bremena je pripevnená na konci výložníka. Zmena vyloženia sa vykonáva zmenou uhla sklonu (sklápaním) výložníka. Rozsah sklonu sa líši podľa výrobcov a konkrétnych modelov žeriavov. Zvyčajne býva rozsah sklonu v rozmedzí 15° - 70°, no niektorí výrobcovia uvádzajú maximum až do 85°. [39],[40]



Obr. 5 Sklopný výložník vežového žeriava [42]

1.2.3 LOMENÝ VÝLOŽNÍK

Lomený výložník sa skladá z dvoch častí a predstavuje kombináciu vodorovného a sklopného výložníka. Prvá časť je sklopná s možnosťou zmeny uhla sklonu, druhá časť vodorovná obsahujúca žeriavovú mačku. Cieľom takejto konštrukcie je dosiahnuť väčšiu univerzálnosť a spojiť výhody vodorovného a sklopného výložníka. V prípade sklopenia prvej časti na minimálny uhol sklonu pracuje žeriav v maximálnej dĺžke vyloženia. Ak pre zmenu situácia vyžaduje zväčšenie výšky zdvihu, naklápanie prvej časti výložníka to umožňuje. Na obr. 6 vľavo možno vidieť schematický princíp fungovania takéhoto typu výložníka s označením krajných pracovných polôh.



Obr. 6 Lomený výložník s 2. výložníkovou časťou: a) vodorovnou, b) sklopnou [58],[51]

Špeciálnym variantom lomeného výložníka, zobrazeného aj na obr. 6 vpravo, je konštrukcia, pri ktorej sa zmena vyloženia dosahuje súčasným sklápaním oboch jeho častí. Neobsahuje žeriavovú mačku, kladka s nástrojom na uchytienie bremena je pripojená na konci druhej časti výložníka. V praxi sa však ani jedno z uvedených riešení veľmi neuchytilo a dnes sa lomený výložník využíva len zriedka.

1.3 VÝLOŽNÍKY MOBILNÝCH ŽERIAVOV

Mobilný žeriav je žeriav výložníkového typu, schopný jazdy s bremenom alebo bez neho, pričom nevyžaduje špeciálnu jazdnú dráhu a stabilita je zabezpečená jeho vlastnou váhou. [22] Do tejto skupiny patria pojazdné vozidlá, ktoré sú schopné samostatnej prepravy medzi pracoviskami či už na malé alebo veľké vzdialenosti. Výložníky mobilných žeriavov možno rozdeliť do dvoch základných skupín: výložníky stálej dĺžky a teleskopické výložníky. K výložníkom je možno na rozšírenie pôsobnosti žeriava pripojiť priehradové rameno.

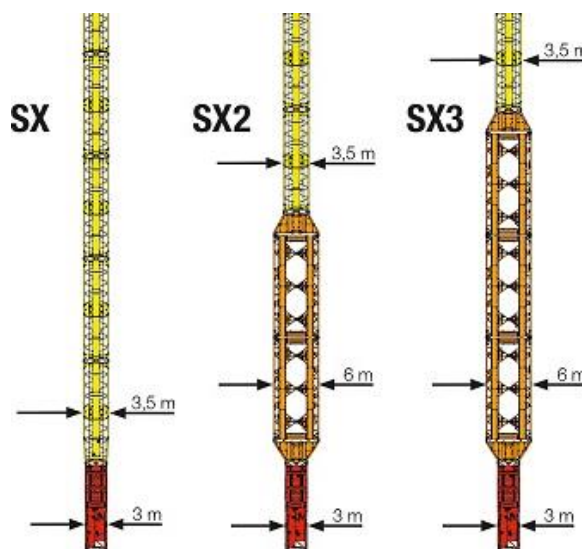
1.3.1 VÝLOŽNÍK STÁLEJ DĹŽKY

Výložník stálej dĺžky je typ výložníka, ktorého potrebná dĺžka je dosiahnutá pomocou jedného dielu alebo zložením viacerých dielov, avšak dĺžku počas pracovného cyklu nie je možné meniť. [22] V tejto skupine dnes nájdeme prakticky už iba výložníky tvorené priehradovou

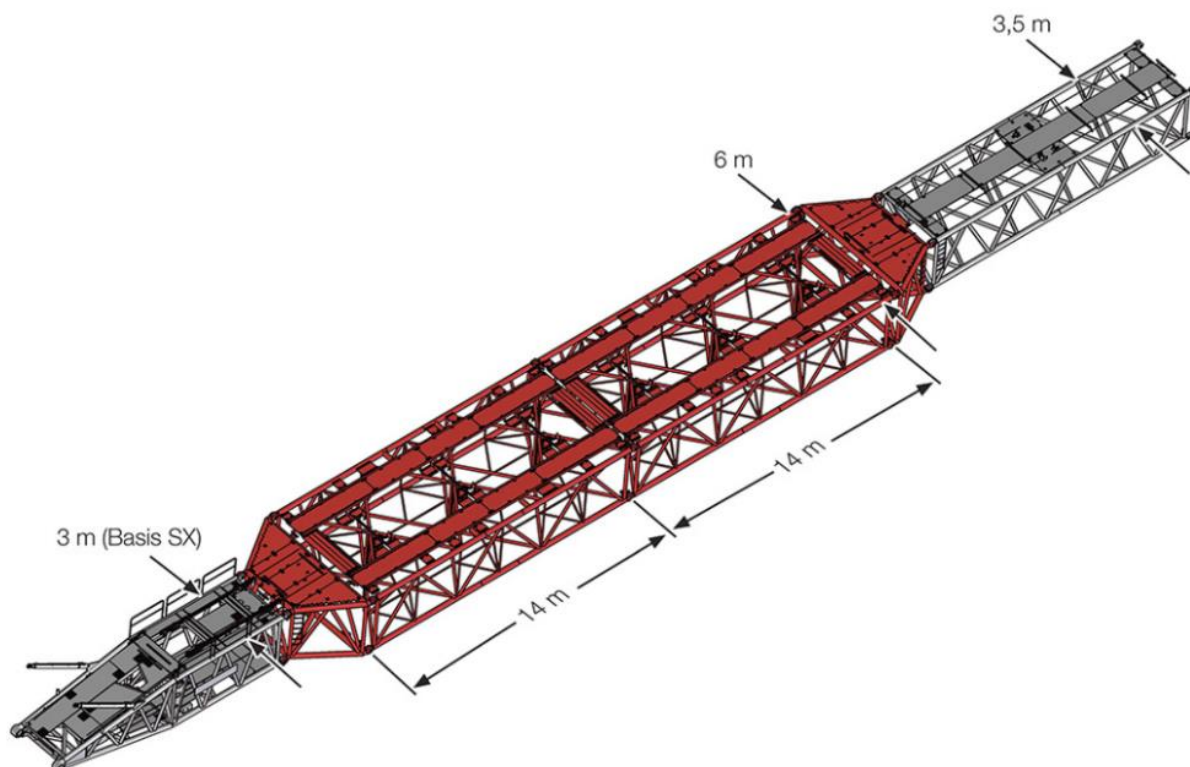
konštrukciou. Priehradové výložníky mobilných žeriavov sa používajú na vysoké zdvihy s ťažkými bremenami, ktoré žeriavy s teleskopickým výložníkom nie sú schopné vykonať. Na miesto výkonu práce sa výložník transportuje po častiach pomocou nákladných dopravných prostriedkov, čiže výložník netvorí stálu súčasť žeriava. Na zostavenie výložníka je väčšinou potrebný ďalší žeriav menšej nosnosti. Horný koniec výložníka je pomocou ťahadiel a lán vedených cez sťažeň alebo prídavné rameno (derik) spojený s protizávažím. Prostredníctvom kladkostroja dochádza k zmene vzdialenosti medzi sťažňom a ramenom výložníka, respektíve derikom a ramenom výložníka. Týmto spôsobom dochádza k zmene vyloženia. Prídavné rameno (derik) sa spolu s balastným závažím používa k zvýšeniu nosnosti žeriava. [47]

Existuje nespočetne možných variant poskladania výložníka z jednotlivých častí priehradovej konštrukcie. Tú môžeme podľa masívnosti rozdeliť na ľahký a ťažký variant. Líšia sa pevnosťou trubiek, z ktorých pozostávajú a počtom diagonálnych prútov slúžiacich na zvýšenie tuhosti konštrukcie a nosnosti celého žeriava. Na ťažké bremená sa používa ťažký variant, na ľahké bremená z ekonomických dôvodov ľahký variant, avšak je možná aj ich vzájomná kombinácia. Segmenty tvoriace hlavný výložník sú vyrábané väčšinou v dĺžke 3, 6 alebo 12 metrov. Výnimku tvoria prechodové diely, začiatkový a koncový diel. K hlavnému výložníku býva vo väčšine prípadov upevnené fixné alebo kyvné rameno. Spojenie jednotlivých segmentov konštrukcie zabezpečujú čapy, ktoré sú proti samovoľnému uvoľneniu poistené závlačkami. Široká ponuka rôznych dielov a ich modifikácií zabezpečuje veľkú variabilitu týchto žeriavov. Správna kombinácia sa určuje predovšetkým na základe hmotnosti bremena, požadovaného vyloženia, výšky zdvihu a priestorových možností na mieste práce. [43],[34]

Za zmienku stojí systém priehradovej konštrukcie výložníka s názvom SX od firmy Liebherr zobrazený na obr. 7. Na zvýšenie stability a nosnosti používajú v dolnej časti výložníka u modelov LR 1750/2 a LG 1750 rozšírenú konštrukciu so šírkou 3,5 metra namiesto bežnej šírky 3 metrov. K dodatočnému zvýšeniu pevnosti umožňuje tento systém nainštalovať do spodnej časti výložníka 2 (SX2 - detailné zobrazenie na obr. 8) alebo 3 (SX3) 14 metrov dlhé diely so šírkou až 6 metrov. Na uľahčenie prepravy sú tieto 6-metrové sekcie konštruované z dvoch polovíc, ktoré sú až na mieste práce priskrutkované do jedného celku. Tieto polovice do seba zapadajú a tak ich šírka pri prevoze činí miesto 6 metrov iba 3,5 metra. [24]

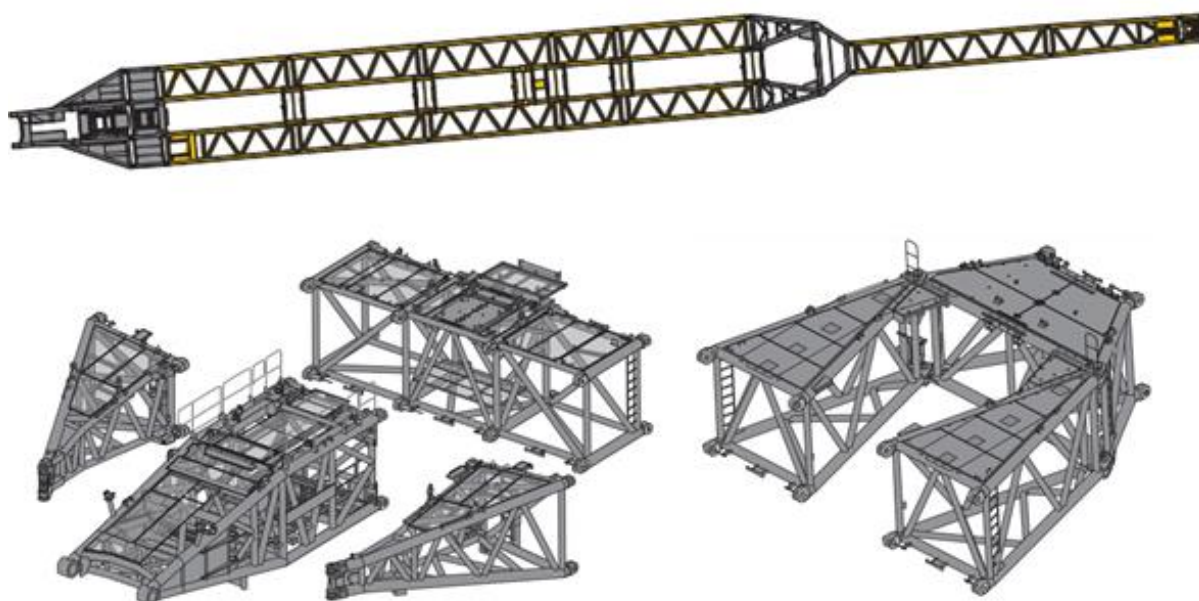


Obr. 7 Systém SX konštrukcie výložníkov firmy Liebherr [57]



Obr. 8 Detail konštrukcie výložníka SX2 [24]

Ďalší inovatívny systém firmy Liebherr predstavuje systém PowerBoom zobrazený na obr. 9. Tento systém sa používa len pri troch najväčších žeriavoch spoločnosti určených na zdvíhanie extrémne ťažkých bremien. Priehradové diely v spodnej časti výložníka sú zdvojené a navzájom rovnobežné. Táto konfigurácia podľa zdrojov firmy zvyšuje oproti bežnému výložníku nosnosť v niektorých prípadoch až o viac ako 50 %. Na prechody klasickej konštrukcie do zdvojenej sú použité špeciálne prechodové diely a adaptéry. [36]

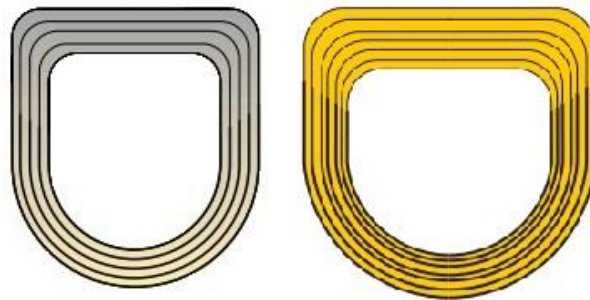


Obr. 9 Výložník PowerBoom s detailom na konštrukciu prechodových častí [26]

1.3.2 TELESKOPICKÝ VÝLOŽNÍK

Teleskopický výložník sa skladá z niekoľkých do seba zapadajúcich častí. Zo základného dielu sa najčastejšie pomocou hydraulického valca umiestneného v pozdĺžnej osi výložníka vysúvajú ďalšie, čím sa výrazne zväčšuje výška zdvihu a dĺžka vyloženia. Posledný, najmenší diel je ukončený hlavou, ktorej súčasťou je sústava kladiek a systém na upevnenie prihradových nástavcov. Na zmenu sklonu výložníka slúži podporný hydraulický valec. Teleskopické rameno je pri väčšine žeriavov pevne spojené s nadstavbou podvozku a nedochádza k jeho demontáži pri preprave ako je tomu u prihradového výložníka stálej dĺžky. Výnimku tvoria extrémne ťažké žeriavy, pri ktorých sa teleskopický výložník demontuje a preváža zvlášť.

Tradičné výložníky obdĺžnikového profilu pozostávajúce z pozváraných plechov postupne nahradili oválne, respektíve rôzne vajcovité tvary priečného prierezu zobrazené na *obr. 10*. Táto optimalizácia tvaru zvyšuje tuhosť teleskopického výložníka a prináša najlepší pomer pevnosti k hmotnosti. Ďalšou výhodou je zníženie počtu potrebných zvarov na zhotovenie jednotlivých teleskopických dielov výložníka. [5],[52]



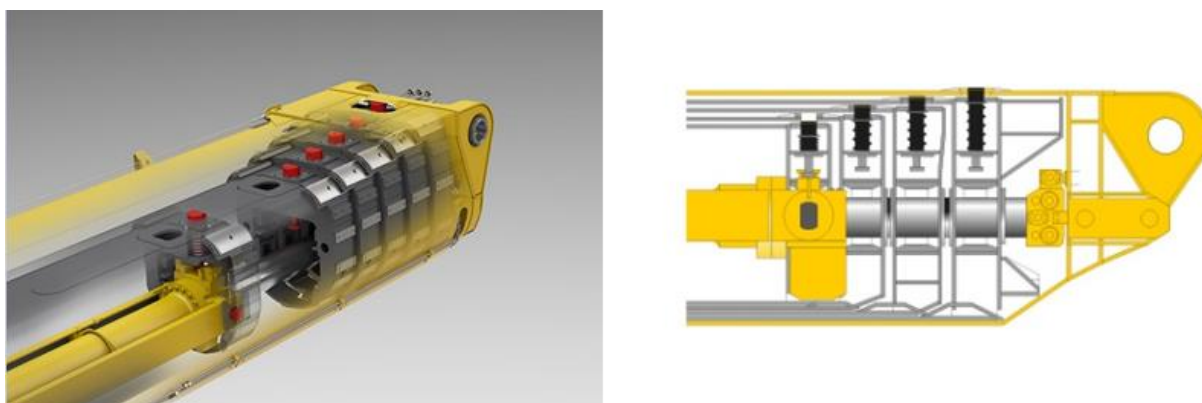
Obr. 10 Optimalizovaný profil teleskopického výložníku [44],[37]

Každý vysunutý teleskopický diel pôsobí pod tiahou bremena veľkou silou na dolnú stenu susedného dielu, v ktorom je zasunutý. Predovšetkým hrany jednotlivých dielov tak musia znášať extrémne zaťaženie. Na zabránenie vzniku trhlín a roztrhaniu materiálu sú preto konce každého dielu vybavené masívnymi výstuhami zobrazenými na *obr. 11*. Zaistenie výsuvných dielov vo svojich pracovných polohách je zabezpečené čapmi, západkami, kolíkmi, pružinami a inými mechanizmami. Výrobcovia si často tieto mechanizmy patentujú. [5]



Obr. 11 Vystuženie koncov jednotlivých dielov výložníka [37]

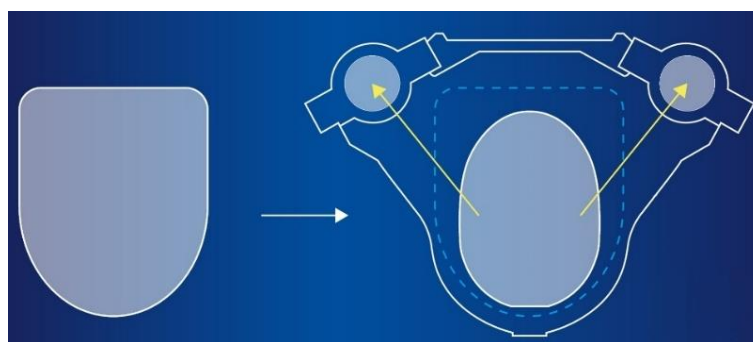
Firma Liebherr so svojím mechanizmom TELEMATIK zobrazenom na *obr. 12* umožňuje prítomnosť až siedmych výsuvných dielov. Princípom funkcie je cyklický proces valca, ktorý postupne vysúva a zasúva jednotlivé teleskopické diely. Pri vytiahnutí dielu na 46 %, 92 % alebo 100 % podľa potreby je tento diel čapom zaaretovaný k susednému. Valec sa po aretácii stiahne do východzej polohy a proces sa opakuje s ďalším dielom. Použitie iba jedného hydraulického valca znižuje hmotnosť a zjednodušuje konštrukciu výložníka. Pohyb valca a samotnú aretáciu dielov ovláda a taktiež kontroluje počítačom riadený elektronický systém. Jednotlivé teleskopické sekcie sa môžu vysúvať v ľubovoľnom poradí nezávisle od seba, čo pri nevyužití maximálnej dĺžky výložníka znamená, že obsluha môže nastavovať poradie, respektíve dĺžku vytiahnutia jednotlivých dielov. V takomto prípade sa vysunutím väčších vonkajších sekcií a nevyťahovaním menších vnútorných, poprípade vytiahnutím na menšiu dĺžku zvyšuje pevnosť celého teleskopického výložníka. [53],[59]



Obr. 12 Teleskopický výložník firmy Liebherr so systémom TELEMATIK [53]

Mechanizmy ďalších výrobcov pracujú na obdobnom princípe ako systém TELEMATIK od firmy Liebherr. Napríklad systém TWIN-LOCK patriaci spoločnosti Manitowoc Cranes sa líši v zásade iba spôsobom aretácie jednotlivých dielov výložníka. TWIN-LOCK využíva na aretáciu dva čapy umiestnené na bočných stranách sekcií výložníka, ktoré sú najmenej namáhané pri zdvíhaní bremien. TELEMATIK zabezpečuje aretáciu prostredníctvom zasúvania jedného čapu v hornej časti výložníka. [53],[59]

So zaujímavým variantom teleskopického výložníka znázorneným na *obr. 13* prišla firma Tadano. Ich Triple-Boom, ako už názov napovedá, obsahuje okrem klasického teleskopu ďalšie 2 podporné teleskopické tubusy. Úlohou pridania ďalších tubusov je zvýšenie tuhosti výložníka. O vysúvanie dielov sa aj v tomto prípade stará iba jeden hydraulický valec. [55]



Obr. 13 Profil Triple-Boom výložníka pozostávajúceho z troch teleskopických tubusov [56]

Ďalším variantom riešenia vysúvania jednotlivých sekcií teleskopického výložníka je hydromechanický systém zobrazený na *obr. 14*. Tento systém umožňuje okrem základného dielu použitie maximálne troch vysúvacích dielov. Výnimkou je najnovšia verzia modelu Liebherr LTC 1050-3.1, ktorého výložník pozostáva zo základného a štyroch vysúvacích dielov. Prvý teleskopický diel je vysúvaný pomocou dvojčinného hydraulického valca. Na vysunutie ďalších dvoch, respektíve troch teleskopickým dielov sa používa kladkový mechanizmus s lanami. Tento mechanizmus umožňuje vysúvanie jednotlivých sekcií súčasne, čím sa urýchľuje celý proces. [35]



Obr. 14 Teleskopický výložník s hydromechanickým systémom so štyrmi vysúvacími dielami [35]

Na zvýšenie nosnosti žeriavov s teleskopickými výložníkmi vyššej tonáže sa môžu použiť takzvané Y systémy. Okrem zvýšenia nosnosti zvyšuje ich použitie aj bočnú stabilitu žeriava. Práve kvôli zvýšeniu bočnej stability sú veľmi efektívne pre dlhé výložníky, a preto sa často používajú pri teleskopických výložníkoch predĺžených priehradovým ramenom. [31]

1.3.3 TELESKOPICKÝ VÝLOŽNÍK V KOMBINÁCIÍ S PRIEHRADOVÝM RAMENOM

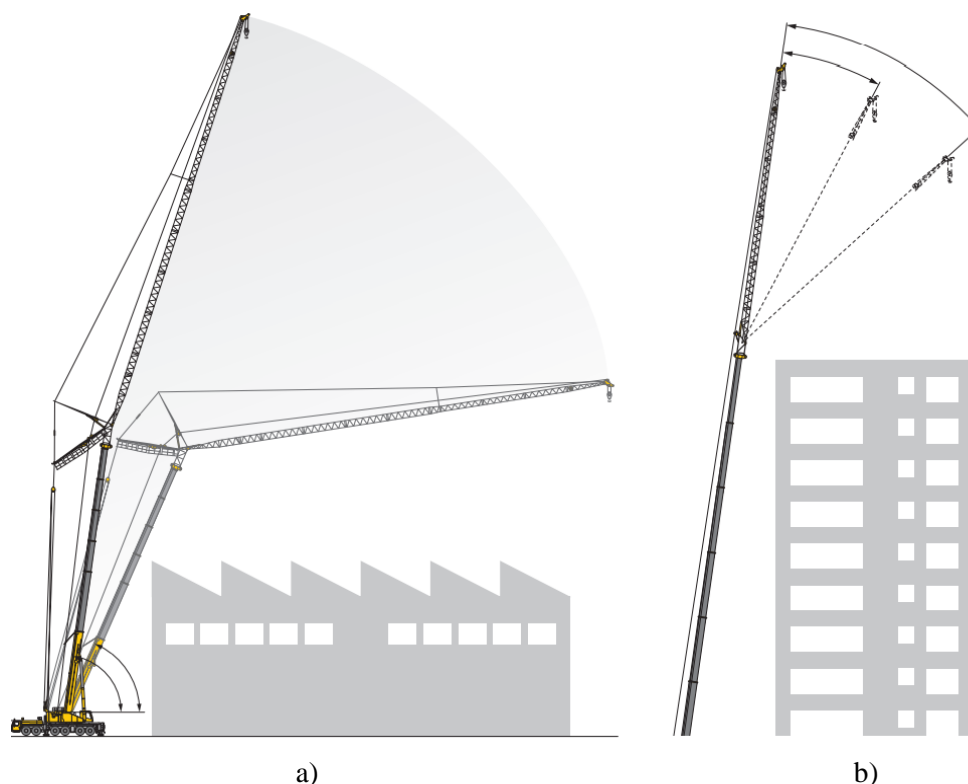
Jedná sa o rozšírenie základného teleskopického výložníka o rôzne nástavce priehradovej konštrukcie. Tieto nástavce umožňujú zväčšenie výšky zdvihu, respektíve vyloženia bremena a významne tak rozširujú pôsobnosť teleskopických žeriavov. Ďalšou výhodou je možnosť sklopenia predlžovacieho ramena pod rôznymi uhlami, vďaka čomu je umožnený prístup aj do miest, do ktorých by sa mal priamy teleskopický výložník problém dostať. Nástavce menších rozmeroch môžu byť uložené na hornej nadstavbe žeriava spolu s teleskopickým výložníkom na jeho bočnej strane. Žeriav si ich teda preváža so sebou, čo je z ekonomického aj časového hľadiska veľkou výhodou. Na transport väčších nástavcov sú potrebné ďalšie stroje, akými sú napríklad nákladné vozy a podvalníky. Následné skladanie priehradového ramena a kompletizácia výložníka sa na mieste vykonáva pomocou menšieho žeriava. Podobne ako pri priehradových výložníkoch, aj tu existuje množstvo rôznych kombinácií finálnej podoby. [45]

TELESKOPICKÝ VÝLOŽNÍK S PEVNÝM PREDLŽOVACÍM RAMENOM

Jednou z možností predĺženia teleskopického výložníka je pevné priehradové rameno. Rameno sa k výložníku montuje v osi teleskopu a môže byť sklonené pod uhlom až 40° . Uhol sklonu je buď hydraulicky nastaviteľný alebo je pevne daný. Pri pevne danom uhle sklonu býva k dispozícii na výber z viacerých možností. Firma Liebherr napríklad ponúka pre svoje pevne dané konštrukcie predlžovacích ramien uhol sklonu v troch polohách, a to 0° , 20° a 40° (táto konfigurácia je znázornená na obr. 15 vpravo). Teleskopický výložník s pevným predlžovacím ramenom je vhodný na vysoké zdvihy menších bremien, pri ktorých nie je problém menšia dĺžka vyloženia. [45],[46]

TELESKOPICKÝ VÝLOŽNÍK S KYVNÝM PREDLŽOVACÍM RAMENOM

V tomto variante je teleskopický výložník zvyčajne vztýčený do svojej maximálnej krajnej polohy, vďaka čomu sa dosahuje požadovaná výška. Zmena vyloženia sa následne vykonáva zmenou uhla kyvného ramena. Ak dĺžka teleskopického výložníka nie je dostatočujúca, je možné použiť pevné predlžovacie nástavce v osi teleskopu a až následne pripojiť kyvné predlžovacie rameno. Táto kombinácia je vhodná na zdvíhacie práce, pri ktorých je potrebné veľké vyloženie. Používa sa aj v situáciách, v ktorých určitá prekážka svojou výškou znemožňuje prístup teleskopickému výložníku a jeho sklopeniu do požadovanej polohy. Oproti výložníku s pevným predlžovacím ramenom je výhodou aj nosnosť v rastúcej dĺžke vyloženia. Teleskopický výložník s kyvným predlžovacím ramenom a pracovný rozsah takéhoto žeriava je znázornený na obr. 15 vľavo. [45]



Obr. 15 Teleskopický výložník: a) s kyvným predlžovacím ramenom, b) s pevným predlžovacím ramenom [45]

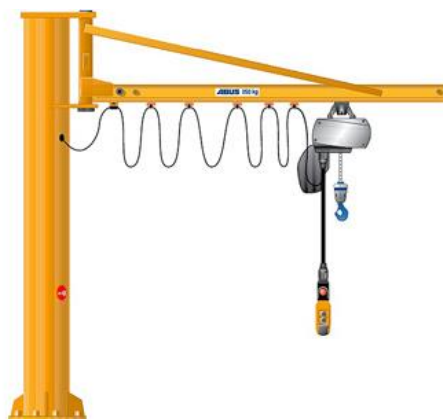
1.4 VÝLOŽNÍKY KONZOLOVÝCH ŽERIAVOV

Konzolový žeriav patrí do skupiny žeriavov výložníkového typu. Prostriedok na uchopenie bremien je zavesený na konci tuhej konzole (výložníka) alebo je súčasťou mačky pohybujúcej sa po výložníku. Podľa ukotvenia sa konzolové žeriavy rozdeľujú na stĺpové a nástenné. [21] Existujú aj pojazdné konzolové žeriavy, pri ktorých sa celý výložník pohybuje po zvisle umiestnenej dráhe. Tento typ je však len veľmi málo používaný, keďže zákazníci pred pojazdným konzolovým žeriavom uprednostňujú žeriav mostového typu s výrazne väčšou nosnosťou a podobným princípom. Vysoké namáhanie rámu dráhy je taktiež dôvodom, prečo sa používa len zriedka.

Súčasťou väčšiny výložníkov konzolových žeriavov je pojazdná dráha, po ktorej sa pohybuje žeriavová mačka. Tou je zabezpečená zmena vyloženia bremena. Pohyb žeriavovej mačky aj otáčanie celého výložníka môže byť vykonávané buď ručne alebo elektricky. Elektrický pohon sa využíva hlavne pri žeriavoch vyšších nosností. [48] Za účelom efektívnejšieho prenášania síl a pôsobiaceho zaťaženia od bremena, s čím súvisí aj zvýšenie nosnosti žeriava, býva výložník opatrený hornou alebo dolnou podperou.

1.4.1 VÝLOŽNÍK S HORNOU PODPEROU

Výložník s privarenou hornou podperou, zobrazený na *obr. 16*, môže byť tvorený dutým oceľovým profilom s prierezom v tvare písmena C alebo plnostennými profilmi I, respektíve IPE. Pojazdy žeriavovej mačky sú v prípade profilu C umiestnené priamo v dutom profile, v prípade profilov I a IPE slúži ako dráha žeriavovej mačky spodná strana profilov. Výložník s hornou podperou je k stĺpu alebo stene uložený v pätkách. Výhodou tejto konštrukcie je skvelý pomer nosnosti k vlastnej váhe, vďaka čomu sa výrazne uľahčuje ručná manipulácia a nie sú kladené vysoké nároky na ukotvenie žeriava. Nevýhodou je menšia nosnosť a zníženie výšky zdvihu v dôsledku dodatočnej konštrukcie podpory. [33]



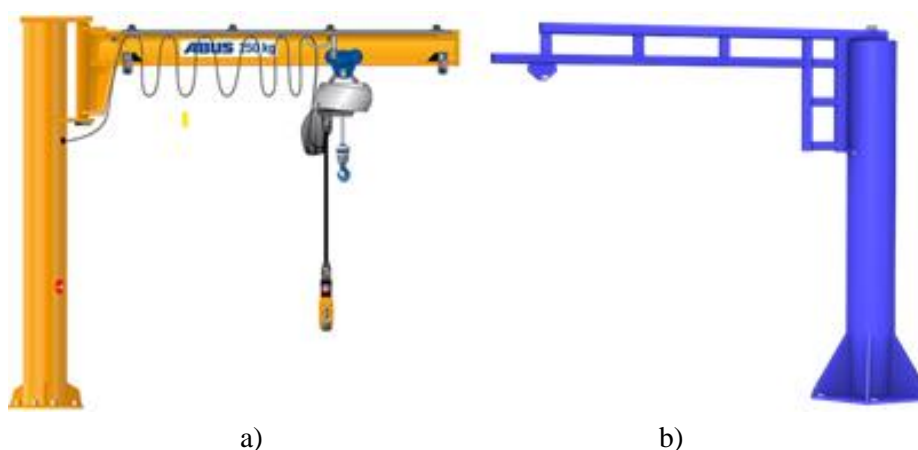
Obr. 16 Výložník stĺpového žeriavu s hornou podperou [49]

1.4.2 VÝLOŽNÍK S DOLNOU PODPEROU

Výložník s dolnou podperou, zobrazený na *obr. 17* vľavo, je primárne tvorený plnostennými oceľovými profilmi I alebo IPE. Žeriavová mačka sa pohybuje po spodných výstupkoch týchto profilov. V porovnaní s predchádzajúcim variantom s hornou podperou je táto konštrukcia

určená na zdvih ťažších bremien. Taktiež možno dosiahnuť väčšej dĺžky vyloženia a výška zdvihu nie je obmedzovaná prídavnou konštrukciou podpery. Uloženie výložníka s dolnou podperou k stĺpu alebo stene je riešené pomocou pätiiek alebo umiestnením na centrálnom čape.

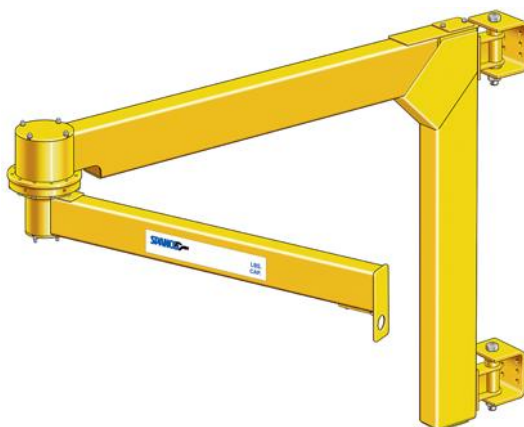
Druhou možnosťou prevedenia výložníka s dolnou podperou, zobrazená aj na *obr. 17* vpravo, je konštrukcia pozostávajúca z pozváraných trubiek. Tú používajú takzvané “Workstation“ žeriavy. Dráha žeriavovej mačky je uzavretá a je integrovaná do trubky tvoriacej konštrukciu výložníka. Tieto žeriavy ponúkajú jednoduché, rýchle a ergonomické zdvíhanie ľahších bremien. Konštrukcia sa vyznačuje nízkou hmotnosťou, vďaka čomu sú tieto žeriavy veľmi obratné a manipulácia s nimi je jednoduchšia ako u I-profilového výložníka. [32]



Obr. 17 Výložník stĺpového žeriava: a) I profilu, b) konštrukcie “Workstation“ [50],[29]

1.4.3 KLBOVÝ VÝLOŽNÍK

Kĺbový výložník, znázornený na *obr. 18*, pozostáva z dvoch kĺbovo uložených ramien. Keďže nedisponuje mačkou, prostriedok na zdvíhanie bremien je upevnený na konci druhého ramena a pokrytie pracovnej oblasti je zabezpečené prostredníctvom rotácie kĺbov. Na zvýšenie únosnosti môžu byť použité dolné podpery. Kĺbový výložník umožňuje operácie s bremenami okolo stĺpov, rohov a ďalších prekážok. Vďaka tejto schopnosti je určený do prevádzok, kde takéto prekážky neumožňujú správnu funkciu žeriavom s priamym výložníkom. [32]



Obr. 18 Kĺbový výložník nástenného žeriava [25]

2 TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZÁCIA

Optimalizačný problém je vo všeobecnosti proces hľadania najlepšieho riešenia z množiny všetkých prípustných riešení. Toho je možné dosiahnuť nájdením minima alebo maxima cieľovej funkcie. Cieľom optimalizácie je teda upraviť hodnotu funkcie na minimum alebo maximum podľa optimalizovaného parametra. Štruktúrally optimalizačný problém, kde patrí aj topologická optimalizácia, môžeme zapísať pomocou nasledujúceho vzťahu (1): [2]

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_x \quad f(x, y(x)) \\ \text{podmienené} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{návrhovej premennej } x \\ \text{stavovej premennej } y(x) \\ \text{ďalším podmienkam} \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (1)$$

Na zostavenie štruktúrného optimalizačného problému je potrebné zdefiniovať cieľovú funkciu, návrhové premenné a taktiež stavové premenné. Cieľová funkcia f predstavuje samotné parametre optimalizácie, ktoré majú byť minimalizované alebo maximalizované. Definuje teda cieľ optimalizácie, ktorým zvyčajne býva minimalizácia hmotnosti, objemu, napätia alebo poddajnosti (maximalizácia globálnej tuhosti). Pri každom vzniknutom dizajne nadobúda cieľová funkcia číselnú hodnotu, ktorá indikuje optimálnosť a správnosť danej geometrie. Ďalej musia byť definované návrhové a stavové premenné. Návrhové premenné x reprezentujú geometriu a popisujú dizajn konštrukcie. Počas optimalizácie sa menia a tým ovplyvňujú cieľovú funkciu. Stavové premenné y reprezentujú štruktúrné odozvy konštrukcie, pod čím si môžeme predstaviť napríklad napätie, deformáciu, reakčné sily a tak ďalej. Stavové premenné sú taktiež závislé na návrhovej premennej $y(x)$. [2]

Na obmedzenie stavovej premennej $y(x)$ je možné zaviesť obmedzujúcu podmienku $g(y)$. Takto zadaná podmienka stavovej premennej následne obmedzuje optimalizačnú úlohu. Zvyčajne je formulovaná v nasledujúcom tvare (2): [2]

$$g(y) \leq 0 \quad (2)$$

kde g predstavuje funkciu na obmedzenie stavovej premennej. Na ukážku povedzme, že chceme, aby bol obmedzujúcou podmienkou posuv. Vo všeobecnom zápise obmedzujúcej podmienky $g(y)$ teda nahradíme stavovú premennú y za $u(x)$, čo predstavuje vektor posuvu. Na stanovenie funkcie na obmedzenie stavovej premennej je potrebné vypočítať posuvy jednotlivých uzlov siete pomocou metódy konečných prvkov nasledujúcou rovnicou (3): [2]

$$u(x) = K(x)^{-1}F(x) \quad (3)$$

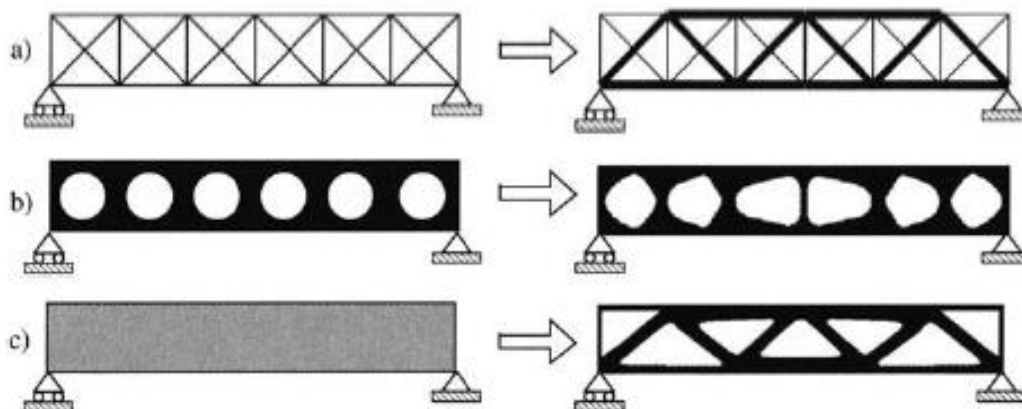
kde K je globálna matica tuhosti a F je vektor zaťaženia. Následne môžeme optimalizačný problém zapísať vo forme (4): [2]

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_x \quad f(x, u(x)) \\ \text{podmienené} \quad g(x, u(x)) \leq 0 \end{array} \right. \quad (4)$$

Na numerické spracovanie takto formulovaného optimalizačného problému sú zvyčajne dosádzané do vzťahu (4) derivácie funkcií f a g vzhľadom na návrhovú premennú x . [2]

2.1 TYPY ŠTRUKTURÁLNEJ OPTIMALIZÁCIE

Topologická optimalizácia je spolu s tvarovou a rozmerovou optimalizáciou jednou z troch základných metód štrukturálnej optimalizácie telies. Štrukturálna optimalizácia je proces určovania najefektívnejšieho rozloženia hmoty telesa pre konkrétny typ zaťaženia vzhľadom k zvoleným obmedzujúcim parametrom a samotnému cieľu optimalizácie. Každá z týchto metód štrukturálnej optimalizácie sa zaoberá odlišnými aspektami konštrukčného návrhu. [1] Ukážka jednotlivých typov štrukturálnej optimalizácie a ich princíp je znázornený na obr. 19.



Obr. 19 Optimalizácia: a) rozmerová, b) tvarová, c) topologická [1]

2.1.1 ROZMEROVÁ OPTIMALIZÁCIA

Pri rozmerovej optimalizácii je výsledný tvar a rozloženie konštrukcie vopred známe. Cieľom rozmerovej optimalizácie je určenie ideálnej hrúbky stien a ideálnych rozmerov pričných prierezov jednotlivých komponentov konštrukcie. Jedná sa o široko využívaný, no zároveň najstarší a najjednoduchší prístup k optimalizácii vlastností telies a konštrukcií. [4]

2.1.2 TVAROVÁ OPTIMALIZÁCIA

Tvarová optimalizácia vychádza z vopred známej základnej topológie telesa. Používa sa predovšetkým na minimalizáciu nepriaznivých účinkov koncentrátorov napätia, s čím priamo súvisí aj lepšie rozloženie napätia a zlepšenie funkčných vlastností. Optimalizácia prebieha na základe výsledkov pevnostnej analýzy modifikáciou vonkajších kontúr a tvaru hraníc vybraných častí telesa. [4]

2.1.3 TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZÁCIA

Topologická optimalizácia predstavuje nepriamu úlohu mechaniky telies, ktorá v návrhovom priestore vyhľadáva ideálne, doposiaľ neznáme rozloženie materiálu. Výsledná optimálna topológia závisí od obmedzujúcich parametrov, okrajových podmienok a samotného cieľa optimalizácie. Topologická optimalizácia je najvšeobecnejšou formou štrukturálnej optimalizácie, ktorej cieľom je ušetriť materiál a zlepšenie mechanických vlastností nad rámec úpravy rozmerov a tvaru. Na rozdiel od vyššie zmienených metód, ktoré síce

v určitých medziach môžu modifikovať veľkosť, respektíve tvar jednotlivých častí konštrukcie, avšak nemôže dôjsť k ich odstráneniu a všetky časti musia byť stále prítomné, topologická optimalizácia pracuje s vytváraním dutín, odstraňovaním materiálu, návrhom nového rozloženia hmoty a jej vzájomného prepojenia. [4]

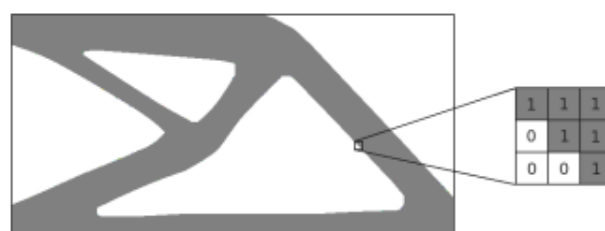
2.2 ZÁKLADNÝ PRINCÍP TOPOLOGICKEJ OPTIMALIZÁCIE

Väčšina metód topologickej optimalizácie je založených na metóde konečných prvkov (MKP). MKP je numerická variačná metóda, ktorá sa využíva na simulácie rôznych druhov inžinierskych a fyzikálnych problémov. Táto metóda spočíva v diskretizácii spojitého kontinua pomocou určitého počtu konečných prvkov (elementov). Vzniká tak konečno-prvková sieť, v ktorej sú jednotlivé prvky navzájom spojené uzlovými bodmi. Diskretizáciou sú pre všetky uzlové body určené rovnice, z ktorých sa následne zostavuje sústava rovníc. Riešením tejto sústavy získavame hodnoty posuvov jednotlivých uzlov vo všetkých smeroch, z ktorých sa následne odvodzujú ďalšie veličiny, ako napríklad deformácia a napätie. Pri topologickej optimalizácii prebieha iteračným procesom konečno-prvkový výpočet, ktorý daný výpočetný program zanalyzuje a na základe tejto analýzy upraví topológiu východzieho modelu. Takto vzniknutá geometria sa stáva vstupom pre ďalšiu iteráciu. Algoritmus sa opakuje dovtedy, pokiaľ nie je splnená podmienka konvergencie alebo nie je dosiahnutý maximálny počet iterácií zadaných užívateľom. Každou iteráciou sa topológia modelu približuje k optimálnemu stavu. Ukážka priebehu topologickej optimalizácie je zobrazená na obr. 20.



Obr. 20 Iteračný proces topologickej optimalizácie [54]

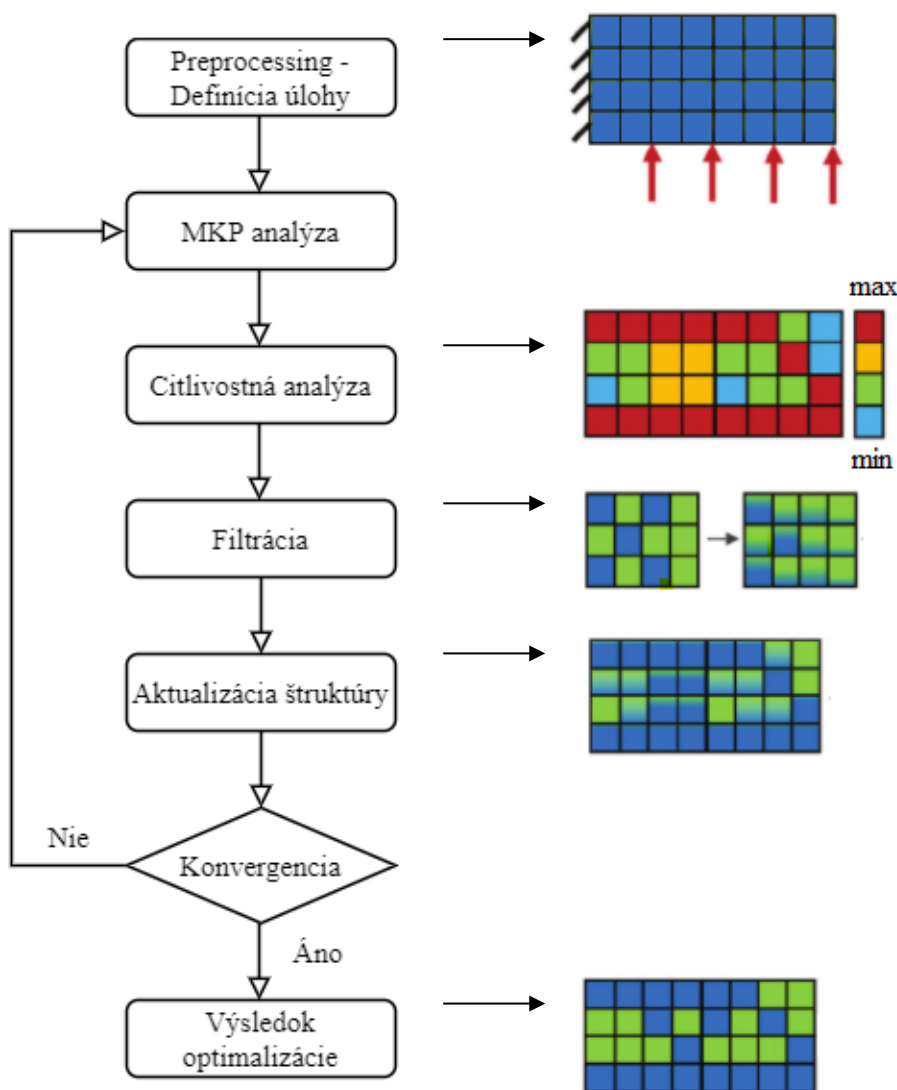
Samotná zmena topológie v jednotlivých iteráciách je zabezpečená rozdeľovaním elementov v návrhovej oblasti na reálne a virtuálne. Východzí model je vyplnený reálnymi elementami a na základe priebežných MKP výpočtov a následnom výpočte cieľovej funkcie je niektorým prvkom priradený materiál virtuálny. Iteratívne dochádza k zmene určitého parametra elementov v rozmedzí 0 až 1, kde 0 predstavuje neaktívny virtuálny element a 1 aktívny reálny element. Pri 2D kontinuu je týmto parametrov hrúbka, pri 3D kontinuu hustota. Priradením nulovej hrúbky alebo hustoty jednotlivým elementom dochádza k vytváraniu otvorov, dutín a rozkladaniu hmoty v návrhovej oblasti. Rozdelenie elementov je znázornené na obr. 21. [4]



Obr. 21 Znázornenie aktívnych a neaktívnych elementov [14]

2.3 ALGORITMUS TOPOLOGICKEJ OPTIMALIZÁCIE

Existuje množstvo rôznych metód a spôsobov riešenia topologickej optimalizácie. Algoritmy jednotlivých metód sa pri postupe hľadanie ideálnej topológie v určitých krokoch líšia. Vo všeobecnosti môže byť algoritmus topologickej optimalizácie uvedený následovne (obr. 22).

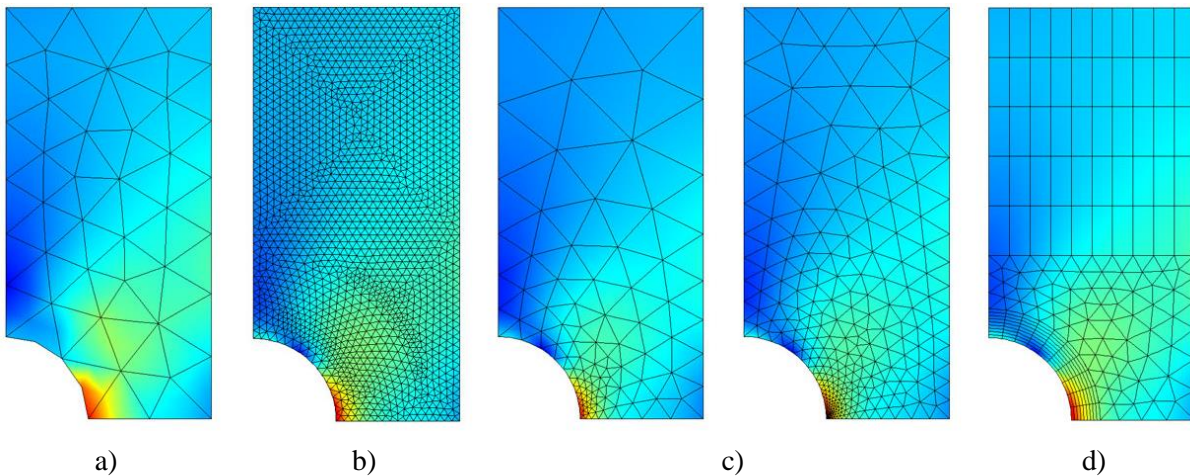


Obr. 22 Základný algoritmus topologickej optimalizácie [18]

2.3.1 PREPROCESSING – DEFINÍCIA ÚLOHY

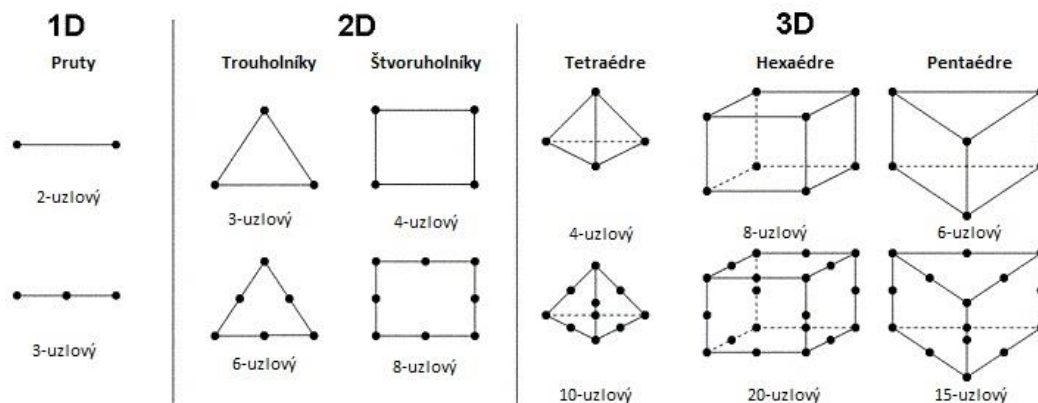
Riešený problém je na úvod potrebné plne zadefinovať pomocou materiálových parametrov použitého materiálu, okrajových podmienok (zaťaženie, väzby) a návrhového priestoru, v ktorom bude samotná optimalizácia prebiehať. Následne je potrebné zdiskretizovať geometriu do siete konečných prvkov. Diskretizáciu dokáže vykonať samotný program automaticky, no z dôvodu spresnenia výpočtov je vo väčšine prípadov vyžadované manuálne upravenie nastavenia tvorby siete konečných prvkov. Užívateľ môže nastaviť tvar prvkov, veľkosť prvkov a samotný spôsob sieťovania. Väčší počet prvkov výrazne zvyšuje výpočtový čas, avšak taktiež zvyšuje presnosť výpočtov. V dôsledku náročnosti výpočtov a časovej úspory nie je výhodné rovnomerné zmenšovanie elementov v celom objeme. Zjemňovanie siete sa teda

používa predovšetkým na kritické miesta a miesta so zložitou geometriou, zatiaľ čo v miestach, ktoré nie sú z hľadiska výsledkov najpodstatnejšie je použitá hrubšia sieť. S takto vytvorenou sieťou prvkov s variabilnou veľkosťou je možné dosiahnuť kompromis medzi výpočtovým časom a presnosťou výpočtov. Jednou z možností, ako znížiť výpočtový čas pri topologickej optimalizácii je použitie adaptívneho zjemnenia siete. Keďže pri každej iterácii dochádza k zmene štruktúry konštrukcie, je výhodné generovať sieť konečných prvkov prispôbujúcu sa aktuálnej štruktúre. Jednotlivé typy a spôsoby sieťovania sú zobrazené na obr. 23.



Obr. 23 Typy sieťovania v 2D: a) hrubá automaticky generovaná sieť, b) jemná automaticky generovaná sieť, c) vývoj adaptívnej siete, d) manuálne nastavená sieť [27]

Ďalším faktorom ovplyvňujúcim presnosť riešenia je typ použitých elementov. Na obr. 24 sú znázornené jednotlivé typy prvkov, kde horný riadok tvoria lineárne prvky a spodný riadok prvky kvadratické. Kvadratické prvky majú okrem rohových uzlov taktiež uzly umiestnené v stredoch strán, respektíve hrán, vďaka čomu zabezpečujú presnejší výsledok. Vo všeobecnosti sa dá povedať, že pri riešení 2D úloh sú ideálnou voľbou kvadratické štvoruholníkové prvky a pri 3D úlohách kvadratické hexaedrické prvky.



Obr. 24 Prehľad typov elementov MKP [60]

Preprocessing obsahuje taktiež nastavenie parametrov topologickej optimalizácie. Sem patrí predovšetkým cieľová funkcia, ktorá predstavuje samotný cieľ optimalizácie a stavové premenné, ktorými je možné nastaviť rôzne obmedzujúce parametre a vedľajšie podmienky. Okrem toho je možné upravovať rôzne koeficienty vstupujúce do riešiča optimalizácie.

2.3.2 MKP ANALÝZA

Patričná definovaná úloha vstupuje do MKP riešiča, pomocou ktorého sa vypočítajú posunutia jednotlivých uzlov siete. Na základe výpočtu dochádza k redistribúcii hmoty v návrhovom priestore. Na úvod každej ďalšej iterácie je potrebné vypočítať odozvu zmenenej štruktúry vzniknutej v predošlej iterácii. Ako už bolo spomínané v kapitole 2.2, MKP funguje na variačnom princípe. V najviac využívanom deformačnom prístupe MKP, v ktorom primárnymi neznámymi sú funkcie posuvov, tvorí základ Lagrangeov variačný princíp. Ten môžeme formulovať tak, že zo všetkých kinematických prístupných stavov pružného telesa nastáva taký stav, ktorý dáva potenciálnej energii systému minimálnu hodnotu. Táto metóda teda funguje na základe minimalizácie funkcionálu predstavujúceho potenciálnu energiu Π . Tú je možno vyjadriť pomocou nasledujúceho vzťahu (5): [10]

$$\Pi = W - P \quad (5)$$

kde W predstavuje energiu napätosti telesa a P potenciálnu energiu vonkajšieho zaťaženia.

Vo všeobecnosti je potenciálna energia Π závislá na spojitých funkciách posuvov u, v, w premenných x, y, z , z ktorých každá reprezentuje nekonečné množstvo hodnôt v nekonečnom množstve bodov riešenej oblasti. Na umožnenie numerického riešenia úlohy je potrebné tieto funkcie vyjadriť v závislosti na konečnom počte parametrov. Funkcie posuvov sa v MKP vyjadrujú aproximácie (7) ako súčet vopred daných, takzvaných bázových funkcií N vynásobených neznámymi koeficientami predstavujúcimi zložky posuvov v uzloch siete u_i, v_j, w_k . Tieto vzťahy je možné zapísať nasledovne (6): [10]

$$u_{apr} = \sum_{i=1}^l u_i N_i; \quad v_{apr} = \sum_{j=1}^m v_j N_j; \quad w_{apr} = \sum_{k=1}^n w_k N_k \quad (6)$$

$$u \approx u_{apr}; \quad v \approx v_{apr}; \quad w \approx w_{apr} \quad (7)$$

Dosadením tejto aproximácie do rovnice pre potenciálnu energiu dostaneme vyjadrenie funkcionálu Π závislého na konečnom počte parametrov miesto pôvodnej závislosti na funkciách. Celková energia napätosti predstavuje súčet energií napätosti jednotlivých prvkov. Tento vzťah je zapísaný pomocou rovnice (8): [10]

$$W = \sum_{i=1}^n W_i = \frac{1}{2} U^T K U \quad (8)$$

kde K predstavuje globálnu maticu tuhosti (matica o rozmeroch $N \times N$) a U globálnu stĺpcovú maticu neznámych parametrov (matica o rozmeroch $N \times 1$), v ktorej sú združené všetky deformačné parametre úlohy $U = [u_1, u_2, u_3 \dots]^T$. Obdobne môžeme vyjadriť pomocou rovnice (9) celkovú potenciálnu energiu vonkajšieho zaťaženia ako súčet energií zaťaženia jednotlivých prvkov. [10]

$$P = \sum_{i=1}^n P_i = U^T F \quad (9)$$

kde F predstavuje globálnu stĺpcovú maticu zaťaženia (matica o rozmeroch $N \times 1$).

Dosadením rovníc pre celkovú energiu napätosti W (8) a celkovú potenciálnu energiu vonkajšieho zaťaženia P (9) do rovnice pre celkovú potenciálnu energiu Π (5) získavame nasledujúci vzťah (10):

$$\Pi = \frac{1}{2} U^T K U - U^T F \quad (10)$$

Na základe Lagrangeovho variačného princípu má Π nadobúdať stacionárne hodnoty. Stacionárne hodnoty predstavujú body, v ktorých má derivácia funkcie nulovú hodnotu. Tento vzťah je uvedený v nasledujúcej rovnici (11): [10]

$$\frac{\partial \Pi}{\partial U} = K U - F = 0 \quad (11)$$

Prehodením globálnej matice zaťaženia F na pravú stranu rovnice (11) dostávame základnú rovnicu MKP predstavujúcu sústavu rovníc v maticovom tvare (12):

$$K U = F \quad (12)$$

Riešením tejto sústavy rovníc získavame neznáme posuvy všetkých uzlových bodov siete ako primárnu neznámu veličinu v deformačnom variante MKP. Na základe posuvov je následne možné jednoducho dopočítať pretvorenie a pomocou zobecneného Hookovho zákona napätie.

Na umožnenie numerického výpočtu je pri statických štruktúrnych úlohách potrebné nadefinovať minimálne také okrajové podmienky, aby bolo zamedzené pohybu telesa ako celku. Pri neúplnej definícii úlohy nedostatočným množstvom okrajových podmienok vzhľadom na typ a dimenziu úlohy nie je určená presná priestorová poloha telesa. To vedie k singularite globálnej matice tuhosti K (determinant matice je nulový), ktorá spôsobuje zrútenie numerického výpočtu riešenia sústavy rovníc. [10]

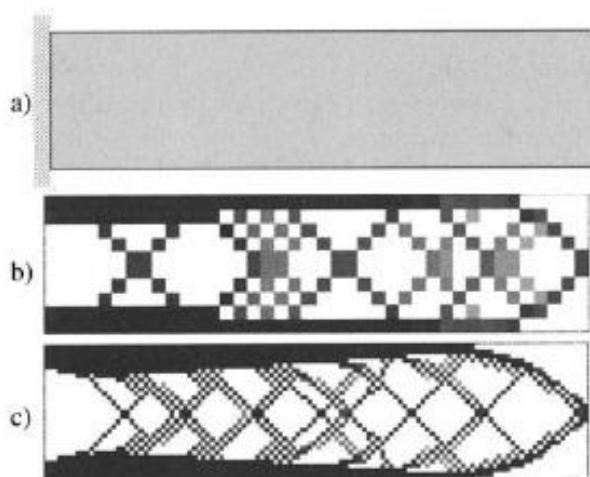
2.3.3 CITLIVOSTNÁ ANALÝZA

Analýza citlivosti je založená priamo na výsledkoch z predchádzajúcej MKP analýzy. Citlivostná analýza zisťuje, akou mierou sa jednotlivé prvky podieľajú na cieľovej funkcii a akú úlohu pri výpočtoch zohrávajú. Určuje teda, ktoré prvky sú z hľadiska minimalizácie cieľovej funkcie podstatné (majú obsahovať materiál), a ktoré pre zmenu podstatné nie sú (môžu byť zo štruktúry odstránené). Ukazuje smer, ktorým by sa mala optimalizácia ďalej uberať. Citlivostná analýza sa určuje výpočtom parciálnych derivácií cieľovej funkcie vzhľadom k návrhovej premennej. [11]

2.3.4 FILTRÁCIA

Určovanie citlivosti jednotlivých prvkov nezávisle pri neuvažovaní ich vzájomných interakcií môže viesť k vytváraniu nežiadúcich nesúvislých štruktúr pripomínajúcich šachovnicu. Tieto nespojité štruktúry sa vyznačujú striedaním plných elementov s prázdnyimi elementami bez materiálu. Checkerboard problém, ako sa zvykne označovať, vzniká kvôli chybnému vyhodnocovaniu celkovej tuhosti štruktúry, kedy riešič nadhodnocuje tuhosť šachovnicového

vzoru. Výsledkom takto nesprávne prevedenej optimalizácie je neoptimálna a nevyrobiteľná štruktúra. Ďalším problémom, s ktorým sa počas topologickej optimalizácie môžeme stretnúť je neprimerane veľká závislosť riešenia na sieti konečných prvkov. Tento problém sa prejavuje nejednoznačnosťou riešenia pri zmene parametrov siete. [1] Pri zjemňovaní siete dostávame výrazne odlišné výsledky s iným počtom dutín a iným rozložením materiálu, čo je nežiadúce. V ideálnom prípade by zjemnenie siete malo viesť iba k detailnejšiemu popísaniu hraníc, nie je k zmene celej topológie. Obidva spomínané problémy sú znázornené na obr. 25.



Obr. 25 Šachovnicový vzor štruktúry: a) návrhový priestor, b) s 400 prvkami, c) s 6400 prvkami [1]

Na zamedzenie vzniku vyššie uvedených problémov je súčasťou algoritmu filtrácia. Filtračný proces priemeruje a vyhladzuje inak nespojitú citlivosť jednotlivých elementov. Základným princípom filtrácie je modifikácia citlivosti konkrétneho prvku na základe váženého priemeru citlivosti elementov v jeho pevnej blízkosti. Všetky prvky, ktoré sa nachádzajú v sfére vplyvu skúmaného prvku teda ovplyvňujú jeho senzitivitu. Sféru vplyvu značí takzvaný polomer filtrácie, ktorý má v 2D úlohách tvar kruhu a v 3D úlohách tvar gule. Hodnotu polomeru môže užívateľ zadať v preprocessingu. V metódach optimalizácie využívajúcich spojité hodnoty hustoty môže byť filtrácia vykonávaná aj prostredníctvom priemerovania hustôt prvkov vo filtračnom polomere. [1]

2.3.5 AKTUALIZÁCIA ŠTRUKTÚRY

V tomto kroku už dochádza na základe predošlých výpočtov a vzhľadom k minimalizácii cieľovej funkcie k samotnej zmene návrhových premenných jednotlivých elementov. Vzniká tak nová, v porovnaní s predchádzajúcou iteráciou optimálnejšia štruktúra.

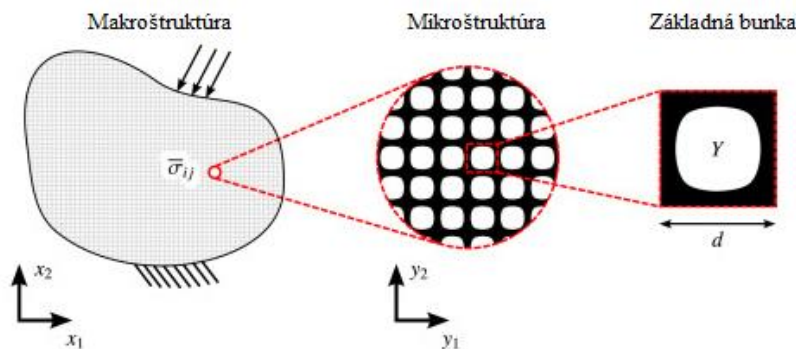
Vyššie uvedené kroky sa iteračne opakujú. Celý výpočet je ukončený splnením kritéria konvergenencie alebo dosiahnutím maximálneho počtu iterácií zadaných užívateľom. Výpočet sa považuje za zkonvergovaný, keď je zmena hodnoty cieľovej funkcie za poslednú iteráciu menšia ako hodnota kritéria konvergenencie určená v preprocessingu. Výsledok optimalizácie je vo väčšine metódach vyžadované v rámci post-processingu upraviť vyhladením kontúr hraníc štruktúry a odstránením určitých nedostatkov topológie. Následne je vhodné vzniknutú štruktúru opäť skontrolovať v záverečnej štruktúrálnej analýze a verifikovať tak výsledky optimalizácie.

2.4 VYBRANÉ METÓDY TOPOLOGICKEJ OPTIMALIZÁCIE

Od vzniku topologickej optimalizácie sa táto metóda neustále vyvíja. Postupom času a so zlepšujúcimi sa technickými možnosťami vznikali rôzne formy jej samotného prevedenia. Za vyše 30 rokov existencie topologickej optimalizácie tak vzniklo veľké množstvo rozličných metód. V tejto kapitole sú opísané jednotlivé kategórie a princípy najpoužívanejších z nich.

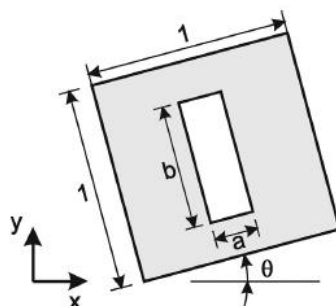
2.4.1 HOMOGENIZAČNÉ METÓDY

Jedná sa o najstaršie metódy topologickej optimalizácie. Pri homogenizačných metódach pozostáva výsledná topológia telesa z mikrodutín, ktoré vytvárajú poréznu štruktúru. Optimalizačným problémom je hľadanie ideálnych parametrov geometrie a rozmerov týchto mikrodutín, ktoré v homogenizačných metódach predstavujú návrhové premenné. V prípade, ak rozmer mikrodutiny dosahuje rozmeru celého prvku, dochádza k vytváraniu dutín v makroštruktúre. V takýchto prvkoch teda nie je umiestnený žiadny materiál. Naopak prvky, v ktorých mikrodutina dosiahne nulových rozmerov budú obsahovať plný materiál. Štruktúra telesa a kategorizácia materiálu pri homogenizačných metódach je zobrazená na obr. 26. [4]



Obr. 26 Štruktúra materiálu pri homogenizačných metódach [13]

Na základe použitej základnej bunky v mikroštruktúre môžeme rozdeliť homogenizačné metódy do dvoch skupín. Jedna z nich využíva optimálnu štruktúru základnej bunky, ktorú je potrebné vopred nájsť pre konkrétnu úlohu, čo predstavuje veľkú nevýhodu. Druhá využíva neoptimálne základne bunky. Tento typ základnej bunky najčastejšie pozostáva z obdĺžnikovej mikrodutiny a izotropného materiálu po krajoch bunky. Pri tejto štruktúre sú návrhovými premennými rozmery obdĺžnikovej mikrodutiny (šírka a , dĺžka b) a natočenie celej bunky voči globálnemu súradnicovému systému θ . [17] Takáto bunka je znázornená na obr. 27.



Obr. 27 Základná štvorcová bunka s obdĺžnikovou mikrodutinou [4]

2.4.2 METÓDY ZALOŽENÉ NA SPOJITEJ HODNOTE PSEUDOHUSTOTY - SIMP

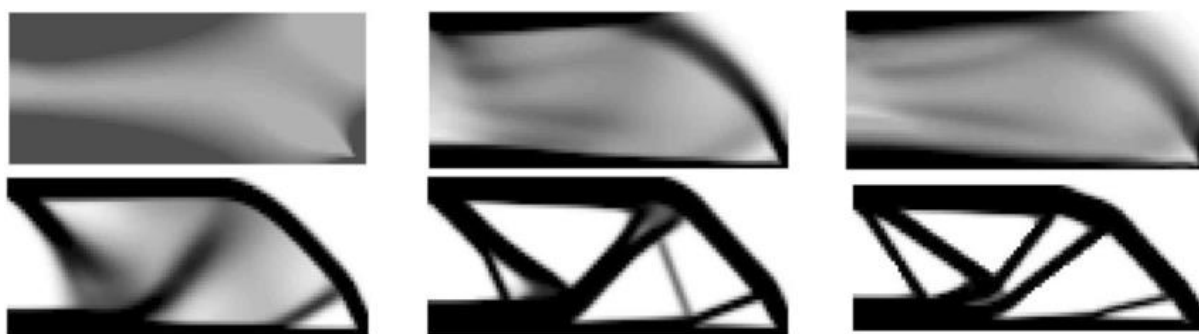
V metódach založených na spojitej hodnote pseudohustoty tvorí návrhovú premennú iba jeden parameter, ktorým je virtuálna hustota prvkov ρ_e . Hustota prvkov nadobúda počas optimalizácie hodnôt $0 < \rho_{min} < \rho_e < 1$, čiže dochádza k spojitému rozdeleniu materiálu v návrhovom priestore. Celkový objem štruktúry V pozostáva zo súčtu objemov jednotlivých prvkov V_e vynásobených ich priradenou virtuálnou hustotou. Tento vzťah možno zapísať nasledovne (13): [4]

$$V = \sum_{e=1}^n V_e \rho_e \quad (13)$$

Najznámejšou a najpoužívanejšou metódou v tejto kategórii a vôbec celej topologickej optimalizácie je metóda SIMP. Vznik metódy SIMP sa datuje do roku 1989, kedy ju vo svojom diele formuloval M. P. Bendsoe. Celý názov tejto metódy – Solid Isotropic Material with Penalization môžeme preložiť ako pevný izotropný materiál s penalizáciou. Na elimináciu prechodových virtuálnych hustôt, ktoré sú z hľadiska výslednej štruktúry nežiaduce, je zavedený takzvaný penalizačný faktor p . Penalizáciou je zabezpečená konvergencia prechodových prvkov na štruktúru pozostávajúcu primárne z aktívnych prvkov s plným materiálom ($\rho_e = 1$) alebo neaktívnych prvkov bez materiálu ($\rho_e \cong 0$). Spojitou zmenou virtuálnej hustoty prvkov počas iterácií dochádza k zmene modulu pružnosti jednotlivých prvkov E_e . Táto zmena je zapísaná v nasledujúcej rovnici (14): [4]

$$E_e = \rho_e^p E_e^0; \quad p \geq 1 \quad (14)$$

kde E_e^0 je základný modul pružnosti materiálu. Penalizačný faktor p predstavuje v tejto rovnici prostriedok na znevýhodnenie a následnú elimináciu prechodových virtuálnych hustôt. Ak je hodnota penalizačného faktora väčšia ako 1 ($p > 1$), prvky s prechodovou hustotou prispievajú k celkovej tuhosti štruktúry výrazne menej ako plne vyplnené prvky. So zvyšujúcim sa penalizačným faktorom sa toto znevýhodnenie prehĺbuje. Využitie prvkov s prechodnými hustotami sa teda stáva veľmi neefektívne a riešiť topologickej optimalizácie ich postupne v jednotlivých iteráciách odstraňuje a nahradzuje diskretnými hodnotami (0 a 1). Neaktívne elementy s nulovou tuhosťou nie sú reálne odstraňované, stále sú súčasťou výpočtov a môžu hrať opätovne úlohu v ďalších iteráciách, kedy im môže byť opäť pridelený nenulový parameter hustoty. Priebeh optimalizácie metódou SIMP je zobrazený na obr. 28. Na tomto obrázku vidno, akým spôsobom dochádza počas optimalizácie v jednotlivých iteráciách k postupnému roztriedovaniu prvkov na aktívne a neaktívne. [4],[6]



Obr. 28 Priebeh topologickej optimalizácie pomocou metódy SIMP [9]

2.4.3 METÓDY ZALOŽENÉ NA DISKRÉTNEJ HODNOTE PSEUDOHUSTOTY

Metódy založené na diskkrétnej hodnote pseudohustoty fungujú obdobným spôsobom ako metódy založené na spojitej hodnote pseudohustoty. Obe metódy pracujú iba s jednou návrhovou premennou, ktorou je virtuálna hustota prvkov ρ_e . Rozdielom sú však hodnoty tejto návrhovej premennej, ktoré počas optimalizácie môžu jednotlivé prvky nadobúdať. Zatiaľ čo v predchádzajúcom prípade dochádzalo počas iterácií k zmene hustoty v určitom rozmedzí, a až následnou penalizáciou sme sa dopracovali k primárne diskkrétnej štruktúre bez prechodových prvkov, táto metóda využíva iba diskkrétne hodnoty hustoty počas celého procesu optimalizácie. Hustota prvkov teda nadobúda iba dve hodnoty: $\rho_e = 0$ alebo $\rho_e = 1$. K hlavným predstaviteľom tejto skupiny patria evolučné metódy ESO a BESO.

EVOLUTIONARY STRUCTURAL OPTIMIZATION (ESO)

Táto metóda funguje na jednoduchom princípe pomalého iteračného odstraňovania neefektívneho materiálu z návrhovej oblasti. Prostredníctvom tejto eliminácie sa výsledná štruktúra vyvíja smerom k optimálnemu stavu. Najoptimálnejší stav štruktúry však vo väčšine prípadov metódou ESO nie sme schopný nájsť. Dôvodom a najväčším problémom metódy ESO je skutočnosť, že v tejto metóde je odstránenie materiálu definitívne a nenávratné. To znamená, že ak bola v niektorej iterácii prvku pridelená nulová virtuálna hustota, zostane neaktívnym bez materiálu až do konca optimalizácie. Predovšetkým v prvých iteráciách tak môže dôjsť k nenávratnému odstráneniu niektorých neskôr dôležitých prvkov. Samotné znižovanie objemu a odstraňovanie materiálu prebieha na základe nerovnice (15): [4]

$$\sigma_e \leq RR_s \sigma_{max} \quad (15)$$

kde σ_e predstavuje napätie v jednotlivých prvkoch, σ_{max} maximálne napätie v aktuálnej štruktúre a RR_s je eliminačný pomer s -tého kroku. Všetky prvky, ktoré vyhovujú uvedenej nerovnici sú zo štruktúry odstránené (nadobúdajú $\rho_e = 0$) a proces sa opakuje v ďalšej iterácii. Ak už žiadny prvok nespĺňa nerovnosť, dochádza k ďalšiemu kroku $s = s + 1$, v ktorom sa zvyšuje eliminačný pomer RR_{s+1} (16): [4]

$$RR_{s+1} = RR_s + ER \quad (16)$$

kde ER predstavuje evolučnú mieru (typickou hodnotou je $ER = 0,01$). Počiatočnou hodnotou eliminačného pomeru v úvodnom kroku býva zvyčajne $RR_s = 0,01$. Celý proces sa opakuje, pokiaľ nie je dosiahnutý stanovený maximálny eliminačný pomer alebo požadovaný objem. [4]

BIDIRECTIONAL EVOLUTIONARY STRUCTURAL OPTIMIZATION (BESO)

Názov tejto metódy môžeme preložiť ako obojsmerná evolučná štruktúrna optimalizácia. BESO predstavuje rozšírenie klasickej ESO metódy. Funguje na rovnakom princípe, avšak je doplnená o možnosť opätovného priradenia materiálu prvkom, čím sa eliminuje hlavný nedostatok ESO metódy. Materiál je pridávaný spravidla do okolia prvkov, ktoré sú najviac zaťažované. Priebeh optimalizácie pomocou metódy BESO je zobrazený na obr. 29. [4]

Odstraňovanie materiálu v jednotlivých prvkoch prebieha rovnako ako pri metóde ESO na základe nerovnice (15). Pribúda však nová podmienka v podobe nerovnice na opätovné pridávanie materiálu (17): [4]

$$\sigma_e \geq IR_s \sigma_{max} \quad (17)$$

kde IR_s predstavuje začleňujúci pomer s-tého kroku (počiatočnou hodnotou býva typicky $IR_s = 0,99$). Elementom okolo všetkých prvkov, ktoré vyhovujú uvedenej nerovnici je opätovne priradená hustota $\rho_e = 1$, ktorá zodpovedá reálnemu materiálu. Celý proces sa opakuje dovtedy, pokiaľ ani jeden prvok nespĺňa nerovnosti (15) a (17). Následne dochádza k ďalšiemu kroku, v ktorom sa zvyšuje eliminačný pomer RR_{s+1} (16) a znižuje pomer začleňujúci IR_{s+1} podľa nasledujúcej rovnice (18): [4]

$$IR_{s+1} = IR_s - EIR \quad (18)$$

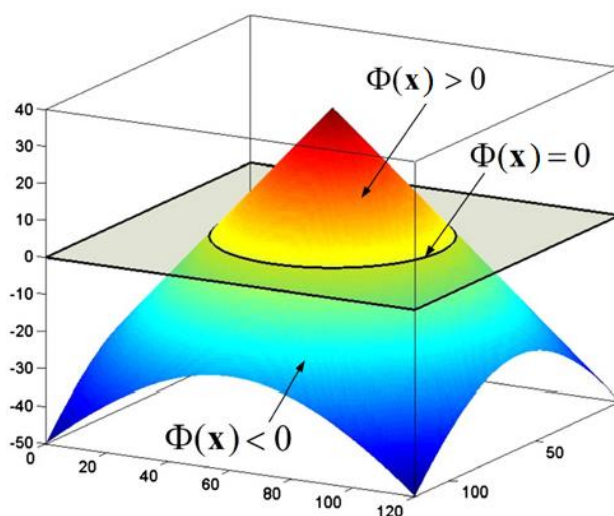
kde EIR predstavuje mieru evolučného začlenenia (typickou hodnotou je $EIR = 0,01$).



Obr. 29 Priebeh topologickej optimalizácie metódou BESO [7]

2.4.4 METÓDY LEVEL SET

Metódy Level Set predstavujú jednu z najnovších metód topologickej optimalizácie. Ich základný princíp tvorí pohyb hranice (povrchu) štruktúry počas optimalizácie. Svoje korene majú v tvarovej optimalizácii, avšak sú zásadne odlišné, pretože umožňujú vznik a zánik dutín v návrhovom priestore. Výsledkom optimalizácie Level Set metódami je hladký dizajn s kvalitnými kontúrami, čím sa výrazne uľahčuje následný postprocessing. [17]

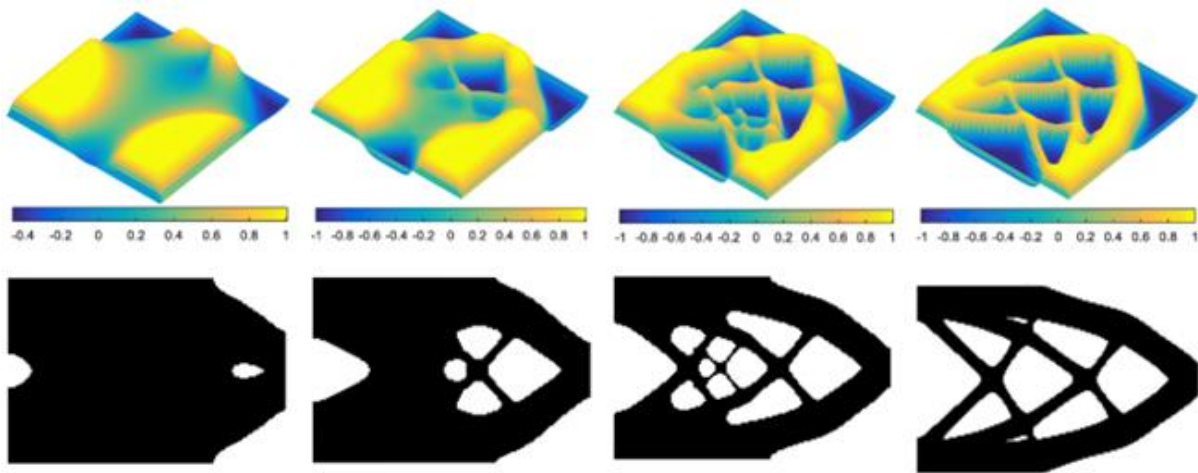


Obr. 30 Princíp rozdeľovania materiálu pomocou Level Set funkcie [6]

Na *obr. 30* je znázornený základný princíp rozdeľovania materiálu v Level Set metódach. Hranica štruktúry je daná prostredníctvom Level Set funkcie $\phi(x)$, pomocou ktorej sa určuje, kde budú oblasti s materiálom, oblasti bez materiálu a samotná hranica štruktúry. Hranica materiálu je definovaná kontúrami, ktorých hodnota Level Set funkcie je nulová $\phi(x) = 0$. Oblasti, v ktorých je hodnota Level Set funkcie menšia ako 0 ($\phi(x) < 0$) budú prázdne, zatiaľ čo oblasti s hodnotou funkcie vyššou ako 0 ($\phi(x) > 0$) budú vyplnené materiálom. Zmeny v topológii štruktúry sa vykonávajú prostredníctvom aktualizácie Level Set funkcie. Aktualizácia je zvyčajne zabezpečená riešením rozšírenej Hamilton-Jacobiho rovnice, uvedenej nižšie (19): [12]

$$\frac{\partial \phi(x)}{\partial t} + V|\nabla \phi| - D(\phi) - R(\phi) = 0 \quad (19)$$

kde t je fiktívny čas reprezentujúci prírastok kroku v optimalizačnom procese, V je takzvaná rýchlostná funkcia, D predstavuje difúzny člen a R reaktívny člen. Prvé dva členy tejto rovnice predstavujú pôvodnú Hamilton-Jacobiho rovnicu, ktorá slúži na aktualizáciu tvaru štruktúry, no neumožňuje vytváranie nových dier a dutín. Z toho dôvodu je do rovnice pridaný reaktívny člen $R(\phi)$ a difúzny člen $D(\phi)$, ktorými je zabezpečená možnosť nukleácie nových otvorov v štruktúre. [12] Priebeh optimalizácie a nukleácie nových dier v štruktúre metódou Level Set je zobrazený na *obr. 31*. V hornom riadku je zobrazená hodnota Level Set funkcie, ktorá zodpovedá štruktúram v daných iteráciách v spodnom riadku.



Obr. 31 Priebeh optimalizácie metódou Level Set s hodnotami Level Set funkcie [16]

3 APLIKÁCIA TOPOLOGICKEJ OPTIMALIZÁCIE NA VÝLOŽNÍK

Táto kapitola obsahuje príklad aplikácie topologickej optimalizácie na žeriavový výložník. Na spracovanie príkladu je zvolený multifyzikálny výpočetný program Ansys Workbench od spoločnosti Ansys, ktorý obsahuje okrem množstva iných funkcií aj funkciu topologickej optimalizácie. Využitá je študentská licencia najaktuálnejšej verzie programu Ansys Workbench 2022 R1.

3.1 ZADANÉ PARAMETRE RIEŠENÉHO VÝLOŽNÍKA A CIEĽ OPTIMALIZÁCIE

Po dohode s vedúcim práce je na aplikáciu topologickej optimalizácie zvolený výložník konzolového žeriava s požiadavkou splnenia nasledujúcich podmienok:

- Minimálna dĺžka výložníka - 5 m
- výška profilu výložníka - 0,4 m
- požadovaná nosnosť - 300 kg.

Taktiež sú stanovené ciele, ktoré sú predmetom optimalizácie, a ktorých má byť dosiahnutých:

- Optimalizácia hmotnosti pri maximálnom dovolenom priehybe 0,01násobku dĺžky výložníka
- optimalizácia priehybu.

Z uvedených cieľov vyplýva, že požiadavkou zadania tohto príkladu topologickej optimalizácie žeriavového výložníka je spracovanie dvoch na sebe nezávislých simulácií s rozličnými cieľovými funkciami. Pri optimalizácii hmotnosti je cieľovou funkciou minimalizácia hmotnosti. Pri optimalizácii priehybu je cieľovou funkciou minimalizácia priehybu, respektíve deformácie.

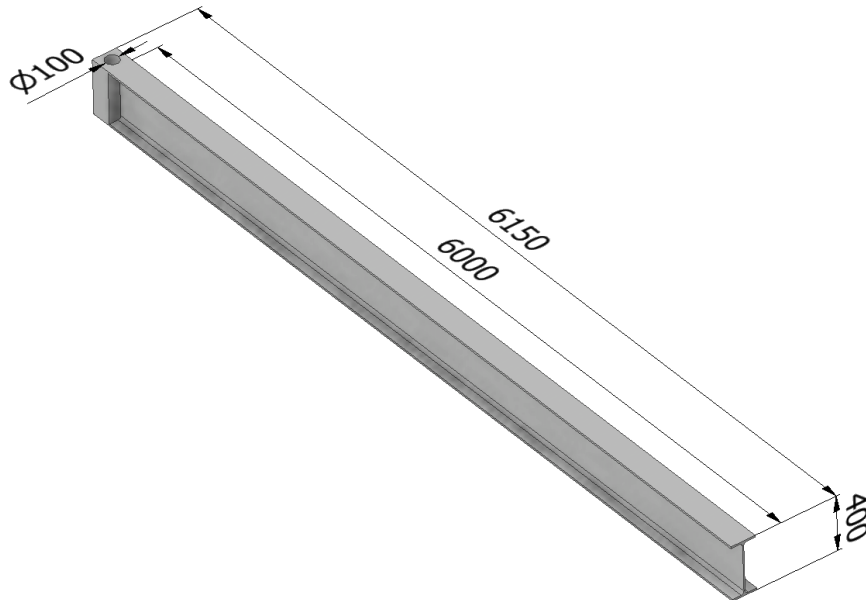
3.2 VÝCHODZÍ MODEL A MATERIÁL VÝLOŽNÍKA

Riešený výložník pozostáva zo zvoleného materiálu S235JR (ČSN 11 375). Jedná sa o bežnú nelegovanú konštrukčnú oceľ so zaručenou zvariteľnosťou. Materiál S235JR je zvolený na základe dostupnosti tyčí prierezu I a IPE pozostávajúcich práve z tohto materiálu. Základné mechanické vlastnosti zvolenej ocele sú uvedené v *tab. 1* nižšie.

Tab. 1 Základné mechanické vlastnosti ocele S235JR [19]

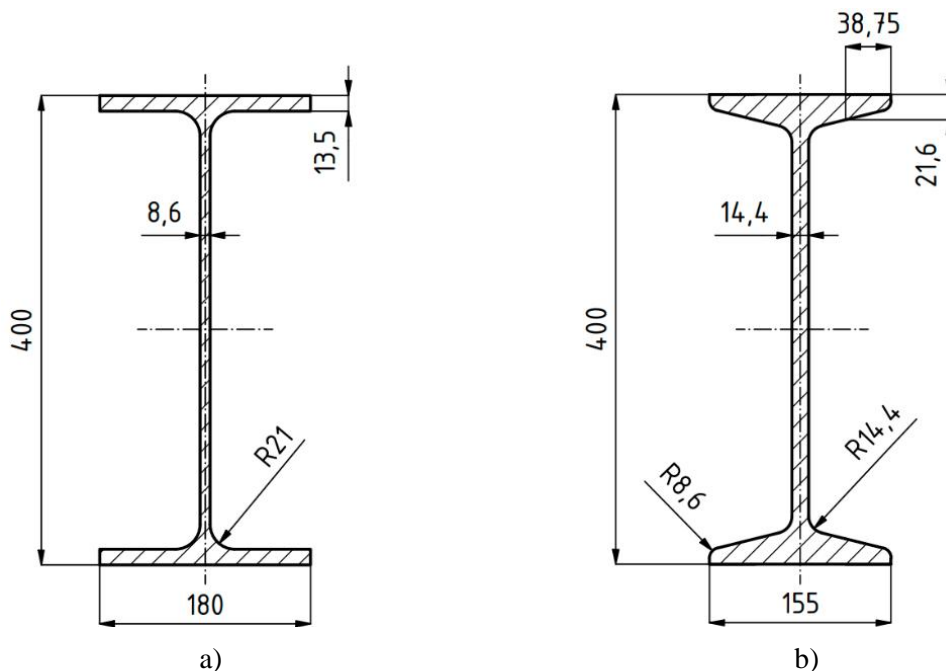
Hustota ρ	7850 kg/m ³
Youngov modul pružnosti E	210 GPa
Poissonov pomer ν	0,3
Minimálna medza klzu $R_{p0,2}$	235 MPa
Minimálna medza pevnosti R_m	360 MPa

Za východzí model je zvolený výložník o celkovej dĺžke 6,15 m. Samotný profil má dĺžku 6 m, 0,15 m je vyhradených na ukotvenie výložníka. Uloženie výložníka k stĺpu žeriava alebo na stenu v prípade nástenného typu je riešené pomocou pätiiek. Geometria základného modelu spolu s dôležitými kótami je zobrazená na obr. 32.



Obr. 32 Geometria základného modelu výložníka

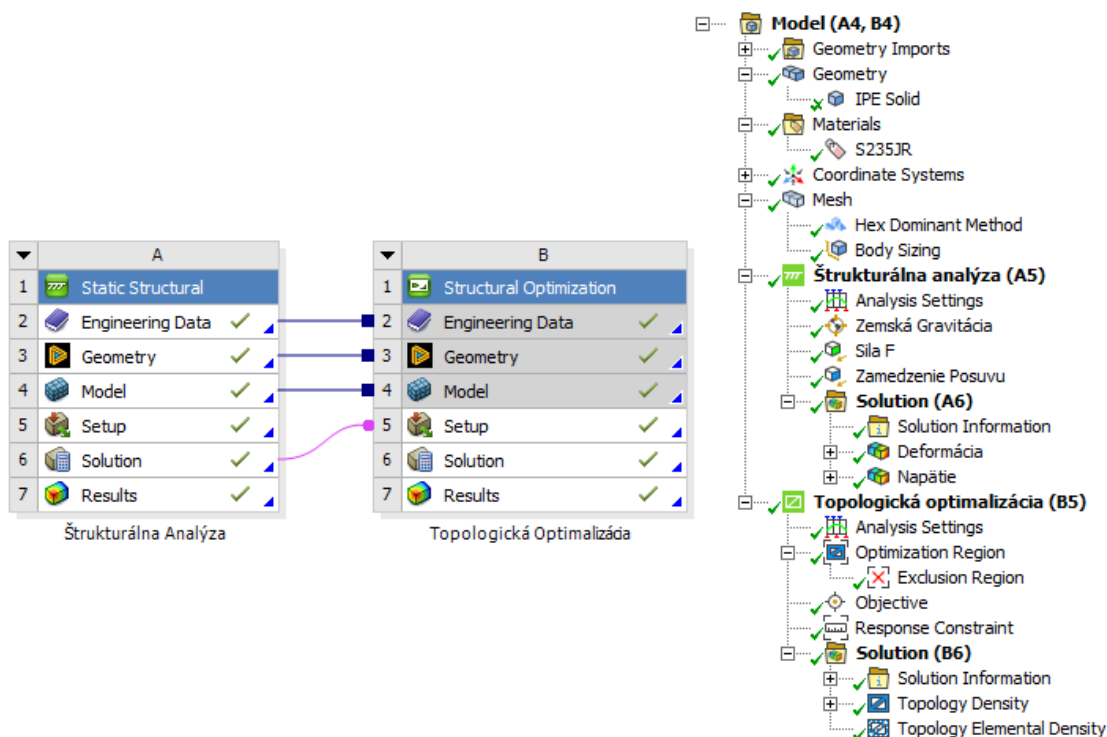
Topologická optimalizácia je riešená na dvoch základných modeloch výložníka, ktoré sa navzájom odlišujú iba profilom. Prvý model pozostáva z IPE profilu, druhý z I profilu. Rozmery profilov sú volené na základe normy ČSN EN 10365 tak, aby ich výška sedela na zadaných 0,4 m. [20] Rozmery riešených profilov IPE 400 a I 400 sú zobrazené na obr. 33.



Obr. 33 Geometria a rozmery: a) profilu IPE 400, b) profilu I 400

3.3 NASTAVENIE A PROCES TOPOLOGICKEJ OPTIMALIZÁCIE

Ako už bolo spomínané v predchádzajúcom texte, zadaná optimalizačná úloha je riešená prostredníctvom programu Ansys Workbench. Topologická optimalizácia v tomto programe nadväzuje na výsledky zo štruktúrálnej, modálnej alebo teplotnej analýzy, poprípade z ich kombinácie. Riešenie a výsledky uvedených analýz sú získané prostredníctvom metódy konečných prvkov. Na obr. 34 je zobrazené prepojenie modulu topologickej optimalizácie na riešenie štruktúrálnej analýzy. V pravej časti je taktiež znázornený postup vypracovania úlohy optimalizácie žeriavového výložníka.



Obr. 34 Workflow úlohy topologickej optimalizácie v programe Ansys Workbench

3.3.1 ŠTRUKTURÁLNA ANALÝZA

V prípade našej úlohy je potrebné začať so spracovaním štruktúrálnej analýzy základných modelov. Riešenie štruktúrálnej analýzy poskytuje vstupné parametre pre topologickú optimalizáciu, preto nie je možné tento krok nikdy preskočiť. V rámci výsledkov si nechávame vykresliť priebeh deformácie a napätia, aby sme mali po optimalizácii možnosť porovnať východzie modely s optimalizovanými a zhodnotiť tak výsledky optimalizácie.

ENGINEERING DATA

Prvým krokom v štruktúrálnej analýze je v rámci záložky Engineering Data pridanie materiálov použitých na konštrukciu do projektu a nadefinovanie ich vlastností. Ansys Workbench ponúka knižnicu najpoužívanejších materiálov spolu s ich predvyplnenými vlastnosťami, ktoré je možné v prípade potreby upravovať. Taktiež je možné vytvoriť nové materiály a zadefinovať ich vlastnosti potrebné k vyriešeniu MKP úlohy.

V našom prípade pozostávajú základné modely výložníka iba z jedného materiálu, a to ocele S235JR s vlastnosťami uvedenými v *tab. 1*. Keďže daná oceľ sa v knižnici materiálov nenachádza, boli upravené vlastnosti východzej ocele z knižnice na nami požadované hodnoty.

GEOMETRY

V záložke Geometry je možné vytvárať a upravovať geometriu telies a sústavy telies vstupujúcich do analýzy. Prostredie Ansys Workbench ponúka možnosť využitia dvoch 3D CAD modelovacích modulov - staršieho Design Modeleru a novšieho SpaceClaimu. Predovšetkým novší SpaceClaim je veľmi intuitívny a jednoduchý na použitie. Geometriu je možné taktiež vytvoriť v iných CAD programoch a následne ju cez záložku Geometry importovať do projektu v prostredí Ansys Workbench. Importované môžu byť súbory vo formáte STL, STEP, Parasolid a mnoho ďalších. Naimportovanú geometriu je možné ďalej upraviť a pripraviť na analýzu pomocou Design Modeleru alebo SpaceClaimu. Úprava naimportovanej geometrie sa využíva predovšetkým na zjednodušenie modelu, rozrezanie modelu na viac telies kvôli vytváraniu kvalitnejšej siete konečných prvkov a na vymedzenie entít slúžiacich v ďalšej fáze na aplikovanie okrajových podmienok analýzy.

V našom príklade je na vytvorenie geometrie a prípravu modelu k analýze použitý modul SpaceClaim. Na geometrii základných modelov výložníka sú vytvorené plochy široké 35 mm, ktoré predstavujú dráhu žeriavovej mačky. Tieto plochy budú v ďalších fázach analýzy a topologickej optimalizácie slúžiť na aplikáciu okrajových podmienok.

MODEL A SETUP

Prostredníctvom záložiek Model a Setup sa dostávame do prostredia Ansys Mechanical, v ktorom prebieha celý zvyšok úlohy. Prebieha tu nastavenie úlohy, samotný výpočet štruktúrálnej analýzy, vykreslenie výsledkov a taktiež aj neskoršia topologická optimalizácia. Prvým krokom nastavenia analýzy je priradenie materiálu vybraného, respektíve vytvoreného v záložke Engineering Data jednotlivým telesám vytvoreným v module Geometry. Keďže v našej úlohe je iba jedno teleso pozostávajúce z jedného materiálu, tento krok môžeme preskočiť, pretože v takomto prípade dochádza k priradeniu materiálu automaticky.

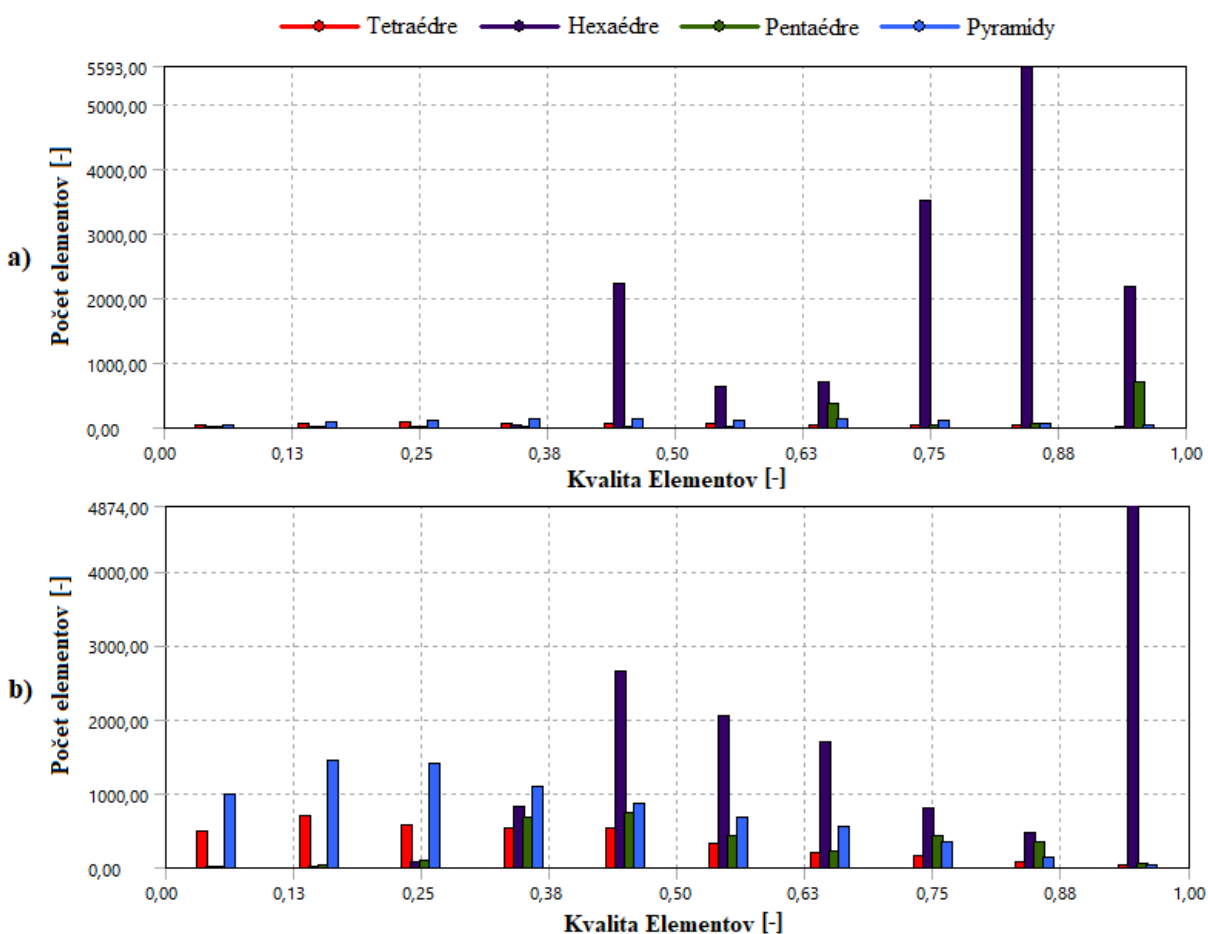
SIEŤ KONEČNÝCH PRVKOV

Ďalším krokom je diskretizácia geometrie do konečno-prvkovej siete. Tú umožňuje program previesť automaticky, no takto vytvorená sieť pozostáva z veľmi veľkých tetraedrických prvkov a nedosahuje tak požadovanú kvalitu. Výsledky z analýzy na takto vytvorenej sieti by neboli presné. Na skvalitnenie siete je použitá funkcia Body Sizing, prostredníctvom ktorej stanovujeme veľkosť elementov na celom telese a funkcia Hex Dominant Method, ktorá upravuje algoritmus vytvárania siete. Cieľom takto upraveného algoritmu je vytváranie primárne kvalitných hexaedrických elementov, doplnených v miestach kde to nie je možné o elementy iných tvarov. Veľkosť prvkov je volená tak, aby bola sieť dostatočne jemná, ale aby zároveň celkový počet uzlov vytvorenej siete nepresahoval maximálny počet poskytovaný v rámci študentskej verzie Ansys Workbench 2022, ktorý predstavuje hodnotu 128 000 uzlov. Zvolená veľkosť prvkov a parametre vytvorených sietí sú uvedené v *tab. 2*.

Tab. 2 Parametre vytvorených sietí konečných prvkov

	Veľkosť prvkov	Počet uzlov siete	Počet prvkov siete
	[mm]	[-]	[-]
Výložník s IPE profilom	18	109 794	17 119
Výložník s I profilom	21	112 225	27 154

Z tab. 2 z uvedených hodnôt počtu uzlov a prvkov vyplýva, že sieť modelu výložníka s IPE profilom obsahuje v porovnaní so sieťou modelu výložníka s I profilom väčšie množstvo kvalitných kvadratických prvkov s uzlami aj v stredoch hrán. Vidno to na základe výrazného rozdielu počtu prvkov pri relatívne zrovnateľnom počte uzlov siete. Dôvodom je predovšetkým zložitejšia geometria I profilu, s čím súvisí menšia schopnosť metódy sieťovania Hex Dominant vytvárať primárne hexaedrické prvky. Tým pádom sa na diskretizácii geometrie podieľajú prvky iných, menej kvalitných tvarov. Kvalitu vytvorenej siete konečných prvkov, typ a počet použitých prvkov je možné skontrolovať v rámci funkcie Mesh Control. Na obr. 35 sú zobrazené grafy kvality, typu a počtu elementov vytvorených sietí oboch modelov. Tieto grafy potvrdzujú, že zatiaľ čo sieť modelu výložníka s IPE profilom obsahuje zanedbateľné množstvo menej kvalitných prvkov, sieť modelu výložníka s I profilom obsahuje väčšie množstvo prvkov nižšej kvality. Konkrétne ide o tetraedrické, pentaedrické a pyramídové prvky.



Obr. 35 Graf s typom, počtom a kvalitou elementov u výložníka: a) s IPE profilom, b) s I profilom

OKRAJOVÉ PODMIENKY

Po vytvorení konečno-prvkovej siete je potrebné na teleso aplikovať okrajové podmienky. Tie by mali čo najlepšie odpovedať prevádzkovému stavu pri reálnom použití. Zvolené okrajové podmienky v našej úlohe sú zobrazené na *obr. 36*. Aby bol riešič schopný štruktúrálnej úlohu dopočítať, je nutné zamedziť pohyb telesa v prostredí ako celku. Na zamedzenie pohybu výložníka je na plochu diery na začiatku výložníka použitá funkcia Displacement, ktorá zabráňuje posuvu vo všetkých smeroch. Takto zvolená okrajová podmienka zodpovedá uloženiu výložníka k stĺpu alebo k stene v pätkách.

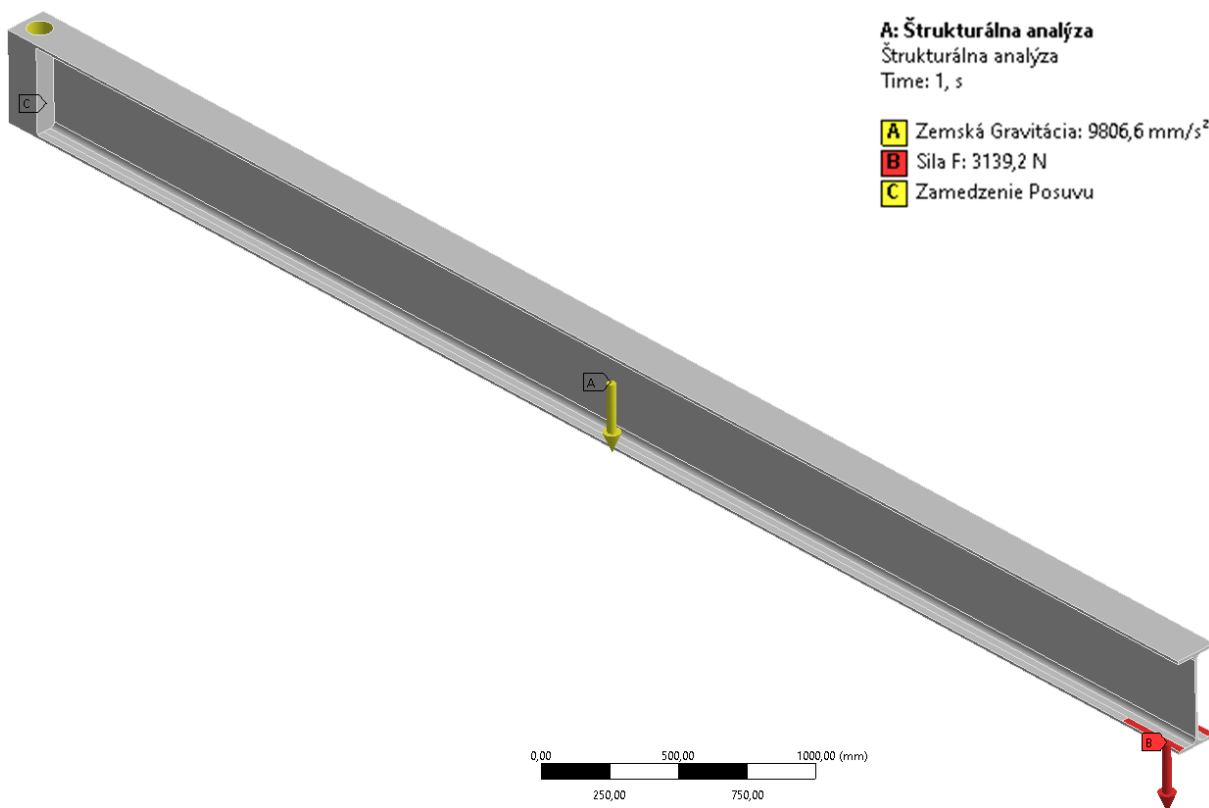
V našej úlohe je na výložník aplikované zaťaženie vlastnou váhou pôsobením Zemskej gravitácie. Ďalej je aplikovaná sila $F = 3139,2 \text{ N}$ na predpripravené plochy na konci výložníka. Tie predstavujú zaťaženie od žeriavovej mačky spolu s bremenom zodpovedajúcim zadanej hodnote nosnosti 300 kg. Hodnota sily F je vypočítaná pomocou rovnice (20):

$$F = (m_b + m_m)g \quad (20)$$

$$F = (300 + 20) \cdot 9,81$$

$$F = 3139,2 \text{ N}$$

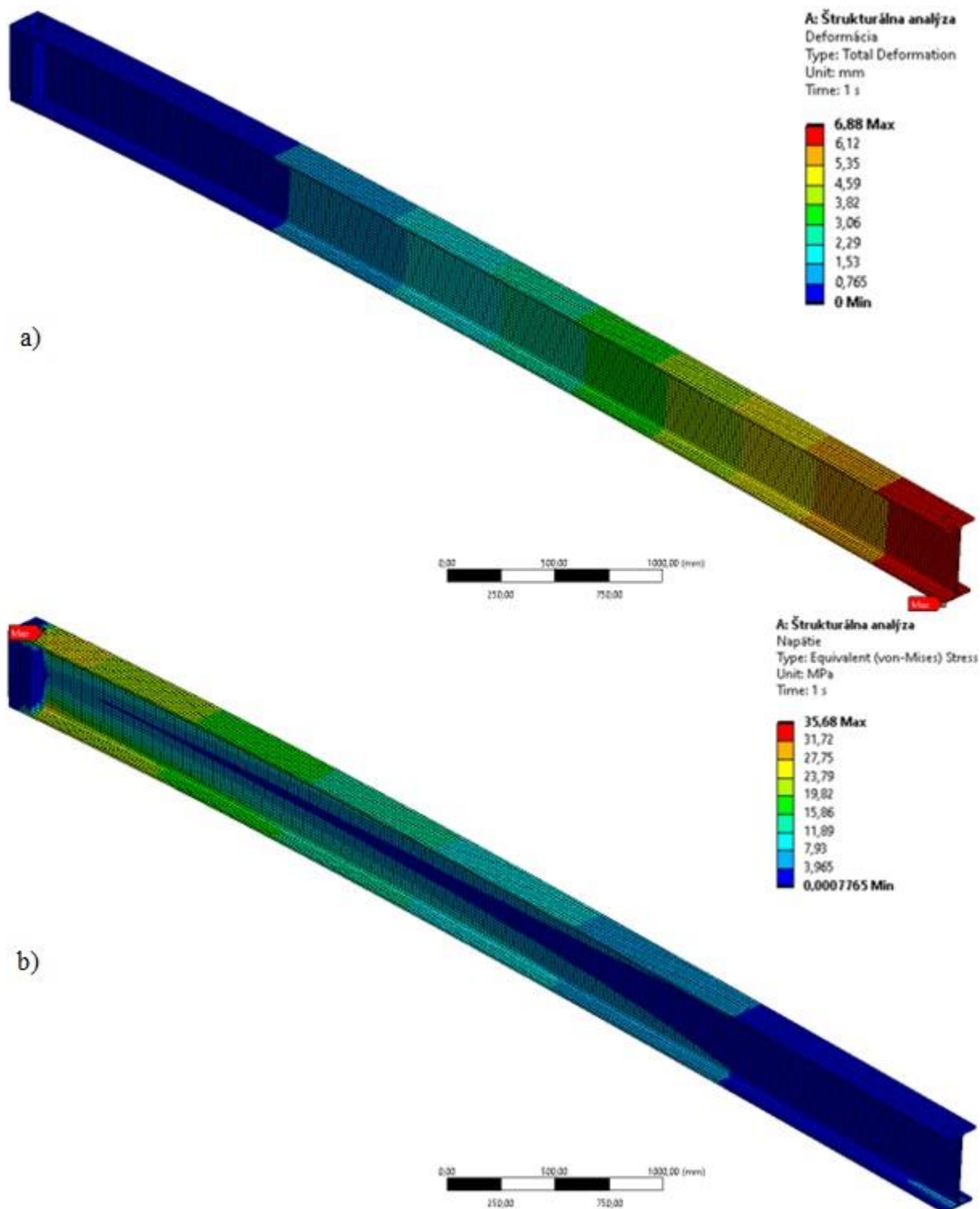
kde F predstavuje silu pôsobiacu na výložník, m_b maximálnu hmotnosť bremena, m_m rezervu na predpokladanú hmotnosť žeriavovej mačky a g gravitačné zrýchlenie.



Obr. 36 Aplikácia okrajových podmienok

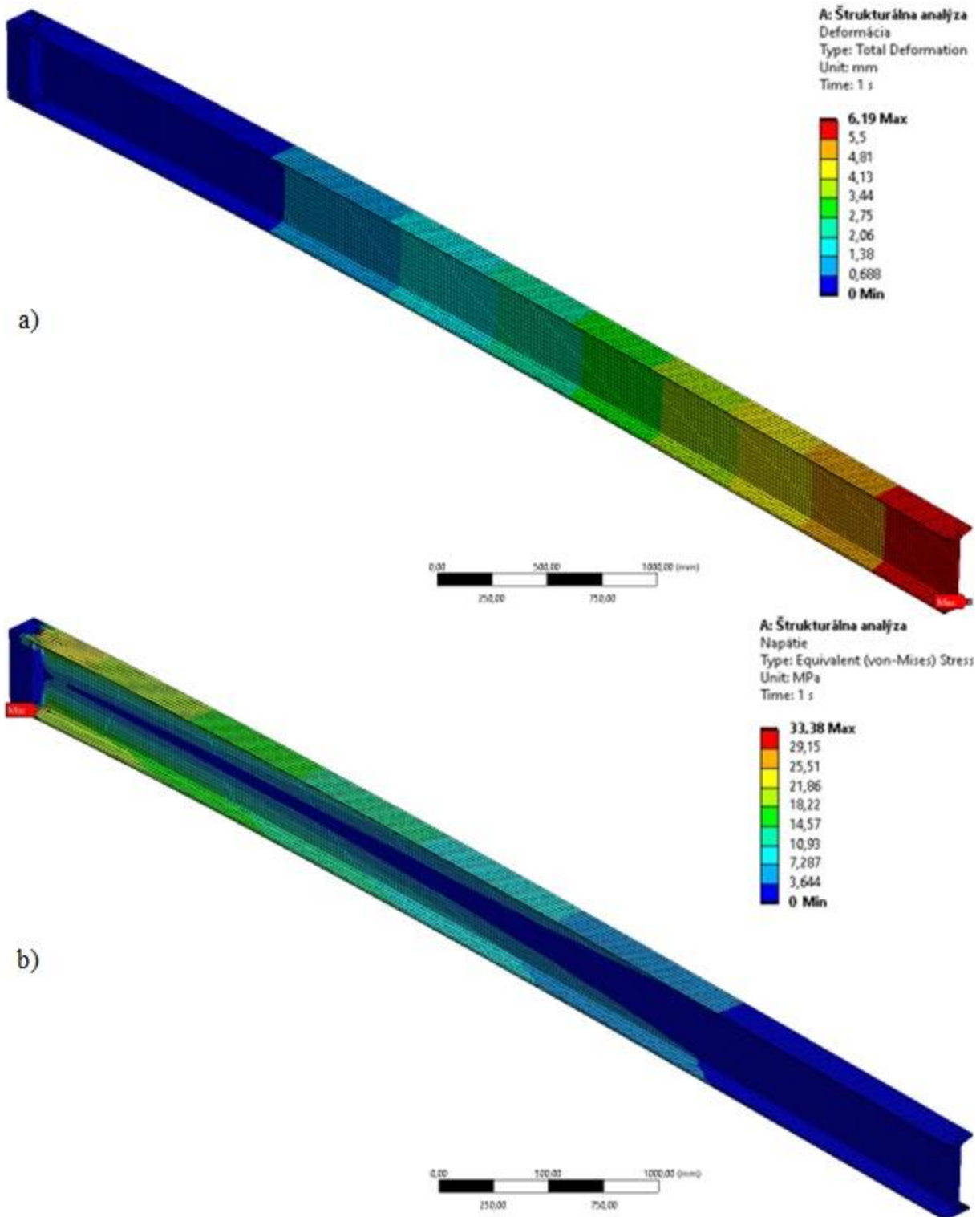
RIEŠENIE A ZHODNOTENIE VÝSLEDKOV ŠTRUKTURÁLNEJ ANALÝZY

Takto plne zadefinovaná úloha vstupuje do MKP riešiča, ktorý úlohu vypočíta a následne nám zobrazí požadované výsledky. V našej úlohe nás zaujímajú predovšetkým veličiny maximálnej deformácie a maximálneho celkového napätia, preto si tieto veličiny nechávame vykresliť.



Obr. 37 Priebeh vykreslených veličín s vyznačením maximálnych hodnôt na základnom modeli výložníka s IPE profilom: a) deformácia [mm], b) ekvivalentné napätie podľa von-Mises [MPa]

Zo zobrazených výsledkov na *obr. 37* vyplýva, že maximálna deformácia je podľa očakávania v miestach na konci výložníka nachádzajúcich sa najďalej od jeho ukotvenia. Maximálne napätie je pre zmenu práve v miestach ukotvenia na hornej strane výložníka. Takmer identických hodnôt dosahuje napätie v mieste ukotvenia aj na spodnej strane výložníka.



Obr. 38 Priebeh vykreslených veličín s vyznačením maximálnych hodnôt na základnom modeli výložníka s I profilom: a) deformácia [mm], b) ekvivalentné napätie podľa von-Mises [MPa]

Z výsledkov štrukturálnych analýz zobrazených na *obr. 37* a *obr. 38* vidno, že priebeh deformácie a napätia sú na dvoch základných modeloch veľmi podobné. Hodnoty maximálnych deformácií a napätí základných modelov výložníka spolu s ich hmotnosťou sú zhrnuté v *tab. 3*.

Tab. 3 Prehľad maximálnej deformácie, napätia a hmotnosti základných modelov

	Max. deformácia	Max. napätie	Hmotnosť
	[mm]	[MPa]	[kg]
Výložník s IPE profilom	6,88	35,7	458,0
Výložník s I profilom	6,19	33,4	611,1

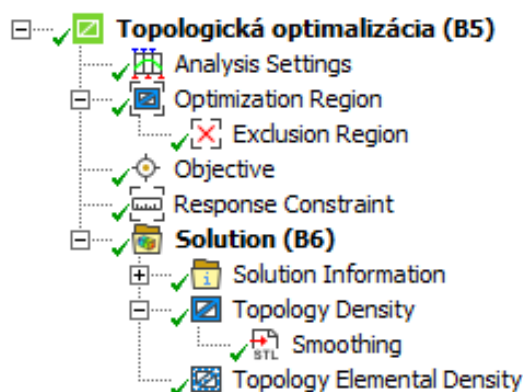
Z *tab. 3* vyplýva, že výložník s I profilom dosahuje nepatrne lepších vlastností v porovnaní s výložníkom s IPE profilom. Vďaka za to predovšetkým väčšej ploche prierezu profilu. IPE profil však na druhej strane predstavuje ľahšiu a ekonomickejšiu variantu. V *tab. 4* nižšie je uvedené porovnanie základných parametrov týchto profilov.

Tab. 4 Parametre profilov IPE 400 a I 400

	Plocha prierezu	Teoretická hmotnosť na 1 m
	[mm ²]	[kg/m]
Profil IPE 400	8 450	66,3
Profil I 400	11 800	92,4

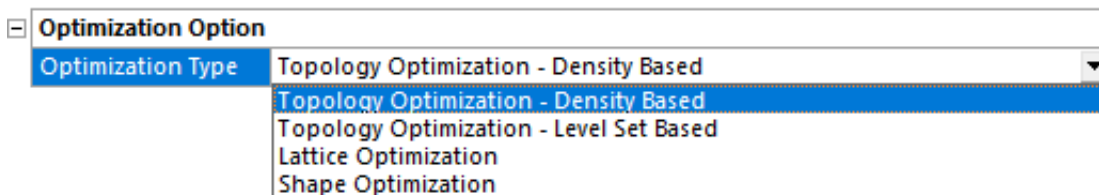
3.3.2 TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZÁCIA

Po vyriešení štrukturálnej analýzy je umožnené v rozhraní Ansys Workbench na získané riešenie napojiť modul štrukturálnej optimalizácie. Napojením tohto modulu prebehne nazdieľanie dát (geometria, materiál, sieť konečných prvkov, okrajové podmienky, výsledky) zo štrukturálnej analýzy do novej analýzy topologickej optimalizácie. Kompletné nastavenie a výpočet optimalizácie prebieha v prostredí Ansys Mechanical, v ktorom bola riešená aj štrukturálna analýza. Postup pri tvorbe optimalizačnej úlohy je znázornený na *obr. 39*.



Obr. 39 Workflow optimalizačnej úlohy

Ansys ponúka na výber viacero metód optimalizácie. Okrem najtradičnejšej metódy SIMP (v programe označenej ako Density Based), založenej na spojitej hodnote pseudohustoty, ponúka možnosť využitia modernejšej metódy Level Set. Taktiež je možnosť optimalizovať telesá pomocou homogenizačnej metódy Lattice, pri ktorej dochádza k vytváraniu mikro dutín v elementoch a mriežkovej štruktúry telesa. Poslednou ponúkanou možnosťou, ktorá však nepatrí medzi typ topologickej optimalizácie, je tvarová optimalizácia (Shape Optimization). Všetky dostupné metódy a ich možnosť voľby sú znázornené na obr. 40. Na príklad topologickej optimalizácie žeriavového výložníka je zvolená metóda SIMP (Density Based). Táto metóda je v programe nastavená ako východzia, a preto nie je potrebné nič meniť. V prípade, ak by sme sa rozhodli pre riešenie inou metódou, zmenu je možné vykonať v záložke Optimization Region.



Obr. 40 Možnosť voľby metódy optimalizácie v programe Ansys

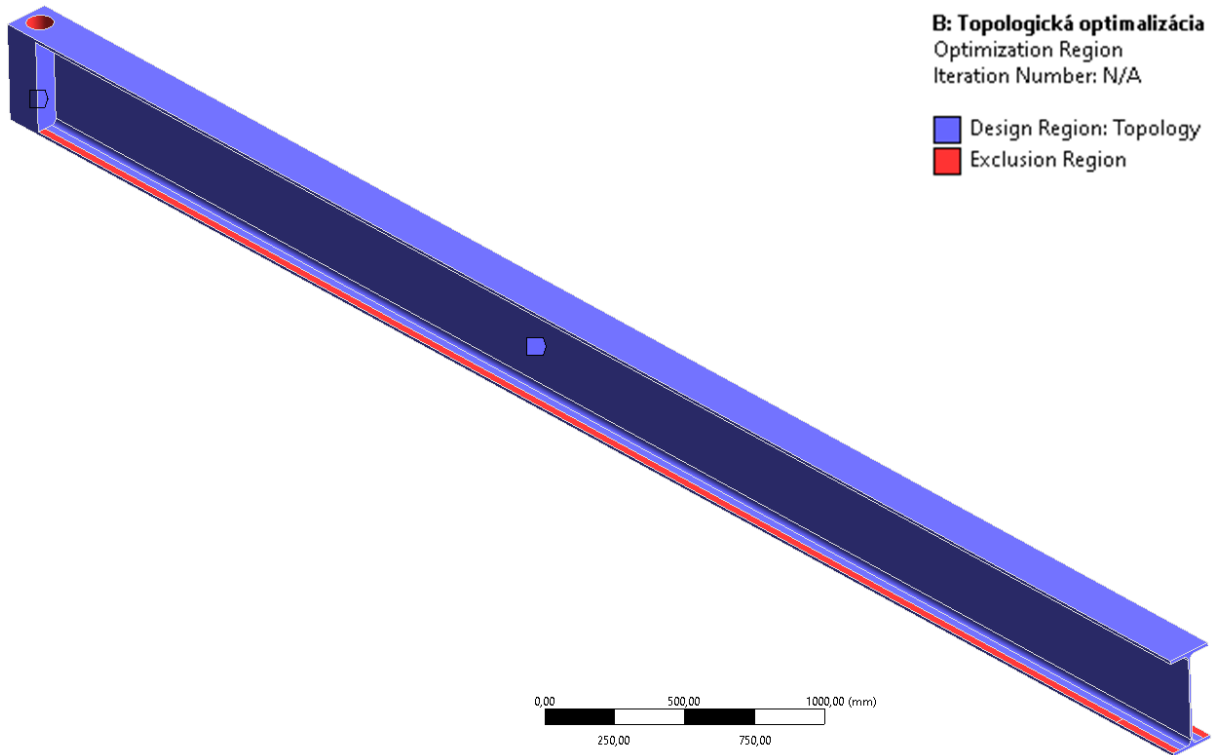
ANALYSIS SETTINGS

Záložka Analysis Settings ponúka možnosť zmeny prednastavených parametrov pri samotnom procese optimalizácie. Je tu možné nastaviť maximálny počet iterácií, presnosť konvergenencie, typ filtrácie, minimálnu pseudohustotu elementov, ukladanie výsledkov a export vlastností dizajnu v jednotlivých iteráciách. Pri použití metódy SIMP je v rámci tejto záložky možné meniť taktiež penalizačný faktor p figurujúci v rovnici (14). Zmena penalizačného faktora ovplyvňuje konvergenciu výpočtu a taktiež aj výslednú topológiu.

V našej úlohe je maximálny počet iterácií pre nastavený z východzích 500 na 200 iterácií, presnosť konvergenencie je ponechaná na hodnotu 0,01 %, minimálna pseudohustota je taktiež ponechaná na východzej hodnote 0,001. Penalizačný faktor je po skúške viacerých hodnôt a vyhodnotení výsledkov stanovený pre výložník s profilom IPE na hodnotu 5,5 a pre výložník s profilom I na hodnotu 5.

OPTIMIZATION REGION

Ďalším krokom v nastavení topologickej optimalizácie je určenie návrhového priestoru, s ktorým bude riešiť optimalizácie pracovať, a v ktorom bude úprava materiálu prebiehať. Tento priestor nastavujeme práve v záložke Optimization Region. Taktiež tu je možno zmeniť metódu optimalizácie ako už bolo spomínané vyššie. Pri optimalizácii výložníka je za návrhovú oblasť určená celá geometria základných modelov okrem plôch, na ktoré sú aplikované okrajové podmienky a plôch predstavujúcich pojazdovú dráhu mačky. Vylúčenie okrajových podmienok z riešenej oblasti optimalizácie je program schopný vykonať automaticky. Pojazdová dráha je z návrhovej oblasti vylúčená pomocou funkcie Exclusion Region a následného výberu dvoch predpripravených plôch. Návrhový priestor úlohy optimalizácie výložníka je zobrazený na obr. 41, kde červené plochy predstavujú vylúčené oblasti.



Obr. 41 Návrhový priestor optimalizačnej úlohy

OBJECTIVE

V záložke Objective sa určuje cieľová funkcia úlohy, čiže parameter, ktorý chceme počas riešenia optimalizovať. V rámci jednej optimalizačnej úlohy je možné pridať aj viac cieľov optimalizácie. V našom prípade využívame na dosiahnutie stanovených cieľov iba jednu cieľovú funkciu. Pri optimalizácii hmotnosti je za cieľovú funkciu zvolená minimalizácia hmotnosti (Minimize Mass). Optimalizácia prichybu je riešená pomocou cieľovej funkcie minimalizácie poddajnosti (Minimize Compliance). Poddajnosť je opakom tuhosti, čiže môžeme povedať, že ide o maximalizáciu tuhosti výložníka. Zvolené cieľové funkcie sú zobrazené na obr. 42.

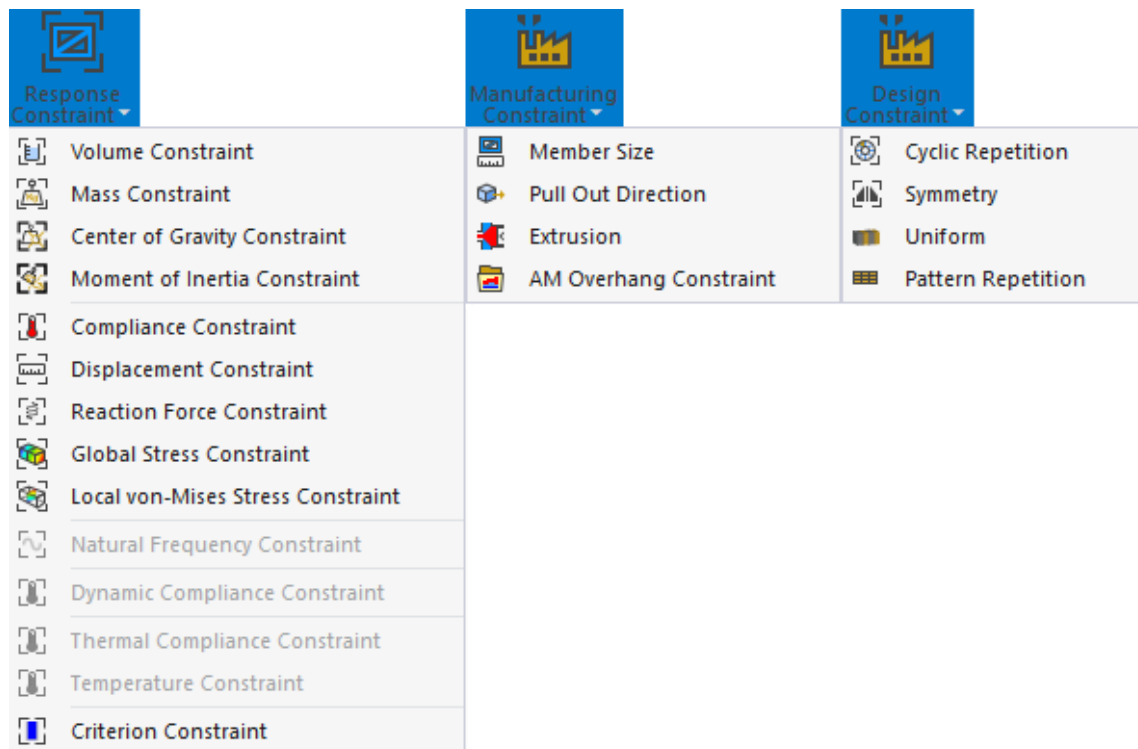
Enabled	Response Type	Goal	Criterion	Formulation	Environment Name	Weight	Multiple Sets	Start Step	End Step	Step	Start Mode	End Mode	Mode
<input checked="" type="checkbox"/>	Mass	Minimize	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Enabled	Response Type	Goal	Criterion	Formulation	Environment Name	Weight	Multiple Sets	Start Step	End Step	Step	Start Mode	End Mode	Mode
<input checked="" type="checkbox"/>	Compliance	Minimize	N/A	Program Controlled	Štruktúrána analýza	N/A	Disabled	N/A	N/A	1	N/A	N/A	N/A

Obr. 42 Použité cieľové funkcie optimalizácie

RESPONSE CONSTRAINT

V rámci záložky Response Constraint sa určujú obmedzujúce podmienky úlohy, inak nazývané aj vedľajšie podmienky odozvy. Aby mohol výpočet prebehnúť, každá optimalizačná úloha musí obsahovať minimálne jednu vedľajšiu podmienku. Okrem základných obmedzujúcich podmienok obsiahnutých v rámci Response Constraint je možné pridať aj ďalšie výrobné, respektíve dizajnové obmedzenia. Prehľad všetkých dostupných obmedzujúcich podmienok v programe Ansys je zobrazený na obrázku obr. 43. Obmedzujúce podmienky týkajúce

sa parametrov modálnej a teplotnej optimalizácie nie sú v našom príklade sprístupnené, pretože optimalizácia výložníka nadväzuje iba na štruktúrnu analýzu.



Obr. 43 Prehľad dostupných podmienok v programe Ansys

V našej úlohe je pri optimalizácii hmotnosti použitá obmedzujúca podmienka Displacement Constraint nastavená na hodnotu 60 mm. Takto zadaná podmienka predstavuje požiadavku zadania, aby maximálny priehyb optimalizovaného výložníka nepresiahol hodnotu 0,01násobku jeho dĺžky, čo zodpovedá hodnote 61,5 mm.

Pri optimalizácii priehybu je využitá možnosť vedľajšej podmienky Mass Constraint nastavenej na 2 rozsahy, a to 20 % - 60 % a 20 % - 90 %. Vedľajšia podmienka Mass Constraint predstavuje percento ponechanej hmotnosti výslednej konštrukcie vzhľadom k hmotnosti základného modelu výložníka. Touto vedľajšou podmienkou teda určujeme, akej približnej hmotnosti by mala výsledná konštrukcia dosahovať.

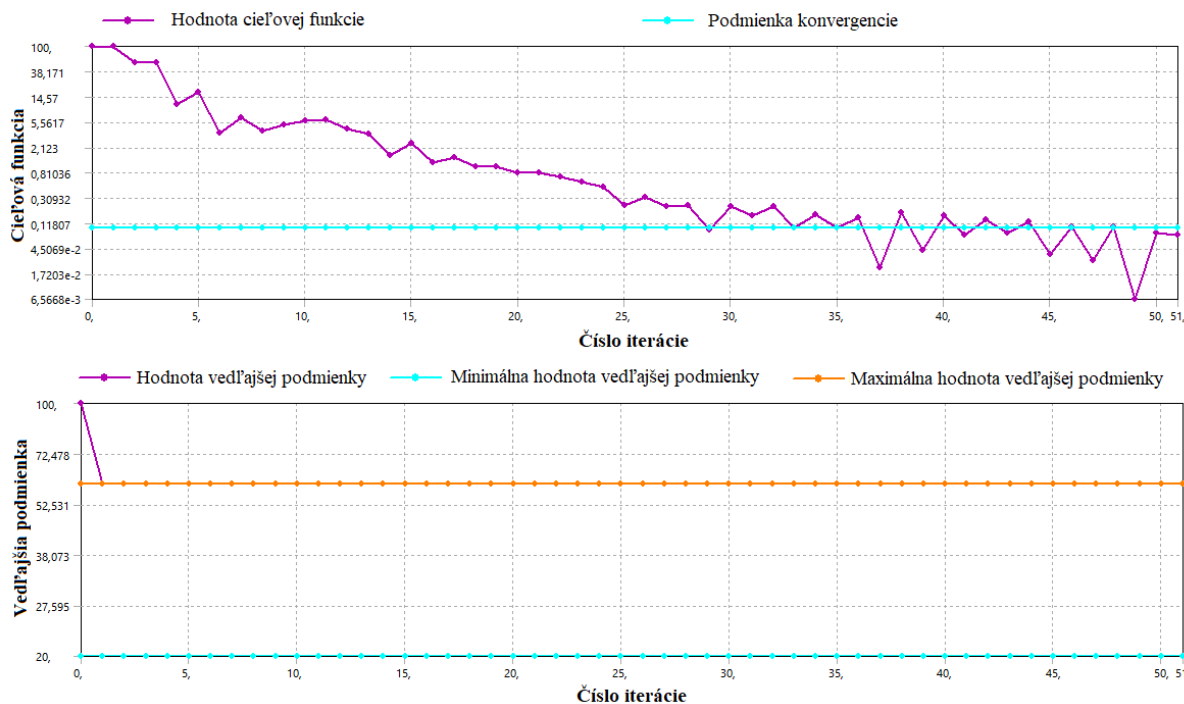
3.4 VÝSLEDKY TOPOLOGICKEJ OPTIMALIZÁCIE

Po vykonaní štruktúrnej analýzy a splnení všetkých požiadaviek nastavenia topologickej optimalizácie je možné spustiť samotný výpočet optimálnej konštrukcie výložníkov pre určený záťažový stav. Čas procesu optimalizácie je rádovo vyšší v porovnaní s výpočtom štruktúrnej analýzy, keďže výpočet prebieha iteratívne. Výpočtový čas závisí od množstva rôznych faktorov, ku ktorým patria napríklad množstvo prvkov, zložitost' geometrie, množstvo okrajových podmienok a cieľov optimalizácie, nastavenie parametrov optimalizácie, ale aj samotný výkon počítača, na ktorom je úloha riešená. Čas, za ktorý sa užívateľ dopracuje k výsledkom býva zvyčajne v rádoch minút až hodín, no pri veľmi komplexných úlohách sa môže pohybovať až v rámci dňoch. V tab. 5 je prehľad počtu iterácií a času výpočtov našej optimalizačnej úlohy.

Tab. 5 Počet iterácií a čas výpočtu optimalizácie výložníka

		Cieľ optimalizácie		
		Optimalizácia hmotnosti	Optimalizácia priehybu (20 - 60 %)	Optimalizácia priehybu (20 - 90 %)
Výložník s IPE profilom	Počet iterácií	71	35	30
	Čas výpočtu	21 m 55 s	5 m 41 s	8 m 10 s
Výložník s I profilom	Počet iterácií	70	51	37
	Čas výpočtu	1 h 10 m	22 m 29 s	29 m 42 s

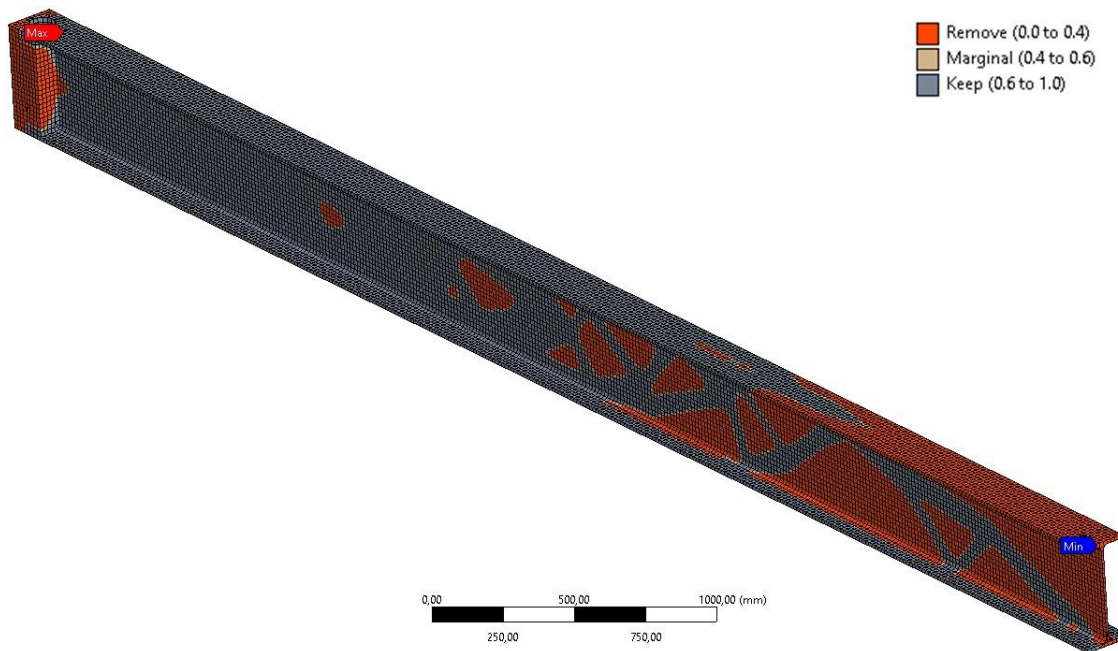
Priebeh optimalizácie a priebežné výsledky je možné sledovať už počas výpočtu. V záložke Solution Information sa po každej dokončenej iterácii aktualizuje a graficky zobrazuje topológia riešeného telesa. Okrem ponuky grafického zobrazenia je možné sledovať priebeh optimalizácie taktiež prostredníctvom grafov konvergencie cieľovej funkcie a vedľajších podmienok. Tieto grafy zobrazujú priebeh optimalizácie pomocou hodnôt cieľovej funkcie a vedľajších podmienok v jednotlivých iteráciách, čím umožňujú používateľovi sledovať akým smerom sa optimalizácia uberá a ako rýchlo výpočet konverguje. V prípade spokojnosti užívateľa s priebežnými výsledkami ešte pred splnením podmienky konvergencie je možné celý výpočet zastaviť. V takomto prípade vyhlási program za výsledok optimalizácie topológiu vzniknutú v poslednej dokončenej iterácii.



Obr. 44 Graf konvergencie optimalizácie priehybu

Na *obr. 44* sú vykreslené grafy priebehu optimalizácie priehybu výložníka s I profilom s vedľajšou podmienkou zachovanie hmoty v rozmedzí 20 % až 60 % pôvodnej hmotnosti. Na grafoch si možno všimnúť, že zatiaľ čo vedľajšia podmienka je splnená takmer okamžite, cieľová funkcia konverguje pomalšie a postupne sa približuje k podmienke konvergenencie. Podobný priebeh bol zaznamenaný pri všetkých vykonaných optimalizáciách. Všetky výpočty optimalizácie výložníkov splnili úspešne podmienku konvergenencie pred dosiahnutím zadaného maximálneho počtu iterácií. V prípade, ak by výpočet vôbec nekonvergoval, bolo by vhodné prehodnotiť a pozmeniť nastavenia topologickej optimalizácie.

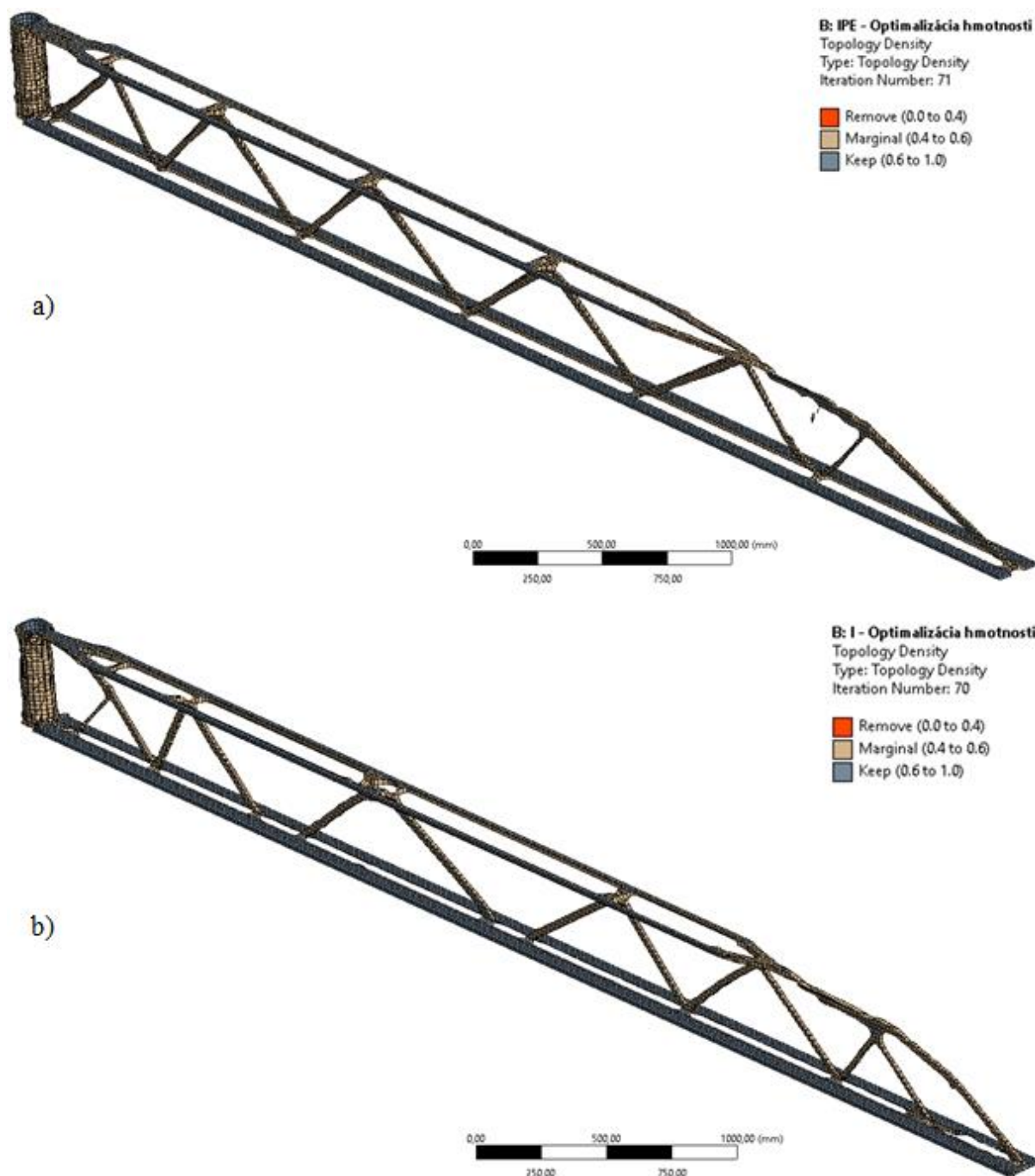
Po ukončení výpočtu optimalizácie sú v záložke Topology Density okrem grafického zobrazenia výslednej topológie uvedené aj základné informácie a parametre optimalizovaného telesa, ako napríklad výsledná hmotnosť a objem. Taktiež je tu možné posúvať hranicu hodnoty pseudohustoty prvkov, od ktorej sa jednotlivé prvky stávajú súčasťou výslednej geometrie. Všetky prvky s priradenou hustotou menšou ako je zadaná hodnota hranice pseudohustoty program z konštrukcie odstraňuje. Táto hranica je v programe prednastavená na hodnotu 0,5, no užívateľ ju môže po skončení optimalizácie ľubovoľne meniť v rozmedzí od 0 do 1. Týmto spôsobom je teda ešte v prípade potreby umožnené dodatočne pridať alebo odobrať materiál. Na *obr. 45* je znázornené rozdelenie elementov základného telesa do 3 základných tried na základe im prislúchajúcej hodnoty hustoty nadobudnutej počas procesu optimalizácie.



Obr. 45 Rozdelenie elementov výslednej štruktúry

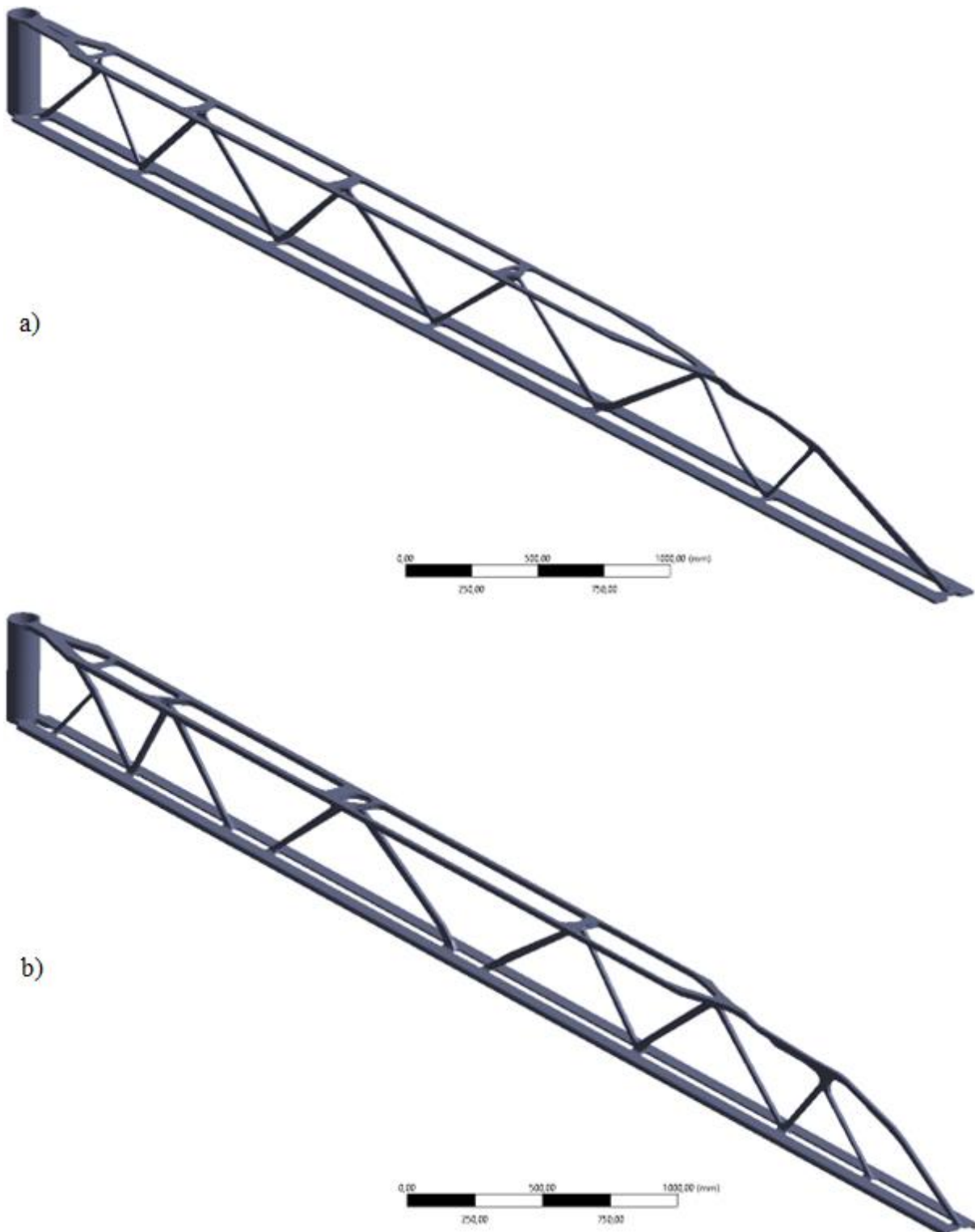
3.4.1 OPTIMALIZÁCIA HMOTNOSTI

Optimalizácia hmotnosti patrí k jednému z najpoužívanejších cieľov topologickej optimalizácie. Pri riešení optimalizácie hmotnosti nemôže byť za vedľajšiu podmienku zvolený pomer zachovania materiálu vzhľadom k východzie mu modelu. To platí ako pre hmotnostnú formuláciu tejto podmienky (Mass Constraint), tak aj pre objemovú formuláciu (Volume Constraint). Ako už bolo spomínané v predchádzajúcej časti, v našom príklade je pri optimalizácii hmotnosti ako cieľová funkcia zvolená minimalizácia hmotnosti a za vedľajšiu podmienku je nastavená maximálna deformácia 60 mm.



Obr. 46 Výstup topologickej optimalizácie hmotnosti výložníka: a) s IPE profilom b) s I profilom

Na obr. 46 je znázornená výsledná topológia výložníkov vzniknutých v procese optimalizácie hmotnosti. Výsledná topológia oboch výložníkov pripomína priehradovú konštrukciu, ktorá je ideálna čo sa týka pomeru medzi hmotnosťou a pevnosťou. Vo výslednej geometrii z výstupu topologickej optimalizácie oboch výložníkov je však možno vidieť menšie chyby, akými sú napríklad drobné nespojitosti materiálu. Na odstránenie týchto chýb a zjemnenie povrchu je výstup topologickej optimalizácie nainportovaný do programu SpaceClaim, kde je následne geometria skontrolovaná a upravená. Takto vytvorená geometria je zobrazená na obr. 47.



Obr. 47 Upravená geometria výložníka: a) s IPE profilom, b) s I profilom

Úpravou geometrie dochádza k malej zmene hmotnosti optimalizovaných výložníkov. Porovnanie hmotností základných modelov s hmotnosťami výložníkov vypočítanými v procese topologickej optimalizácie a výložníkov s upravenou geometriou je uvedené v tab. 6. Z tejto tabuľky vyplýva, že úpravou geometrie a elimináciou drobných chýb sa zvýšila hmotnosť výložníkov o približne 1,2 %.

Tab. 6 Porovnanie hmotností výložníkov

		Základný model	Výstup optimalizácie	Upravená geometria
Výložník s IPE profilom	Hmotnosť [kg]	458,0	124,4	129,9
	Zmena hmotnosti [%]	-	-72,84	-71,64
Výložník s I profilom	Hmotnosť [kg]	611,1	143,7	151,4
	Zmena hmotnosti [%]	-	-76,49	-75,23

Po úprave geometrie je následne vytvorený validačný systém vo forme štruktúrálnej analýzy, do ktorého vstupuje upravená geometria a zároveň sú v ňom ponechané všetky okrajové podmienky z úvodnej štruktúrálnej analýzy základného modelu. Tento krok je veľmi dôležité vykonať, keďže sa ním overuje správnosť výpočtov a výsledku topologickej optimalizácie. Taktiež je v tomto kroku skontrolovaný medzný stav pružnosti novovzniknutej optimalizovanej konštrukcie.

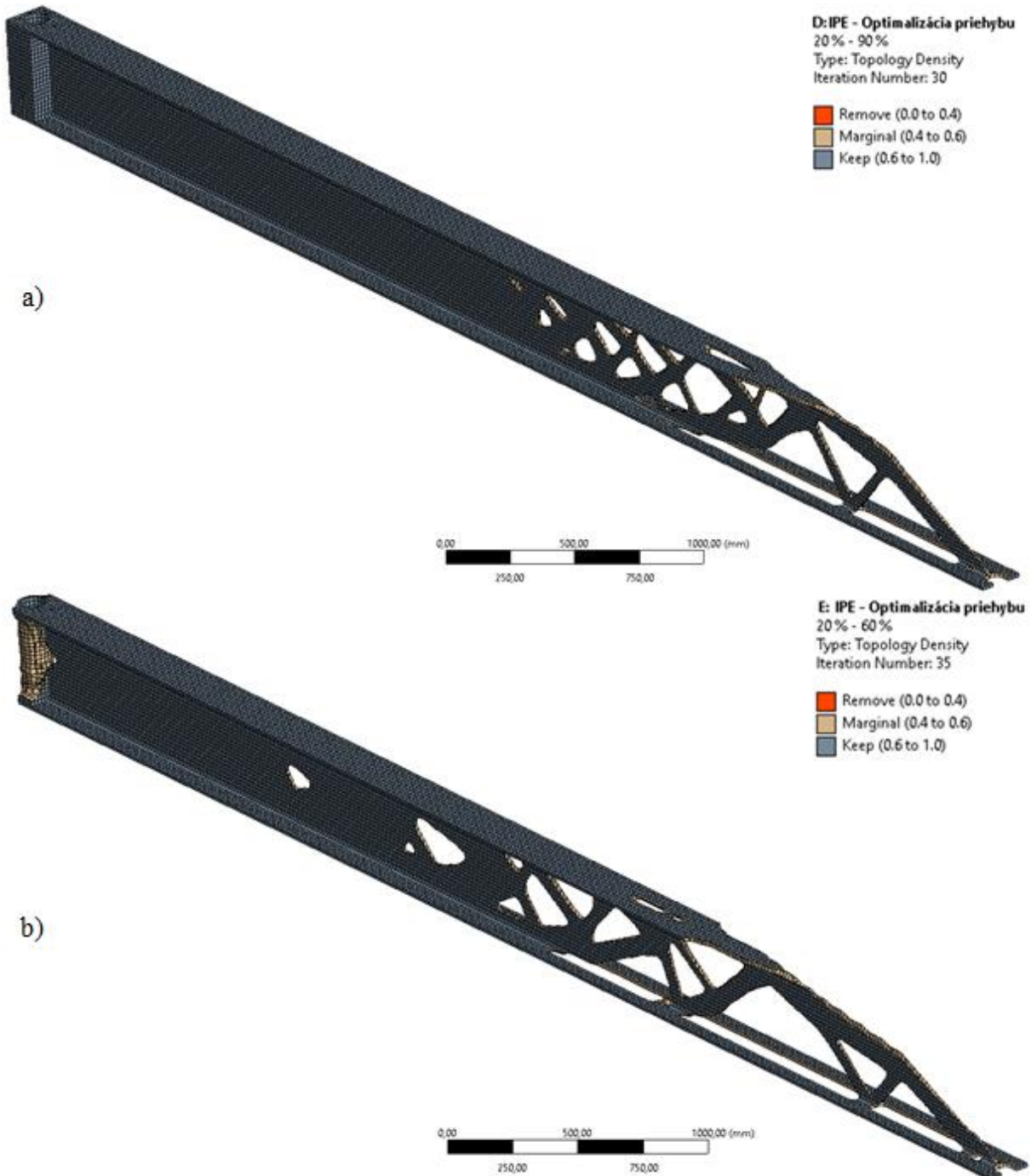
Priebehy deformácií a napätí na upravených geometriách z výsledkov topologickej optimalizácie sú vykreslené v prílohe A na obr. a 1 až obr. a 4. Maximálne hodnoty sú zaznamenané v tab. 7. Maximálne napätie sa síce oproti základnému modelu výrazne zvýšilo, no ani v jednom prípade neprekročilo medzu pružnosti materiálu S235JR, ktorá zodpovedá hodnote 235 MPa. Deformácia je v dôsledku úpravy geometrie, eliminácie nespojitostí materiálu a miernemu nárastu hmotnosti výložníkov znížená z pôvodných 60 mm z procesu optimalizácie na 45,4 mm v prípade úpravy geometrie výložníka s IPE profilom a 43,5 mm v prípade úpravy geometrie výložníka s I profilom.

Tab. 7 Deformácia a napätie výložníkov po optimalizácii hmotnosti

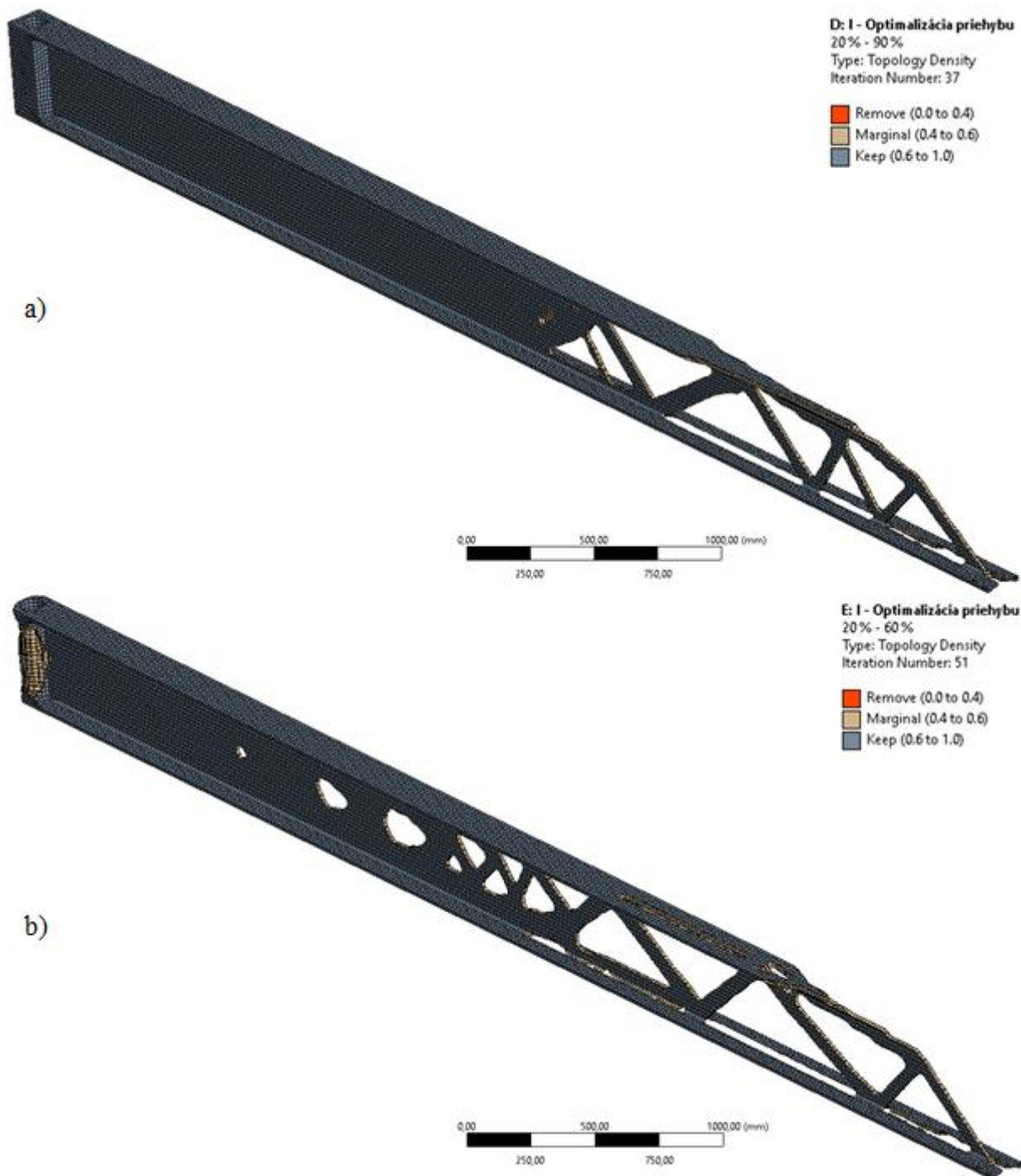
		Základný model	Upravená geometria
Výložník s IPE profilom	Max. deformácia [mm]	6,88	45,4
	Max. napätie [MPa]	35,7	190,3
Výložník s I profilom	Max. deformácia [mm]	6,19	43,5
	Max. napätie [MPa]	33,4	222,8

3.4.2 OPTIMALIZÁCIA PRIEHYBU

Pri optimalizácii priehybu je ako cieľová funkcia zvolená minimalizácia poddajnosti a vedľajšou podmienkou je miera ponechania materiálu v dvoch rozsahoch, a to 20 % až 60 % a 20 % až 90 % hmotnosti pôvodného výložníka. Výpočty boli prevedené na obidva typy výložníkov, čiže dokopy boli na optimalizáciu priehybu vykonané 4 separátne výpočty. Topológia vzniknutých konštrukcií je bez závažnejších chýb, preto je krok úpravy geometrie preskočený a výstup optimalizácie je priamo verifikovaný v statickej štruktúrálnej analýze.



Obr. 48 IPE výložník s optimalizovaným priehybom a vedľajšou podmienkou miery zachovania materiálu: a) 20 % - 90 %, b) 20 % - 60 %



Obr. 49 I výložník s optimalizovaným priehybom a vedľajšou podmienkou miery zachovania materiálu: a) 20 % - 90 %, b) 20 % - 60 %

Na obr. 48 a obr. 49 možno vidieť, že pri optimalizácii priehybu dochádza k odoberaniu materiálu z výložníka primárne na jeho konci pri mieste pôsobenia zadanej sily. Čím sa naopak približujeme k ukotveniu výložníka, tým v daných miestach počas topologickej optimalizácie program ponechával prvkom väčšiu hodnotu hustoty, čiže z pohľadu zamedzenia deformácie zohrávajú väčšiu úlohu. Takýto postup odoberania materiálu je na základe základných teoretických znalostí pružnosti a pevnosti telies očakávaný. Výsledné konštrukcie výložníkov sú rovnako ako pri optimalizácii hmotnosti validované pomocou statickej štruktúrálnej analýzy. Priebehy deformácií a napätí sú vykreslené v prílohe B na obr. b 1 až obr. b 8. Maximálne

hodnoty sú zaznamenané v *tab. 8*. Z tejto tabuľky vyplýva, že pri väčšom rozsahu miery ponechania materiálu dosahuje výsledná konštrukcia o niečo lepšie mechanické vlastnosti. Aj napriek zníženej hmotnosti prekazujú optimalizované výložníky v porovnaní so svojimi základnými modelmi lepšie vlastnosti.

Tab. 8 Parametre výsledných konštrukcií vzniknutých pri optimalizácii priehybu

		Základný model	Optimalizovaný model (20 % - 90 %)	Optimalizovaný model (20 % - 60 %)
Výložník s IPE profilom	Hmotnosť [kg]	458,0	370,2	306,5
	Max. deformácia [mm]	6,88	6,46	6,7
	Max. napätie [MPa]	35,7	22,7	23,1
Výložník s I profilom	Hmotnosť [kg]	611,1	467,3	400,3
	Max. deformácia [mm]	6,19	5,47	5,73
	Max. napätie [MPa]	33,4	19,4	19,8

3.5 POROVNANIE A ZHODNOTENIE VÝSLEDKOV

Na základe výsledkov štrukturálnej analýzy v rámci validácie všetkých optimalizovaných dizajnov je možné zostaviť súhrn skúmaných parametrov a navzájom tak jednotlivé konštrukcie prehľadne porovnať. V *tab. 9* sú zhrnuté výsledky riešeného príkladu topologickej optimalizácie. Je tu vytvorený prehľad hmotností a štrukturálnych odoziev jednotlivých konštrukcií vo forme maximálnej deformácie a maximálneho napätia. Výsledky napätia treba brať vzhľadom k istej miere možných nepresností s určitou rezervou.

Z *tab. 9* vyplýva, že stanovené ciele optimalizácie boli počas výpočtu splnené. Pri minimalizácii hmotnosti bola výsledná hmotnosť zredukovaná o približne 72 % pri IPE výložníku a o približne 75 % pri výložníku s I profilom. Popri tejto redukcii hmotnosti nebol pri upravenej geometrii výložníkov dosiahnutý ani horný strop zadanej podmienky maximálnej deformácie 60 mm. Na priblíženie sa k hornej hranici podmienky by bolo možné vykonať opätovnú topologickú optimalizáciu, v ktorej by nami optimalizovaná geometria slúžila ako východzí model na ďalšiu optimalizáciu. V takejto úlohe by sme si však museli dať výrazný pozor na maximálne napätie, aby neprekročilo medzu klzu materiálu a nedošlo tak k plastickej deformácii výložníka. Takémuto stavu by sa dalo predísť nadefinovaním druhej obmedzujúcej podmienky, a to podmienky maximálneho napätia. Otázkou však je, či by výpočtový softvér ešte bol schopný z geometrie odoberať materiál tak, aby vznikala spojitá topológia.

Pri optimalizácii priehybu boli v rámci všetkých štyroch prevedených výpočtoch zredukované hodnoty maximálneho napätia a maximálnej deformácie, a to aj napriek výraznému zmenšeniu hmotnosti výložníkov. Rozdiely optimalizovaného parametra priehybu (maximálnej deformácie) medzi základnými a optimalizovanými modelmi sa môžu zdať na prvý pohľad malé. Treba si však uvedomiť, že už priehyb základných modelov nedosahuje vďaka ich geometrii vysokých hodnôt, a preto pri optimalizácii už nie je veľa priestoru na výrazné zlepšenia. Výraznejší rozdiel by sme získali pri vyššom pôsobiacom zaťažení (nosnosti žeriava) alebo pri zmene základného modelu výložníka.

Tab. 9 Zhrnutie výsledkov topologickej optimalizácie žeriavových výložníkov

		Základný model	Optimalizácia hmotnosti	Optimalizácia priehybu	
				Miera ponechanie materiálu 20 % - 90 %	Miera ponechanie materiálu 20 % - 60 %
Výložník s IPE profilom	Hmotnosť [kg]	458,0	129,9	370,2	306,5
	Max. deformácia [mm]	6,88	45,4	6,46	6,7
	Max. napätie [MPa]	35,7	190,3	22,7	23,1
Výložník s I profilom	Hmotnosť [kg]	611,1	151,4	467,3	400,3
	Max. deformácia [mm]	6,19	43,5	5,47	5,73
	Max. napätie [MPa]	33,4	222,8	19,5	19,8

ZÁVER

Táto bakalárska práca bola zameraná na aplikáciu topologickej optimalizácie na žeriavový výložník v softvéri s implementovanou optimalizačnou funkciou. Na lepšie pochopenie optimalizovanej súčiastky bola v rámci prvej teoretickej časti spracovaná rešerš problematiky žeriavových výložníkov. Táto teoretická časť obsahuje predovšetkým základné rozdelenie a prehľad bežne používaných výložníkov a konštrukcií, z ktorých pozostávajú. Sú tu však uvedené aj rôzne netradičné konštrukčné riešenia výložníkov, z ktorých mnoho predstavuje práve určitú formu optimalizácie bežných konštrukcií s cieľom zlepšenia vlastností a parametrov celého žeriava.

Druhá teoretická časť obsahuje rešerš optimalizačných úloh so špeciálnou pozornosťou venovanou práve topologickej optimalizácii. V tejto časti je vysvetlený základný princíp optimalizačných úloh a algoritmus topologickej optimalizácie, a to ako z pohľadu simulácií vo výpočtových programoch, tak aj z hľadiska matematického, vďaka ktorému sú samotné simulácie umožnené. Obsahom tejto časti je aj vysvetlenie základných pojmov MKP analýzy a optimalizácie, ktoré by mal každý užívateľ alebo záujemca o simulácie ovládať. Taktiež je v tejto kapitole uvedené základné delenie metód topologickej optimalizácie. Princípy najbežnejších metód sú detailnejšie opísané a v istých faktoroch aj vzájomne porovnávané.

Cieľom praktickej časti bolo využitie poznatkov z rešeršnej časti na aplikáciu topologickej optimalizácie na model žeriavového výložníka. V našej úlohe bol riešený výložník konzolového žeriava o celkovej dĺžke 6,15 m a s nosnosťou 300 kg. Výpočet optimálnej štruktúry výložníka vzhľadom k zadaným podmienkam bol vykonaný na dvoch východných modeloch. Tieto modely sa navzájom líšili iba tvarom a rozmermi priečneho prierezu - jeden pozostával z profilu IPE 400, druhý z profilu I 400. Optimalizácia bola riešená s dvomi na sebe nezávislými cieľmi, a to minimalizáciou hmotnosti a minimalizáciou priehybu.

Na vypracovanie optimalizačnej úlohy bol zvolený program Ansys Workbench. V práci je uvedený podrobný postup riešenia topologickej optimalizácie v tomto softvéri od vytvorenia geometrie, cez jej diskretizáciu do siete konečných prvkov, výber materiálu, aplikáciu okrajových podmienok, popis štruktúrálnej analýzy, až po nastavenie, riešenie a vykreslenie výsledkov samotnej topologickej optimalizácie. Výsledné optimalizované konštrukcie výložníkov boli následne validované v rámci konečnej štruktúrálnej analýzy. Touto analýzou bola zároveň potvrdená správnosť výpočtov počas topologickej optimalizácie.

Na základe porovnania získaných výsledkov bolo zistené, že pri optimalizácii hmotnosti došlo v prípade oboch modelov k výraznému zredukovaniu hmotnosti (až o približne 73 %) na úkor zvýšenia maximálnej deformácie a napätia. Obe veličiny však zostali v prijateľnom rozmedzí pod medzou klzu materiálu 235 MPa, respektíve maximálnou dovolenou hodnotou priehybu 61,5 mm. Výsledný tvar optimálnych geometrií je v prípade oboch modelov podobný priehradovým konštrukciám, ktoré sú známe skvelým pomerom pevnosti k hmotnosti.

Pri minimalizácii priehybu bola optimalizácia riešená pre oba východzie modely s dvomi rôznymi rozsahmi miery ponechania materiálu (20 % až 60 %, respektíve 20 % až 90 %), ktoré v optimalizačnej úlohe predstavujú vedľajšiu podmienku. Z výsledkov bolo zistené, že aj napriek zníženej hmotnosti vykazujú optimalizované výložníky v porovnaní so svojimi základnými modelmi lepšie vlastnosti. Podľa očakávania bolo taktiež potvrdené, že variant s rozsahom miery ponechania materiálu 20 % až 90 % dosahuje o niečo lepšie vlastnosti.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] BENDSØE, Martin Philip a Ole SIGMUND. *Topology optimization: theory, methods and applications*. Second edition, corrected printing. Berlin: Springer, 2004. ISBN 978-3-540-42992-0.
- [2] CHRISTENSEN, Peter W. a Anders KLARBRING. *An introduction to structural optimization*. Springer, 2009. Solid mechanics and its applications. ISBN 978-1-4020-8665-6.
- [3] KEMKA, Vladislav. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení pro SPŠ strojní*. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [4] QUERIN, Osvaldo M., Mariano VICTORIA, Cristina ALONSO, Rubén ANSOLA a Pascual MARTÍ. *Topology design methods for structural optimization*. London: Elsevier, 2017. ISBN 978-0-08-100916-1.
- [5] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. *Jeřáby*. 2. přeprac. a dopl. vyd. Praha: SNTL, 1974, 645 s.
- [6] ZHANG, Weihong, Jihong ZHU a Tong GAO. *Topology optimization in engineering structure design*. London: ISTE Press, 2016. ISBN 978-1-78548-224-3.
- [7] BAO, Ding Wen, Xin YAN, Roland SNOOKS a Yi Min XIE. *SwarmBESO: Multi-agent and Evolutionary Computational Design based on the Principles of Structural Performance* [online]. 2021 [cit. 2021-12-27]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/350620065_SwarmBESO_Multi-agent_and_Evolutionary_Computational_Design_based_on_the_Principles_of_Structural_Performance
- [8] HEMMERLING, Marco a Ulrich NETHER. *Generico: A case study on performance-based design. Proceedings of the XVIII Conference of the Iberoamerican Society of Digital Graphics - SIGraDi: Design in Freedom* [online]. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 2014 [cit. 2021-11-22]. Dostupné z: doi:10.5151/despro-sigradi2014-0021
- [9] LEARY, Martin, Maciej MAZUR, Marcus WATSON, Etienne BOILEAU a Milan BRANDT. *Voxel-based support structures for additive manufacture of topologically optimal geometries. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* [online]. 2019 [cit. 2021-12-26]. Dostupné z: doi:10.1007/s00170-019-03964-z
- [10] PETRUŠKA, Jindřich. *MKP v inženýrských výpočtech* [online]. [cit. 2021-12-15]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP%20v%20inzenyrskych%20vypoctech/RIV.pdf>
- [11] RAZVAN, Cazacu. *Overview of structural topology optimization methods for plane and solid structures. ANNALS OF THE ORADEA UNIVERSITY. Fascicle of Management and Technological Engineering* [online]. 2014 [cit. 2021-12-28]. Dostupné z: doi:10.15660/AUOFMTE.2014-3.3043

- [12] SIGMUND, Ole a Kurt MAUTE. Topology optimization approaches. *Structural and Multidisciplinary Optimization* [online]. 2013, 1031-1055 [cit. 2021-12-27]. Dostupné z: doi:10.1007/s00158-013-0978-6
- [13] THOMSEN, Christian Rye, Fengwen WANG a Ole SIGMUND. Buckling strength topology optimization of 2D periodic materials based on linearized bifurcation analysis. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* [online]. 2018, 115-136 [cit. 2021-12-29]. Dostupné z: doi:10.1016/j.cma.2018.04.031
- [14] VALDEZ, S. Ivvan, Salvador BOTELLO, Miguel A. OCHOA, José L. MARROQUÍN a Victor CARDOSO. *Topology Optimization Benchmarks in 2D: Results for Minimum Compliance and Minimum Volume in Planar Stress Problems* [online]. 2016 [cit. 2021-12-05]. Dostupné z: doi:10.1007/s11831-016-9190-3
- [15] WU, Qinglong, Qicai ZHOU, Richeng ZHANG a Richeng XIONG. Periodic topology optimization of crane boom based on improved soft kill option method. *Journal of Shanghai Jiaotong University* [online]. 2017, 459-465 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: doi:10.3969/j.issn.1004-132X.2012.01.006
- [16] YAGHMAEI, Mohammad a Ali GHODDOSIAN. A level set topology optimization method using a biharmonic equation based on plate theory. *Structural and Multidisciplinary Optimization* [online]. 2019 [cit. 2021-12-28]. Dostupné z: doi:10.1007/s00158-019-02332-5
- [17] YÜKSEL, Osman. *An overview on topology optimization methods in structural engineering* [online]. 2019 [cit. 2021-12-20]. Dostupné z: doi:10.34186/klujes.606666
- [18] ZOLFAGHARIAN, Ali, Martin DENK, Abbas Z. KOUZANI, Bodaghi BODAGHI, Saeid NAHAVANDI a Akif KAYNAK. Effects of Topology Optimization in Multimaterial 3D Bioprinting of Soft Actuators. *International Journal of Bioprinting* [online]. 2020 [cit. 2021-12-29]. Dostupné z: doi:10.18063/ijb.v6i2.260
- [19] ČSN EN 10025-2. *Výrobky válcované za tepla z konstrukčních ocelí: Část 2: Technické dodací podmínky pro nelegované konstrukční oceli*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020, 40 s. Třídící znak: 420904
- [20] ČSN EN 10365. *Za tepla válcované tyče tvaru U, I a H: Rozměry a hmotnosti*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017. Třídící znak: 425547.
- [21] ČSN ISO 4306-1. *Jeřáby – Slovník – Část 1: Všeobecně*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010, 112 s. Třídící znak: 270000.
- [22] ČSN ISO 4306-2. *Jeřáby – Názvosloví – Část 2: Mobilní jeřáby*. Praha: Český normalizační institut, 1998, 12 s. Třídící znak: 270001.
- [23] ČSN ISO 4306-3. *Jeřáb – Názvosloví – Část 3: Věžové jeřáby*. Praha: Institut pro technickou normalizaci, 1993, 24 s. Třídící znak: 270002.

- [24] 30 percent higher lifting capacity. *Liebherr* [online]. 2018 [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/cze/products/mobile-and-crawler-cranes/customer-magazine/all-about-cranes/sx-boom.html>
- [25] 401 Series Wall-Mounted Articulating Jib Crane. *Liftsafe Engineering and Service Group Inc.* [online]. [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.liftsafeinspections.com/401-series-wall-mounted-articulating-jib-crane/>
- [26] Crawler Crane LR 11350-P1800. *Liebherr* [online]. [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/external/products/products-assets/173130/liebherr-technical-data-lr-11350-p1800-tdz-190.01.DEFISR07.2013.pdf>
- [27] Finite Element Mesh Refinement. *Comsol* [online]. 2017 [cit. 2021-12-09]. Dostupné z: <https://www.comsol.jp/multiphysics/mesh-refinement>
- [28] Flat tops power up. *Cranes Today Magazine* [online]. [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://www.cranestodaymagazine.com/features/flat-tops-power-up-698891/>
- [29] Free Standing Work Station Jib Crane. *WiscoLift* [online]. [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.wicolift.com/products/free-standing-jib-crane>
- [30] Hammerhead Tower Crane. *AIMIX Group* [online]. [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://aimixgroup.com/hammerhead-tower-crane/>
- [31] High lifting capacities with Y guying. *Liebherr* [online]. [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/gbr/products/mobile-and-crawler-cranes/mobile-cranes/mobile-crane-technology/details/y-guying.html>
- [32] INDUSTRIAL JIB CRANES. *Spanco* [online]. [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.spanco.com/wp-content/uploads/2020/12/Jib-Crane-Brochure-Website-1.pdf>
- [33] Lahké otočné žeriavy. *Cralif* [online]. [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.cralif.sk/lahke-otocne-zeriavy/>
- [34] Liebherr LR 1200.1. *Liebherr* [online]. [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/external/products/products-assets/268054/liebherr-lr-1200-crawler-crane-technical-data-sheet-specifications-english.pdf>
- [35] Liebherr Rope Pull Technology for Fast Telescoping LTC 1050-3.1 Compact Crane. *Liebherr* [online]. 2021 [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/aus/latest-news/news-press-releases/detail/new-alternative-%E2%80%93-fast-telescoping-using-rope-pull-technology-for-liebherr-ltc-1050-3-1-compact-crane.html>
- [36] LIEBHERR TESTING NEW POWERBOOM FEATURE. *Cranes Today Magazine* [online]. 2012 [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.cranestodaymagazine.com/news/liebherr-testing-new-powerboom-feature/>
- [37] LTM 1500-8.1. *Liebherr* [online]. [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/external/products/products-assets/173194/liebherr-product-advantage-mobile-crane-221-231-ltm-1500-8-1-pn-231-01-e12-2.pdf>

- [38] Luffing Crane – Pros and Cons. *Vandoorntcc* [online]. 2013 [cit. 2021-11-25]. Dostupné z: <https://vandoorntcc.co.uk/2013/09/30/luffing-crane-pros-cons/>
- [39] Luffing HC-L. *LIEBHERR* [online]. [cit. 2021-11-25]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/cze/products/construction-machines/tower-cranes/top-slewing-cranes/luffing-hc-l/luffing-hc-l.html>
- [40] Luffing jib tower cranes. *Terex* [online]. [cit. 2021-11-25]. Dostupné z: <https://www.terex.com/cranes/en/products/tower-cranes/luffing-jib-tower-cranes>
- [41] Luffing tower cranes. *Leavittcranes* [online]. [cit. 2021-11-25]. Dostupné z: <https://www.leavittcranes.com/new-equipment/by-equipment-type/luffing-tower-crane>
- [42] Luffing-jib Tower Crane L250-18. *Zoomlion* [online]. [cit. 2021-11-26]. Dostupné z: <http://en.zoomlion.com/content/Products/1454.html>
- [43] MLC650: Preliminary Product Guide. *Manitowoc* [online]. [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: https://www.manitowoc.com/sites/default/files/media/divers/file/2020-01/MLC650_PG_Metric_0215.pdf
- [44] *Mobile crane Liebherr LTM 1055/1* [online]. [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: [https://freecranespecs.com/Liebherr-LTM-1055-1\(2\).pdf](https://freecranespecs.com/Liebherr-LTM-1055-1(2).pdf)
- [45] Mobile Crane Technology at a Glance. *Liebherr* [online]. [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/shared/media/mobile-and-crawler-cranes/brochures/mobile-crane-technology/liebherr-mobile-crane-technology-p415-00-e04-2016.pdf>
- [46] Možnosti těžkých autojeřábů. *IMateriály* [online]. 2008 [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: https://www.imaterialy.cz/rubriky/stavebni-technika/moznosti-tezkych-autojerabu_41210.html
- [47] NOVÁK, Tomáš. *Automobilové jeřáby nosností 200 až 1200 t* [online]. Brno, 2020 [cit. 2022-05-07]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/191915>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.
- [48] Otočné žeriavy ABUS. *ITECO žeriavy* [online]. [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.itecozeriavy.sk/pdf/otocne-sk.pdf>
- [49] Pillar Jib Crane LS. *ITECO žeriavy* [online]. [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.itecozeriavy.sk/en/products/jib-cranes/pillar-jib-crane-ls/>
- [50] Pillar Jib Crane LSX. *ITECO žeriavy* [online]. [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: <https://www.itecozeriavy.sk/en/products/jib-cranes/pillar-jib-crane-lsx/>
- [51] Raptor 84 & 184. *Artic Crane* [online]. [cit. 2021-11-26]. Dostupné z: <https://articcrane.com/raptor-84-raptor-184/>
- [52] Rectangular Boom Section Vs Multi-Bend Boom Section. *CIP Manufacturing S.p.A. and Perazzi Engineering e C. SRL* [online]. [cit. 2021-11-28]. Dostupné z: <https://www.cipmfg.com/wp-content/uploads/2016/04/cip-boom-section.pdf>

- [53] Simply explained: TELEMATIK. *Liebherr* [online]. 2021 [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/aus/products/mobile-and-crawler-cranes/customer-magazine/simply-explained/telematik.html>
- [54] Structural optimization: overview. *Abaqus Analysis User's Manual* [online]. [cit. 2021-12-10]. Dostupné z: <http://130.149.89.49:2080/v6.11/books/usb/default.htm?startat=pt04ch13s01abo15.html>
- [55] Tadano ATF600G-8 Triple-Boom System. *Sims Crane & Equipment* [online]. [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.simscrane.com/tadano-atf600g-8-triple-boom-system/>
- [56] Tadano introduces new ATF 600G-8 with Triple-boom system. *TRUCKS4TAILORS* [online]. [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.trucks4trailers.com/news/detail/26/tadano-introduces-new-atf-600g-8-with-triple-boom-system/>
- [57] The best boom system for your next application. *Liebherr* [online]. [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/nzl/products/mobile-and-crawler-cranes/crawler-cranes/lr-crawler-cranes/technologies/boom-configurations.html>
- [58] *Tower crane safety* [online]. [cit. 2021-11-26]. Dostupné z: <http://www.ehsdb.com/tower-crane-safety.php>
- [59] TWIN-LOCK. *Pragotechnik* [online]. [cit. 2021-11-29]. Dostupné z: <https://www.pragotechnik.cz/technologie/twin-lock/>
- [60] What does shape function mean in finite element formulation? *Studioseed* [online]. [cit. 2021-12-10]. Dostupné z: <https://www.studioseed.net/research/estructuras/calculo-dinamico/what-does-shape-function-mean-in-finite-element-formulation/>
- [61] Zoomlion D5200-240. *LECTURA Specs* [online]. [cit. 2021-11-26]. Dostupné z: <https://www.lectura-specs.com/en/model/cranes/tower-cranes-trolley-boom-top-slewing-zoomlion/d5200-240-11699729#pnc>
- [62] Zoomlion T320-20. *LECTURA Specs* [online]. [cit. 2021-11-26]. Dostupné z: <https://www.lectura-specs.com/en/model/cranes/tower-cranes-trolley-boom-top-slewing-zoomlion/t320-20-11699718>

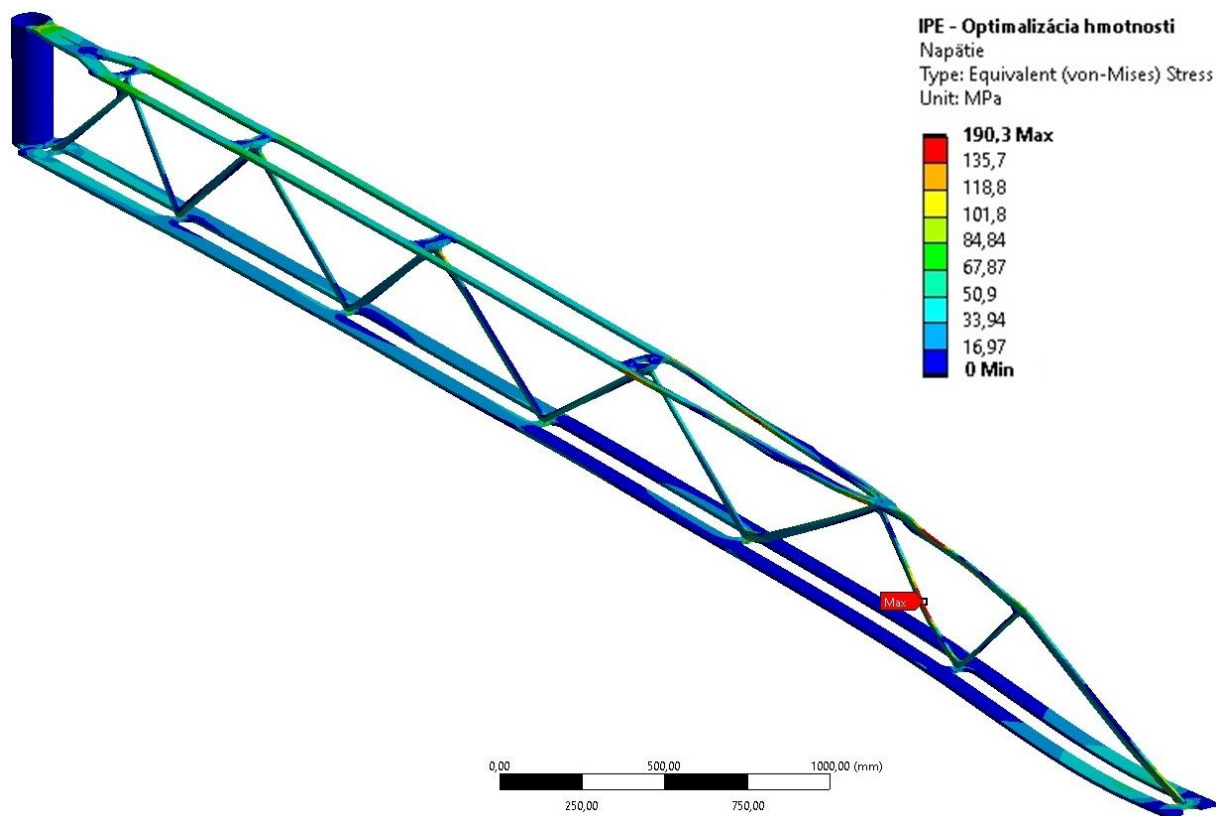
ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

a	[mm]	Šírka mikrodutiny základnej bunky
b	[mm]	Dĺžka mikrodutiny základnej bunky
D	[-]	Difúzny člen
E	[MPa]	Youngov modul pružnosti
E_e	[MPa]	Modul pružnosti elementu
E_e^0	[MPa]	Základný modul pružnosti
EIR	[-]	Miera evolučného začlenenia
ER	[-]	Evolučná miera
f	[-]	Cieľová funkcia
F	[N]	Vektor zaťaženia
F	[N]	Sila
g	[m·s ⁻²]	Gravitačné zrýchlenie
$g(y)$	[-]	Obmedzujúca podmienka
IR_s	[-]	Začleňujúci pomer s-tého kroku
K	[N·m ⁻¹]	Globálna matica tuhosti
m_b	[kg]	Hmotnosť bremena
m_m	[kg]	Hmotnosť žeriavovej mačky
N	[-]	Bázová funkcia
P	[J]	Potenciálna energia vonkajšieho zaťaženia
p	[-]	Penalizačný faktor
R	[-]	Reaktívny člen
R_m	[MPa]	Medza pevnosti
$R_{p0,2}$	[MPa]	Medza klzu
RR_s	[-]	Eliminačný pomer s-tého kroku
s	[-]	Iteračný krok
t	[s]	Čas
u	[mm]	Posunutie
U	[mm]	Globálna matica posunutí
v	[mm]	Posunutie v smere osi y
V	[m ³]	Celkový objem
V_e	[m ³]	Objem elementu
W	[J]	Energia napätosti

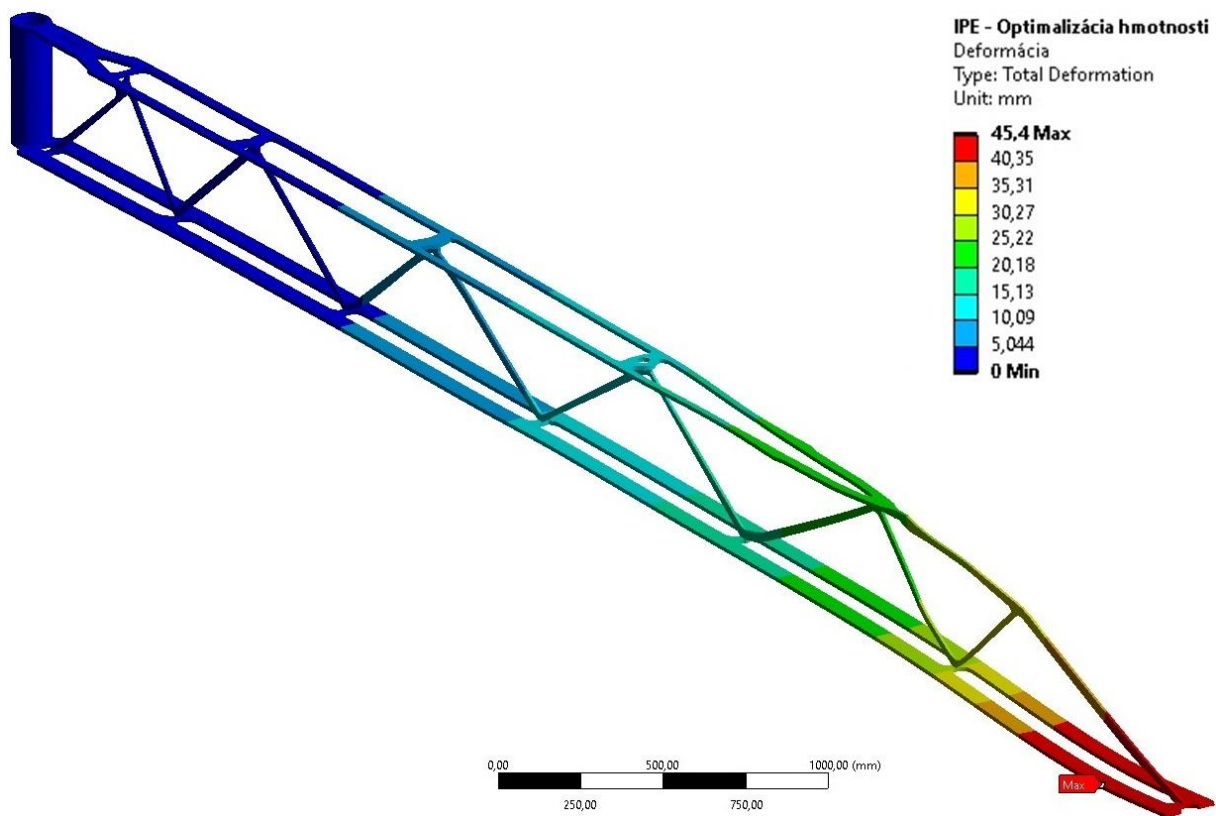
w	[mm]	Posunutie v smere osi z
x	[-]	Návrhová premenná
y	[-]	Stavová premenná
θ	[°]	Natočenie bunky voči globálnemu súradnicovému systému
ν	[-]	Poissonov pomer
Π	[J]	Celková potenciálna energia
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota
ρ_e	[kg·m ⁻³]	Virtuálna hustota
ρ_{min}	[kg·m ⁻³]	Minimálna hodnota virtuálnej hustoty
σ_e	[MPa]	Napätie elementov
σ_{max}	[MPa]	Maximálne napätie
ϕ	[-]	Level Set funkcia
1D		Jednodimenzionálny
2D		Dvojdimenzionálny
3D		Trojdimenzionálny
BESO		Bidirectional Evolutionary Structural Optimization
CAD		Computer Aided Design
ESO		Evolutionary Structural Optimization
MKP		Metóda konečných prvkov
SIMP		Solid Isotropic Material with Penalization
STEP		Standard for the Exchange of Product Data

ZOZNAM PRÍLOH

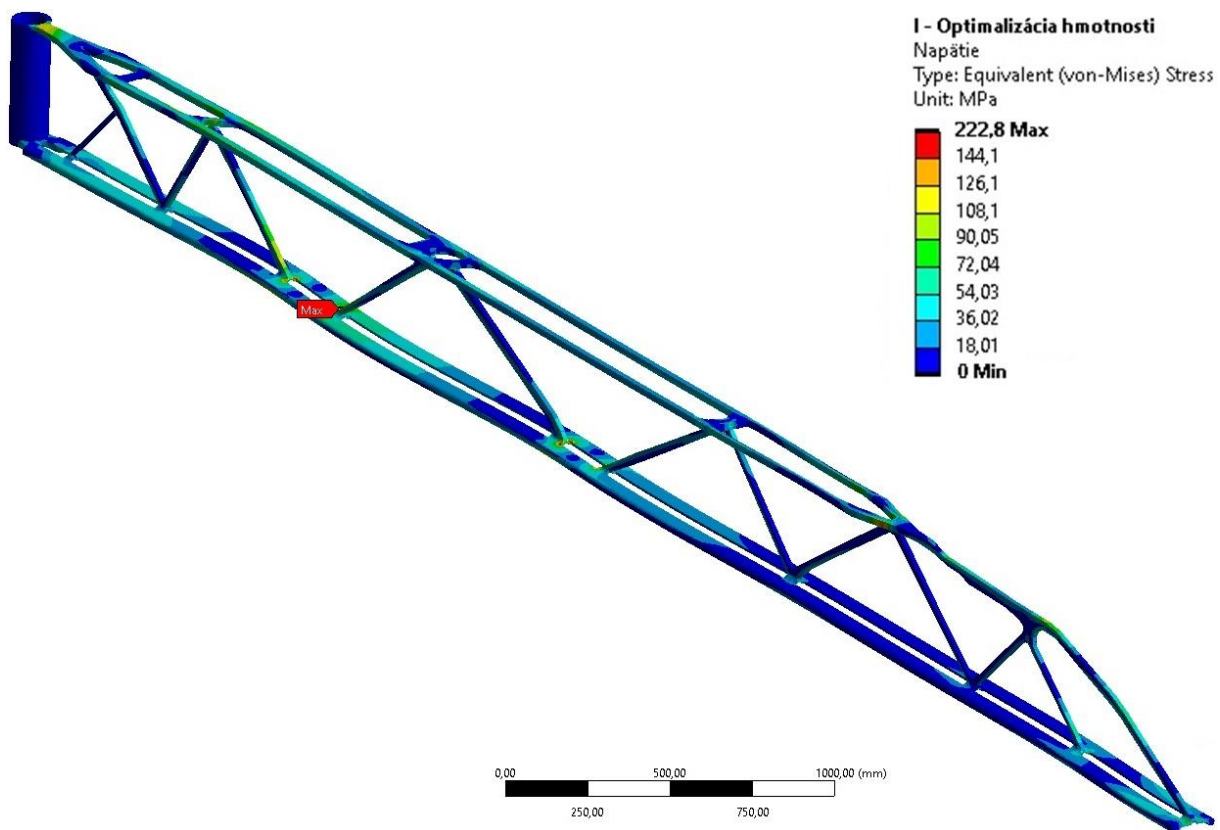
Príloha A	I
Príloha B	III



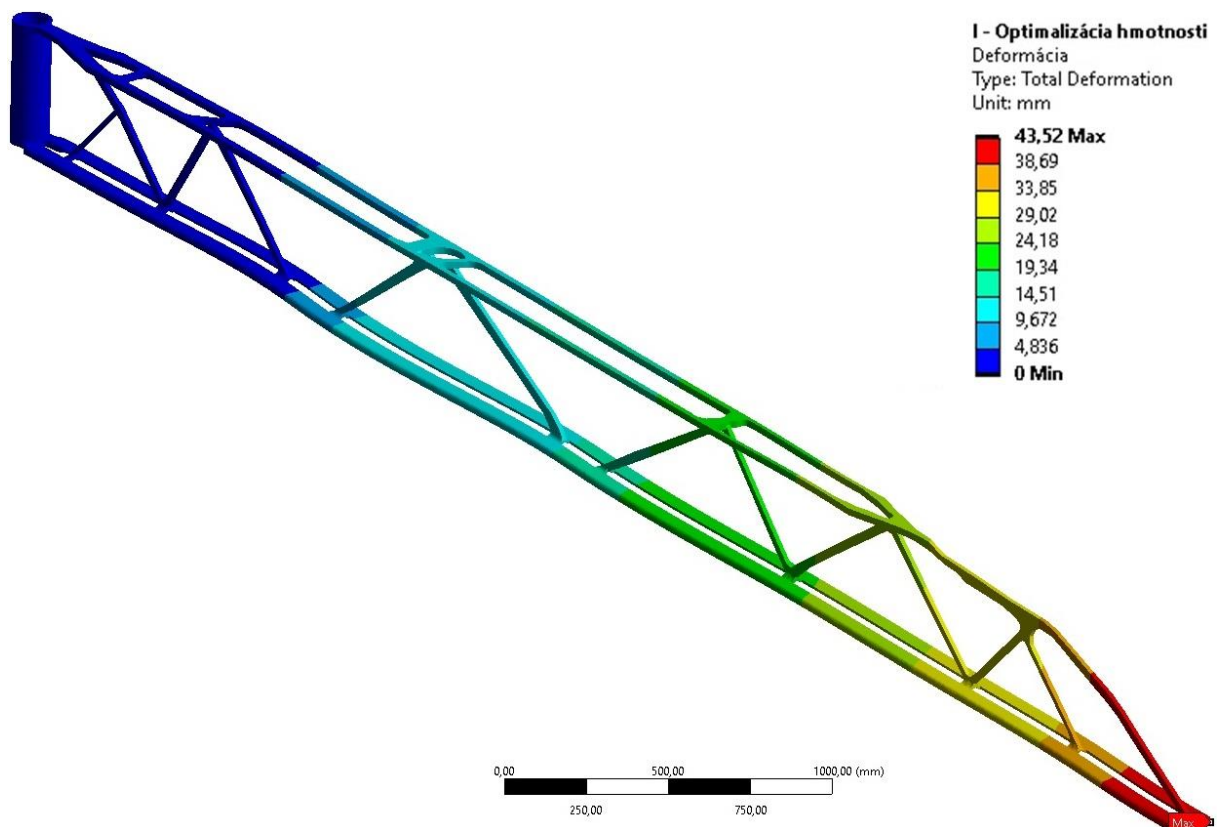
Obr. A 1 Priebeh von-Mises napätia v MPa na optimalizovanom výložníku IPE profilu s cieľom optimalizácie hmotnosti



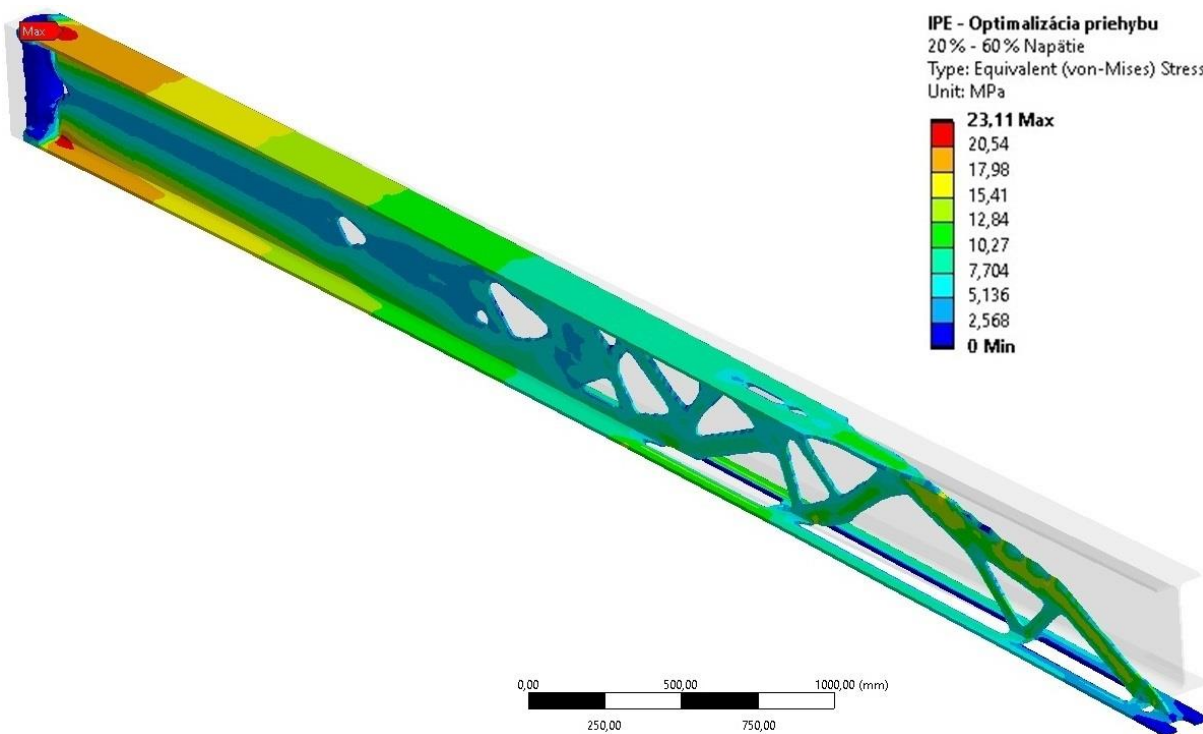
Obr. A 2 Priebeh deformácie v mm na optimalizovanom výložníku IPE profilu s cieľom optimalizácie hmotnosti



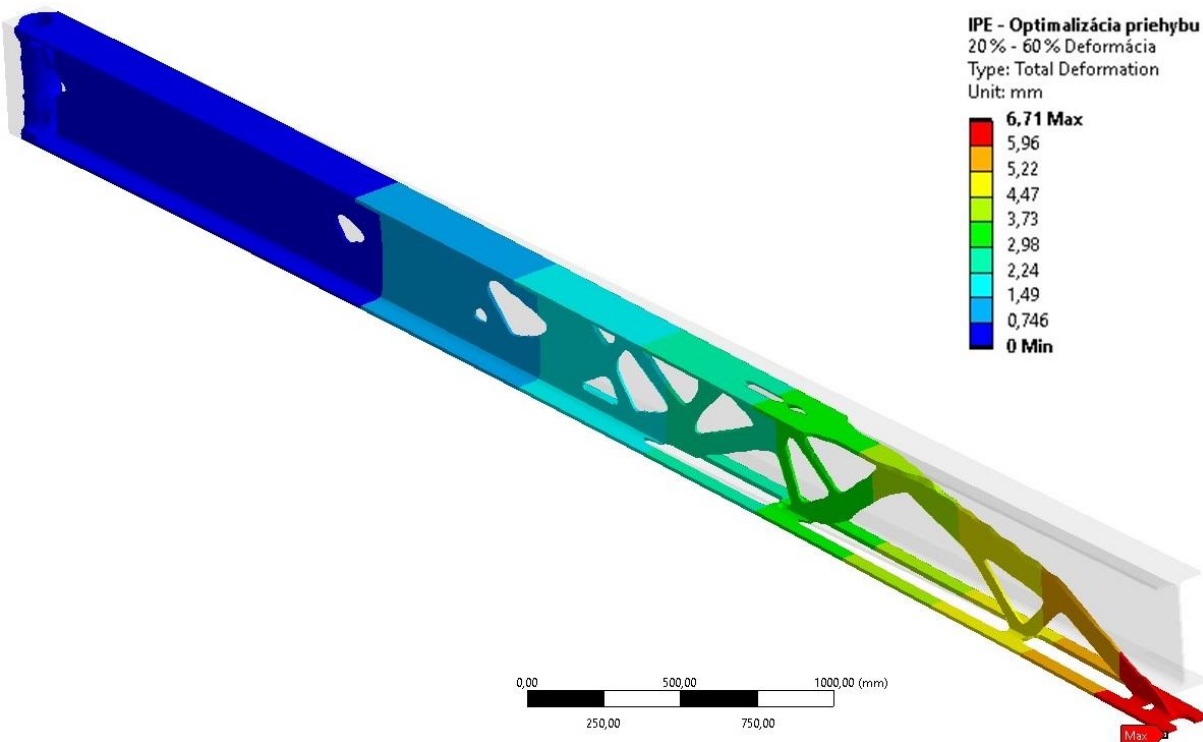
Obr. A 3 Priebeh von-Mises napätia v MPa na optimalizovanom výložníku I profilu s cieľom optimalizácie hmotnosti



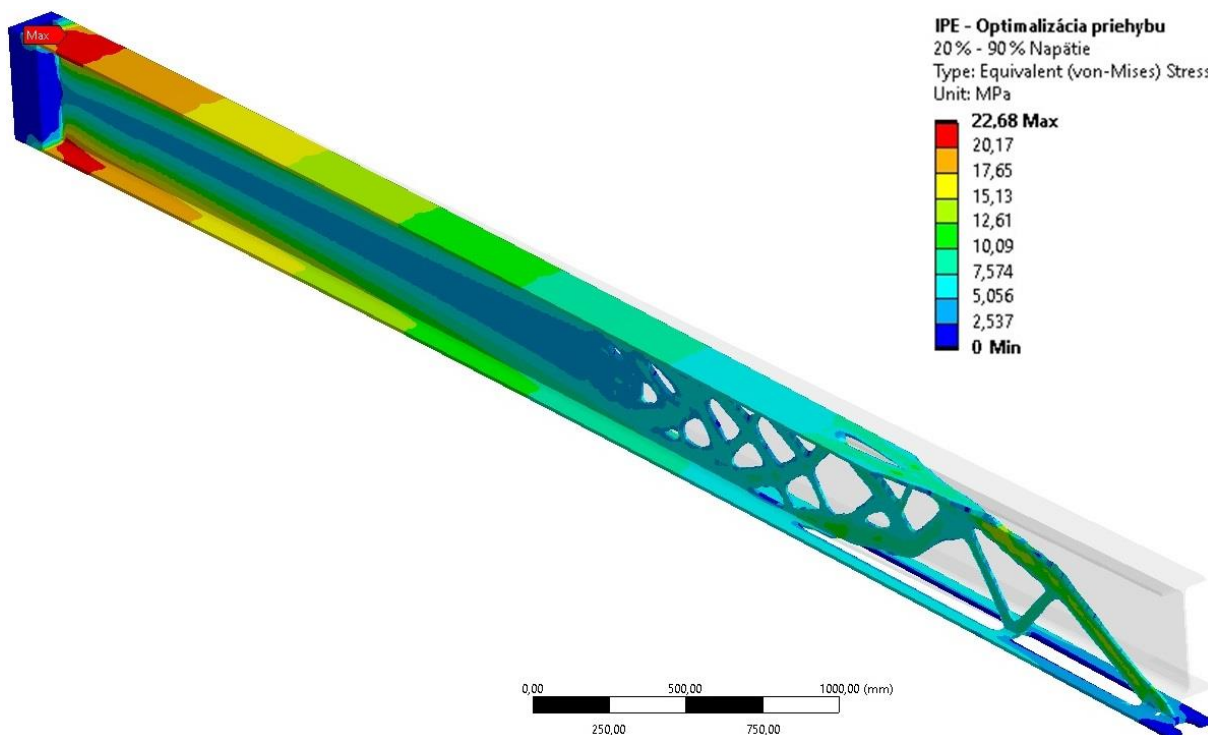
Obr. A 4 Priebeh deformácie v mm na optimalizovanom výložníku I profilu s cieľom optimalizácie hmotnosti



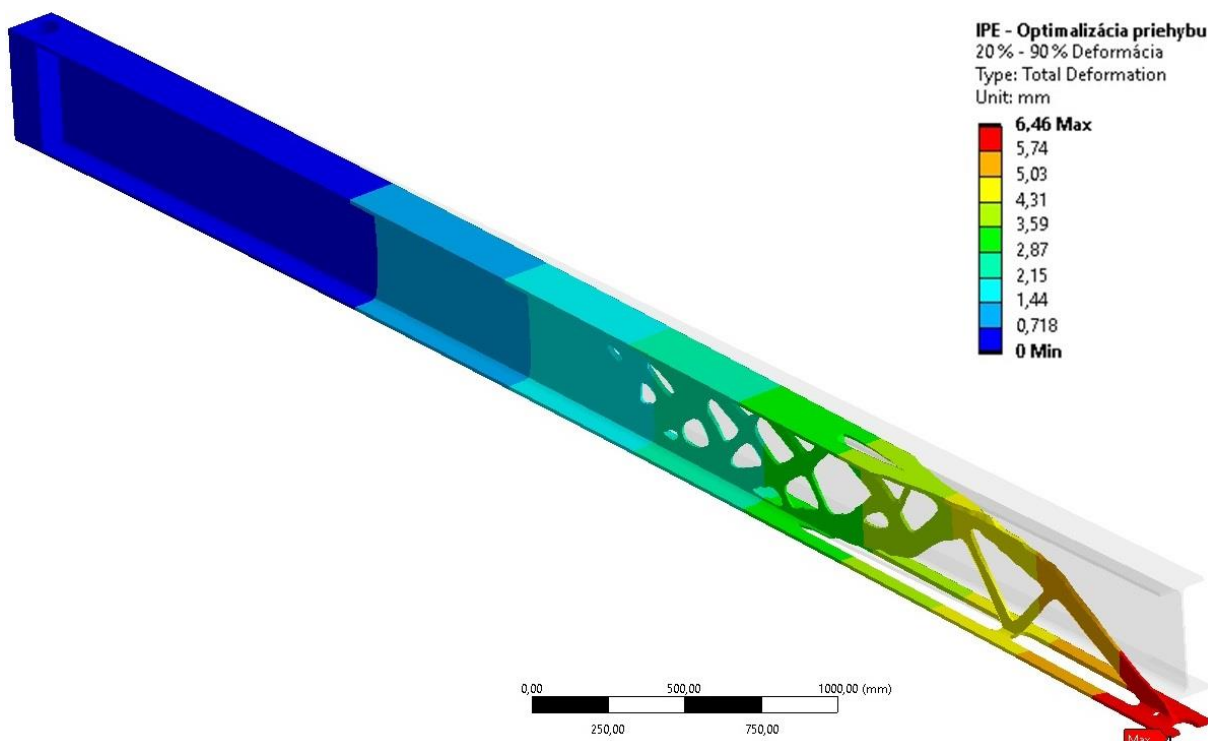
Obr. B 1 Priebek von-Mises napätia v MPa na optimalizovanom výložníku IPE profilu s cieľom optimalizácie priehybu a mierou zachovania materiálu 20% - 60% pôvodnej hmotnosti



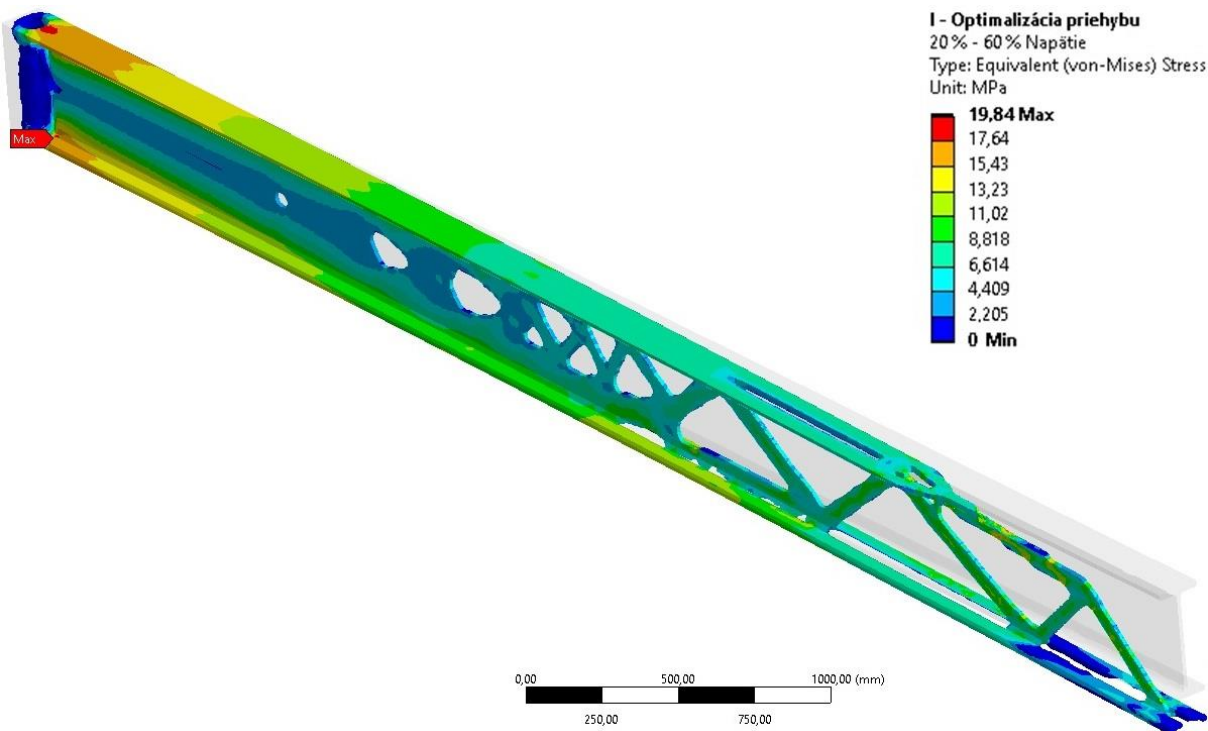
Obr. B 2 Priebek deformácie v mm na optimalizovanom výložníku IPE profilu s cieľom optimalizácie priehybu a mierou zachovania materiálu 20% - 60% pôvodnej hmotnosti



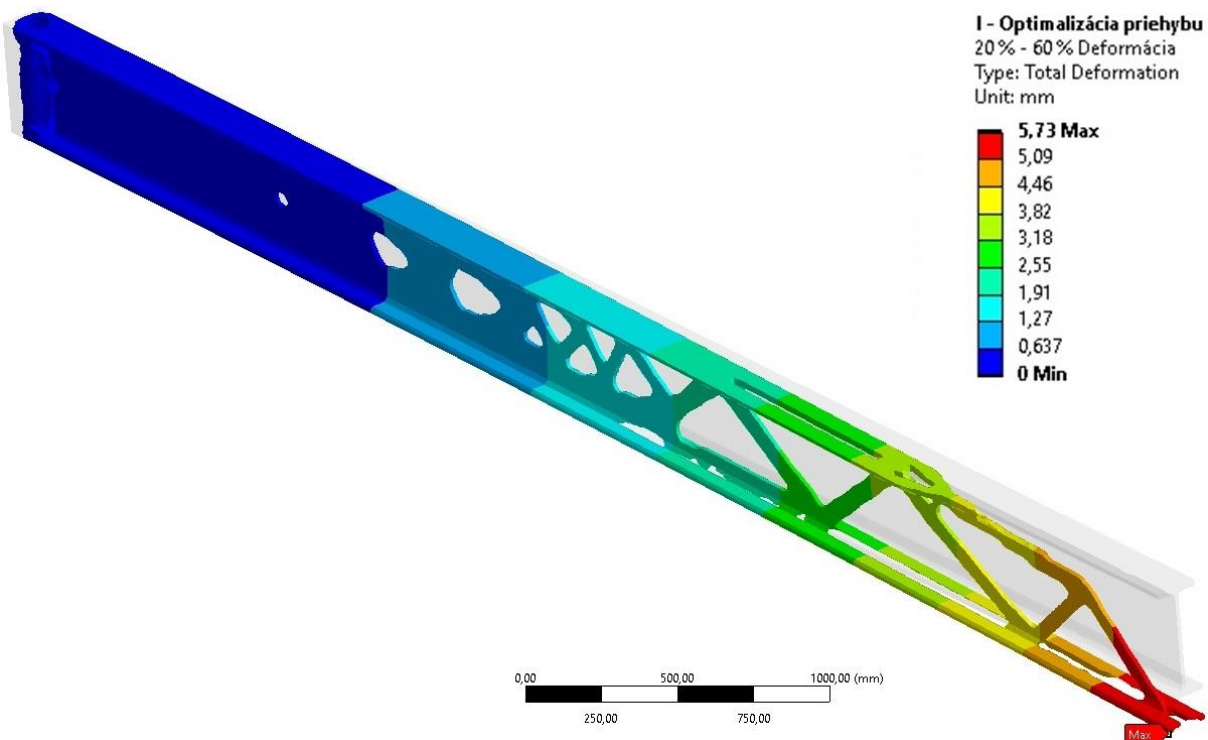
Obr. B 3 Priebeh von-Mises napätia v MPa na optimalizovanom výložníku IPE profilu s cieľom optimalizácie priehybu a mierou zachovania materiálu 20 % - 90 % pôvodnej hmotnosti



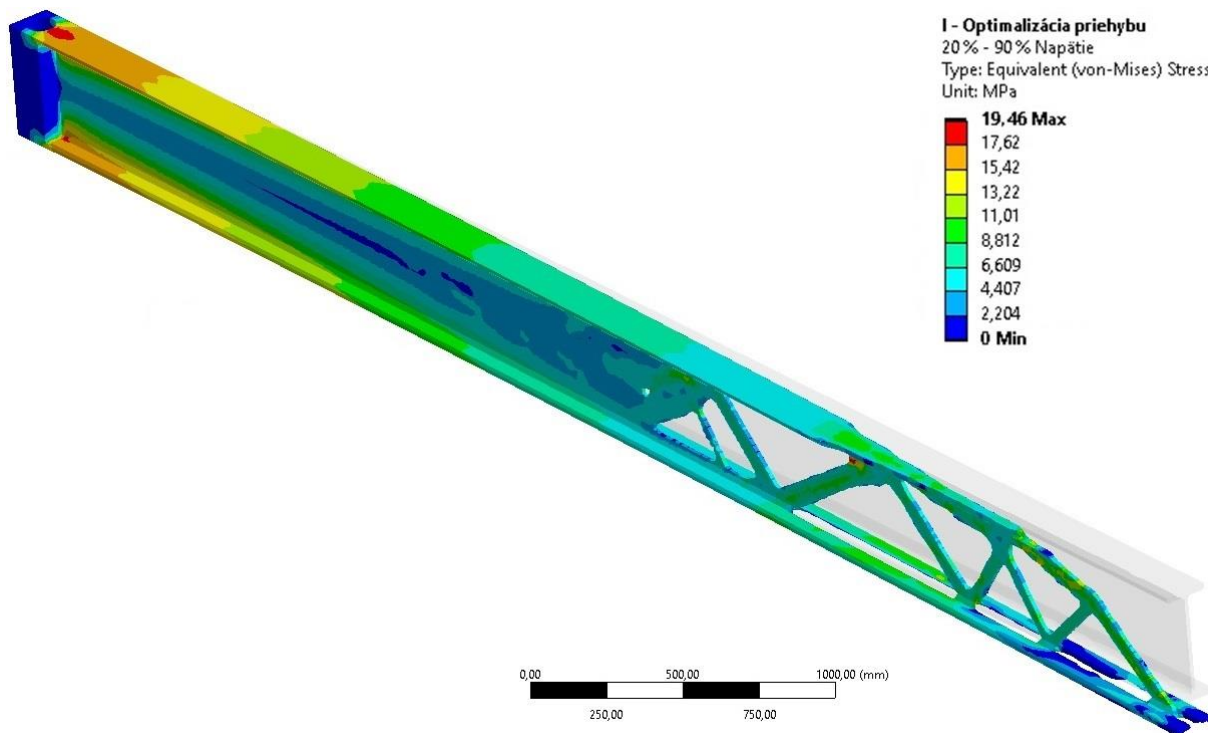
Obr. B 4 Priebeh deformácie v mm na optimalizovanom výložníku IPE profilu s cieľom optimalizácie priehybu a mierou zachovania materiálu 20 % - 90 % pôvodnej hmotnosti



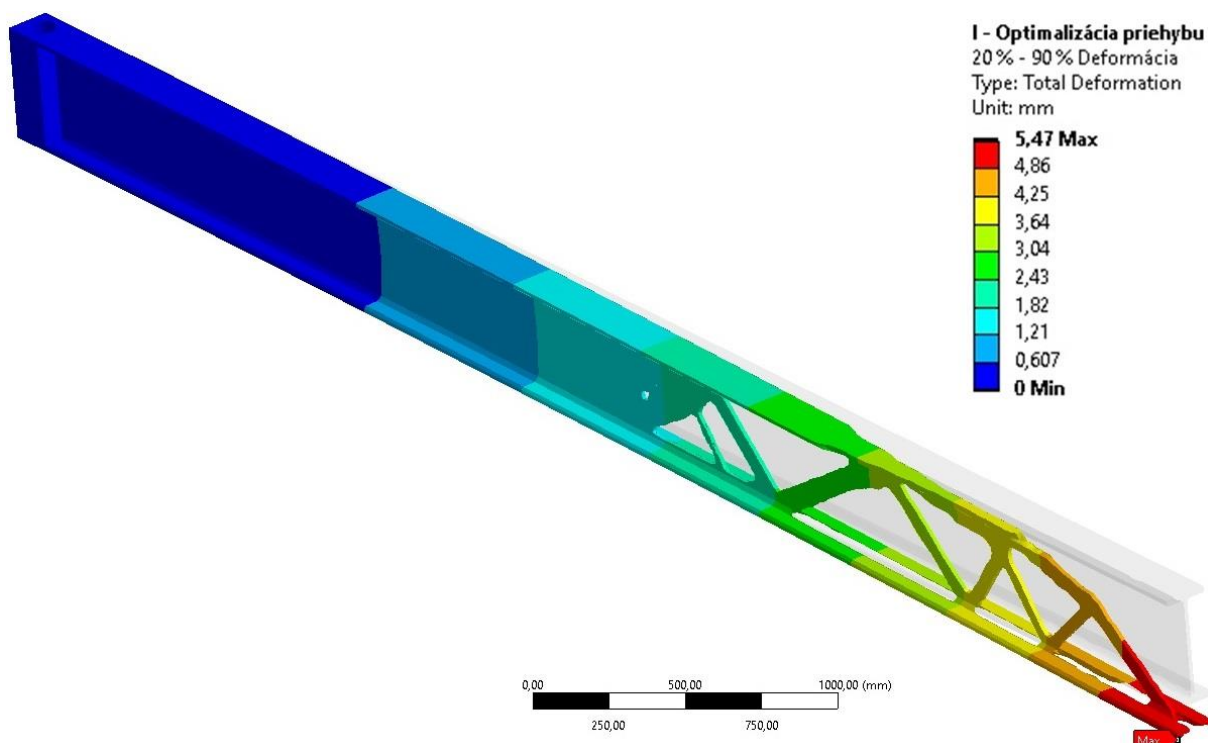
Obr. B 5 Priebeh von-Mises napätia v MPa na optimalizovanom výložníku I profilu s cieľom optimalizácie priebybu a mierou zachovania materiálu 20% - 60% pôvodnej hmotnosti



Obr. B 6 Priebeh deformácie v mm na optimalizovanom výložníku I profilu s cieľom optimalizácie priebybu a mierou zachovania materiálu 20% - 60% pôvodnej hmotnosti



Obr. B 7 Priebeh von-Mises napätia v MPa na optimalizovanom výložníku I profilu s cieľom optimalizácie priehybu a mierou zachovania materiálu 20 % - 90 % pôvodnej hmotnosti



Obr. B 8 Priebeh deformácie v mm na optimalizovanom výložníku I profilu s cieľom optimalizácie priehybu a mierou zachovania materiálu 20 % - 90 % pôvodnej hmotnosti